


ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

на тему Моделювання систем підресорювання колісного транспортного засобу

Шифр: ДРМТВАТАМ 24.20144.000. ПЗ

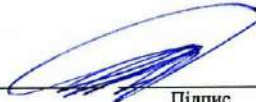
Галузь знань	<u>13 – Механічна інженерія</u> Шифр і назва галузі знань
Спеціальність	<u>132 – Матеріалознавство</u> Шифр і назва спеціальності
Рівень вищої освіти	<u>Перший бакалаврський</u> Рівень вищої освіти
Освітньо-професійна програма	<u>Відновлення та технічний сервіс автомобілів</u> Назва освітньої програми

Виконав: студент 4 курсу, група МТВА-20-1  Андрій ПОДВОРНИЙ
Курс, група виконавця Підпис Ім'я, прізвище

Керівник: д.т.н., доцент кафедри ТАМ  Ілона ДРАЧ
Науковий ступінь, посада Підпис Ім'я, прізвище

До захисту допускаю:

зав. кафедри ТАМ, д.т.н., професор


Підпис

Олександр ДИХА
Ім'я, прізвище

4 06 2024 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 – Механічна інженерія
Спеціальність 132 – Матеріалознавство
Освітньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТАМ

(підпис)

д.т.н., професор Олександр ДИХА

Науковий ступінь, ім'я, прізвище

« 20.02 » 2024 року

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Завдання видано студенту

Подворному Андрію Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дипломної роботи бакалавра: «Моделювання систем підресорювання колісного транспортного засобу»

Керівник роботи доцент кафедри ТАМ Драч Ілона Володимирівна

(посада, прізвище, ім'я, по батькові)

2. Затверджено наказом університету від 15 лютого 2024 р. № 8

3. Дата видачі завдання студенту: 20 лютого 2024 р.

4. Строк подання студентом роботи на кафедру: 10 червня 2024 р.

5. Вихідні дані: технічні характеристики ВТЗ АТМР, ОСТ 37.001.291-84 «Автотранспортні засоби. Технічні норми плавності ходу», джерела інформації щодо теми ДРБ.

6. Зміст пояснювальної записки (перелік задач): провести аналіз предметної області, застосувати математичні моделі систем підресорювання колісного транспортного засобу для обґрунтування підходів до удосконалення системи стабілізації колісної автомашини (КМ): синтезу регулятора системи стабілізації, що дозволяє контролювати вертикальне положення кузова (вдосконалення адаптивної підвіски); застосування полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) в системі підресорювання КТЗ.

7. Перелік графічного матеріалу: *графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на слайдах.*

8. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

9. Календарний план виконання дипломної роботи бакалавра:

№	Назва етапів (розділів) дипломної роботи бакалавра	Термін виконання	Примітка
1	<i>Вибір напрямку дослідження та узгодження тематики дипломної роботи бакалавра з керівником</i>	<i>01.02.2024</i>	<i>виконано</i>
2	<i>Ознайомлення з предметною областю, формулювання мети та задач дослідження, визначення об'єкта та предмета дослідження</i>	<i>30.02.2024</i>	<i>виконано</i>
3	<i>Робота над розділом 1 – Характеристика предметної області та постановка задачі</i>	<i>30.02.2024</i>	<i>виконано</i>
4	<i>Робота над розділом 2 – Динаміка системи підресорювання колісних машин і методи її покращення</i>	<i>30.03.2024</i>	<i>виконано</i>
5	<i>Робота над розділом 3 – Визначення шляхів покращення систем стабілізації КТЗ, які дозволять забезпечити найбільш повне виконання вимог до них</i>	<i>30.04.2024</i>	<i>виконано</i>
6	<i>Оформлення пояснювальної записки згідно вимог</i>	<i>30.05.2024</i>	<i>виконано</i>

Виконавець: студент 4 курсу, група МТВА-20-1  Андрій ПОДВОРН
Курс, група виконавця Підпис Ім'я, прізвище

Керівник: д.т.н., доцент кафедри ТАМ  Ілона ДРАЧ
Науковий ступінь, посада Підпис Ім'я, прізвище

РЕФЕРАТ

Тема дипломної роботи бакалавра: Моделювання систем підресорювання колісного транспортного засобу

Виконавець дипломної роботи бакалавра: студент групи МТВА-20-1
Подворний Андрій Юрійович

Керівник дипломної роботи бакалавра: д.т.н., доцент кафедри ТАМ
Драч Ілона Володимирівна

Дипломна робота бакалавра містить:

Пояснювальна записка				Кількість додатків
Сторінок	Рисунків	Таблиць	Джерел інформації	
58	22	6	26	1

Мета дипломної роботи полягає в розробці математичної моделі системи підресорювання колісного транспортного засобу для визначення шляхів покращення її, які дозволять забезпечити найбільш повне виконання вимог до систем стабілізації.

Для досягнення поставленої мети визначені такі завдання дослідження:

- розглянути динаміку системи підресорювання колісних машин і методи її покращення;
- проаналізувати застосування ПКМ в пружних і пружно-депфувальних елементах систем підресорювання КМ пасивного типу;
- проаналізувати можливість синтезу регулятора системи стабілізації КТЗ активного типу.

Результати дослідження сприятимуть усуненню впливу періодичних коливань, наявність яких зумовлена профілем місцевості та безпосередньому забезпеченню комфорту пасажирів транспортного засобу.

Отримані знання стануть підґрунтям для подальшого удосконалення систем стабілізації КМ.

Ключові слова: КОМПОЗИЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ В ПАСИВНИХ СИСТЕМАХ ПІДРЕСОЮВАННЯ, СИСТЕМА ПІДРЕСОЮВАННЯ, КОЛІСНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ВСЮДИХІДНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ.

ЗМІСТ

Перелік скорочень	6
Вступ.....	7
1 Характеристика предметної області та постановка задачі.....	11
1.1 Аналіз предметної області	11
1.2 Основні поняття процесу моделювання та проектування технічних об'єктів	13
1.3 Мета і задачі дослідження	16
2 Динаміка системи підресорювання колісних машин і методи її покращення	17
2.1 Аналіз досліджень динаміки КМ	17
2.2 Метод зосереджених мас у формуванні математичної моделі системи підресорювання КМ	22
2.3 Якісний аналіз математичної моделі	23
2.4 Аналіз динаміки систем підресорювання колісних машин	26
2.5 Визначення оптимальної міри демпфування КМ	31
2.6 Висновки до розділу 2	42
3 Визначення шляхів покращення систем стабілізації КТЗ, які дозволять забезпечити найбільш повне виконання вимог до них	43
3.1 Аналіз застосування ПКМ в пружних та пружно-демпфувальних елементах систем пасивного підресорювання КМ	43

ДРМТВАТАМ 24.20144.000 ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат
		Подворний		
		Драч		
		Костюк		
		Бабак		
		Диха		
Моделювання систем підресорювання колісного транспортного засобу				
		Літ.	Арк.	Акрюшіє
			4	58
ХНУ група МТВА 20-1				

3.2 Аналіз можливості синтезу регулятора системи стабілізації КТЗ активного типу	49
3.3 Висновки до розділу 3	52
Висновки.....	53
Перелік посилань	55
Додаток.....	58

Перелік скорочень

Скорочення, термін,
позначення

Пояснення

КМ	Колісна автомашина
КТЗ	Колісно-транспортний засіб
ПКМ	Полімерні композиційні матеріали
АЧХ	Амплітудно-частотні характеристики
ВТЗ	Всюдихідний транспортний засіб
ДРБ	Дипломна робота бакалавра

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Дипломна робота бакалавра присвячена застосуванню математичної моделі системи підресорювання колісного транспортного засобу для визначення шляхів покращення її, які дозволять забезпечити найбільш повне виконання вимог до систем стабілізації.

Актуальність.

Рух колісних транспортних засобів зазвичай супроводжується вібраціями та трясками, які є періодичними коливаннями деякої частоти та амплітуди. Ці збурення створюють негативний вплив на роботу транспортного засобу, на водія і на пасажирів, що в ньому знаходяться. Для зменшення впливу цих коливань і забезпечення комфортності руху розробляються різні системи стабілізації, які забезпечують контроль вертикального положення кузова автомобіля, зменшують амплітуду і частоту коливань. Такі системи забезпечують рівномірний розподіл динамічних навантажень на опорні елементи та вузли транспортного засобу під час руху, що збільшує їх термін служби.

Усі існуючі системи підресорювання автомобіля можна поділити на два типи: пасивні та активні. Пасивні системи підресорювання зазвичай складаються з демпфувальних і/або пружних елементів, параметри яких (пружність і демпфувальність) не змінюються. Найбільш поширені пружні елементи – це пружини, гідроциліндри, пневмоциліндри та листові ресори (зазвичай встановлюються на вантажні автомобілі). Найбільш поширений демпфувальний елемент – циліндр з поршнем, в якому є спеціальні отвори, через які протікає рідина або газ при переміщенні поршня, створюючи при цьому в'язке тертя. У найбільш просунутих пасивних системах підресорювання використовується сукупність елементів демпфувального (поршень) і пружного (пружина). Така система забезпечує досить хороший ступінь стабілізації вертикального положення платформи транспортного засобу за відносної

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

простоти. Проте, оскільки параметри пасивних елементів не змінюються, існує ймовірність того, що система стабілізації при русі транспортного засобу по нерівній поверхні потрапить в резонанс і відбудеться її руйнування або прискорений знос [1].

Сутність активних систем підресорювання полягає в тому, що відбувається зміна характеристик пружного та демпфувального елемента в залежності від зміни зовнішніх впливів. При регулюванні здатності демпфування амортизатора реалізуються два підходи: використання електромагнітних клапанів в амортизаторній стійці і застосування спеціальної магнітно-реологічної рідини для наповнення амортизатора [2].

Вид активної підвіски, в конструкції якої використовуються амортизатори з регульованим ступенем демпфування, має власну назву – адаптивна підвіска.

Яскравими прикладами існуючих адаптивних підвісок є: Adaptive Chassis Control, DCC (Volkswagen); Adaptive Damping System, ADS (Mercedes-Benz); Adaptive Variable Suspension, AVS (Toyota); Continuous Damping Control, CDS (Opel); Electronic Damper Control, EDC (BMW) [3].

Зміну характеристики пружного елемента можна здійснити шляхом збільшення жорсткості робочої пружини, яка змінюється за допомогою гідроприводу, що нагнітає масло в стійку амортизатора під високим тиском (цей метод використовується в підвісці Active Body Control, ABC від Mercedes-Benz).

Існуючі системи стабілізації вертикального положення підвіски транспортних засобів вже досягли добрих результатів. Відмінними прикладами є: Airmatic Dual Control і Active Body Control від Mercedes-Benz, Adaptive Chassis Control від Volkswagen, Continuous Damping Control від Opel, тощо [3].

У роботі обґрунтовано два підходи до удосконалення системи стабілізації колісної автомашини (КМ): синтез регулятора системи стабілізації, що дозволяє контролювати вертикальне положення кузова (вдосконалення адаптивної підвіски); застосування полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) в системі підресорювання КТЗ.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для удосконалення системи стабілізації необхідним є математичний опис об'єкта керування. В нашому випадку таким об'єктом керування є кузов автомобіля, зміну положення якого слід вимірювати за допомогою системи датчиків і передавати отриману інформацію в систему керування (регулятора системи стабілізації).

Відповідно до поставленого завдання покращення системи стабілізації можна виділити такі етапи дослідження:

- аналіз існуючих систем активного і пасивного підресорювання;
- розробка математичної моделі (зокрема, як операторно-структурної схеми для опису об'єкта керування в задачі синтезу регулятора системи стабілізації);
- аналіз побудованої моделі;
- визначення діапазонів зміни параметрів пружного елемента;
- визначення можливості синтезу регулятора системи стабілізації;
- визначення умов застосування ПКМ у складі систем підресорювання КМ в якості пружних і направляючих пристроїв;
- аналіз результатів моделювання.

Результати дослідження сприятимуть усуненню впливу періодичних коливань, наявність яких зумовлена профілем місцевості та безпосередньому забезпеченню комфорту пасажирів транспортного засобу.

Отримані знання стануть підґрунтям для подальшого удосконалення систем стабілізації КМ.

Мета і завдання дипломної роботи бакалавра. Мета дипломної роботи полягає в застосуванні математичної моделі системи підресорювання колісного транспортного засобу для визначення шляхів покращення її, які дозволять забезпечити найбільш повне виконання вимог до систем стабілізації.

Для досягнення поставленої мети визначені такі завдання дослідження:

- розглянути динаміку системи підресорювання колісних машин і методи її покращення;

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– проаналізувати застосування ПКМ в пружних і пружно-депфувальних елементах систем підресорювання КМ пасивного типу;

– проаналізувати можливість синтезу регулятора системи стабілізації КТЗ активного типу.

Об’єкт дослідження – системи підресорювання КМ.

Предмет дослідження – динамічна модель системи підресорювання колісних машин.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						10
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1 Характеристика предметної області та постановка задачі

1.1 Аналіз предметної області

Системою підресорювання (підвіскою) називають сукупність пристроїв, що забезпечують пружний зв'язок між несучою системою і мостами або колесами і призначених для зниження інтенсивності вібрацій і динамічних навантажень, які діють на людину, вантаж, що перевозиться, і елементи конструкції колісного автомобіля (КМ) при його русі по нерівній поверхні дороги. Підвіска здійснює передачу всіх сил і моментів, які діють з боку колеса, на несучу систему і дозволяє регулювати положення кузова в залежності від статичного навантаження. При використанні в якості віброізоляції кузова автомобіля регульованої системи підресорювання зв'язок між несучою системою і колесами може бути як пружним, так і жорстким. Підвіска складається з направляючого, пружного і демпфувального пристроїв [1].

Направляючий пристрій частково або повністю сприймає сили і моменти, що діють на колеса, і визначає характер їх переміщень відносно несучої системи. Пружний пристрій передає в основному вертикальні сили, які діють з боку коліс на несучу систему. Для зменшення поперечного нахилу кузова застосовують додатковий пружний пристрій – стабілізатор поперечної стійкості. Демпфувальний пристрій забезпечує необхідне затухання коливань кузова і коліс [1].

Пружний і демпфувальний пристрої підвіски практично повністю забезпечують віброізоляцію кузова автомашини, а також зниження динамічних навантажень, які діють на її елементи.

Підвіски класифікують в основному за типом кінематичної схеми направляючого пристрою, пружного і демпфувального елементів. Кінематична схема направляючого пристрою визначає характер зв'язку окремих коліс між собою і несучою системою автомобіля [4].

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підвіски поділяють на залежні і незалежні. Залежні підвіски бувають з поперечним і повздовжнім зв'язком. При поперечному зв'язку обидва колеса одного мосту встановлені на жорсткій осі. Підвіски з повздовжніми зв'язками називають балансирними [2].

При незалежній підвісці кожне колесо автономно підвішують до несучої системи, що робить незв'язаними переміщення коліс одного мосту або борту. У випадку застосування незалежної підвіски найкращим чином сполучаються кінематичні схеми підвіски і приводу рульового керування, забезпечується стійкість руху автомобіля при великих швидкостях, висока плавність ходу при відносно малих розмірах пружного елемента, а також зменшується маса невіднесених частин КМ.

Пружні елементи бувають металічними, пневматичними, пневмогідрравлічними, гумовими і комбінованими. До металічних пружних елементів належать листові ресори, спіральні пружини (циліндричні і конічні), торсіони. Перспективним є використання в підвісках КМ пневматичних і пневмогідрравлічних пружних елементів. У пневмогідрравлічних елементах, як і в пневматичних, робочим тілом є газ, а сили, які діють з боку колеса, передаються стиснутому газу через рідину. Гумові пружні елементи широко застосовуються як допоміжні (коректувальні і обмежувальні) і установочні деталі, які сприяють зниженню вібрації [2].

Демфувальні елементи (амортизатори) в залежності від використовуваного робочого тіла поділяються на гідравлічні, пневматичні і фрикційні. У підвісках колісних машин переважно застосовуються гідравлічні амортизатори, в яких використовуються в'язкі рідини, що спливають через обмежений перетин – калібрувальний отвір або зазор [2].

Основні вимоги при проектуванні систем підресорювання КАМ [1]:

- забезпечення плавності ходу, зниження динамічних навантажень на елементи конструкції і опорну поверхню в заданому частотному діапазоні;
- підвищення стійкості та керованості;

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- забезпечення надійності системи підресорювання.

Проектування системи підресорювання КМ, незалежно від типу кінематичної схеми направляючого пристрою, пружного і демпфувального елементів, доцільно проводити у визначеному порядку, який дозволяє забезпечувати найбільш повне виконання вказаних вимог (рис. 1.1 [1]).

Умовно процес проектування системи підресорювання можна розбити на три послідовні етапи [5]:

- 1) вибір основних параметрів;
- 2) визначення навантажувальних характеристик;
- 3) розрахунок конструктивних параметрів.

Усі етапи реалізуються через моделювання системи підресорювання КМ.

1.2 Основні поняття процесу моделювання та проектування технічних об'єктів

Основними поняттями процесу моделювання та проектування технічних об'єктів є "об'єкт моделювання", "модель", "моделювання".

Об'єкт моделювання – виділена за певними правилами частина навколишнього світу з метою вивчення.

Моделювання – процес заміщення об'єкта моделювання деякою його моделлю та проведення досліджень на отриманій моделі [6].

Модель – фізичний або абстрактний образ об'єкта, що моделюється, зручний для проведення досліджень і дозволяє адекватно відображати фізичні властивості і характеристики об'єкта [6].

Розрізняють фізичне (предметне) та математичне (абстрактне) моделювання.

У ході фізичного моделювання виготовляється макетний або дослідний зразок технічного об'єкта та проводяться його випробування щодо визначення

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

вихідних параметрів, характеристик та ступеня надійності. Основний недолік такого методу – великі часові та матеріальні затрати.

Математичне моделювання – універсальний метод абстрактного моделювання, що дозволяє за допомогою математичних символів та залежностей описати роботу; визначити вихідні характеристики, показники ефективності та якості, оптимальну структуру та параметри об'єкта моделювання. Математичне моделювання, на відміну від фізичного, характеризується відсутністю матеріаломісткості, малими обсягами випробувань та доводжуваних робіт [6].

Таким чином, математична модель – це сукупність математичних об'єктів та відношень між ними, що адекватно відображає фізичні властивості створюваного об'єкта, а процес формування математичної моделі та використання її для аналізу та синтезу називається математичним моделюванням. Як сукупність математичних об'єктів і відношень, тобто в якості математичної моделі можуть виступати системи диференціальних рівнянь (звичайних або в частинних похідних), системи алгебраїчних рівнянь, прості алгебраїчні вирази, матриці, тощо.

Слід зазначити, що математичне моделювання один із основних компонентів системи проектування загалом і нерозривно пов'язані з технологією цього процесу, який, своєю чергою, передбачає виконання взаємозалежних процедур аналізу та синтезу [6].

Аналіз технічного об'єкта – вивчення вихідних характеристик об'єкта із заданими конструктивними (внутрішніми) параметрами і структурою.

Синтез технічного об'єкта – визначення конструктивних (внутрішніх) параметрів та структури об'єкта, що забезпечують задані вихідні характеристики та алгоритм функціонування системи.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Схема визначення параметрів пристроїв системи підресорювання [1]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

1.3 Мета і задачі дослідження

Сучасні умови створення конкурентоспроможної технічної продукції характеризуються скороченням термінів її створення при підвищенні якості та, як наслідок, скороченням термінів та якості виконання проектно-конструкторських робіт. Їх виконання, у свою чергу, безпосередньо забезпечується застосуванням нових технологій проектування, що базуються на сучасному апараті математичного моделювання.

Математичне моделювання процесів, що відбуваються у вузлах, агрегатах та системах мобільних та технологічних машин, використовується в процесі автоматизованого проектування відносно давно. Однак сьогодні, у зв'язку з широкою доступністю комп'ютерно-інформаційних технологій, можна істотно підвищити адекватність і універсальність математичних моделей, що розробляються завдяки більш детальному опису процесів і, як наслідок, швидко і якісно визначити такі необхідні в загальному процесі проектування структури і внутрішні параметри системи, що розробляється.

Актуальність завдань розробки та використання математичних моделей у процесах дослідження, удосконалення та проектування мобільних та технологічних машин призвела до вибору теми цього дослідження, метою якого є вивчення методів побудови та аналізу математичних моделей системи підресорювання колісного транспортного засобу для визначення шляхів удосконалення її.

Для досягнення поставленої мети визначені такі завдання дослідження:

- проаналізувати динаміку системи підресорювання колісних машин і методи її покращення;
- проаналізувати застосування ПКМ в пружних і пружно-депфувальних елементах систем підресорювання КМ пасивного типу;
- проаналізувати можливість синтезу регулятора системи стабілізації КТЗ активного типу.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Динаміка системи підресорювання колісних машин і методи її покращення

2.1 Аналіз досліджень динаміки КМ

Роботи, присвячені розвитку математичних моделей руху автомобіля, залежно від завдань, поставлених у цих роботах, можна поділити на дві групи.

У першій групі робіт ([7, 8]) ставиться завдання проектування конструкції автомобіля та знаходження «відгуку» параметрів руху на зміну конструктивних параметрів у процесі проектування. Математичні моделі цього класу відрізняються високим ступенем адекватності та складності, а реалізація таких моделей на ЕОМ потребує великих обчислювальних ресурсів.

Наслідком цього є те, що ці моделі є «повільними» і здебільшого не можуть функціонувати як реальний час.

Друга, менш численна група робіт, присвячена математичному опису руху у реальному масштабі часу. До цієї групи належить робота [4]. Зупинимося на змісті згаданих робіт докладніше.

У роботі [7] наведено основні результати моделювання на ЕОМ динаміки легкового автомобіля, проведеного у рамках вирішення проблеми конструювання машини. Обговорюються конструктивні параметри, що вводяться в модель, та припущення (обмеження), що використовуються для формування пружно-масової моделі.

При моделюванні автомобіль розглядався як п'ятимасова система – кузов та чотири колеса. Кузов вважався абсолютно твердим тілом. Враховано гіроскопічний момент і моменти інерції коліс. Ця математична модель застосовна для всіх основних режимів руху, включаючи гальмування двигуном та переїзд нерівностей. Власне рівняння руху на роботі не наведено, що ускладнює використання її результатів у задачі математичного моделювання.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У роботі [4] побудовано математичну модель руху легкового автомобіля та виконано її реалізацію у вигляді програмного продукту на ПЕОМ. Особливу увагу приділено опису вирішення практичних питань, пов'язаних із реалізацією методу скінчених різниць для вирішення диференціальних рівнянь руху. Описано прийом відновлення тривимірної поверхні дороги при обчисленнях реального часу. Перевірено функціонування програмного продукту в реальному часі. Створено систему зміни кадру візуального положення автомобіля через кожні 50 мс, що забезпечує спостереження маневрування, кренів, заметів та поворотів.

Автомобіль розглядався як пружно-масова система у вигляді підресорного твердого тіла, що має задану масу і момент інерції. Переміщення та швидкість автомобіля мають по шість компонент (два тривимірні вектори – лінійні та кутові складові). При побудові динамічної моделі використовується ряд спрощуючих припущень. Передбачається, зокрема, що всі колеса мають незалежну підвіску і масу рівну нулю. Це призводить до того, що у системи залишається шість ступенів свободи (координати центру мас та орієнтація автомобіля). Далі передбачалося, що автомобіль не схильний до деформацій, що виникають, наприклад, при переїзді через перешкоди, тобто хід підвісок не зміщується щодо центру мас. Ще одне спрощення – радіус коліс приймається рівним нулю, тобто колесо стягується в точку на кінці пружини підвіски. Це, наприклад, спрощує обчислення координат точок торкання коліс та поверхні дороги.

Система диференціальних рівнянь, що описує пружно-масову модель автомобіля, характеризується наявністю степеневих нелінійностей та параметрів, значення яких визначаються властивостями дорожнього покриття та рельєфом дороги під колесом.

Вона дозволяє враховувати можливість відриву коліс від ґрунту, вертикальні обмеження ходу підвісок та отримувати параметри курсового руху

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

з достатньою для практичних цілей точністю. Разом з тим, наведена математична модель є спрощеною.

Результати розробок, пов'язаних із вирішенням проблеми математичного моделювання руху автомобіля, досить повно представлені у вітчизняній літературі.

Наприклад, у роботі [9] докладно розглянуто різні підходи до формування математичної моделі руху автомобіля у різних режимах експлуатації. Наведено закони руху колісної машини як механічної системи. Досліджено залежності, які характеризують ці закони.

У роботі [10] представлена нелінійна динамічна модель автомобіля у вигляді пружно-масової системи з 94 ступенями свободи. У моделі враховуються передня та задня підвіски, система кермового керування, колеса, шини, а також параметри інерції кузова. Враховано всі основні джерела демпфування, жорсткості вузлів разом із їх нелінійними характеристиками. Наведено результати моделювання повороту автомобіля під час об'їзду перешкоди.

Однак щодо повноти математичного опису основних режимів руху роботи [7, 8] не задовольняють вимогу можливості використання математичного апарату для опису основних режимів експлуатації автомобіля.

У монографії [11] розглянуто коливання автомобіля при гальмуванні та описано вплив коливань системи на стійкість та керованість курсового поступального руху. Наведено математичну модель коливань автомобіля на рівній та нерівній дорогах. Пропонована модель передбачає можливість аналізу умов виникнення коливань при випадкових, статистично визначених зовнішніх впливах нерівностей дороги та параметрах гальмування. У цілому робота [11] відбиває дослідження лише часткового режиму руху.

Найбільш повно результати математичного моделювання руху автомобіля представлені в роботах [12], [13] та [14].

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У роботі [12] запропоновано плоску, непросторову пружно-масову модель автомобіля. Її аналіз відображає динаміку прямолінійного руху легкового автомобіля класичного компонування з одним провідним заднім мостом і ресорною підвіскою. Модель враховує інерційні властивості кузова, дисків коліс, деталей трансмісії, що обертаються, пружність ресор, пружність шин. Вона дозволяє визначити параметри поздовжнього та вертикального поступального руху, а також кутові переміщення кузова щодо центру мас у вертикальній площині. Практична цінність цієї роботи полягає в тому, що в ній розрахунковим шляхом показано вплив крутильних коливань трансмісії на поздовжньо-кутові коливання маси автомобіля, що поступово рухається. Врахування в моделі пружних якостей трансмісії призвів до підвищення поздовжньо-кутової частоти власних коливань моделі кузова на 26,6%.

Сформована в [12] розрахункова схема набула розвитку у роботі [13] у бік врахування пружних властивостей окремих елементів трансмісії. Тут наведено обґрунтовану методику побудови систем рівнянь динаміки руху автомобіля та вказано два можливі підходи до побудови таких систем стосовно режиму розгону.

Перший підхід заснований на загальних рівняннях аналітичної механіки стосовно великої системи, що розглядається як єдина сукупність взаємозалежних механічних підсистем. Другий – передбачає поєднання в єдину систему окремих, часткових, вже існуючих, і, можливо, розроблених раніше математичних описів об'єкта шляхом застосування методів діакоптики, тобто дослідження великих систем частинами [14].

Ідея діакоптики полягає в тому, що спочатку між підсистемами складної для аналізу загальної (великої) системи встановлюють функціональні взаємні зв'язки. Потім для кожної окремої підсистеми виводять власну систему диференціальних рівнянь. Методи діакоптики визначають способи об'єднання рівнянь окремих підсистем в єдине ціле, що, ймовірно, описує поведінку загальної великої системи.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У роботі [13] зазначено, перший підхід, зазвичай, призводить до дуже громіздких співвідношень. При цьому утруднено аналіз фізичної сутності остаточних результатів.

Другий підхід до моделювання динаміки автомобіля дозволяє в процесі чисельного розв'язання на ЕОМ отримувати та систематизувати вихідні дані для підсистем автомобіля та відбирати для практики найбільш значущі з них.

Автори роботи [13] ввели також принцип багатоструктурності для математичної моделі торкання автомобіля з місця. Відповідно до цього принципу різні періоди досліджуваного режиму рух автомобіля описують різними системами диференціальних рівнянь. У роботі запропоновано шістнадцять різних структур рівнянь, що описують динаміку руху колісного транспортного засобу.

Виявлений суттєвий вплив пружно-інерційних властивостей елементів трансмісії на динаміку процесу розгону автомобіля та повнота опису математичної моделі руху роблять перспективним використання математичного апарату роботи [15].

Найбільш повно, докладно та систематично теорія руху автомобіля викладена в [6]. У тому числі досліджено закони курсового руху та методи побудови моделей автомобіля як коливальної пружно-масової системи (розділ 5), моделі кочення колеса з еластичною шиною по нерівних та рівних поверхнях (розділ 4). Докладно досліджено навантаження, що діють на колесо в процесі його кочення, розглянуто явище бокового відведення колеса при гальмуванні. Найбільший практичний інтерес представляє просторова пружно-масова модель автомобіля та отримані на її основі рівняння руху. Врахування великої кількості конструктивних параметрів в пружно-масової моделі, а також можливість застосування виведених рівнянь до будь-яких режимів руху дозволяє використовувати ці рівняння як базовий варіант підсистеми моделювання динаміки легкового автомобіля.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Метод зосереджених мас у формуванні математичної моделі системи підресорювання КМ

Для формування повної математичної моделі технічного об'єкта на основі компонентних і топологічних рівнянь найбільш широке застосування отримав метод зосереджених мас.

Розглянемо двомасову механічну систему, еквівалентну підвісці одного колеса КМ, зображену на рисунку 2.1 [6].

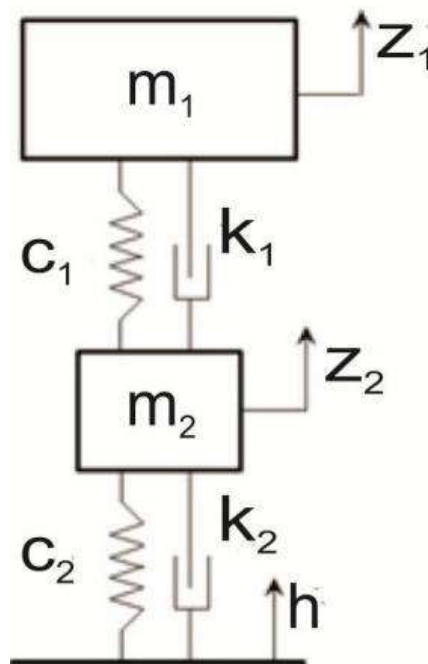


Рисунок 2.1 – Динамічна схема пасивної системи підресорювання [6]

Система неоднорідних диференціальних рівнянь має вигляд [6]:

$$\frac{dz_1}{dt} = \left[\overbrace{c_1(z_2 - z_1)}^{F_{y1}} + \overbrace{k_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)}^{F_{x1}} \right] \frac{1}{m_1},$$

(2.1)

					ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обґрунтувати необхідність спрощення, а також вибрати метод чисельного розв'язання моделі.

Одним із методів якісного аналізу математичної моделі є використання матриці, елементами якої є коефіцієнти системи диференціальних рівнянь.

Оцінімо стійкість двомасової системи пересорювання. В якості початкових даних для розрахунку приймаємо такі значення: $m_1 = 5 \cdot 10^3$ кг, $m_2 = 1 \cdot 10^3$ кг, $c_1 = 1 \cdot 10^6$ Н/м, $c_2 = 2 \cdot 10^6$ Н/м, $k_1 = 30 \cdot 10^3$ Н·с/м, $k_2 = 3,0 \cdot 10^3$ Н·с/м.

Уведемо заміну змінних: $x_1 = v_1 = \dot{z}_1$, $x_2 = v_2 = \dot{z}_2$, $x_3 = F_{y1} = c_1(z_2 - z_1)$, $x_4 = F_{y2} = c_2(h - z_2)$. Перетворимо рівняння (2.1):

$$\frac{dx_1}{dt} = -\frac{k_1}{m_1}x_1 + \frac{k_1}{m_1}x_2 + \frac{1}{m_1}x_3;$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \frac{k_1}{m_2}x_1 - \frac{k_1+k_2}{m_2}x_2 - \frac{1}{m_2}x_3 + \frac{1}{m_2}x_4 + \frac{k_2}{m_2}v_2;$$

$$\frac{dx_3}{dt} = -c_1x_1 + c_1x_2;$$

$$\frac{dx_4}{dt} = -c_2x_2 + c_2v_1.$$

Матриця коефіцієнтів однорідної системи диференціальних рівнянь набуває вигляду:

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & \frac{1}{m_1} & 0 \\ \frac{k_1}{m_2} & -\frac{k_1+k_2}{m_2} & -\frac{1}{m_2} & \frac{1}{m_2} \\ -c_1 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

						Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ	

Характеристичне рівняння системи одержимо, розкриваючи визначник і підставивши задані значення параметрів:

$$\begin{vmatrix} -\frac{k_1}{m_1} - \lambda & \frac{k_1}{m_1} & \frac{1}{m_1} & 0 \\ \frac{k_1}{m_2} & -\frac{k_1 + k_2}{m_2} - \lambda & -\frac{1}{m_2} & \frac{1}{m_2} \\ -c_1 & c_1 & 0 - \lambda & 0 \\ 0 & -c_2 & 0 & 0 - \lambda \end{vmatrix} = 0,$$

$$\lambda^4 + 38\lambda^3 + 3,215 \cdot 10^3 \lambda^2 + 10,6 \cdot 10^3 \lambda + 0,4 \cdot 10^6 = 0. \quad (2.2)$$

Далі, склавши визначник Гурвіца:

$$\Delta = \begin{vmatrix} 38 & 10,6 \cdot 10^3 & 0 & 0 \\ 1 & 3,215 \cdot 10^3 & 0,4 \cdot 10^6 & 0 \\ 0 & 38 & 10,6 \cdot 10^3 & 0 \\ 0 & 0 & 3,215 \cdot 10^3 & 0,4 \cdot 10^6 \end{vmatrix},$$

визначаємо b_0 та діагональні визначники: $b_0 = 1$; $\Delta_1 = 38$; $\Delta_2 = 111,57 \cdot 10^3$; $\Delta_3 = 605,042 \cdot 10^6$; $\Delta_4 = 242,0168 \cdot 10^{12}$.

Отже, усі одержані значення додатні, що свідчить про стійкість системи.

Для більш детального якісного аналізу математичної моделі необхідно знайти корені характеристичного рівняння (2.2), що є власними значеннями λ_j системи.

Розв'язуємо поліном (2.2) 4-го степеня ітераційним методом обчислення (методом Ньютона) і використовуємо при цьому вирази для комплексних чисел, одержимо:

$$\lambda_{1,2} = \alpha_{1,2} \pm i \cdot \beta_{1,2} = -0,9644 \pm i \cdot 11,4823;$$

$$\lambda_{3,4} = \alpha_{3,4} \pm i \cdot \beta_{3,4} = -18,0356 \pm i \cdot 51,8398.$$

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ				

Отже, якісний аналіз математичної моделі за власними значеннями характеристичного рівняння вказує на:

- 1) стійкість системи, оскільки усі дійсні частини значень коренів відємні;
- 2) добру обумовленість системи (система рівнянь вважається добре обумовленою, якщо малі зміни у коефіцієнтах матриці або у правій частині викликають малі зміни у розв'язку), оскільки:

$$\mu = \frac{|\lambda_j|_{\max}}{|\lambda_j|_{\min}} = \frac{\sqrt{\alpha_{3,4}^2 + \beta_{3,4}^2}}{\sqrt{\alpha_{1,2}^2 + \beta_{1,2}^2}} \approx 4,76 < 10^3;$$

- 3) швидко затухаючі коливання перехідного процесу, оскільки

$$\frac{|\beta_{3,4}|}{|\alpha_{3,4}|} \approx 11,9, \quad \frac{|\beta_{1,2}|}{|\alpha_{1,2}|} \approx 2,87.$$

2.4 Аналіз динаміки систем підресорювання колісних машин

Система підресорювання автомобіля і демпфування в ній повинні забезпечити необхідні показники плавності, безпеки руху і стійкості на поворотах. Властивості самої підвіски залежать від різних параметрів та взаємодії окремих деталей, тобто від типу та жорсткості пружних елементів, стабілізаторів, шарнірів важелів, амортизаторів та їх з'єднання, маси безпружинних частин транспортного засобу й особливо від шин.

Відомий кількісний показник раціональної міри демпфування в системі підресорювання, встановлений для широкого класу транспортних засобів у різних дорожніх умовах. На основі статистичної обробки даних про показники демпфірування систем підресорювання коефіцієнт відносного розсіювання

									Арк.
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ				

енергії в підвісці дорожніх машин слід задавати з діапазону 0,2 ... 0,3 [4 - 6, 8, 10, 11].

Проаналізуємо особливості підвіски на шинах наднизького тиску. Для цього розглянемо двомасову механічну систему, еквівалентну підвісці одного колеса КМ, зображену на рисунку 2.1 [6].

Коливання мас системи описуються системою диференціальних рівнянь [11]:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + k_2 \dot{z}_2 + c_2 z_2 + k_1 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_1 (z_2 - z_1) = k_2 \dot{h} + c_2 h, \\ m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 (z_1 - z_2) = 0, \end{cases}$$

де m_1, m_2 – маси підресорених і безпружинних частин, кг,

z_1, z_2 – переміщення підресореної та безпружинної мас, м,

k_1, k_2 – коефіцієнти лінійно-в'язкого тертя в підвісці та шині відповідно, Н · с/м,

c_1, c_2 – коефіцієнти жорсткості підвіски та шини відповідно, Н/м,

h – задане кінематичне збурення, м.

Передавальні функції такої системи за переміщеннями підресореної та непідресорованої мас щодо збурення описуються співвідношеннями [11]:

$$F_{z_2 h}(s) = \frac{z_2(s)}{h(s)} = \frac{(k_2 s + c_1)(m_1 s^2 + k_1 s + c_1)}{\Delta},$$

$$F_{z_1 h}(s) = \frac{z_1(s)}{h(s)} = \frac{(k_2 s + c_1)(k_1 s + c_1)}{\Delta}.$$

де $z_2(s), z_1(s), h(s)$ – перетворення Лапласа змінних $z_2(t), z_1(t), h(t)$ відповідно,

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ				

$$\Delta = m_1 m_2 s^4 + [(k_1 + k_2)m_1 + k_1 m_2] s^3 + [(c_1 + c_2)m_1 + c_1 m_2 + k_1 k_2] s^2 + (c_1 k_2 + c_2 k_1) s + c_1 c_2.$$

Тоді передатна функція щодо прискорень підресореної маси щодо збурення має вигляд [11]:

$$F_{\ddot{z}_1 h}(s) = s^2 F_{z_1 h}(s) = s^2 \cdot \frac{(k_2 s + c_1)(k_1 s + c_1)}{\Delta}.$$

Передатна функція щодо прогину та швидкості прогину підвіски мають вигляд [11]:

$$F_{\Delta z_1 h}(s) = F_{z_2 h}(s) - F_{z_1 h}(s) = \frac{m_1 s^2 (k_2 s + c_1)}{\Delta},$$

$$F_{\Delta \dot{z}_1 h}(s) = s \cdot (F_{z_2 h}(s) - F_{z_1 h}(s)) = \frac{m_1 s^3 (k_2 s + c_1)}{\Delta}.$$

Амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) системи для віброприскорень підресореної маси, прогину та швидкості прогину підвіски описуються співвідношеннями [11]:

$$H_{\ddot{z}_1 h}(\omega) = |F_{\ddot{z}_1 h}(i\omega)|, \quad H_{\Delta z h}(\omega) = |F_{\Delta z h}(i\omega)|, \quad H_{\Delta \dot{z} h}(\omega) = |F_{\Delta \dot{z} h}(i\omega)|$$

Середньоквадратичні відхилення прискорення підресореної маси визначається співвідношенням [11]:

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$\sigma_{\ddot{z}_1} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} |F_{\ddot{z}_1 h}(\omega)|^2 \cdot G_h(\omega) d\omega}, \quad (2.3)$$

де $G_h(\omega)$ – спектральна щільність збурення.

Задавшись попередньо жорсткістю підвіски, змінюємо жорсткість шини і коефіцієнт лінійно-в'язкого демпфування в підвісці. Варіюючи навантажувальні режими від дорожньої поверхні, отримуємо за формулою (2.3) поверхні, зображені на рисунках 2.2, 2.3, 2.4.

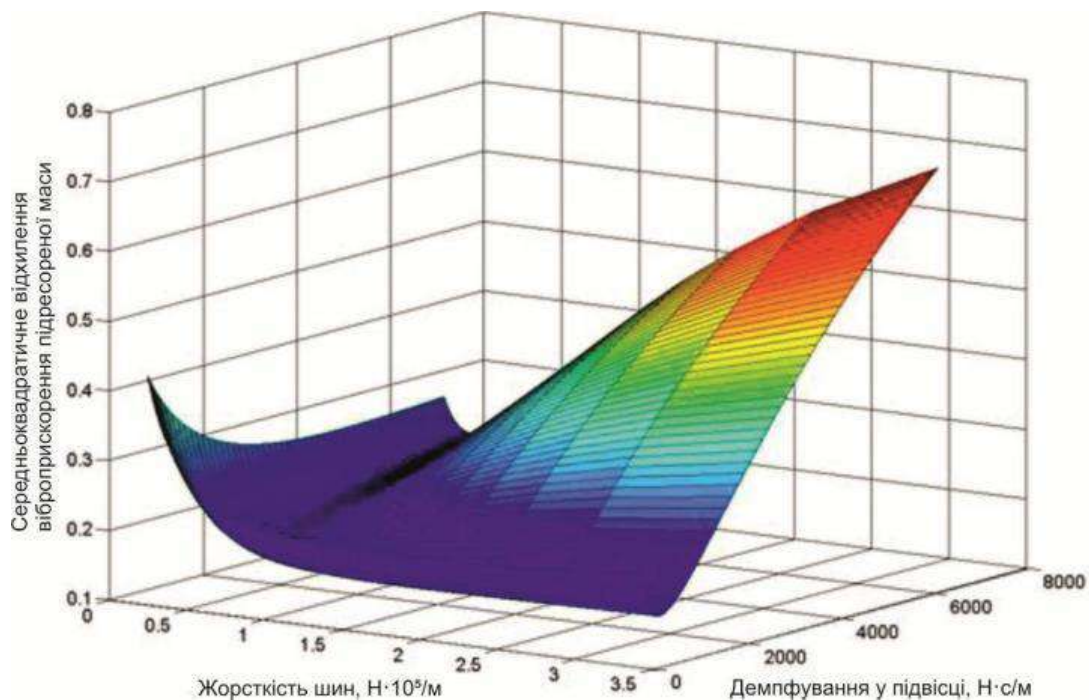


Рисунок 2.2 – Поверхня середньоквадратичних відхилень віброприскорень підресореної маси під час руху асфальтобетонним покриттям на шинах різної жорсткості

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

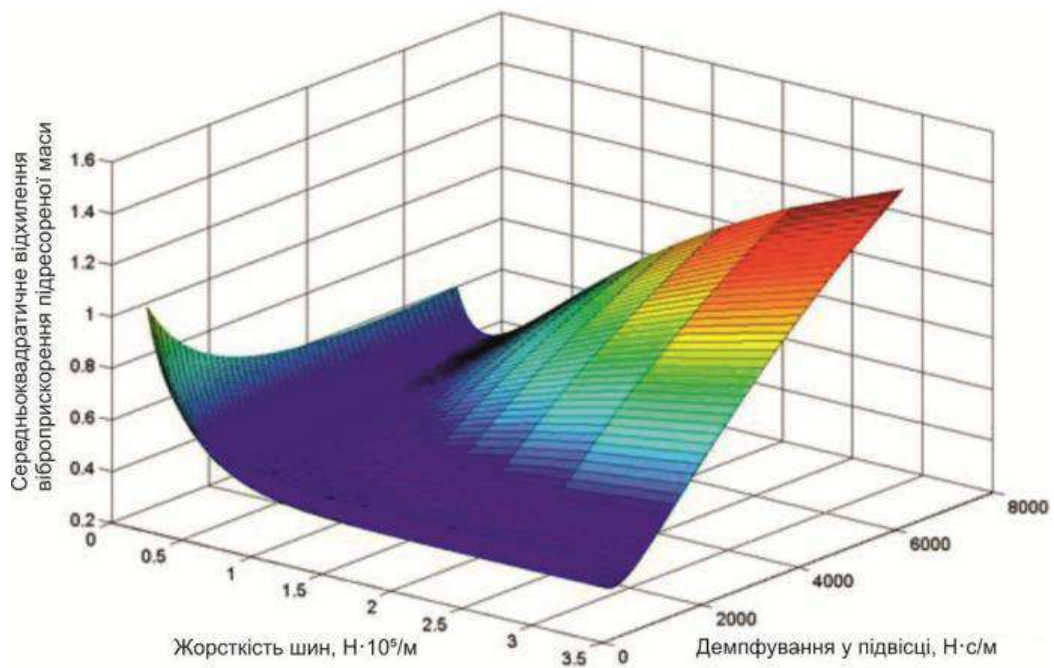


Рисунок 2.3 – Поверхня середньоквадратичних відхилень віброприскорень підресореної маси під час руху по ґрунтовій дорожній поверхні на шинах різної жорсткості

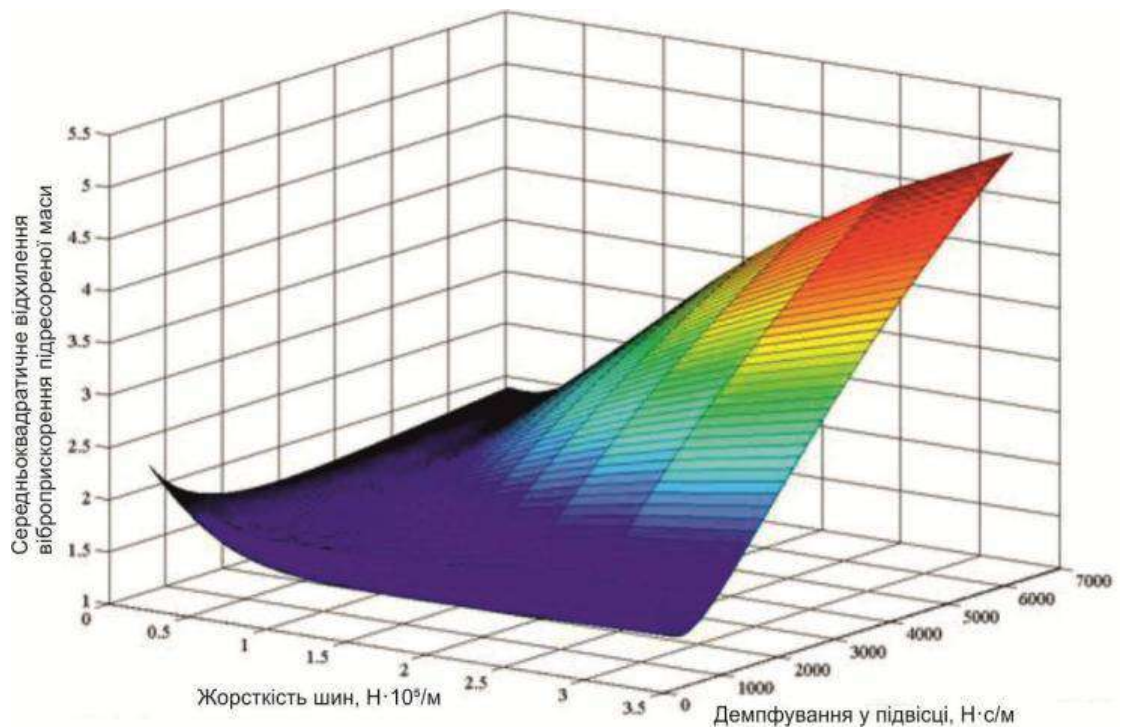


Рисунок 2.4 – Поверхня середньоквадратичних відхилень віброприскорень підресореної маси під час руху ґрунтовою дорогою на шинах різної жорсткості

Аналіз графіків показує, що за рахунок використання м'яких шин можна досягти зниження прискорень підресореної маси. Однак надто м'які шини погіршують показники плавності ходу. Чим більш навантажений режим, тим менший цей вплив. Крім того, введення в конструкцію великого показника демпфування може істотно погіршити плавність ходу КМ.

Таким чином, виникають передумови відмовитися від гідравлічного амортизатора на користь зниження маси конструкції і використовувати гістерезисне демпфування в підвісці. Для оцінки правомірності такого переходу потрібно оцінити для кожного конкретного транспортного засобу оптимальну міру демпфування.

2.5 Визначення оптимальної міри демпфування КМ

Розглянемо моделювання системи підресорювання колісного транспортного засобу на прикладі конструкції автомобіля АТМР (All Terrain Mobility Platform – «всюдихідна мобільна платформа») – тривісного транспортного засобу-амфібії, призначеного для транспортування до 10 осіб або 1600 кг вантажу (рис.2.5). АТМР створений фірмою Supacat Ltd в 1982 році (з вересня 2015 року вона іменується SG Group, але автомобілі продовжують нести торгову марку Supacat) – одного з провідних виробників спеціальних легких транспортних засобів військового призначення [16].

Зовні він дуже далекий від звичного вигляду автомобіля й є відкритою платформою на шести колесах невеликого діаметра; водій керує машиною за допомогою мотоциклетного керма. Завдяки широкопрофільним колесам низького тиску він має якості снігоболотохода. АТМР знайшов застосування не тільки у збройних силах деяких країн, а й у цивільному секторі: геологорозвідці, нафторозвідці і обслуговуванні нафтогазопроводів, прокладанні оптичних кабелів, оборонному комплексі, лісовому та сільському господарстві [16].

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.5 – Всюдихідний транспортний засіб АТМР [16]

Технічні характеристики ВТЗ [16] наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики ВТЗ АТМР [16]

№	Найменування показника	Значення показника
1	Повна маса, кг	3500
2	Безпружинна маса одного колеса, кг	75
3	Моменти інерції ВТЗ щодо поздовжньої осі КМ x , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	1010
4	Моменти інерції ВТЗ щодо поперечної осі КМ y , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	10012
5	Моменти інерції ВТЗ щодо вертикальної осі z , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	10310
6	База, мм	2375
7	Ширина колії, мм	1890
8	Відстань від передньої осі до центру мас ВТЗ, мм	2328
9	Повний хід підвіски, мм	300
10	Зовнішній діаметр шини, мм	1040
11	Нормальна жорсткість шини, Н/м	125020

Метою розрахунку є визначення оптимального зведеного до лінійного коефіцієнта демпфування у підвісці ВТЗ для забезпечення найкращих

показників плавності ходу в експлуатаційних швидкостях у всьому діапазоні дорожніх умов цільового регіону експлуатації.

Статистичний підхід здебільшого застосовують для моделювання руху дорогами з твердим покриттям. Плавність ходу в такому випадку оцінюють за середньоквадратичними величинами вертикальних прискорень для підресореної маси (ОСТ 37.001.275-84), у цьому разі допустимі значення залежать від частоти вертикальних коливань і призначення транспортної системи [17]. Таким чином, для оцінки плавності ходу КТЗ як динамічної системи найбільший інтерес становлять такі статистичні характеристики: функції розподілу вертикальних та кутових пришвидшень і переміщень підресорених та непідресорених мас, деформацій і швидкостей деформації пружних елементів; математичні очікування переміщень пружних елементів; середні квадратичні відхилення узагальнених координат кузова і мостів; імовірність відриву колеса від поверхні дороги; спектральні щільності і взаємні спектральні щільності пришвидшень та швидкостей мас, спектральні щільності прогинів пружних елементів; імовірність пробою підвіски.

Параметри плавності ходу автотранспортних засобів (ВТЗ) оцінимо при проїзді за трьома типами доріг, статистичні характеристики яких представлені в таблиці 2.2 [17].

Номери ділянок та швидкості руху, при яких проводяться випробування на плавність ходу повнопривідних вантажних АТЗ, наведені у таблиці 2.3 у відповідності до ОСТ 37.001.291-84 «Автотранспортні засоби. Технічні норми плавності ходу» [18].

Відповідно до [17, 19] статистичні характеристики мікропрофілю дорожньої поверхні задаються дисперсією висот мікропрофілю та загальним апроксимуючим виразом нормованої кореляційної функції виду:

$$\rho_q(l) = \sum_{i=1}^n A_i \exp(-\alpha_i |l|) \cos(\beta_i l), \quad \sum_{i=1}^n A_i = 1. \quad (2.4)$$

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 – Параметри динамічної системи (2.5) [11]

Позначення параметра	Найменування параметру	Значення
$m_{\text{пм}}$	Маса підресореної частини ВТЗ, кг	3050
J_y	Момент інерції щодо поперечної осі, що проходить через центр мас, кг м^2	10011,67
m	Маса безпружинної частини осі, кг	150
$c_{\text{п}}$	Коефіцієнт жорсткості підвіски осі, зведений до колеса, (для двох ресор), Н/м	74366,8
$c_{\text{ш}}$	Коефіцієнт жорсткості осі шин, зведений до колеса, (для двох коліс), Н/м	250039,3
$k_{\text{ш}}$	Коефіцієнт демпфування осі шин, зведений до колеса, (для двох коліс), Н·с/м	1580
l_1	Відстань від центру мас до передньої осі, м	2,328
l_2	Відстань від центру мас до середньої осі, м	-0,047
l_3	Відстань від центру мас до задньої осі, м	-2,422

Застосувавши до рівнянь системи (2.5) перетворення Лапласа одержимо систему лінійних рівнянь у матричному вигляді:

– матриця коефіцієнтів системи, де

$$K = ms^2 + (k_{\text{п}} + k_{\text{ш}})s + (c_{\text{п}} + c_{\text{ш}});$$

$$\begin{bmatrix} m_{\text{пм}}s^2 + 3k_{\text{п}}s + 3c_{\text{п}} & \sum_{i=1}^3 (k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_i & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}}) & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}}) & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}}) \\ \sum_{i=1}^3 (k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_i & J_y s^2 + 3k_{\text{п}}s + 3c_{\text{п}} & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_1 & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_2 & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_3 \\ -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}}) & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_1 & K & 0 & 0 \\ -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}}) & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_2 & 0 & K & 0 \\ -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}}) & -(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})l_3 & 0 & 0 & K \end{bmatrix}$$

– матриця-стовпець невідомих Z і матриця-стовпець вільних членів B :

$$Z = \begin{pmatrix} z_0 \\ \varphi_0 \\ z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ k_w s + c_w \\ (k_w s + c_w) \exp\left(-\frac{l_1 - l_2}{V} s\right) \\ (k_w s + c_w) \exp\left(-\frac{l_1 - l_3}{V} s\right) \end{pmatrix},$$

де V – швидкість руху ВТЗ.

Дослідження системи рівнянь проводилися аналітично і за допомогою імітаційного математичного моделювання руху колісної машини з використанням чисельних методів у пакеті технічних розрахунків MATLAB та графічному середовищі імітаційного моделювання Simulink.

В результаті розв'язання системи лінійних рівнянь знайдено складові цільової функції оптимізаційної задачі (на мінімум) визначення необхідної міри демпфірування, яку задамо в такому вигляді [20]:

$$F(k_n) = \sum_{i=1}^3 \gamma_i \cdot \left[\sum_{j=1}^{n_j} a_{i,j} \cdot \left(D_{\ddot{z}_{i,j}} + D_{\ddot{\varphi}_{i,j}} + \sum_{r=1}^3 (b_{i,j,k} P_{z_{n^i,j,k}} + c_{i,j,k} P_{w_{i,j,k}}) \right) \right] \rightarrow \min, \quad (2.6)$$

де $D_{\ddot{z}_{i,j}}$ - дисперсії вертикальних прискорень підресореної маси під час руху в i -х дорожніх умовах з j -ю швидкістю;

$D_{\ddot{\varphi}_{i,j}}$ – дисперсії поздовжньо-кутових прискорень підресореної маси при русі в i -х дорожніх умовах з j -ю швидкістю;

$P_{z_{n^i,j,k}}$ – ймовірність пробою підвіски k -ої осі ВТЗ при русі в i -х дорожніх умовах з j -ю швидкістю;

$P_{w_{i,j,k}}$ – ймовірність відриву коліс k -ої осі ВТЗ при русі в i -х дорожніх умовах з j -ю швидкістю,

$a_{i,j}, b_{i,j,k}, c_{i,j,k}, \gamma_i$ – вагові коефіцієнти.

$$\gamma_i = \begin{cases} 0,15; & i = 1, \\ 0,25; & i = 2, \\ 0,6; & i = 3, \end{cases}$$

$$P_{z_n^{i,j,k}} = 0,05; \quad P_{w^{i,j,k}} = 0,05.$$

Через особливості реалізації пошуку значень цільової функції був обраний прямий симплексний метод (Нелдера-Міда). Умову збіжності було виконано за 52 ітерації.

Поверхні, задані функціями:

$$f_{i,j}(k_n) = D_{\ddot{z}_{i,j}} + D_{\dot{\varphi}_{i,j}} + \sum_{r=1}^3 (b_{i,j,k} P_{z_n^{i,j,k}} + c_{i,j,k} P_{w^{i,j,k}}), \quad (2.7)$$

що входять до складу цільової функції (2.6) під знаками сумування без поправок на відносні пробіги у кожному режимі руху, побудовані на рисунках 2.7, 2.8, 2.9.

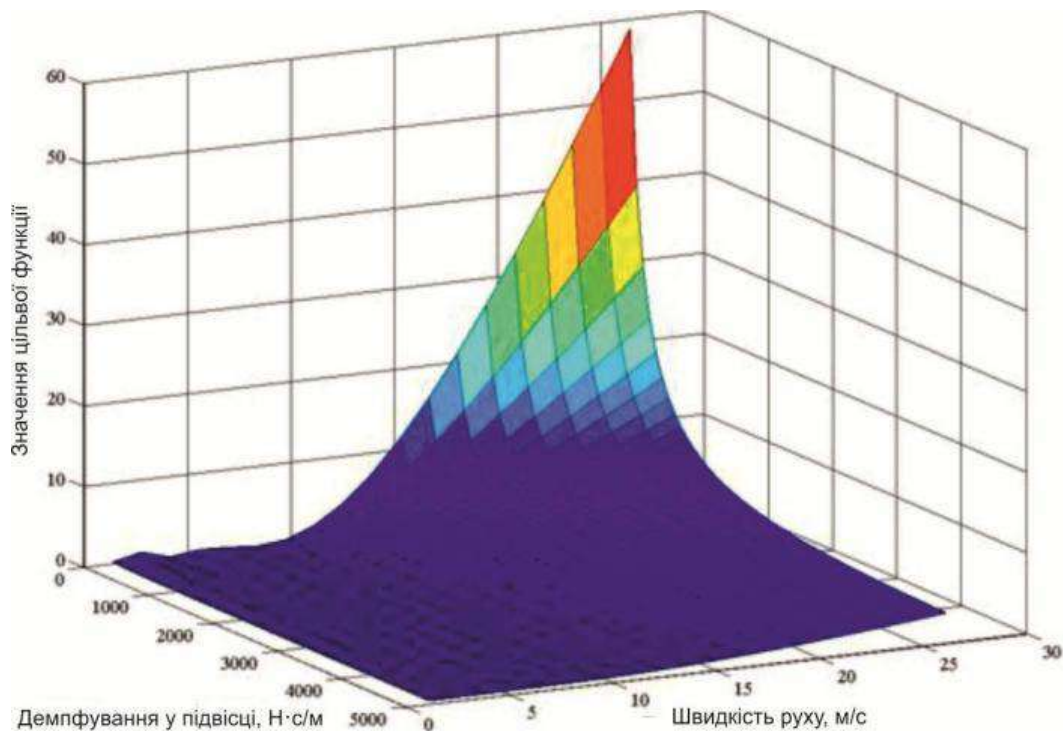


Рисунок 2.7 – Поверхня функції (2.7) під час руху в дорожніх умовах типу І

									Арк.
									39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ				

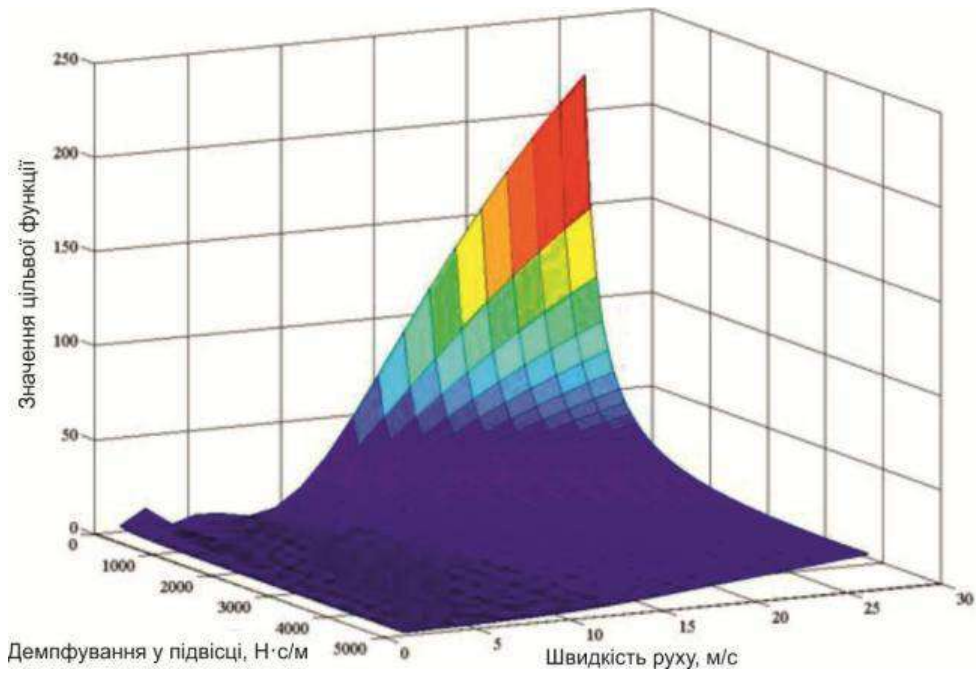


Рисунок 2.8 – Поверхня функції (2.7) під час руху в дорожніх умовах типу II

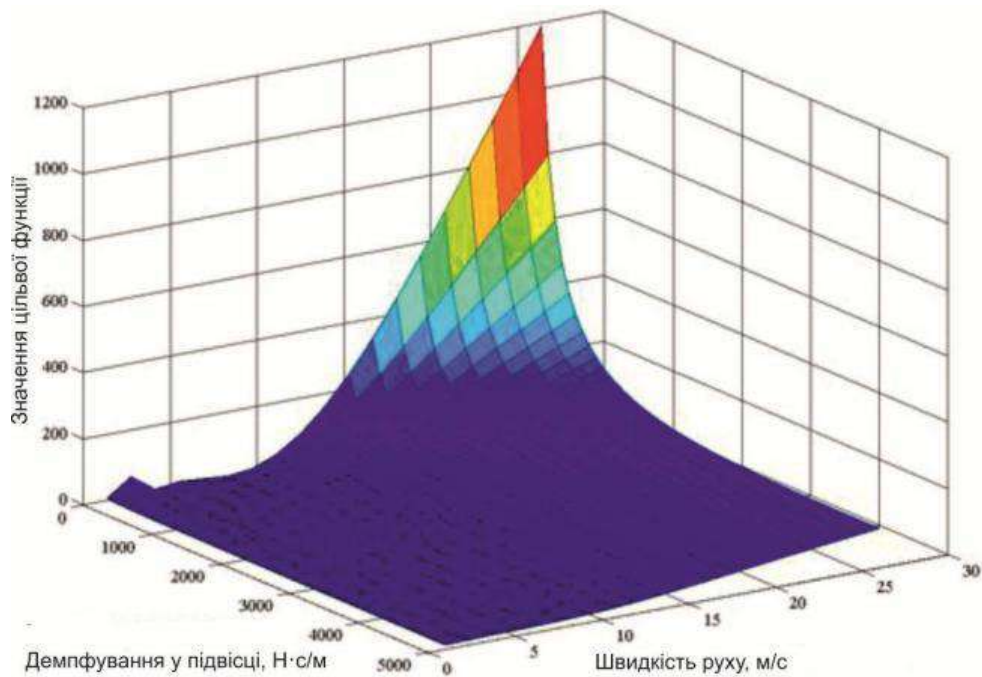


Рисунок 2.9 – Поверхня функції (2.7) під час руху в дорожніх умовах типу III

Графік цільової функції (2.6) з точками, одержаними внаслідок роботи оптимізаційного алгоритму, наведено рисунку 2.10.

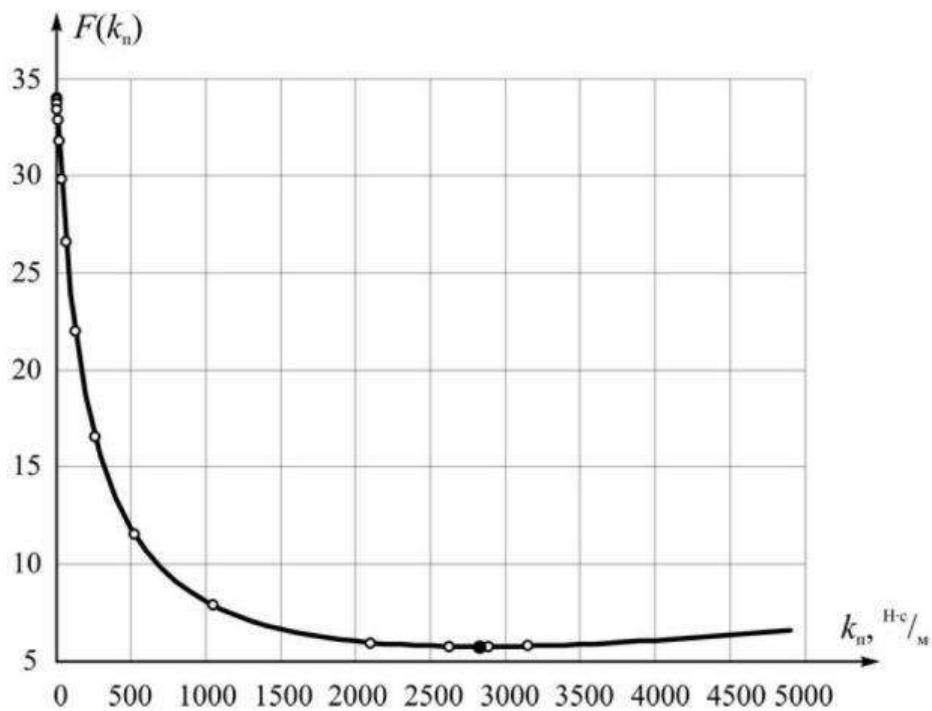


Рисунок 2.10 – Графік цільової функції

Визначене в результаті оптимізаційного алгоритму значення

$$k_{II} = 2822,31150 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$$

обчислене для осі, а отже, для підвіски одного колеса значення оптимального демпфірування складе:

$$k_{III} = 1411,15575 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Коефіцієнт відносного затухання коливань, який відповідає одержаному лінійному коефіцієнту демпфування в підвісці, складе:

$$\psi = \frac{\sqrt{3} \cdot k_{II}}{2\sqrt{c_{II} \cdot m_{II}}} \approx 0,1595.$$

Одержаний показник коефіцієнта відносного затухання коливань є меншим за рекомендований у [15, 17], що створює передумови для оцінки гістерезисного демпфування, яке може надати ресора, виконана з ПКМ з міжлистовим матеріалом-заповнювачем [21].

2.6 Висновки до розділу 2

Проаналізовані дослідження про системи підресорювання КМ, які можна розділити на три групи:

- 1) роботи, присвячені динаміці, розрахункам систем підресорювання та моделювання цих систем;
- 2) роботи, присвячені розрахункам листових ресор (сталевих та з ПКМ) у межах теорії пружності;
- 3) роботи, присвячені теоріям пластичності, повзучості, в'язкопружності, реології матеріалів та демпфування коливань.

Наведено аналіз динаміки систем підресорювання спеціальних ВТЗ із шинами наднизького тиску та зроблено висновок про необхідну міру демпфування таких ВТЗ.

Для даних про технічні характеристики ВТЗ АТМР застосовано метод розрахунку оптимального показника лінійно-в'язкого демпфування в системі підресорювання ВТЗ при його русі за сукупністю дорожніх умов у всьому діапазоні можливих швидкостей та визначено коефіцієнт відносного затухання коливань, що становить 0,16.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Визначення шляхів покращення систем стабілізації КТЗ, які дозволять забезпечити найбільш повне виконання вимог до них

3.1 Аналіз застосування ПКМ в пружних та пружно-демпфувальних елементах систем пасивного підресорювання КМ

Перспективною сферою застосування високоміцних полімерних композиційних матеріалів є виготовлення елементів систем підресорювання колісних машин. Перевагами елементів ходової частини з ПКМ є зниження маси, підвищення довговічності ходової частини, а зниження маси безпружинних частин ходової частини збільшує плавність ходу, зменшує навантаження на несучу систему автомобіля.

Перші роботи із застосування ПКМ у виробництві листових ресор були проведені у 1960-х роках у США [22, 23, 24]. Створена ресора з ПКМ була:

- легкою, міцною та довговічною (маючи високу потенційну енергію деформації);
- економічною у виготовленні;
- стійкою до впливу факторів довкілля.

Для виконання цих вимог був спеціально розроблений матеріал Liteflex, що є композицію з неперервних скляних волокон і сполучника на основі епоксидної смоли. Попередньо були проаналізовані різні склади, що мають арматуру у вигляді скляних, вуглецевих, органічних, борних волокон, а в якості сполучників – епоксидні, поліефірні, фенольні компоненти і різні термопласти. Однолистова ресора з цього матеріалу (рисунок 3.1), встановлена в задній підвісці легкового автомобіля Chevrolet Corvette в 1981 році, мала масу 3,6 кг і заміняла пакет з 10-ти листів поперечно розташованої металевої ресори масою 18,6 кг. Схема незалежної підвіски з поперечною ресорою використовується на Corvette досі.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.1 – Ресора Chevrolet Corvette із матеріалу Liteflex

Поперечна ресора з композитного матеріалу також використовувалася або використовується у таких моделях автомобілів:

- 1) у задній підвісці Volvo 960 (тільки в моделі універсал), Volvo S90, V90 (рисунок 3.2);
- 2) у передній підвісці автомобілів Mercedes-Benz Sprinter 1995 модельного року (рисунок 3.3);
- 3) платформи W General Motors (Lumina, Grand Prix, Regal, Cutlass Supreme);
- 4) платформи E General Motors (Eldorado, Toronado, Riviera, Reatta, Allante);
- 5) Mercedes Smart ForTwo (зараз встановлюється важільно-телескопічна підвіска).



Рисунок 3.2 – Склопластикова ресора автомобілів Volvo

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

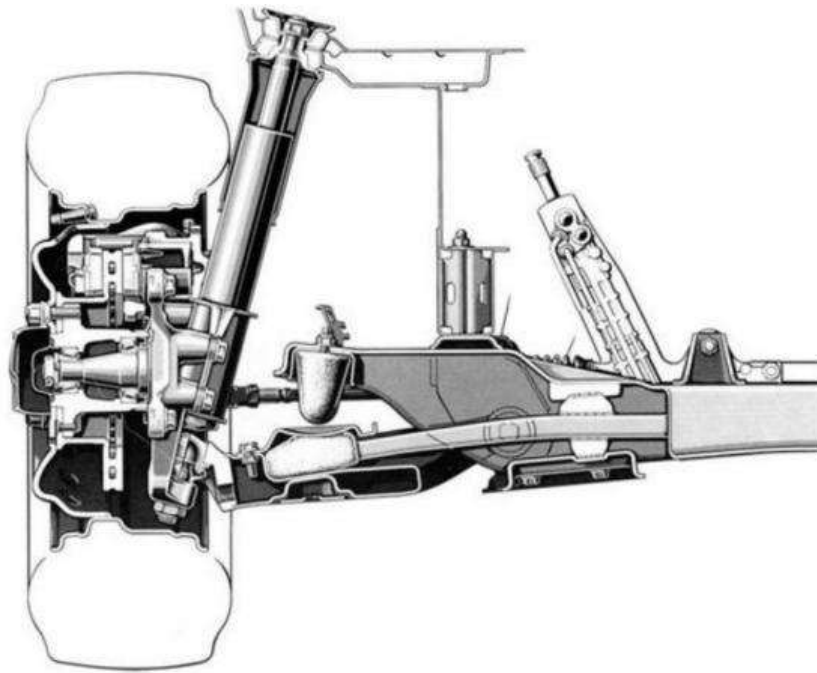


Рисунок 3.3 – Передня підвіска автомобіля Mercedes-Benz Sprinter (1995)

У результаті численних досліджень у США, Англії, Франції, Німеччині, Японії та інших країнах було встановлено, що ресори з ПКМ мають ряд переваг у порівнянні з металевими:

- 1) зниження маси на 50...80%;
- 2) підвищення корозійної стійкості у різних середовищах експлуатації;
- 3) відсутність міжлистового тертя і, як наслідок, підвищення комфортності, зниження шуму;
- 4) підвищення довговічності у 3–5 разів, зниження коефіцієнта заміни та ремонту;
- 5) повільне руйнування ресори за рахунок поступового руйнування армуючих волокон (а не миттєвий злам, як при руйнуванні металеві ресори);
- 6) можливість створення нової конструкції підвіски.

Недоліки ресор з ПКМ – це структурна неоднорідність матеріалу і недостатня стабільність параметрів технологічного процесу виготовлення, яка призводить до значного розсіювання механічних властивостей ПКМ, що досягає 15 ... 20% щодо середніх значень. До недоліків ресор з ПКМ також відносять їх

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

малу поперечну жорсткість (втричі менша, ніж у сталевих ресор), що призводить до необхідності збільшення їх ширини в півтора рази. Крім того, склопластики мають у 10 разів меншу, ніж у сталі, жорсткість при крученні, що пояснюється односпрямованою орієнтацією армуючих волокон.

Можливі також конструкції ресор, виконані з кількох листів. Наприклад, патент № 4468014 (США, 1982 р.) описує конструкцію ресори, що складається з багатошарової композиції, кожен елемент якої є пластиковим листом, закріпленим між двома сталевими листами (рисунок 3.4).

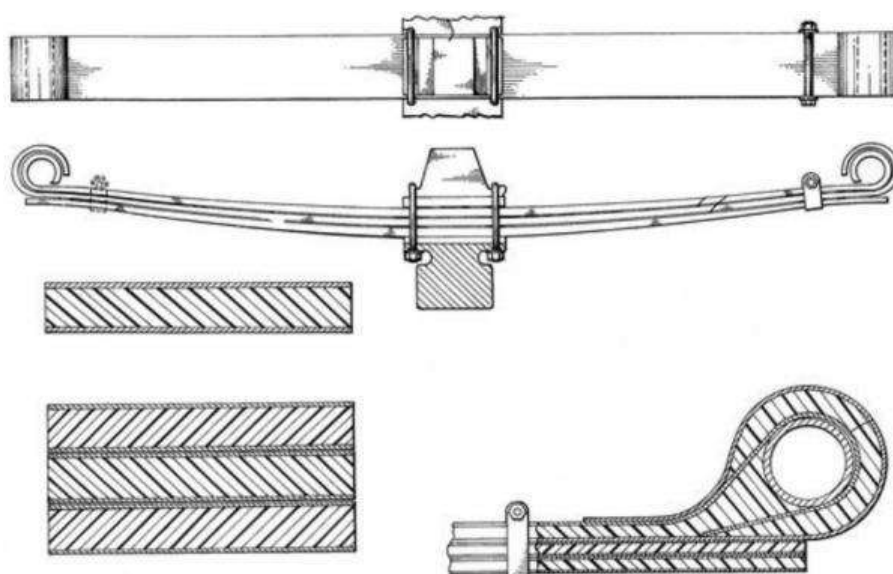


Рисунок 3.4 – Конструкція багатолистової ресори з ПКМ, форсованої сталевими листами

Розробниками пропонувався варіант листової ресори з КПМ із гібридними волокнами, тобто поєднання скляних волокон з вуглецевими (або іншими), а також застосування волокон різного діаметра (патент № 212539). При цьому в зоні найбільших напружень стиснення і розтягнення (зовнішні шари) розташовують вуглецеві волокна, а в середній частині, де напруги менші,

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

- скляні волокна або інший менш міцний матеріал (патент № 468878), рисунок 3.5)



Рисунок 3.5 – Конструкція трилистової ресори з ПКМ

Застосовуючи гібридні волокна, можна отримувати різний «ефективний» модуль пружності E_E [25], що і є важливим при «вписуванні» ресори з ПКМ в підвіску автомобіля, що серійно випускається, замість металевої.

З позиції застосування ПКМ в якості демпфувальних матеріалів в системі підресорювання автомобілів конструктивних рішень, що знайшли широке застосування, немає. Однак, слід відзначити декілька винаходів, що стосуються спільного використання ПКМ та матеріалів з високим ступенем поглинання енергії коливань у віброізоляторах. До прикладу, патент № 4278726 (США, 1979 р.) описує конструкцію демпфера, що є шарову структуру, яка складається як мінімум з одного жорсткого нееластичного шару і шару в'язкопружного матеріалу. Жорсткий шар може бути виконаний з пластику, посиленого різними волокнами, а як в'язкопружний матеріал може виступати вулканізований еластомер, посилений пучками скручених волокон (наприклад, сталевих). Між шарами може бути шар-зв'язка зі склопластику або іншого аналогічного ПКМ (рисунок 3.6).

Патент № 4716986 (США, 1988 р.) описує різні конструкції демпферів, що складаються з композиції матеріалів з різними мірами пластичних деформацій. Демпфери можуть мати різну форму та структуру (рисунок 3.7).

Існує також конструкція в'язко-пружного амортизатора, подана на рисунку 3.8, наведена в патенті № 4026534 (США, 1977). Амортизатор

складається з кількох шарів в'язкопружного матеріалу з тонкими листовими пружинами між ними.

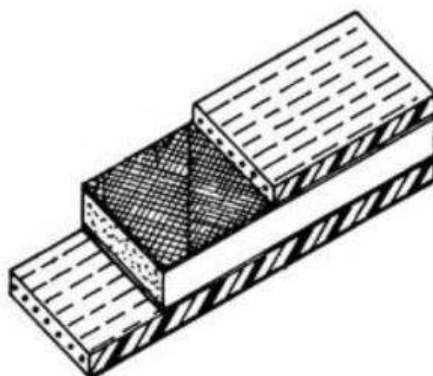


Рисунок 3.6 – В'язкопружний багатошаровий демпфер

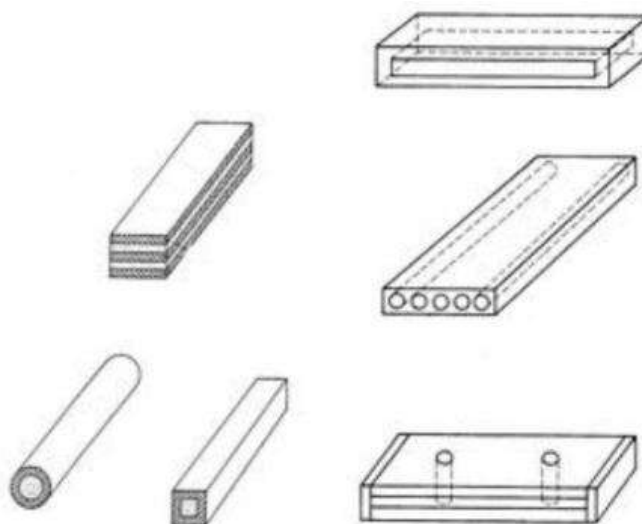


Рисунок 3.7 – Різні конструкції в'язкопружних демпферів

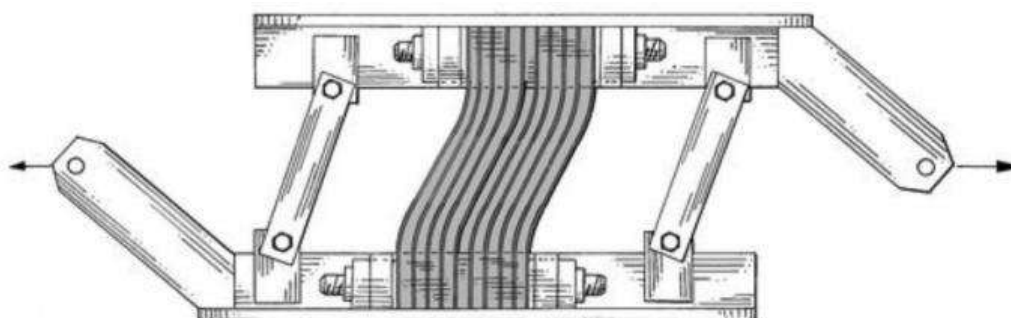


Рисунок 3.8 – Конструкція в'язкопружного амортизатора

					ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Фірма Vertin провела порівняльні дорожні випробування задньої підвіски з КПМ власної конструкції та серійної (торсійної) підвіски на автомобілі однієї й тієї ж моделі. Рівень впливу з боку дороги в автомобілі з новою підвіскою виявився значно нижчим, керованість на поворотах краща. Особливо добре автомобіль показав себе під час руху на ділянках дороги з вибоїнами та нерівностями, на поворотах дороги – через те, що поперечна ресора з КПМ протидіяла крену автомобіля.

Застосування цих підвісок полегшує технічне обслуговування та ремонт, заміна її здійснюється значно простіше, ніж торсіонів.

Застосування КПМ як демпфувальних елементів систем підресорювання дозволяє в деяких випадках відмовитися від гідравлічного амортизатора. Перевагами такого конструктивного рішення стає краща характеристика демпфування системи підресорювання при високочастотному збуренні; відсутність рідини, що накладає обмеження на температурний діапазон; зниження спорядженої маси і маси непідресорених частин автомобіля.

3.2 Аналіз можливості синтезу регулятора системи стабілізації КТЗ активного типу

На рисунку 3.9 показана спрощена схема системи активного підресорювання для одного колеса транспортного засобу [6].

Для покращення системи активного підресорювання КМ пропонується синтез регулятора, який проведемо за допомогою математичного пакету MATLAB.

Побудуємо математичну модель системи у вигляді операторно-структурної схеми. Побудову моделі почнемо з моделювання об'єкта керування з наступним уведенням у модель зворотного зв'язку та регулятора. Скористаємось кінематичною схемою пасивної системи підресорювання, поданою на рисунку 2.1.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Висновки

У результаті виконання цієї роботи було проведено аналіз існуючих систем підресорювання.

Проаналізовані дослідження про системи підресорювання КМ можна розділити на три групи:

1) роботи, присвячені динаміці, розрахункам систем підресорювання та моделювання цих систем;

2) роботи, присвячені розрахункам листових ресор (сталевих та з ПКМ) у межах теорії пружності;

3) роботи, присвячені теоріям пластичності, повзучості, в'язкопружності, реології матеріалів та демпфування коливань.

Наведено аналіз динаміки систем підресорювання спеціальних ВТЗ із шинами наднизького тиску та зроблено висновок про необхідну міру демпфування таких ВТЗ.

Для даних про технічні характеристики ВТЗ АТМР застосовано метод розрахунку оптимального показника лінійно-в'язкого демпфування в системі підресорювання ВТЗ при його русі за сукупністю дорожніх умов у всьому діапазоні можливих швидкостей та визначено коефіцієнт відносного затухання коливань, що становить 0,16. Цей показник виявився меншим за узагальнений середньостатистичний показник, що дозволяє обґрунтувати можливість застосування системи рідресорювання з ПКМ.

Проведений аналіз показав, що ПКМ застосовуються у складі систем підресорювання КМ як пружні і напрямні пристрої в тих випадках, коли потрібним є зниження спорядженої маси, зокрема для класу всюдихідних транспортних засобів, що пересуваються по ґрунтах зі слабкою несучою здатністю з малими швидкостями на шинах низького тиску з меншими показниками нормальної жорсткості.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Проведений аналіз конструкційних систем підресорювання сучасних транспортних засобів показав, що композиційні матеріали знаходять своє застосування в КМ, для яких зниження спорядженої маси є критичним показником. Застосування ресори з ПКМ дозволяє знизити масу пружного елемента в 3-5 разів, збільшити його живучість, покращити показники плавності руху ВТЗ та знизити шум. При заміні сталеві багатолістової ресори на ресору з ПКМ зменшується маса безпружинних частин автомобіля, зменшується динамічна навантаженість підвіски, покращуються економічні показники колісних машин.

Покращення активних систем підресорювання КМ запропоновано за допомогою синтезу регулятора. Для обґрунтування цього рішення використано математичний опис системи стабілізації вертикального положення колісного транспортного засобу, для якої запропонована операторно-структурна схема синтезу регулятора. Цей регулятор дозволить системі автоматично змінювати характеристики пружної ланки в залежності від зовнішніх впливів, що призведе до збільшення керованості транспортного засобу та покращення комфортності пересування.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		54

Перелік посилань

1 Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навч. посіб. для ВНЗ. Київ : Арістей, 2010. 155 с.

2 Гідравлічна підвіска транспортного засобу. URL: https://wiki.tntu.edu.ua/Гідравлічна_підвіска_транспортного_засобу (дата звернення: 15.05.2024).

3 Манзяк М.О., Крайник Л.В., Грубель М.Г. 1 Тенденції розвитку конструкцій підвісок військових автомобілів // Системи озброєння і військова техніка, 2021, № 1(65). С. 27-35.

4 Павленко В. П. Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля. Вісник НТУ “ХПІ”.Харків, 2012. № 64 (970). С. 63–69.

5 Грубель М.Г. Теоретичні засади формування параметрів підвіски колісної військової автомобільної техніки за умов руху бездоріжжям / М.Г. Грубель // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – 2019. – № 13(2). – С. 52-62. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.87>.

6 Кірчук Р.В., Дударев І.М. Математичне моделювання машин: Навчальний посібник. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2014. – 134 с.

7 Кузьо І. В., Сокіл Б. І., Палюх В. М. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів. Вісник НУ “ЛП” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. 2007. № 588. С. 49–52.

8 Нанівський Р. А. Аналітичний метод дослідження поздовжньо-кутових коливань колісних транспортних засобів із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. 2020. Вип. 1(35). С. 21–29.

9 Войтенко В. А. Математичне моделювання пружної підвіски колісного транспортного засобу.// Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. 2012. № 11, 12. С. 29–34.

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 Wedig W.V. (2021) Speed Oscillations of a Vehicle Rolling on a Wavy Road. Applied Sciences, 11, 10431. <https://doi.org/10.3390/app112110431>

11 Лобас Л. Г., Вербицкий В. Г. Якісні та аналітичні методи в динаміці колісних машин. Київ : Наукова думка. 1990. 232 с.

12 Мандрика В. Р., Шликова В. Г. Керованість і стійкість руху автомобіля В класу з системою ESP. Вісник НТУ “ХПІ”. 2013. № 31(1004). С. 69–65.

13 Lukoševičius V., Makaras R., Rutka A., Keršys R., Dargužis A., Skvireckas R. Investigation of Vehicle Stability with Consideration of Suspension Performance. Applied Sciences. 2021. 11.9778. <https://doi.org/10.3390/app11209778>.

14 Matmurodov F., Ermatova D. Mathematical modelling of vertical and longitudinal-angular vibrations in the composition of the rigidity and damping of the hierarchical parts of the tractor taking into account road impact. E3S Web of Conferences 264, 04066 CONMECHYDRO – 2021. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126404066>.

15 Мельничук С. В., Подчашівський Ю. О., Вітюк І. В., Бовсунівський І.А. Визначення параметрів плавності ходу моделі підвіски на основі чотириланкового важільного механізму. Вісник ЖДТУ. 2010. № 4(55). С. 25–27.

16 «Шакал» – рейдовий автомобіль для спецпризначенців URL: <https://www.ukrmilitary.com/2019/09/jackal.html> (дата звернення: 15.05.2024).

17 Кайдалов Р. О. Експериментальне оцінювання плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресорюванням при русі по бездоріжжю / Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий, О. О. Ларін, О. О. Водка // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Харків: НАНГУ. – 2015. – Вип. 2. – С. 27–31.

18 ОСТ 37.001.291-84 «Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода». – М.: НАМИ, 1984. – 30 с.

19 Ларін О.О. Дослідження коливань спеціалізованого транспортного засобу з дворівневою нелінійною системою підресорювання при переїзді

					<i>ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ</i>	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одиночної дорожньої нерівності / О. О. Ларін, О. О. Водка, В. М. Баштовий, Р. О. Кайдалов // Наукові нотатки. – Луцьк: Луцький Національний технічний університет. – 2016. – Вип. 55. – С. 183–190.

20 Кайдалов Р.О. Розрахункові дослідження показників плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з системою підресорювання, що має квазінульову жорсткість при випадкових збуреннях нерівностями дороги / О. О. Ларін, О. О. Водка, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий // Науковий вісник: цивільний захист та пожежна безпека. – Київ: Український науково-дослідний інститут цивільного захисту. – 2016. – № 1(1). – С. 117–126.

21 Долгов О. М. Композиційні матеріали : *Електронний ресурс+ : навч. наоч. посіб. / О. М. Долгов ; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка» . – Дніпро : НТУ « Дніпровська політехніка » , 2024. – 126 с

22 Corvette's composite leaf spring will weight 80 percent Less // Production. – 1980. – April. – С. 67.

23 Corvette leaf spring: URL:
http://en.wikipedia.org/wiki/Corvette_leaf_spring. (дата звернення 22.05.2024).

24 Lamm, Michael. The Newest Corvette / Lamm, Michael: URL:
http://temp.corvetteforum.net/c4/gcrouse/Suspension/fiberglass_spring.gif. (дата звернення 22.05.2024).

25 Рудь Ю.С. Р 83 Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл

26 Теорія графів. [Електронний ресурс]: навч. посіб. / І.М. Кузьменко; КПІ ім. Ігоря Сікорського. — Електронні текстові дані (1 файл: 1,7 Мбайт). - Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. - 71 с.

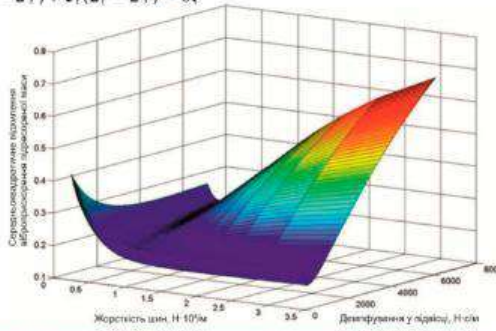
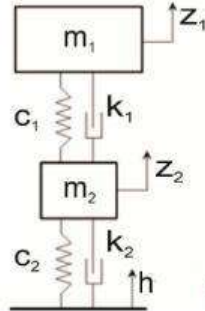
										Арк.
										57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ					

ДОДАТОК

					ДРМТВАТАМ 24 20144. 000 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

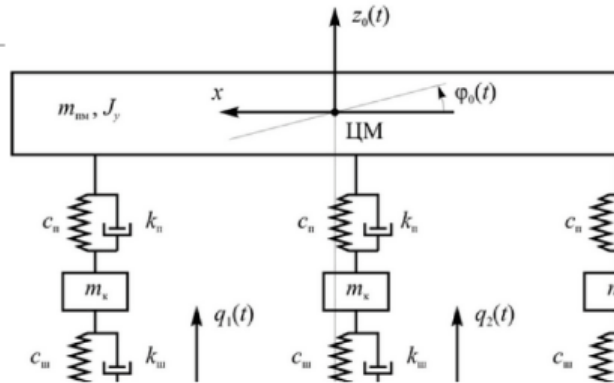
ДИНАМІЧНА СХЕМА ПАСИВНОЇ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРИВАННЯ

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + k_2 \dot{z}_2 + c_2 z_2 + k_1 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_1 (z_2 - z_1) = k_2 \dot{h} + c_2 h, \\ m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 (z_1 - z_2) = 0, \end{cases}$$



Поверхня середньоквадратичних відхилень віброприскорень підвішеної маси під час руху асфальтобетонним покриттям на шинах різної жорсткості

ЗАДАЧА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ЗВЕДЕНОГО ДО ЛІНІЙНОГО КОЕФІЦІЄНТА ДЕМПФУВАННЯ У ПІДВІСЦІ ВТЗ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАЙКРАЩИХ ПОКАЗНИКІВ ПЛАВНОСТІ ХОДУ В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ШВИДКОСТЯХ У РІЗНИХ ДОРОЖНІХ УМОВАХ



$$\begin{cases} m_{ш} \ddot{z}_0 + \sum_{i=1}^3 \left(k_n \frac{d(z_0 + l_i \phi_0 - z_i)}{dt} + c_n (z_0 + l_i \phi_0 - z_i) \right) = 0 \\ J_y \ddot{\phi}_0 + \sum_{i=1}^3 \left(k_n \frac{d(z_0 + l_i \phi_0 - z_i)}{dt} + c_n (z_0 + l_i \phi_0 - z_i) \right) l_i = 0 \\ m_i \ddot{z}_i - \left(k_n \frac{d(z_0 + l_i \phi_0 - z_i)}{dt} + c_n (z_0 + l_i \phi_0 - z_i) \right) + k_{ш} (\dot{z}_i - \dot{q}_i) + c_{ш} (z_i - q_i) = 0 \end{cases} \quad \psi = \frac{\sqrt{3} \cdot k_n}{2 \sqrt{c_n \cdot m_{ш}}} \approx 0,1595$$

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ ПКМ В ПРУЖНИХ ТА ПРУЖНО-ДЕМПФУВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТАХ СИСТЕМ ПАСИВНОГО ПІДРЕСОРИВАННЯ КМ

РЕСОРИ З ПКМ МАЮТЬ РЯД ПЕРЕВАГ У ПОРІВНЯННІ З МЕТАЛЕВИМИ:

- 1) зниження маси на 50...80%;
- 2) підвищення корозійної стійкості у різних середовищах експлуатації;
- 3) відсутність міжлистового тертя і, як наслідок, підвищення комфортності, зниження шуму;
- 4) підвищення довговічності у 3-5 разів, зниження коефіцієнта заміни та ремонту;
- 5) повільне руйнування ресори за рахунок поступового руйнування армуючих волокон;
- 6) можливість створення нової конструкції підвіски.

НЕДОЛІКИ РЕСОРИ З ПКМ :

- 1) структурна неоднорідність матеріалу;
- 2) недостатня стабільність параметрів технологічного процесу виготовлення, яка призводить до значного розсіювання механічних властивостей ПКМ;
- 3) мала поперечна жорсткість;
- 4) склопластики мають у 10 разів меншу, ніж у сталі, жорсткість при крученні, що пояснюється односпрямованою орієнтацією армуючих волокон.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ СИНТЕЗУ РЕГУЛЯТОРА СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ КТЗ АКТИВНОГО ТИПУ

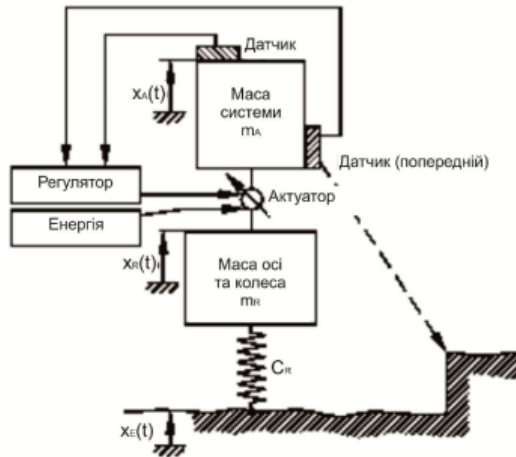
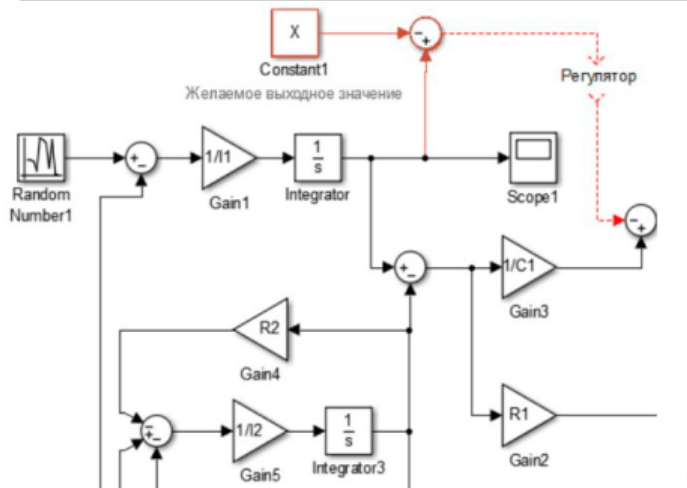


Схема системи активного підресорювання для одного колеса транспортного засобу

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ АКТИВНОГО ПІДРЕСОРЮВАННЯ У ВИГЛЯДІ ОПЕРАТОРНО-СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ



Висновки

1. Для даних про технічні характеристики ВТЗ АТМР застосовано метод розрахунку оптимального показника лінійно-в'язкого демпфування в системі пасивного підресорювання ВТЗ при його русі за сукупністю дорожніх умов у всьому діапазоні можливих швидкостей та визначено коефіцієнт відносного затухання коливань, що становить 0,16. Цей показник виявився меншим за узагальнений середньостатистичний показник, що дозволяє обґрунтувати можливість застосування системи підресорювання з ПКМ.

2. Проведений аналіз показав, що ПКМ застосовуються у складі систем підресорювання КМ як пружні і напрямні пристрої в тих випадках, коли необхідним є зниження спорядженої маси, зокрема для класу всюдихідних транспортних засобів, що пересуваються по ґрунтах зі слабкою несучою здатністю з малими швидкостями на шинах низького тиску з меншими показниками нормальної жорсткості.

3. Покращення активних систем підресорювання КМ запропоновано за допомогою синтезу регулятора. Для обґрунтування цього рішення використано математичний опис системи стабілізації вертикального положення колісного транспортного засобу, для якої запропонована операторно-структурна схема синтезу регулятора. Цей регулятор дозволить системі автоматично змінювати характеристики пружної ланки в залежності від зовнішніх впливів, що призведе до збільшення керованості транспортного засобу та покращення комфортності пересування.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата