

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ ТА АРХІТЕКТУРИ
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

магістра

Освітньо-кваліфікаційний рівень

Напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство»
Освітньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

на тему: **«Розробка інноваційного ремонтного комплекту для
відновлення працездатності сайлентблока підвіски
автомобіля»**

Шифр **МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ**

Виконав: студент 2-го курсу, група *МТВАм 23-1*  І.С. Максимчук
Підпис Ініціали, прізвище

Керівник к.т.н., доц. каф. ТАМ.

 О.П. Бабак
Підпис Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри ТАМ д.т.н., проф.

 О.В. Духа
Підпис Ініціали, прізвище

10 12 2024 р.

Хмельницький, 2024

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

факультет інженерії, транспорту та архітектури
кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства
світньо-кваліфікаційний рівень магістр
напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство
світньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТАМ

проф., д.т.н. Диха О.В.

7 жовтня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Максимчуку Ігорю Сергійовичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема проекту (роботи) «Розробка інноваційного ремонтного комплекту для відновлення працездатності сайлентблока підвіски автомобіля».

рівень проекту (роботи) Бабак Олег Петрович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 28 серпня 2024 р. № 60 (Д28)

Строк подання студентом проекту на кафедру 2 грудня 2024 року

Вихідні дані до проекту (роботи) Матеріали практики; робочі креслення досліджуваних деталей; нормативно – технологічна документація по розбиранню, ефектації, складанню і регулюванню вузла тертя; вимоги з охорони праці і безпеки роботи при виконанні ремонтних робіт; техніко – економічні показники роботи підприємства.

Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

РОЗДІЛ 1. Визначення показників експлуатаційної надійності деталей ходової частини автомобіля. Завдання дослідження; РОЗДІЛ 2. Аналіз способів відновлення елементів підвіски інноваційним ремонтним комплектом; Розділ 3 Розробка методології експериментального дослідження на довговічність; РОЗДІЛ 4 результати експериментальних досліджень працездатності амортизаторів з новими елементами

Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

Графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на айпадах

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання_ ----

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примі
1	<i>Літературний огляд</i>	<i>30.09.2024</i>	
2	<i>Технологічний розділ</i>	<i>25.10. 2024</i>	
3	<i>Дослідницький розділ</i>	<i>15.11. 2024</i>	
4	<i>Оформлення розрахунково-пояснювальної записки</i>	<i>22.11. 2024</i>	
5	<i>Оформлення презентації магістерської роботи</i>	<i>1.12. 2024</i>	
6	<i>Нормоконтроль магістерської роботи</i>	<i>5.12. 2024</i>	
7	<i>Підписання розділів. Затвердження дати захисту</i>	<i>5.12. 2024</i>	

Студент


Підпис

Керівник проекту (роботи)


Підпис

І.С. Максимчук
Ініціали, прізвище

О.П. Бабак
Ініціали, прізвище

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра Максимчука Ігоря Сергійовича на тему: «Розробка інноваційного ремонтного комплекту для відновлення працездатності сайлентблока підвіски автомобіля».

Кваліфікаційна робота магістра викладена на 90 сторінках машинописного тексту, і включає вступ, чотири розділи основного матеріалу та висновок - бібліографічний список з 19 найменувань та додатку.

Аналіз показав, що амортизатори містять багато сполучень, які не були достатньо вивчені. Таким чином, дане дослідження, спрямоване на розробку й впровадження в технологічний процес ремонту підвіски інноваційних ремонтних комплектів сайлентблоків і поршневих ущільнень амортизаторів, що дозволяють підвищити довговічність і рівнозначостійкість елементів підвіски автомобіля, а також знизити матеріальні і трудові витрати на підтримку її працездатності в процесі експлуатації, слід уважати актуальним.



За допомогою заміни сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів на нові ремонтні комплекти, які використовують нові принципи роботи трибосопряжених, мета дослідження полягає в тому, щоб зменшити витрати на обслуговування та гарантувати працездатність підвіски автомобілів.

Для досягнення зазначеної мети поставлені наступні завдання: провести аналіз існуючих методів підвищення довговічності (сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів) і інших вузлів підвіски автомобіля; теоретично обґрунтувати можливість відновлення працездатності сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів за допомогою інноваційного ремонтного комплекту, відповідно, з конічним і циліндричним пружинним вкладишами; і розробити - провести експериментальне дослідження експлуатаційних характеристик амортизатора з використанням інноваційних поршневих пружинних циліндричних сполучень і конічних пружинних вкладишей сайлентблока; - продемонструвати переваги інноваційних ремонтних комплектів і розробити методи відновлення сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів у сервісних підприємствах.

Ключові слова: ЯКІСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ, САЙЛЕНТБЛОК, РЕМОНТНИЙ КОМПЛЕКТ, ТРИБОСОПРЯЖЕННЯ ПОВЕРХНІ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ.	
ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
1.1. Аналіз способів забезпечення працездатності деталей ходової автомобілів.....	8
1.2. Дослідження проблеми підвищення надійності і довговічності підшипників ковзання.....	13
1.3. Способи відновлення працездатності підшипникових вузлів.....	14
1.3.1 Відмови автомобільних підшипників ковзання в підвісці автомобіля.....	15
1.4. Аналіз роботи трибосопряжень в гідроциліндрах та амортизаторах автомобілів	16
1.5. Ущільнювальні кільця гідроциліндрів.....	28
Висновки по главі 1.....	29
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СПОСОБІВ ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ ІННОВАЦІЙНИМ РЕМОНТНИМ КОМПЛЕКТОМ.....	
2.1. Удосконалювання комплекту для ремонту підшипника ковзання для сайлентблока амортизатора.....	31
2.2. Визначення розмірів елементів гладкого циліндричного з'єднання пружинного вкладиша на валу і в отворі.....	35
2.2.1. Принцип дії підшипника ковзання із пружинним вкладишем для сайлентблока амортизатора.....	38
2.3. Геометричні параметри пружинного вкладиша.....	41

МРТАМ 24.23614.000 ПЗ				
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	
		Максимчук		Розробка інноваційного ремонтного комплекту для відновлення працездатності сайлентблока підвіски автомобіля
		Бабак		
		Реценз.		
		Н. Контр.	Маковкін	
		Затверд.	Дижаст	
			Лім.	Арк.
			4	80
ХНУ група МТВАм 23-1				

2.3.1. Пружні деформації і переміщення гвинтових циліндричних пружин.	42
2.4. Математична модель розрахунку кінчного пружинного вкладиша...	44
Висновки по главі 2	48
3 РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЇ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО	
ДОСЛІДЖЕННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ	49
3.1 Загальна структура проведення дослідного експерименту.....	49
3.2 Об'єкт та експериментальні умови досліджень	50
3.3 Характеристики обладнання, використаного в експерименті	53
3.4. Мета проведення експерименту.....	59
Висновки 3 глави.....	65
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
ПРАЦЕЗДАТНОСТІ АМОРТИЗАТОРІВ З НОВИМИ ПОРШНЕВИМИ	
УЩІЛЬНЕННЯМИ ТА САЙЛЕНТБЛОКАМИ.....	67
4.1 Обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень, що стосуються режимів роботи амортизатора.....	67
4.2 Результати експериментальних досліджень амортизаторів з новим поршневим ущільненням	67
4.3. Зняття порівняльних характеристик амортизаторів на стенді і оцінка результатів.....	73
4.4. Аналітика результатів інноваційного поршневої системи.....	77
4.5. Підшипник ковзання з пружинним вкладишем для ремонту сайлентблока амортизатора	77
4.6. Випробування ефективності амортизаторів з новим ремонтним комплектом	82
Висновок по главі 4.....	85
Висновки загальні	86
Список використаної літератури та джерел	88
Додатки	90

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

У завдання, закріплені в стратегії автомобільної промисловості України на період до 2020 року, входять роботи з формування бази інноваційного розвитку автотранспортних засобів. Ріст чисельності рухливого состава автомобільного транспорту висуває нові завдання по забезпеченню його експлуатаційної надійності та безпеки, яка значною мірою визначається технічним станом вузлів і механізмів ходової частини.

Аналіз надійності ходової частини автомобілів показав, що її елементи не мають однакою довговічність у межах експлуатаційного періоду: одні з них служать увесь життєвий цикл, інші значну частину його, а треті мають часту змінюваність. До третьої групи ставляться невідновлювані елементи, зокрема, сайлентблоки та амортизатори. Характерна причина їх відмови - зношування і втомне руйнування ковзання сайлентблока та поршневого ущільнення амортизатора. Підвищення довговічності, рівназносостійкість вузлів підвіски в умовах експлуатації можна досягти вдосконалюванням технології відновлення їх працездатності шляхом заміни зношених елементів інноваційними ремонтними комплектами, заснованими на нових принципах і ефектах роботи трибосопряжений. Такий підхід до ремонтно-відновлювальних операцій ставиться до функціонального тюнінгу автомобілів.

Таким чином, дане дослідження, спрямоване на розробку й впровадження в технологічний процес ремонту підвіски інноваційних ремонтних комплектів сайлентблоков і поршневих ущільнень амортизаторів, що дозволяють підвищити довговічність і рівнузносостійкість елементів підвіски автомобіля, а також знизити матеріальні і трудові витрати на підтримку її працездатності в процесі експлуатації, слід уважати актуальним.

Розробці основних принципів забезпечення працездатності автомобілів у процесі експлуатації на основі дослідження їх надійності присвячені роботи Ф.Н. Авдонькіна, А.А. Звягіна, А.С. Денісова, А.С. Гребеннікова, А.А. Ревина,

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Е.І. Тескера, І.М. Рябова, М.Н. Бідняка, Н.Я. Говорущенко, М.А. Григор'єва, І.Б. Гурвича, І.Е. Дюміна, В.Е. Канарчука, Г.В.Крамаренко, Е.С. Кузнєцова, А.А. Відставного, В.А. Трикозюка, А.М. Шейнина, С.В. Шумика, N. Gkikas, J. Little, D. Cormick, S. Bennett, I.A. Norman і інших авторів.

Проблемою підвищення надійності та економічності підприємств ковшання займалися такі видні вчені як: Б.І. Костецкий, І.В. Крагельский, Д.Н. Гаркунів, М.М. Хрущев, А.В. Чичинадзе, Ю.М. Лужнов, Д. М. Євсєєв, А.В. Корольов, П.І. Ящерицин, П.А. Ребиндер, В.Г. Куранов і багато інші.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ. ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз способів забезпечення працездатності деталей ходової автомобілів

У процесі експлуатації системи та агрегати легкового автомобіля зазнають змін у технічному стані, і основними причинами цих змін є фреттинг-корозія, пластична деформація та втома та температурне руйнування [1-10]. Це може призвести до відмови або несправності автомобіля або повної або часткової втрати працездатності агрегату, вузла або деталі [53]. Несправності та несправності виникають під час експлуатації, і їх можна усунути за допомогою профілактичних і ремонтних робіт, удосконалення вузлів і відновлення їх працездатності, що підвищує їх експлуатаційну довговічність. Профілактичні роботи спрямовані на підтримку виробу в робочому стані та запобігання його поломку, тоді як ремонтні роботи спрямовані на відновлення працездатності виробу після заміни. Для покращення експлуатаційної довговічності не рівнонадійних вузлів автомобілів під час ремонту можливе використання удосконалених ремкомплектів.

Усі потенційні проблеми та несправності, пов'язані з транспортними засобами, можна класифікувати як профілактуючі, так і непрофілактуючі [11-13]. До останніх належать несправності та відмови, які або не можна передбачити (раптові відмови – 27-39% [14]), або не можна запобігти з економічних або інших причин. При контрольному виїзді передні та задні підвіски, колеса та шини перевіряються, щоб оцінити здатність автомобіля зберігати прямолінійний напрямок руху; скрипи, стукоти та шум підвісок; роботу пружин і телескопічних стійок (амортизаторів); і вібрацію кузова, яка виникає через дисбаланс коліс. При візуальному контролі звертають увагу на

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

стан елементів передньої та задньої підвісок, їхніх гумових і гумометалевих шарнірів, втулок і подушок, а також стану захисних чохлах кульових пальців (Додаток 1). Не допускаються механічні пошкодження та деформації деталей, а також течі рідини зі стійок (амортизаторів).

За даними [53], дослідження надійності передньої та задньої підвісок передньоприводних автомобілів показало, що підшипники маточин коліс, телескопічні стійки, верхні та кульові опори, задні амортизатори та значна частка відмов їх елементів становить близько 90% (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 - Розподіл відмов основних елементів передньої і задньої підвісок і трудомісткість їх усунення переднеприводних автомобілів

Найменування елемента	Повторюваність відмови, %	Питома трудомісткість, %
1	2	3
Стійка телескопічна	25,8	30,1
Опора верхня	5,9	7,1
Опора кульова	21,6	19,7
Розтяжка	0,7	0,2
Кронштейн розтяжки	2,4	0,7
Важіль поперечний	0,3	0,3
Стійка стабілізатора	1,0	0,1
Маточина передня	2,2	2,1
Підшипник передньої маточини	15,5	21,6

Закінчення табл. 1. 1

Кулак поворотний	0,5	0,7
Амортизатор задній	17,2	11,7
Маточина задня	0,4	0,4
Підшипник задньої маточини	2,5	2,5
Пружини	0,8	0,8
Інші	2,0	2,0

На задні амортизатори припадає 25,8% відмов, а на телескопічні стійки — 17,2% (табл. 1.1). Основною причиною їх виходу з ладу є стукіт у підвісці (передній або задній), який виникає через шум, спричинений витоком рідини з амортизатора під час руху по нерівних дорогах. Протікання амортизатора зазвичай є результатом старіння сальника штока, пошкодження хромованого покриття штока або потрапляння сторонніх частинок на ущільнювальні крайки сальника. Це також може бути результатом пошкодження або усадки ущільнювального кільця резервуара. Крім того, несправності телескопічної стійки або амортизатора можуть виникнути через недостатній опір при ході віддачі або стиснення, а також через пошкодження деталей поршневого з'єднання або негерметичність клапанів.

Як наслідок, коли кузов рухається по нерівностях, він не може ефективно гасити коливання, що призводить до загального зниження ефективності роботи підвіски. «Обрив вушка» — це типовий дефект задніх амортизаторів, який становить від десяти до п'ятнадцяти відсотків відмов [53]. Крім того, є ймовірність розриву сайлентблока заднього амортизатора через напругу в гумі, яку викликає зміна навантаження на автомобіль або різноспрямовані зусилля на нерівних дорогах.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Як на індивідуальному, так і на спеціальному стенді можна визначити стан амортизаторів [10, 15-20]. Їх можна перевірити як після демонтажу, так і безпосередньо на автомобілі. Перед початком діагностики важливо переконатися, що пружини підвісок, гумові втулки та шарніри працюють належним чином, оскільки стан цих компонентів може вплинути на характеристики амортизаторів. Гумовий демпфер у верхній опорі телескопічної стійки забезпечує амортизацію та дозволяє повертати передні колеса. Стукіт у передній підвісці може бути результатом зниження пружності демпфера або зношування підшипника, що становить 5,9% відмов. Підшипники зношуються нерівномірно, утворюючи вм'ятини та «виробітки» на доріжках кочення, особливо на ділянках, де вони перебувають під дією автомобіля. Якщо стукіт зникає при повороті під час прямого руху, це може бути ознакою несправності підшипника верхньої опори телескопічної стійки.

Знос робочої поверхні кульового шарніра є основною причиною 21,6% відмов. Кульова опора може мати осьовий і радіальний зазор 0,7 мм [1, 8]. Відстань між нижнім важелем і гальмовим диском не повинна змінюватися більш ніж на 0,8 мм під час навантаження [1, 8]. Зношений шарнір створює сильний стукіт, коли стикається з невеликими перешкодами. Дослідження показують, що пошкодження герметичності захисних чохлів через старіння, відшарування гуми від металевої основи або механічні пошкодження становлять 60-65% відмов шарнірів. Стукіт у кульовій опорі також може бути результатом грубого механічного впливу. Це може включати в себе вм'ятини, які утворюються через контакт кульового пальця з корпусом опори.

Стукіт, який відчуває передня або задня підвіска автомобіля, може бути ознакою пошкодження втулок амортизаторів, стійок стабілізатора поперечної стійкості, шарнірних з'єднань або ослаблення кріпильних елементів.

Відведення автомобіля під час руху зі швидкістю 50–90 км/год може бути результатом дисбалансу коліс або неправильно налаштованих кутів передніх коліс. Автомобіль зазвичай використовує колеса з меншим поздовжнім кутом

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						11
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

нахилу осі повороту або колеса з більшим «розвалом». Неправильна установка коліс може проявляти себе такими ознаками, як нерівномірне зношування протектора шин, «свист» шин під час крутих поворотів і збільшення зусилля, необхідного для повороту керма. Згідно з дослідженням [53], несправності підвісок, коліс і шин, а також аномалії кутів установки передніх коліс можуть збільшити витрати на паливо та шини на 20–30 відсотків [10, 146-148]

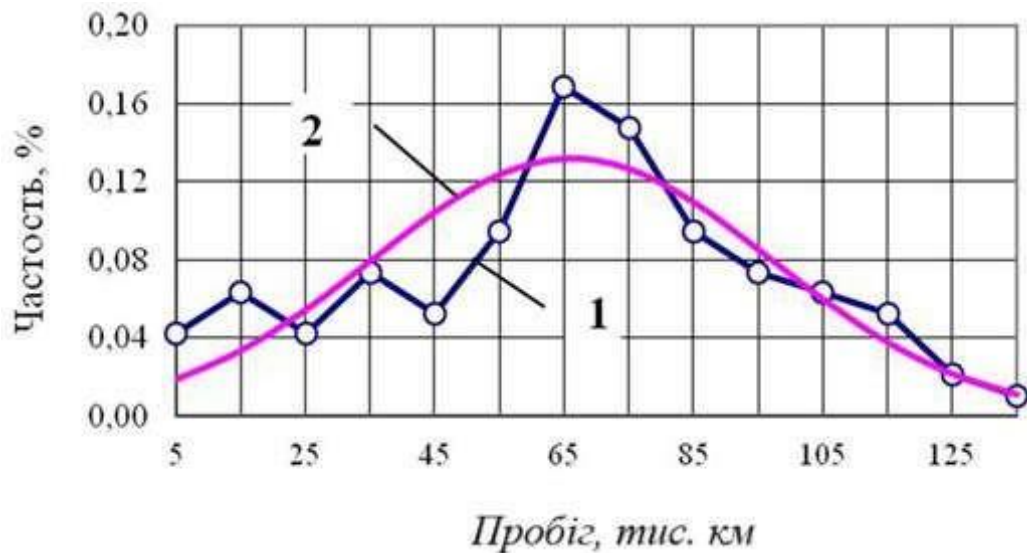


Рисунок 1.1 - Розподіл наробітку до відмови задніх амортизаторів автомобілів.

1 і 2 - фактичний і розрахунковий розподілу

Ресурс типових амортизаторів зазвичай не перевищує 70 тис. км, згідно зі статистичними даними сервісних станцій, і залежить від умов експлуатації автомобіля та стилю водіння власника (рис. 1.1). Усі деталі та вузли, які входять до автомобіля, мають різний рівень надійності. Деякі деталі та вузли служать протягом усього ремонтного циклу, інші – лише як частина, а деякі – дуже швидко, порівняно з терміном служби автомобіля в цілому. Виробники повинні рівномірно підвищувати надійність усіх компонентів і частин автомобілів.

Коли машина працює, часто потрібні різні види послуг, такі як тюнінг: зовнішній, внутрішній (інтер'єрний), чип-тюнінг, мотор-тюнінг тощо [51].

Функціональний тюнінг має на меті покращити надійність різних деталей і вузлів, яких конструктори не змогли досягти на етапі проектування. Це включає амортизатори, карданні шарніри, турбокомпресори та інші частини. Функціональний тюнінг також включає використання кращих деталей автомобіля, щоб покращити його роботу, а іноді й збільшити його експлуатаційну довговічність за допомогою нових ремонтних комплектів.

Під час експлуатації повнопривідних автомобілів, таких як ніссан, можуть виникати особливо складні ситуації. Наприклад, у коливальному карданному шарнірі з малими амплітудами та великими нормальними навантаженнями на робочі поверхні чашки та шипу хрестовини можуть утворюватися вм'ятини, відомі як «неправильне бринелювання». Це робить його небезпечним для подальшої експлуатації. Зносостійкість і надійність підшипників для зворотно-обертальних (коливальних) режимів залишаються актуальними питаннями [52].

1.2. Дослідження проблеми підвищення надійності і довговічності підшипників ковзання

Дослідження в багатьох країнах спрямовані на покращення якості, надійності та довговічності транспортних засобів і технологічного обладнання. Це досягається за допомогою покращення конструкцій деталей і вузлів, а також запровадження найновіших методів виробництва та збірки, таких як триботехнічні методи, які збільшують термін експлуатації.

Завдяки низькій ціні та гнучкості, автомобільний транспорт активно сприяє розвитку промисловості, яка є життєво важливою для формування нової економіки. Покращення експлуатаційних характеристик шляхом підвищення надійності, довговічності та економічності перевезень є основним завданням транспорту. Через зростаючу конкуренцію між різними видами транспорту це завдання набуває все більшої актуальності.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						13
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Процеси тертя та зношування в вузлах транспортних засобів значною мірою визначають надійність транспортних засобів. Зношування може призвести до герметичності вузлів, втрати точності розташування та переміщення деталей, заклинювань, ударів і вібрацій, а також до пошкоджень. Тертя також призводить до втрат енергії, перегріву механізмів, зниження ефективності передачі зусиль і збільшення витрат пального та інших ресурсів. Тим не менш, тертя корисно для функціонування гальм, зчеплення та руху коліс. Тим не менш, тертя та зношування взаємопов'язані: зношування спричиняє тертя, а зношування поверхонь деталей змінює процес тертя.

Для зменшення наслідків зношування виконуються як поточні, так і капітальні ремонти, під час яких замінюються або відновлюються деталі. Крім того, регулярне технічне обслуговування запобігає зношуванню. [30].

Відомі науковці, такі як Б.І. Костецький, І.В. Крагельський, Д.Н. Гаркунов, В.С. Малкін, В.А. Шадрічев та інші, широко використовуються в навчальному процесі, наукових дослідженнях та розробці машин. Сакато Сіро, Е. Николіс, П. Гленсдорф і І. Пригожин є іноземними вченими, які відзначаються у цій галузі.

Основні дослідження стосуються надійності, довговічності, безпеки, екологічної чистоти, економічності та зниження витрат на ремонт старих машин, які часто коштують дорожче, ніж нові [30].

1.3. Способи відновлення працездатності підшипникових вузлів

Такі дослідники, як В.Б. Гурик, Б.Д. Воронков, В.Б. Черкунов, Ю.П. Бусаров, Б.В. Черкунов, А.Е. Татарченко, М.П. та Н.П. Копак, В.Г. Куранов, А.Н. Виноградов та інші, вивчали опори ковзання як важливий компонент автомобільної техніки [41,42,43]. Зношування деталей у вузлах ковзання може призвести до значних наслідків, зокрема погіршення герметичності поршневих машин, зміни в режимі змащення та зниження кінематичної точності

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						14
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

механізмів. Це має низку неприємних наслідків, включаючи зниження потужності двигуна, збільшення витрат мастил і пального, погіршення роботи компресорів і збільшення ймовірності витоків небезпечних речовин через сальники.

Зокрема, знос циліндро-поршневих груп двигуна підвищує забруднення відпрацьованими газами. Статистика показує, що 100 зношених автомобілів забруднюють повітря на рівні 125 нових.

1.3.1 Відмови автомобільних підшипників ковзання

Зношування вкладишів, шийок валів і підшипників ковзання знижує коефіцієнт корисної дії, витрату масла та стабільність роботи при зміні режиму. Застосування різних методів зміцнення поверхні валів (наприклад, цементування або загартування), очищення мастила від домішок і продуктів зношування, а також охолодження підшипників допомагає збільшити ресурс.

Втомне руйнування поверхневого шару вкладишів, яке є типовим для підшипників машин дорожньо-транспортної техніки, може відбуватися через часті зміни режимів роботи. Самовстановлювальні вкладиші забезпечують незначний поворот навколо осі для компенсації навантаження, щоб зменшити вплив неточностей при виготовленні або експлуатаційних деформацій на процес зношування.

Інтенсивне перевантаження може призвести до заїдання цапфи або вала вкладиша, що призводить до різкого збільшення тертя, нагрівання та плавлення матеріалу вкладиша. Гідростатичні підшипники використовують мастило під тиском у зону контакту вала з вкладишем, щоб запобігти цьому явищу, особливо під час роботи в умовах різких змін навантажень.

Підшипники ковзання використовуються в таких частинах автомобіля, як амортизатори, маятникові важелі та елементи рульового керування.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						15
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1.4. Аналіз роботи трибосопрямижень в гідроциліндрах та амортизаторах автомобілів

Незалежно від виду та конструкції амортизатор складається з кількох основних компонентів. Амортизатор легкового автомобіля складається з робочого циліндра, зібраного в корпусі з вушками для з'єднання. Він містить гідравлічну рідину. Даний циліндр також містить поршень, який приєднаний до штока. Поршень має ущільнювальні кільця та спеціальні пропускні клапани стиску та віддачі. Вони дозволяють рідині, стиснутій у циліндрі, прокачуватися у вільну порожнину циліндра, переміщуючи поршень.

Амортизатор кріпиться до кузова автомобіля за допомогою штока, а сайлентблок кріпить його до підвіски. Зверху на амортизаторах встановлюється захисний кожух або пильовик для захисту внутрішньої порожнини циліндра та штока. Крім того, щоб запобігти витіканню рідини з циліндра, у верхній частині циліндра встановлена спеціальна манжета з прямою втулкою. Дані елементи можна використовувати як для найпростіших гідравлічних амортизаторів, так і для більш складних конструкцій. Пристрій амортизатора може відрізнятися ще кількома іншими деталями.

Як було зазначено вище, конструкція амортизаторів може значно відрізнятися. Розглянемо основні класи амортизаторів і відмінності між ними за конструкцією. У першу чергу амортизатори поділяються на одне- і двотрубні за архітектурою (рис. 1.2).

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

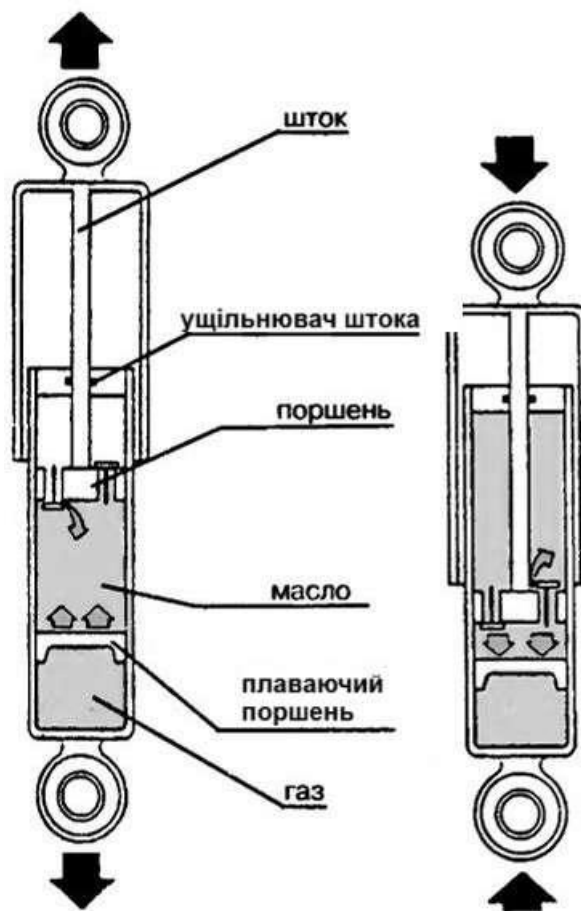


Рисунок 1.2 - Пристрій двотрубного амортизатора

Порівняно з двотрубними амортизаторами, однотрубні мають більш прогресивну конструкцію. Основна відмінність полягає в тому, що в них використовується лише один циліндр для роботи поршня та зберігання рідини. Тим не менш, однотрубні амортизатори мають газову камеру, яка знаходиться в нижній частині амортизатора. Цей компонент дозволяє вирішити деякі проблеми двотрубних амортизаторів, особливо проблему аерації.

Однотрубні амортизатори мають такі основні конструкційні характеристики:

1. Циліндр з поршнем і штоком:

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Однотрубний амортизатор складається з одного основного циліндра, у якому рідина і поршень розташовані. Цей дизайн запобігає перетіканню рідини з одного циліндра в інший, як це буває у двотрубних амортизаторів.

2. Газова камера:

У нижній частині однотрубного амортизатора знаходиться герметична газова камера. Зазвичай азот під високим тиском вноситься в газову камеру. Плавучий поршень відділяє цю камеру від робочої рідини. Газ захищає рідину від повітряних бульбашок і аерації, збільшуючи ефективність роботи амортизатора.

3. Процес роботи:

Коли амортизатор стискається, поршень переміщує рідину до газової камери, і газ стискається. Це додає амортизації та підвищує демпфування ударів. Газова камера розширюється, коли амортизатор розтягується, що дозволяє рідині повернутися в робочу зону. Це покращує роботу системи.

4. Переваги:

Завдяки відсутності зовнішнього циліндра однотрубні амортизатори забезпечують кращу тепловіддачу, що дозволяє рідині охолоджуватися ефективніше. Крім того, вони більш чутливі до змін у русі підвіски та більш стійкі до перегріву.

5. Недоліки:

Один із зовнішніх недоліків — це чутливість до розташування. При встановленні штоком вниз однотрубні амортизатори не можуть працювати належним чином, оскільки це порушує роботу газової камери та погіршує амортизаційні властивості амортизаторів.

Отже, однотрубні амортизатори мають більшу ефективність, стійкість до перегріву та відсутність проблеми аерації, незважаючи на складнішу конструкцію та більшу вартість у порівнянні з двотрубними аналогами. .

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.3 - Пристрій однотрубного амортизатора

Гідравлічні та гідравлічно-газові амортизатори є важливими для забезпечення безпеки та комфорту під час експлуатації автомобіля. Умови експлуатації, для яких вони розроблені, визначають їхні конструктивні особливості.

Основні особливості гідравлічних амортизаторів:

1. Робоча рідина: спеціальне масло використовується в цих амортизаторах для плавного переміщення поршня, амортизації та гасіння вібрацій.

2. Конструкція: У класичному дизайні є один або два циліндри, через які циркулює рідина під час роботи поршня. Клапани впливають на жорсткість амортизації, регулюючи швидкість перетікання масла.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

3. Особливості роботи: гідравлічні амортизатори працюють добре в нормальних умовах, але вони можуть перегріватися під час високих навантажень або швидкостей, що знижує ефективність амортизації.

Гідравлічно-газові амортизатори мають додатковий компонент, газ під тиском, який зазвичай є інертним (азот), що робить їх більш ефективними:

1. Комбінація масла та газу: додавання резервуара з газом робить їх більш стабільними та запобігає перегріву.

2: Захист від аерації: плаваючий поршень відокремлює газ від масла, що запобігає змішуванню газу з рідиною, що може призвести до зниження ефективності амортизації.

3: Переваги: гідравлічно-газові амортизатори більш стійкі до перевантажень і змін температури. Крім того, вони швидше відновлюються після важких завдань.

Для покращення експлуатаційних характеристик амортизаційні стійки можуть мати різні додаткові елементи, такі як додаткові клапани та регулювання жорсткості. Вони покращують керованість і стабільність спортивних і легкових автомобілів.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						20
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

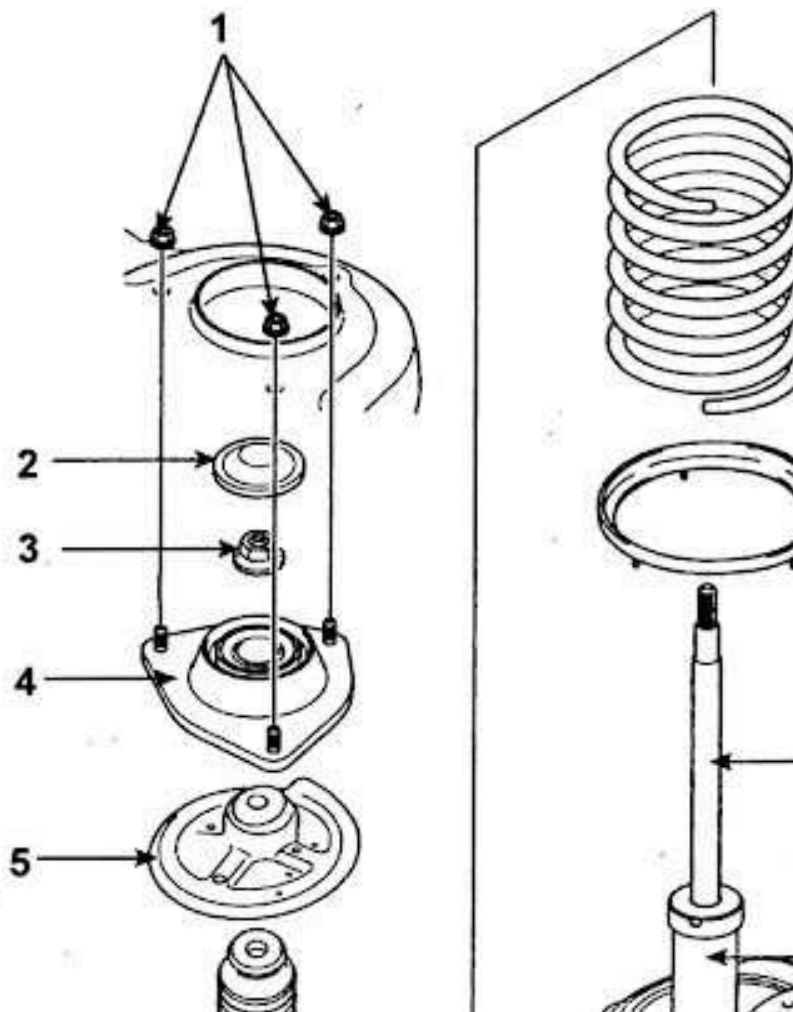


Рисунок 1.4 - Зовнішній вигляд амортизаційної стійки застосовується для легкових автомобілів

На класичному автомобілі амортизатори можна встановлювати окремо від пружин. Деякі також прикріплюються до пружини. У ньому є амортизатор усередині, а пружина зовні з'єднана між собою за допомогою спеціального кріплення. Крім того, стійка встановлюється таким чином на автомобіль. Залежно від моделі автомобіля, пружина амортизаційної стійки може виконувати як основну, так і додаткову функцію. Крім того, часто в пристрої стійки амортизатора є гайка, яка дозволяє легко змінювати висоту стійки, що змінює кліренс автомобіля.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ

Арк.

21



Рисунок 1.5 - Можливі варіанти кріплення амортизаторів до підвіски та кузова автомобіля

Амортизатори в складі підвіски можуть кріпитися різними способами, залежно від моделі автомобіля (рис. 1.5). Вушко-вушко, вушко-штир і штир-штир є найпоширенішими типами кріплення. Крім цих типів кріплення існують також такі схеми кріплення, як штир-поперечка та вставний амортизатор.

Амортизатор призначений для зменшення вертикальних коливань кузова автомобіля під час руху по нерівній поверхні. При русі автомобіля кузов може мати вертикальні коливання. Це не лише рух по ямах і вибоям, але й маневрування, особливо на високій швидкості [87]. У динамічному розгоні навантаження та маса кузова зміщуються на задню вісь, розвантажуючи передні колеса. Це значно знижує зчеплення з дорогою. У випадку екстреного гальмування ситуація зовсім інша. При проходженні поворотів на високій швидкості вага автомобіля зміщується на зовнішню сторону повороту, що призводить до нестабільного зчеплення коліс автомобіля на дорозі. Крім того, амортизатори різних типів і конструкцій використовуються для зменшення такого навантаження на різних колесах. поєднання мікрочастинок бронзи, фторопластового ущільнення та «спіднички».

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Бронзовий пил, що входить до складу ущільнення поршня, забезпечує:

- високу міцність ущільнення поршня і стійкість до стирання;
- підвищену термостійкість (до 160°С.)

Поршень амортизатора SS20 зі «спідничкою» підходить для використання в амортизаторах, експлуатованих у високонавантажених умовах (рис. 1.6).



Рисунок 1.6 - Поршень амортизатора SS20 з «спідничкою»

У порівнянні з попереднім варіантом амортизатор зі «спідничкою», фторопластовим ущільненням, графітом і молібденом більш економічний. Він має такі переваги: надійна герметизація між поршнем і робочим циліндромом; успішно працює при температурах до 120 °С.

Дані поршні дозволяють мати однакові характеристики амортизаторів як під час ремонту, так і під час серійного виробництва. «Спідничка» дозволяє вирішити всі проблеми, що виникають, коли розмір робочого циліндра не відповідає розміру самого поршня (рис. 1.7). Це підвищує стабільність і термін служби амортизатора.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.7 - Поршень амортизатора SS20 із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою

Поршень амортизатора має торовані поперечні зазубрини, які блокують зсув фторопластового ущільнення поршня (рис. 1.8).



Рисунок 1.8 - Поршень амортизатора з торованими поперечними зазублинами

Гідроциклони. Підйом платформи здійснюється за допомогою телескопічного гідроциліндра, який оснащений трьома висувними плунжерами. Рис. 1.9 показує пристрій гідроциліндра, який використовується на самоскидах.

Для підведення масла в гідроциліндр використовується штуцер у днище. Круглі ущільнювальні кільця 11, 12, 13 і 14 використовуються для ущільнення плунжерів 2, 3, 4, корпуса 8 і днища 5. Для того, щоб захистити тертьові поверхні плунжерів від пили та бруду, які містяться в плунжерах, були встановлені гумові захисні кільця 15, 16, 17. У нижній частині плунжерів встановлено пружинні стопорні кільця 18, 19. Ці кільця обмежують переміщення плунжерів униз.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

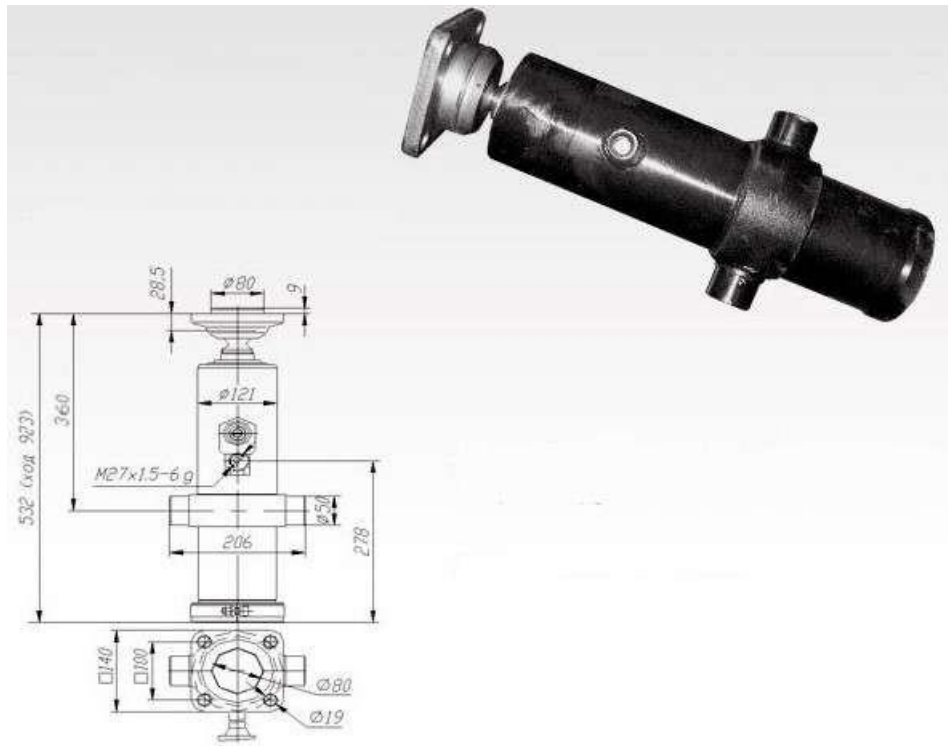


Рисунок 1.9 - Гідроциліндр 3507-01-8603010-01:

1 – верхня опорна п'ята; 2, 3, 4 – плунжера; 5 – днище; 6 – рукав високого тиску; 7 – нижня кульова опора; 8 – корпус; 9 – кришка опори; 10 – верхня кульова опора; 11, 12, 13, 14 – ущільнювальні кільця; 15, 16, 17 – захисні кільця; 18, 19 – стопорні кільця; 20 – нижня опорна п'ята 30

Гідроциліндр складається з двох кульових головок, які встановлюються в верхні 1 і нижні 20 опорні п'яти за допомогою кришок, оснащених дев'ятьма болтами та пружинними шайбами. Коли гідроциліндр ремонтується або замінюється, верхні та нижні опори змазуються під час установки.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ

Арк.

25



Рисунок 1.10 - Схема гідроциліндра

Зворотньо-поступальний рух здійснює вихідна (рухлива) ланка. Це може бути шток, плунжер або сам корпусу циліндра. Внутрішній діаметр, хід поршня, діаметр штока та номінальний тиск робочої рідини є основними параметрами, якими характеризуються усі гідроциліндри (рис. 1.10).

Гідроциліндри можуть бути поршневі, телескопічні, плунжерні або двосторонні. Гідроциліндри поділяються на тверді та шарнірні за кріпленням. Гідроциліндр одnobічної дії спрямовує зусилля на рухливу ланку лише в одну сторону (робочий хід циліндра). Рухлива ланка просто рухається назад під дією сили ваги або зворотного механізму, як-от пружини. Ця група циліндрів має одну робочу площину. Можливості гідроциліндрів двосторонньої дії трохи більші. Вони мають дві робочі площини, тому вони можуть створювати роботу на вихідній ланці в двох напрямках. Рідина під тиском надходить у порожнину циліндра одночасно, щоб забезпечити зворотньо-поступальний рух. Коли рідина потрапляє в одну з порожнин, вона з'єднується зі зливом. У гідроциліндрі є дві порожнини: штокова, де розташований шток, і поршнева.

Гідроциліндри допомагають іншій будівельній і сільськогосподарській техніці виконувати всі необхідні роботи, а також надають рух ковшам комбайнів і екскаваторів, кранам маніпуляторів і навантажувачам (рис. 1.11).

									Арк.
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ				



Рисунок 1.11 - Пристрій і способи виготовлення гідроциліндрів

Гідроциліндр є основним механізмом, який використовується в багатьох сферах діяльності. Гідроциліндри — це пристрої зворотно-поступальних рухів, які можуть бути односторонніми, двосторонніми або телескопічними. Отже, при виборі слід звертати увагу на технічні характеристики гідроциліндрів. Таким чином, будь-яка техніка може значно підвищити продуктивність праці, а також максимізувати вигоду.

Самоскиди, верстати, екскаватори та інші методи гідроциліндрому працюють за допомогою штока та пружини. Крім того, необхідно забезпечити надійний захист робочої рідини, яка включає моторні масла та гідравлічні рідини, щоб забезпечити плавний і безперебійний рух. Як правило, використовується робоча рідина, яка відповідає високим індексам в'язкості та іншим вимогам, а також безпечна та нетоксична для різних температур.

Гідроциліндри є важливою частиною, яка використовується при виготовленні гідропресів, верстатів і спеціального обладнання. Ремонт і виробництво гідроциліндрів є важливою частиною технологічного процесу та важливою частиною експлуатації пристроїв, що використовують гідроциліндри. Крім того, використання гідроциліндрів є досить простим і повністю безпечним.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип гідростатичного впливу стовпа рідини на його шток лежить в основі процесу роботи гідроциліндра. Проектувальники, у свою чергу, постійно допрацьовують і удосконалюють гідроциліндри відповідно до потреб.

При виборі гідроциліндра важливими параметрами є номінальний тиск, хід і діаметр штока та поршня. Номінальна потужність гідроциліндра є основним фактором, а діаметр поршня та штока показують робоче зусилля, чинене пристроєм.

1.5. Ущільнювальні кільця гідроциліндрів

Ущільнювальні кільця металеві зазвичай виготовляють із сталі, чавуну, бронзи або алюмінію в рідких умовах. Вони повинні бути як досить м'якими, щоб бути хорошими ущільнювачами, так і досить міцними, щоб витримувати навантаження, що виникають у них під час роботи. Для ущільнення обертових деталей використовуються металеві ущільнювальні кільця, які встановлюються в місцях, де ущільнення може призвести до витоків (рис. 1.12). Такі виточки дозволяють змащувати втулки та підшипники.

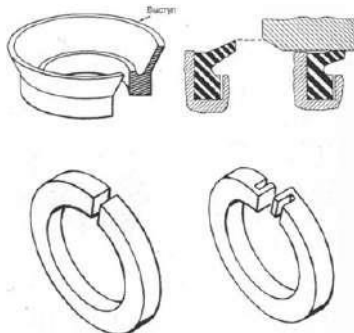


Рисунок 1.12 - Металеві ущільнювальні кільця

Ущільнення призначені для герметизації обертових деталей, але іноді їх використовують і для герметизації здійснюючих зворотно-поступальних рухів поршнів гідроциліндрів і гідроаккумуляторів.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Металеві кільця можуть також використовуватися для ущільнення нерушливих з'єднань, однак таке їхнє застосування в АКПП досить обмежене. Металеві ущільнювальні кільця за формою аналогічні поршневим кільцям двигуна. Чавунні кільця виготовляють із тієї ж самої марки чавуну, що й поршневі кільця, і покривають нікелем, хромом або оловом. Алюмінієві кільця, які використовуються, наприклад, у швидкісному регуляторі трансмісії фірми Ford, покриті тефлоном.

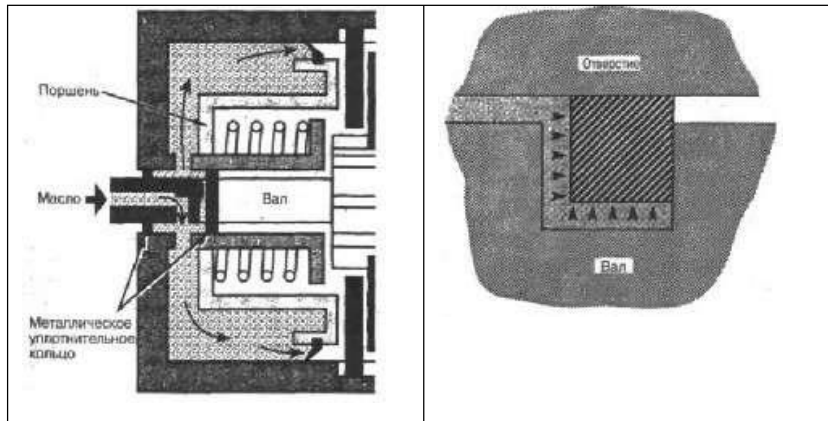


Рисунок 1.13 - Ущільнювальний ефект металевого кільця

Ущільнювальний ефект металевого кільця досягається тиском масла на стінку канавки та циліндричну поверхню отвору (рис. 1.13). З'єднання двох кінців металевого ущільнювача може бути замковим або торцевим. Торцеве з'єднання використовується в ситуаціях, коли через ущільнювальне кільце можливий невеликий витік. Це може включати змащення певних компонентів АКПП. Коли витік масла через кільце небажаний, використовуються металеві ущільнювальні кільця із замковим з'єднанням.

Всновки по главі 1

Аналіз показав, що амортизатори містять багато сполучень, які не були достатньо вивчені.

За допомогою заміни сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів на нові ремонтні комплекти, які використовують нові принципи

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

роботи трибосопрояжених, мета дослідження полягає в тому, щоб зменшити витрати на обслуговування та гарантувати працездатність підвіски автомобілів.

Для досягнення зазначеної мети поставлені наступні завдання: провести аналіз існуючих методів підвищення довговічності (сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів) і інших вузлів підвіски автомобіля; теоретично обґрунтувати можливість відновлення працездатності сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів за допомогою інноваційного ремонтного комплексу, відповідно, з конічним і циліндричним пружинним вкладишами; і розробити - провести експериментальне дослідження експлуатаційних характеристик амортизатора з використанням інноваційних поршневих пружинних циліндричних сполучень і конічних пружинних вкладишей сайлентблока; - продемонструвати переваги інноваційних ремонтних комплектів і розробити методи відновлення сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів у сервісних підприємствах.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						30
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СПОСОБІВ ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ ІННОВАЦІЙНИМ РЕМОНТНИМ КОМПЛЕКТОМ

2.1. Удосконалювання комплекту для ремонту підшипника ковзання для сайлентблока амортизатора

Коли гума втулка амортизатора скручується, вона розривається. Удосконалений сайлентблок підшипник з пружинним вкладишем позбавлений цього недоліку. Підшипник ковзання, запропонований для зворотньо-обертального руху, виконує трибологічні принципи: придушення окисних процесів, активація робочої поверхні пластичною деформацією [29, 30, 31, 32, 59]. З цією метою підшипник постачений рухливим вкладишем у формі гвинтової циліндричної пружини, також відомої як проміжний елемент. У коливальному режимі він примусово повертається лише в одну сторону, щоб забезпечити рівномірний розподіл зношування та розподіл змащення. Підтискання пружини створює натяг, необхідний для досягнення мікропластичних деформацій. У коливальному режимі закручування або розкручування пружинного вкладиша викликає пружний натяг на внутрішній або зовнішній поверхні вкладиша, що примушує його повернути в одному напрямку. Це називається ефектом храповика. Зцепове ущільнення легко використовується для зменшення окисних процесів у запропонованій конструкції. Крім того, позитивний ефект досягається завдяки зменшенню адгезійної складової тертя, також відомої як тертя спокою. Це також дозволяє частково використовувати концепцію Н.Е.Жуковського «про рух без тертя» (обертання проміжної опори) без використання зовнішнього джерела енергії. Підшипники можна використовувати замість сайлентблоків підвіски, шарнірів рульового керування, голчастих підшипників карданного вала та інших шарнірних вузлів, які працюють у зворотньо-обертальному режимі, як показано на рис. 2.1.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

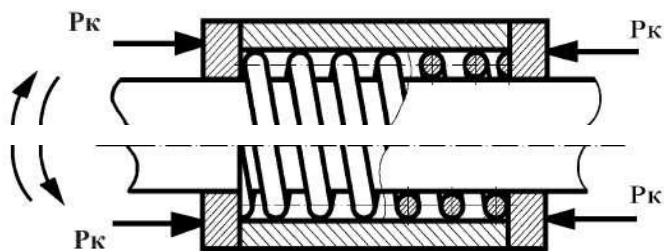


Рисунок 2.1 - Схема підшипника з рухливим пружинним вкладишем

У розробленому пристрої (рис. 2.1) введено рухливий вкладиш у підшипник пружного проміжного елемента. Цей рухливий вкладиш регулюється зусиллям стиску P_k , що створює ущільнення на робочих поверхнях для обмеження окисних процесів і активації поверхні мікропластичною деформацією.

Привозвратньо-обертovому русі вала або зовнішнього кільця через закручування або розкручування пружинного вкладиша виникає гальмування на внутрішній або зовнішній поверхнях вкладиша, що стабілізує режим і рівномірність зношування. Завдяки цьому «ефекту храповика» пружинний вкладиш примусово повертається тільки в одному напрямку, залежному від напрямку навивки пружини. У процесі роботи лінія контакту робочих поверхней постійно змінюється, що також зменшує знос.

Наприклад, для регулювання ущільнення або компенсації зношування під час ремонту між опорною шайбою та торцем пружинного вкладиша можуть бути встановлені регулювальні шайби, якщо це необхідно. Для зменшення та підтримки режиму беззносності, якщо виконуються вищезазначені умови, можуть бути використані різні методи, описані в спеціалізованій літературі, такі як ведення в змащуванні металопластикових присадок, спеціальна обробка методами ФАБО, використання матеріалів, що містять металопластикові компоненти та ін [70, 71, 73, 74, 75, 76].

У запропонованому шарнірному підшипнику [72, 77, 82, 83, 92, 93, 100, 101] пружний пружинний вкладиш встановлюється між внутрішньою та

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ				

зовнішньою втулками з незначним натягом на робочих поверхнях вкладиша (рис. 2.2А). Причому під час повороту підшипника в одну сторону натяг на одній з робочих поверхонь збільшується, а на іншій зменшується, що призводить до утворення зазору та проковзування (рис. 2.2Б). При повороті на поверхню, де був зазор, виникне натяг, і навпаки. Усунення окисних процесів на робочих поверхнях підшипників має бути забезпечено конструктивно шляхом встановлення ущільнення, що запобігає доступу кисню та інших окиснювачів до робочих поверхонь, або технологічно шляхом уведення інгібіторів у мастило [57,58].

Інтегральна теорема Лапласа [33] може бути використана для визначення ймовірності появи зазорів і натягів у у-сполученні. Якщо ймовірність p настання події A в кожному варіанті постійна та відмінна від нуля та одиниці, то ймовірність $P_n(k_1, k_2)$ того, що подія A з'явиться в n варіантах від k_1 до k_2 раз, приблизно дорівнює певному інтегралу.

$$P_n(k_1, k_2) \approx \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{k_1}^{k_2} e^{-\frac{z^2}{2}} dz, \quad (2.1)$$

де P_n ймовірність не настання події $q=1-p$.

У зв'язку з тим, що невизначений інтеграл не може бути виражений через елементарні функції, при вирішенні завдань з використанням інтегральної теореми Лапласа використовуються спеціальні таблиці. Довідкова література містить інтегральну таблицю [33].

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

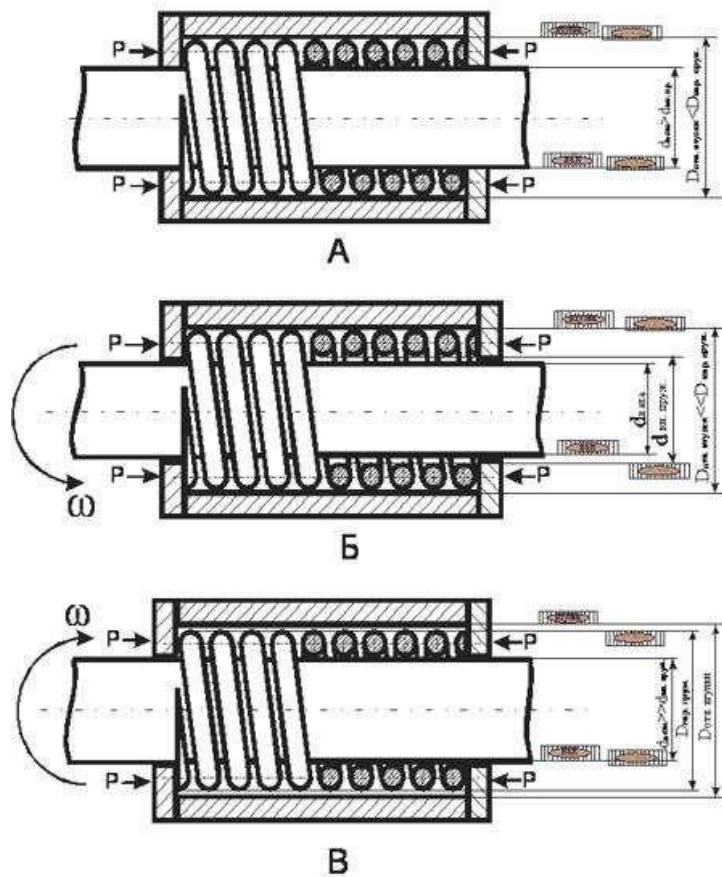


Рисунок 2.2 - Схема посадок на робочих поверхнях шарнірного підшипника із пружним пружинним вкладишем: А – підшипник перебуває в спокої; Б и В – обертання осі (цапфи) у різні сторони

Використовуючи нормальний закон розподілу розмірів, знайдемо величину x в інтервалі від x_1 до x_{i+1} за формулою:

$$P(x) = \Phi(x_{i+1}) - \Phi(x_i), \quad (2.2)$$

де значення функції $\Phi(x)$ являють собою ймовірності знаходження випадкової величини x у заданому інтервалі.

Перехідні посадки використовуються для мінімальних зазорів-натягів. У метрології використовується N як умовна позначка натягу та Z як умовна позначка зазору. Ви повинні перевести розмірні значення z_i і z_{i+1} в безрозмірні

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

величини x_i і x_{i+1} , щоб використовувати таблицю функції Лапласа. Для цього ми визначимо середньоквадратичне відхилення перехідних посадок:

$$\sigma_z = (Z_{p \max} - N_{p \max}) / 6. \quad (2.3)$$

Потім задані інтервали z_i і z_{i+1} заміняємо величинами

$$\begin{aligned} x_i &= [Z_i - Z_m(N_m)] / \sigma_z, \\ x_{i+1} &= [Z_{i+1} - Z_m(N_m)] / \sigma_z, \end{aligned} \quad (2.4)$$

Тут $Z_m(N_m)$ – середнє значення зазору-натягу, обумовлене для обраної посадки по формулі:

$$Z_m(N_m) = 0.5 \{ Z_{p \max}(N_{p \max}) + Z_{p \min}(N_{p \min}) \}. \quad (2.5)$$

Формула 2.2 дозволяє знайти ймовірність $P(x)$ появи сполук в інтервалі $z_i(x_i) \dots z_{i+1}(x_{i+1})$.

Тільки кваліфікації 4–8 передбачають перехідні посадки. У цих посадках точність вала повинна бути на один квалітет вищою, ніж точність отвору [52, 63, 64, 65].

2.2. Визначення розмірів елементів гладкого циліндричного з'єднання пружинного вкладиша на валу і в отворі

Для того, щоб визначити які традиційні посадки необхідні для впевненої методики ВСТВ можна використовувати для роботи пружинного вкладиша.

Розв'яжемо завдання, щоб знайти компоненти гладкого циліндричного з'єднання.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Вихідні дані:

Номинальний розмір—20мм

Отвір – *H5*

Вал—*p4*

Величина допусків:

Отвір— $TD=0,009$ мм Вал—

$Td=0,006$ мм Граничні

відхилення:

Отвір:

$\emptyset 20H5$: $EI=0$; $ES=EI+TD=0,000+0,009=+0,009$ мм;

Вал:

$\emptyset 20p4$: $ei=0,022$; $es=ei-Td=0,022+0,006=0,028$ мм

2. Граничні розміри:

Отвір:

$D_{max}=dn+ES=20+0,009=20,009$ мм,

$D_{min}=dn+EI=20+0,000=20$ мм.

Вал:

$d_{max}=dn+es=20+0,028=20,028$ мм,

$d_{min}=dn+ei=20+0,022=20,022$ мм.

3. Граничні зазори й натяги:

$S_{max}=D_{max}-d_{min}=20,009-20,022=-0,013$ мм;

$S_{min}=D_{min}-d_{max}=20-20,028=-0,028$ мм;

$N_{max}=d_{max}-d_{min}=20,028-20=0,013$ мм;

$N_{min}=d_{min}-d_{max}=20,022-20,009=0,028$ мм.

4. Група посадки:

- $\emptyset 20 \frac{H5}{p4}$ - посадка з натягом.

Допуск посадки:

$TP=S_{max}-S_{min}=-0,013-(-0,028)=0,015$ мм;

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$TP=TD+Td=0,009+0,006=0,015\text{мм.}$$

5. Схема полів допусків з'єднання $\varnothing 20 \frac{H5}{p4}$ вала та циліндричного пружинного вкладиша (рис. 2.3).

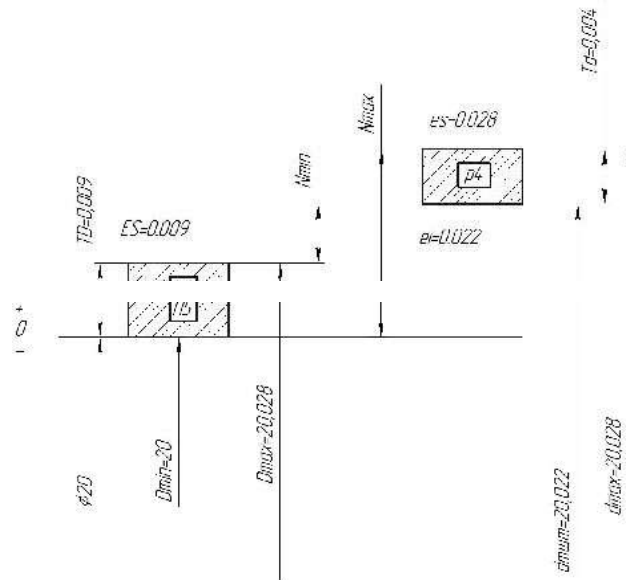


Рисунок 2.3 - Схема полів допусків з'єднання

6. Ескізи з'єднання в зборі і його деталей (рис. 2.4).

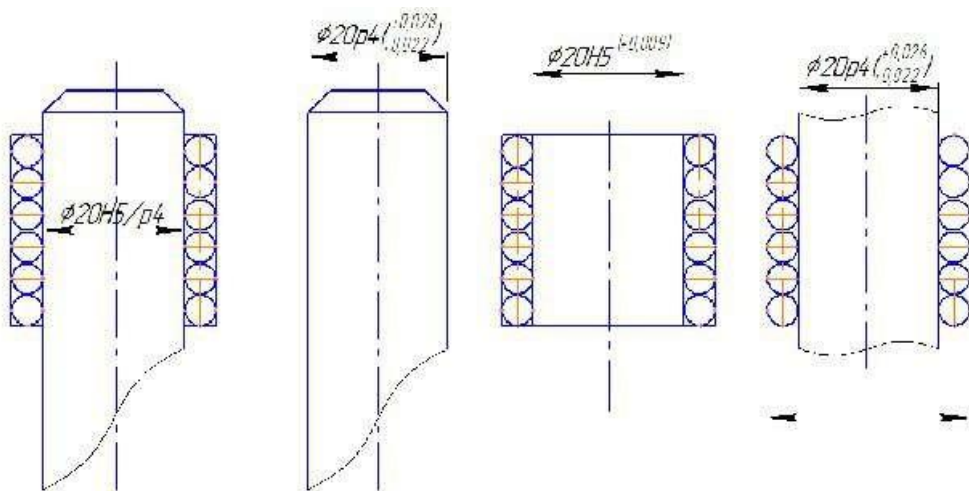


Рисунок 2.4 - Ескізи з'єднання

Розрахунки показують, що виготовлення традиційної посадки вимагає використання високоточного устаткування та дорогих інструментів, що не

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

економічно вигідне для виготовлення деталей, що й сполучаються з пружинним вкладишем. Крім того, подібний розрахунок не може бути виконаний для підшипника ковзання з рухливим пружинним вкладишем, оскільки потрібен інший метод. Для забезпечення посадок з натягом на циліндричних поверхнях було запропоновано зробити конічний пружинний вкладиш, а інші поверхні, що сполучаються з ним, циліндричними [54].

2.2.1. Принцип дії підшипника ковзання із пружинним вкладишем для сайлентблока амортизатора

Для зворотньо-обертального руху запропонований ремонтний комплект підшипника ковзання, який складається з вала 1, зовнішнього кільця 2 і спірального вкладиша 3, розміщеного між ними. Конструкція спірального вкладиша рухлива, конічна з кутом конуса від 1 до 5. Діаметр дроту пружини d дорівнює половині зазору між діаметром вала D і діаметром отвору $D+2d$. Для забезпечення сталості «ефекту храповика» він встановлюється з натягом як по торцях, так і по внутрішній і зовнішній поверхнях [54, 55, 56].

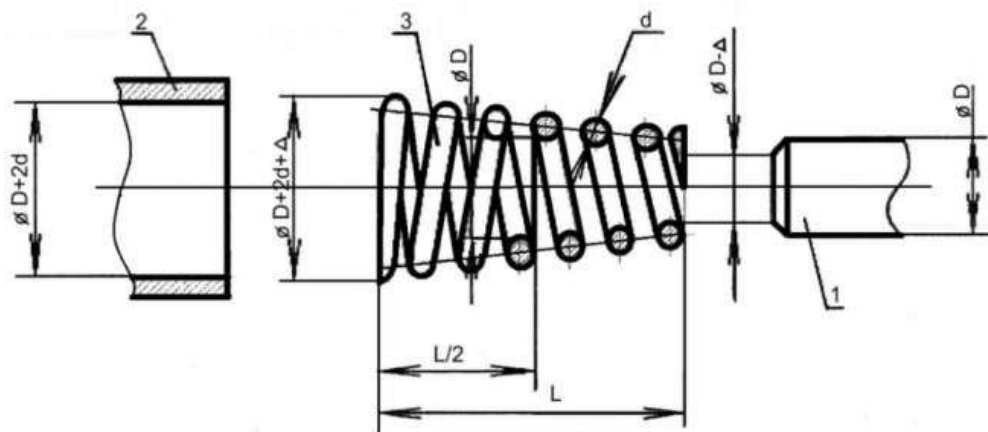


Рисунок 2.5 - Конічний підшипник ковзання для зворотньо-обертального руху

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

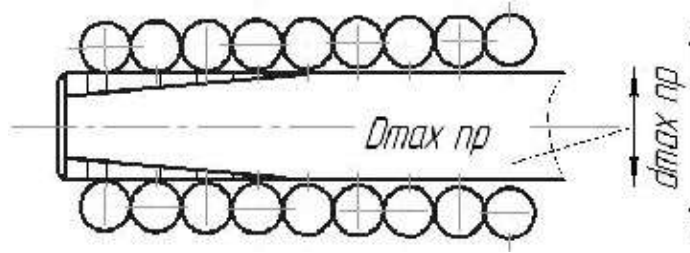


Рисунок 2.6 - Розсташування пружини, надягнутої на вал з натягом на половині її довжини

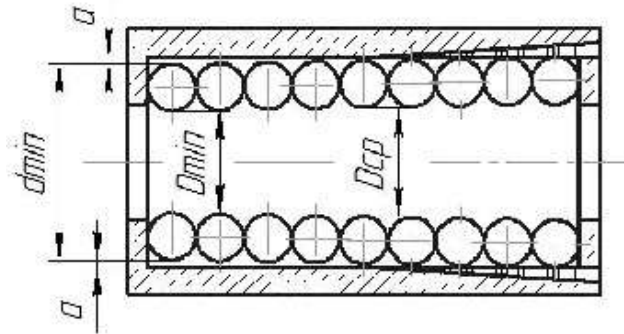
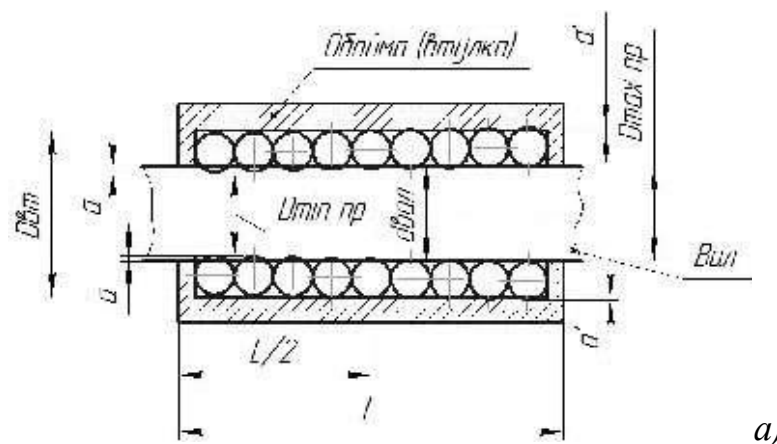


Рисунок 2.7 - Розсташування пружини, вставленої у втулку з натягом на половині її довжини

Вкладиш поміщається між втулкою 1 і валом 2 (рис. 2.8). Навиваючи дріт на вал, щоб утворити середній діаметр $d_{cp.пр.}$, ми створюємо конічну пружину. Позначимо діаметр конічної пружини на валу як $d_{cp.пр}$ на отвір, якщо вона знаходиться у втулці.

$$D_{cp.пр.a} = (d_{вал} - d_{min.пр}) / 2 \quad a' = (d_{max.пр} - D_{вт}) / 2 \quad (2.6)$$



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

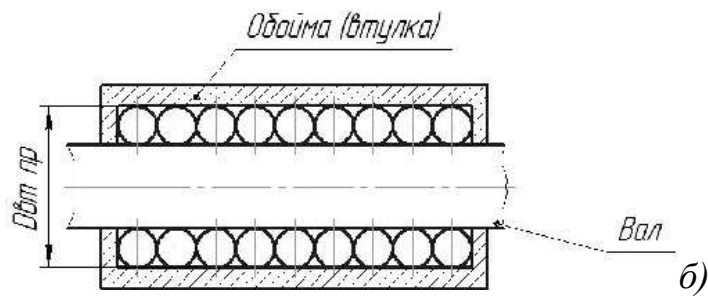


Рисунок 2.8 - Схеми розташування пружини:

- а) – розташування пружини, якщо вважати її твердої, а вал і втулку пластично деформуємі;
- б) – пружина жорстко затиснута між валом і втулкою (уважаємо деталі не деформуємі)

Виготовимо конічну пружину та помістимо її між валом і втулкою, переконавшись, що матеріали вала та втулки не будуть деформуватися. При цьому пружина буде натягнута по робочих поверхнях нерівномірно на валу та втулці. У цьому випадку діаметр дроту дорівнює половині зазору між діаметром отвору втулки та діаметром вала. Однак через конічну форму пружини один із її країв буде на 0,5 мм менше діаметру вала, а інший буде більше діаметру втулки (рис. 2.9). Таким чином, створюється пружний натяг, який не розподіляється по всій поверхні як зазвичай, а знижується під кутом тридцять і досягає межі вала та втулки.

Натяг на валу з одного боку, а натяг на втулці з іншого. Величина пружного натягу залежить від кута виготовлення пружини. У цьому випадку поле допуску буде трикутним, а не прямокутним, як зазвичай, оскільки натяг не буде постійним по довжині (рис. 2.9.) [54,55,56].

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

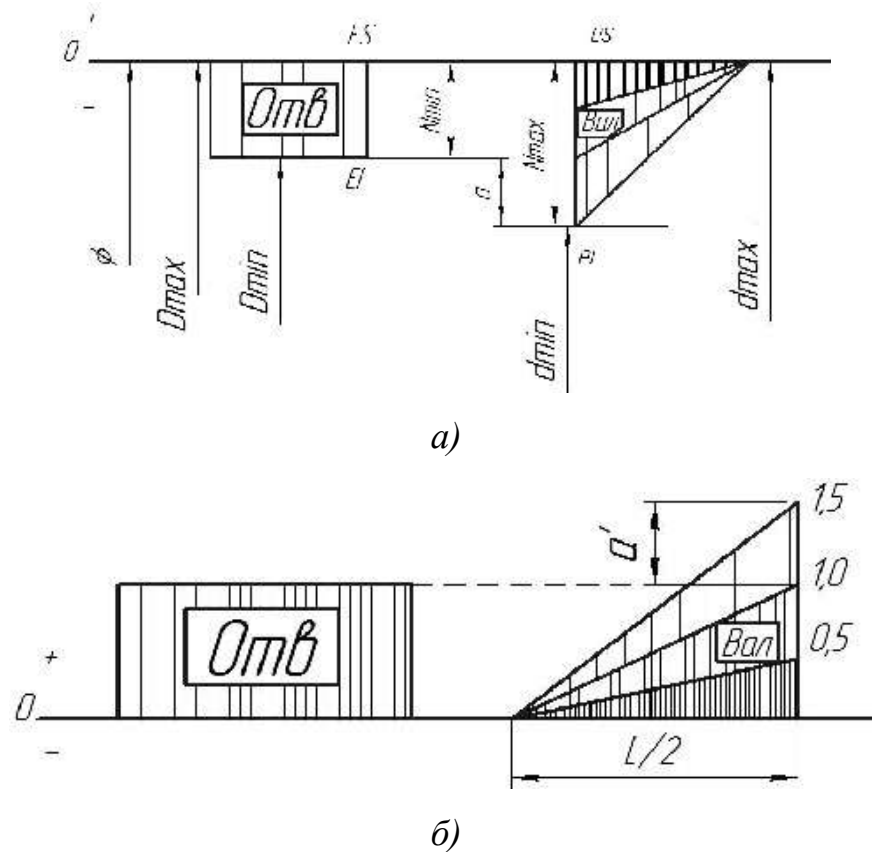


Рисунок 2.9. Схема полів допусків для конічної пружини:
 а) сполучення пружини та отвору б) сполучення пружини та вала

2.3. Геометричні параметри пружинного вкладиша

Циліндрична гвинтова пружина, також відома як пружинний вкладиш підшипника, складається з бруса, вісь якого розташована по гвинтовій лінії на поверхні утворюючого циліндра. Трьома незалежними параметрами, які легко зрозуміти, характеризують цей брус, що утворює гвинтову пружину: D — діаметр утворюючого циліндра (середній діаметр пружини); α — кут підйому осі гвинтового бруса; l — довжина осі робочої частини гвинтового бруса, яка утворює робочі витки. Це числа відомі як основні параметри пружини [34, 60]. Рівність осі бруса в циліндричних координатах показана на рис. 2.10:

$$X = r \varphi \psi = r \varphi \tan \alpha = \delta \tan \alpha \quad (2.7)$$

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

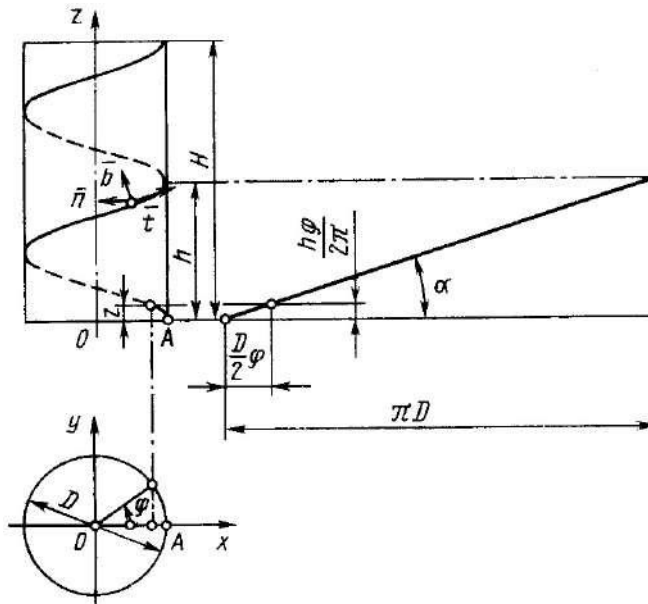


Рисунок 2.10 - Геометричні параметри циліндричної гвинтової пружини

У той час як вісь z спрямована по осі печі, вісь x проходить через крапку А, яка є початком відліку довжини l. Відраховуємо від осі x полярний кут φ . Відповідно, число робочих витків пружини можна вирахувати таким чином:

Довжина робочої частини пружини:

$$H = hi, \text{ або } H = l \sin \alpha. \quad (2.8)$$

2.3.1. Пружні деформації і переміщення гвинтових циліндричних пружин

При зміні довжини пружинного вкладиша під дією осьового навантаження він буде змінювати свої основні параметри [52]

$$\begin{aligned} D &= D_0 + \Delta D; \\ \alpha &= \alpha_0 + \Delta \alpha; \\ l &= l_0 + \Delta l. \end{aligned} \quad (2.9)$$

де: D_0 – початковий діаметр утворюючого циліндра ненавантаженої пружини;

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк. 42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ΔD – зміна діаметра утворюючого циліндра;

α_0 – початковий кут підйому осі гвинтового бруса ненавантаженої пружини;

$\Delta\alpha$ – зміна кута підйому осі гвинтового бруса;

l_0 – початкова довжина осі робочої частини гвинтового бруса ненавантаженої пружини;

Δl – зміна довжини осі робочої частини гвинтового бруса.

Зміна кута підйому витків пружини та зміна діаметра пружини мають найбільше значення. Через малість величини Δl можна не враховувати й важати вісь гвинтового бруса нерозтяжною, що означає, що $\Delta l = 0$. Величини D і α залежать від навантаження P , початкових розмірів пружини та пружних властивостей матеріалу. Що більше цікавить нас, це розрахункові формули для визначення зміни діаметра утворюючого циліндра ΔD , які відомі з літератури [34, 35, 36]. Сила P , осьове переміщення кінців пружини λ і нелінійна характеристика можна розрахувати за допомогою послідовних значень кута підйому α (рис. 2.11) [52].

У результаті отримання значення ΔD можна визначити натяг, який утворюється при здавлюванні пружини зусиллям P , що супроводжується зміною довжини пружини H . Так, внутрішня робоча поверхня зовнішнього кільця та зовнішня поверхня пружинного вкладиша повинні мати нульовий натяг-зазор, а внутрішня поверхня внутрішнього кільця та зовнішня поверхня вкладиша повинні мати натяг, який зменшується наполовину під час здавлювання вкладиша під час процесу складання. Після складання також утворюється натяг на робочій поверхні зовнішнього кільця та зовнішньої поверхні вкладиша (рис. 2.2А). У процесі складання деталей підшипника виходять необхідні посадки робочих поверхонь, що полегшує процес. Сам процес складання також повторюється. Характеристики пружинного вкладиша розрахункові та експериментальні

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.11 - Розрахункова та експериментальна характеристики пружинного вкладиша [52]

Конічна форма пружинного вкладиша є більш технологічною, ніж конічні поверхні вала та кільця. У зв'язку з тим, що вузька частина конічного вкладиша охоплює вал, а широка частина забезпечує натяг по внутрішній поверхні кільця, кут конуса від 1 до 5 необхідний для створення попереднього натягу на половинах поверхонь вала та кільця. Крім того, кут корелює з натягом. Кут пружини більше 5, оскільки він занадто великий, що ускладнює збирання підшипника. Робити кут менш 1 також недоцільно, оскільки натяг буде недостатнім для нормальної роботи підшипника [52,54, 67].

2.4. Математична модель розрахунку конічного пружинного вкладиша

Застосування конічного пружинного вкладиша вимагає коригування розрахункових формул, оскільки теоретичний розрахунок циліндричного пружинного вкладиша слушний і теоретичні характеристики пружинного вкладиша досить добре корелюють з експериментальними, коли значення λ зростає.

При розрахунку конічного пружинного конічного вкладиша визначаємо, що пружина виготовляється з дроту 65Г квадратного перетину зі стороною

квадрата 1,4 мм. Цей дріт найкраще підходить для виготовлення сайлентблока заднього амортизатора автомобіля, який є об'єктом дослідження (рис. 2.12).

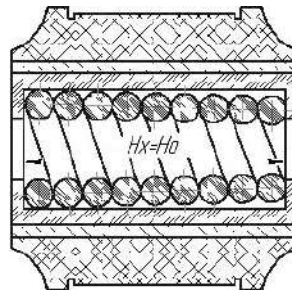


Рисунок 2.12 - Інноваційний сайлентблок амортизатора із пружинним вкладишем

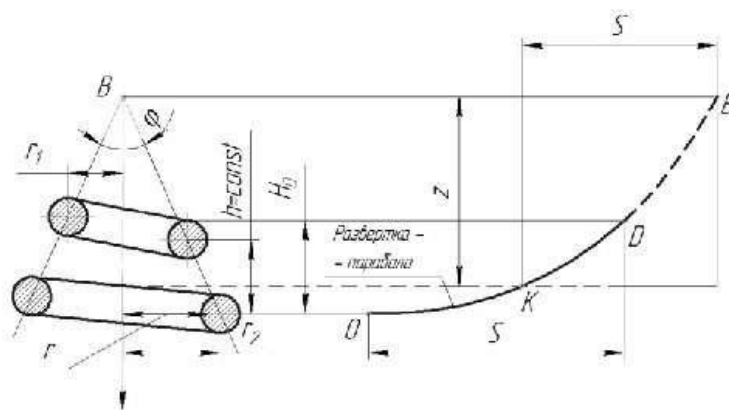


Рисунок 2.13 - Стандартна характеристика кінчної пружини

При розрахунку кінчного пружинного вкладиша (рис. 2.12 і 2.13) з обґрунтованого матеріалу виготовлення - пружинного дроту 65Г квадратного перетину зі стороною 1,4 мм – прийняті наступні допущення:

- абсолютна лінійна деформація пружини fx рівна 1 мм через незначність деформації пружинний вкладиша в сайлентблоці;
- довжина пружини в навантаженому стані Hx прирівняна до $H0$, тому що пружина не навантажена;
- кут підйому витків пружинного вкладиша в ненавантаженому (вільному) стані прийнятий $\alpha=1,83^\circ$
- початковий кут підйому осі гвинтового бруса ненавантаженої пружини $\alpha=\alpha0$;

									Арк.
									45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ				

Оскільки пружинний вкладиш можна представити як твердий брус, то твердість бруса при вигині можна обчислити по формулі

$$B = Eba^3/12 \quad (2.10)$$

Оскільки в нашому випадку перетин використовуваного пружинного дроту являє собою квадрат, тобто, $a=b$

Подальший розрахунок виконаний представленої послідовності пружинного вкладиша як твердого бруса. Твердість на вигин бруса

$$B = E a^4/12, \quad (2.11)$$

де $E=20 \cdot 10^4$ МПа - модуль пружності першого роду;

Твердість бруса при крутінні можна обчислити по формулі:

$$C = \eta ba^3 G = \eta ba^3 E/2(1+\mu) \quad (2.12)$$

Оскільки $a=b$, те цю формулу можна представити як:

Твердість бруса при крутінні

$$C = \eta a^4 G = \eta a^4 E/2(1+\mu), \quad (2.13)$$

де μ - коефіцієнти Пуассона матеріалу деталей.

Висота (довжина) пружини в ненавантаженому стані

$$l_0 = \pi D_0 / \cos \alpha_0. \quad (2.14)$$

Довжина робочої частини пружинного вкладиша

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_0 = l_0 \sin \alpha_0 \sin. \quad (2.15)$$

Середня величина зацепу крутіння пружини

$$R = M/F, \quad (2.16)$$

Таблиця містить значення параметрів, необхідних для визначення посадок підшипника з конічним пружинним вкладишем для сайлентблоку амортизатора.

Рис. 2.14 і 2.15 демонструють математичну модель, яка використовується для теоретичних розрахунків конічного пружинного вкладиша підшипника для зворотно-обертального руху сайлентблока амортизатора.

Конічні пружинні вкладиші підшипників

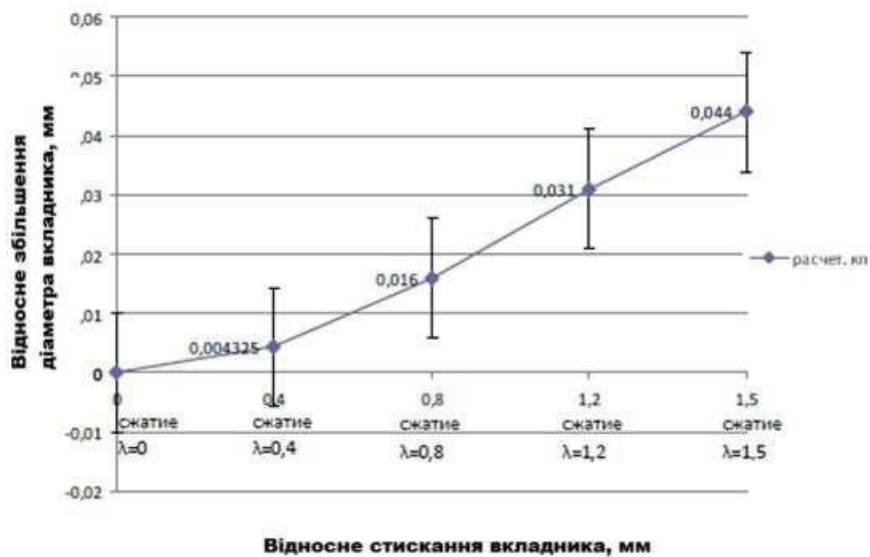


Рисунок 2.14 - Теоретична характеристика конічного пружинного вкладиша підшипника сайлентблока амортизатора

Характеристика циліндричного пружинного вкладиша підшипника

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

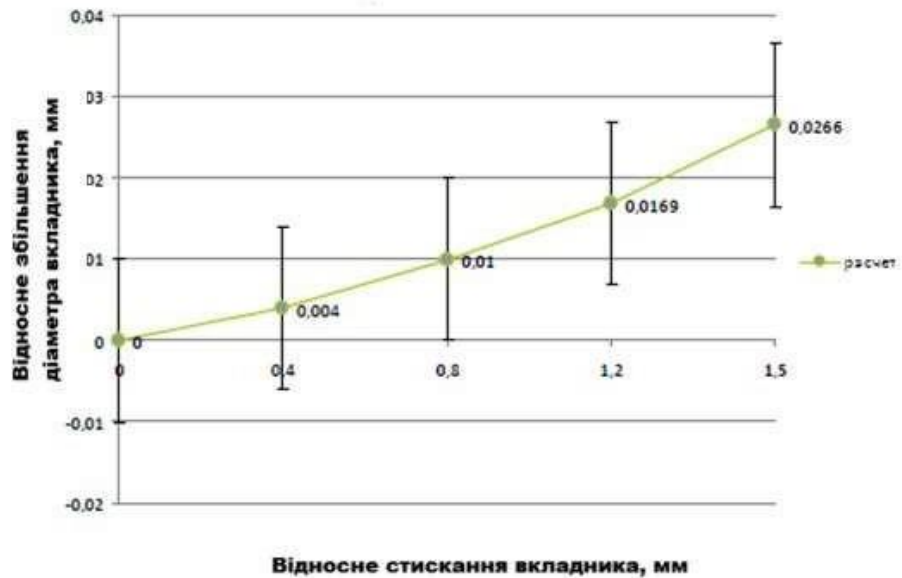


Рисунок 2.15 - Теоретична характеристика для циліндричного пружинного вкладиша сайлентблока амортизатора

Висновки по главі 2

1. Розроблено розрахункову залежність характеристик кінцевого пружинного вкладиша підшипника для інноваційного ремонтного комплекту сайлентблоків. Ця залежність представляє математичну модель процесу, який відбувається з кінчним пружинним вкладишем, коли він з'єднується з циліндричними поверхнями втулки.

2. На основі цієї залежності можна розрахувати винахідливий ремонтний комплект і відновити працездатність сайлентблока амортизатора.

3. Новий ремонтний комплект сайлентблоків використовує нетрадиційні посадки кінцевого пружинного вкладиша зі втулками.

3 РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЇ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ

3.1 Загальна структура проведення дослідного експерименту

Експериментальні дослідження включають методи отримання швидкісних характеристик і оцінку впливу зусилля стиску та відбою в амортизаторі залежно від певних факторів. У нашому випадку проводилися як експериментальні, так і стендові дослідження на апаратурі самостійного виготовлення, а також на стенді SIA-04. На рис. 3.1 показано структуру методів дослідження.



Рисунок 3.1 — Експериментальні методи, які використовувалися для дослідження вдосконалених і стандартних амортизаторів

3.2 Об'єкт та експериментальні умови досліджень

Необхідно вдосконалити конструкцію амортизаторів за допомогою нових ремонтних комплектів, щоб підвищити довговічність підвіски та зробити автомобіль більш безпечним і комфортним для руху. Такий ремонтний комплект містить дві інноваційні конструкції: сайлентблок амортизатора та поршневий вузол.

При проведенні експерименту першим вузлом ремонтного комплекту було вивчення впливу температури та швидкості переміщення поршня амортизатора на зусилля стискання та відбою в амортизаторах автомобільних (рис. 3.1).



Рисунок 3.2 - Амортизатор автомобільний

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики конструкції амортизатора.

Найменування параметрів	Розмірність	2108-2915004-01
Тип		Масляний
Хід штока	мм	230
Довжина частини штока різьбової	мм	21,2
Діаметр штока	мм	9
Хід стискання	Н	247
Хід відбивання	Н	565
Маса	кг	2,2

Зміна швидкісних характеристик залежно від температури (контроль температурної характеристики) і зміна сили опору амортизатора залежно від температури амортизатора були обговорені під час експерименту.

До початку експерименту в стандартному та удосконаленому амортизаторі були зняті характеристики дросельного режиму при відбої та клапанного режиму при стисканні при трьох температурах: +7 °С, +26 °С і +45 °С. Тип заднього амортизатора регресивний. Він добре гасить коливання та зменшує крени кузова під час різкого маневрування, але він також пропускає вібрації від дорожніх нерівностей. Твердість поршня середня на низьких швидкостях. Збільшення швидкості призводить до незначної зниження швидкості.

Після того, як характеристики звичайного амортизатора були зняті, він був обережно розібраний і знежирений при трьох температурах: дросельному режимі при відбої та клапанному режимі при стисканні. Ці температури становили 7 градусів Цельсія, 26 градусів Цельсія та 45 градусів Цельсія. Поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтова канавка присутні в амортизаторі (рис. 3.3).

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51



Рисунок 3.3 - Поршень із гвинтовою канавкою та фторопластовим ущільненням

Фторопластовий ущільнювач було усунено. Посадкове місце під ущільнювач на поршні було розширено та поглиблено. На його місце встановлений металевий вкладиш-ущільнювач для пружин. Ущільнювальний циліндричний пружинний вкладиш здійснить ущільнення лабіринтом. Пружинонавивочний автомат А520 з обмідненим дротом 65Г квадратного перетину з довжиною сторони 1,4 мм використовувався для навивання пружин. У цьому автоматі навиваються дрібні пружини циліндричної та конічної форми з правою і лівою навивкою. Автомат має як постійний, так і змінний крок, і його крайні витки підгорнуті та не підгорнуті (рис. 3.4).



Рисунок 3.4 - Результати круглого шліфування пружинного вкладиша на оправленні.

Після навивання пружини на пружинонавивочному автоматі вона шліфується по зовнішньому діаметру, відрізається до необхідної довжини та надівається на поршень амортизатора, як показано на рис. 3.5. Ущільнювальний пружинний вкладиш був ретельно очищений бензином АІ-76 після того, як

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

його продули стисненим повітрям. Нову всесезонну амортизаторну рідину АЖ 12Т, суміш маловязких нафтових масел з 8-10% кремнійорганічними з'єднаннями, використовували для відновлення заднього амортизатора.



Рисунок 3.5 - Поршень, який складається з ущільнювальним обмідненим пружинним вкладишем

3.3 Характеристики обладнання, використаного в експерименті

Для дослідження амортизаторів по зусиллю стискання та відбою було використано експериментальну установку самостійного виготовлення настільного свердлильного верстата (рис. 3.6).

Умови проведення досліджень

Клапанний режим при швидкостях 0,25 м/с (перевірка на відповідність із довідником з експлуатації і ремонту автомобіля) і ході штока 100 ± 1 мм.

Діапазон вимірюваних зусиллі:

- при ході стискання – 300 Н,
- при ході відбою – 700 Н.

Похибка виміру зусилля ± 5 Н.

Похибка виміру швидкості $\pm 0,02$ м/с.

Установка [103], призначена для випробування амортизаторів транспортних засобів, зображена на рис. 3.7, складається з рами 1, на якій закріплений електродвигун 2, від якого обертання передається через пасову

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

передачу 3 до зубчастої рійки-шестірні 4, яка має ексцентрик 5. На бічній стороні ексцентрика є канавка з 11 прямокутним перетином, яка дорівнює максимальному ходу штока амортизатора. Таким чином, випробування амортизатора 9 можна проводити в різних режимах роботи. Прилад, що реєструє, показує його переміщення, 10. Для виявлення коливань від механізму привода через гідравлічний амортизатор, під яким розміщений датчик опору 8, на основі рами закріплена драбина 7.



Рисунок 3.6 - Експериментальна установка для дослідження амортизаторів по зусиллю стискання та вітбою

Так працює установка. Корпус випробуваного амортизатора 9 закріплюється на пружному елементі 6, а шток закріплюється на канавці ексцентрика 5. Зубчаста рейка-шестірня 4, ексцентрик 5, і пасова передача 3 передають обертання електродвигуна 2 на шток амортизатора по канавці 11 прямокутного перетину по профілю ексцентрика. Таким чином, коливання необхідної форми створюються на штоку амортизатора, які передаються на датчик приладу, що реєструє, 10. Далі пружній елемент 6 кріпиться на драбині

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

7 на рамі 1, а його вільний кінець сприймає коливання штока амортизатора 9 через датчик опору 8 на корпусі амортизатора. При випробуванні амортизатора на установці характеристика амортизатора відповідає кривій 2 (рис. 3.8), яка відрізняється від кривої 1, знятої з прототипу за допомогою ексцентрика 5. Так само можна провести випробування амортизатора в різних режимах роботи за допомогою ексцентрика 5, на бічній поверхні якого є канавка прямокутного перетину, максимальний ексцентриситет якої дорівнює максимальному ходу штока амортизатора. Силова схема установки та компактна конструкція об'єднаної передачі зубчастої рейки, шестірня 4 і ексцентрик 5, гарантують компактність установки.

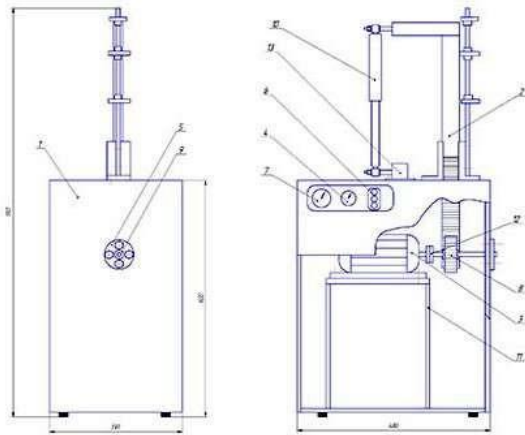


Рисунок 3.7 - Компонувальна схема експериментальної **установки** для дослідження амортизаторів по зусиллю **стискання** і відбою

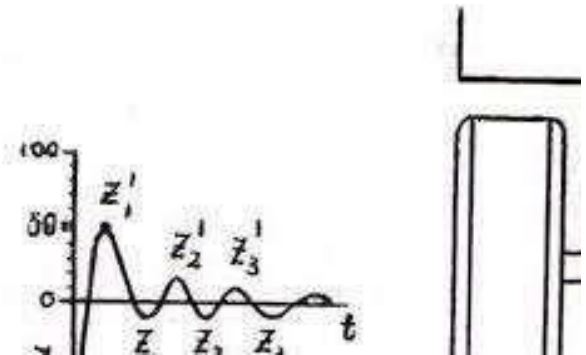


Рисунок 3.8 - Характеристика амортизатора

СДА-04 був використаний для проведення порівняльних стендових випробувань амортизаторів зі стандартною та новою конструкціями поршневого ущільнення.

Стенд СДА-04 розроблений для випробування різних типів телескопічних стійок і амортизаторів легкових автомобілів. Випробування проводиться за допомогою методу гармонійних коливань, а робоча діаграма випробовуваного

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

амортизатора формується за допомогою координати «зусилля-переміщення» або координати «зусилля-швидкість». Комп'ютер керує процесом випробування.

Зовнішня сторона стенда показана на рис. 3.9. Виконавчий модуль, модуль керування та модуль реєстрації складають стенд. Підстава і кістяк порталного типу складають виконавчий модуль. У нижній частині кістяка знаходяться силовий блок живлення, мотор-редуктор силового привода, датчик кута повороту КШМ, кривошипно-шатунний механізм, повзун і затискач кріплення корпусу випробуваного амортизатора. У верхній частині стенда встановлена траверса з силовимірювальним пристроєм і пристроєм кріплення штока випробуваного амортизатора. Персональний комп'ютер, який використовується для керування та реєстрації, встановлюється на спеціальній стійці.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						56
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		



Рисунок 3.9 - Зовнішній вигляд стенда

На рис. 3.10 показано основну схему стенда. Привод стенда складається з мотор-редуктора 1, вихідний вал якого з'єднаний з колінчатим валом 2, на який надітий нижній кінець шатуна 3. Затискний пристрій 5 корпусу випробовуваного амортизатора 6 і кронштейн 7 кріпляться до верхнього кінця шатуна 3. Верхнє пристрій 8, яке встановлено на вільному кінці силовимірювального пристрою 9, жорстко кріпиться до траверси стенда, затискає різьбову частину штока амортизатора 6. Датчик кута повороту КШМ (Кривошипно-шатунний механізм) 10 встановлений на передній панелі корпусу стенда. Він зв'язаний з колінчатим валом 2 за допомогою поводка.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Так працює Стенд. За допомогою клавіатури керування запускається процес випробування амортизатора. Процес починається з команди мікроконтролера 11 через електронний варіатор 14 і включає електродвигун силового привода 1 з певною частотою та амплітудою. Датчик кута повороту КШМ 10 регулює обертання колінчатого вала 2, а силовимірювальний пристрій 9 передає зусилля опору амортизатора 6. Деформація силовимірювального пристрою 9 і датчик кута повороту КШМ 10 будуть перетворені в електричні сигнали і подаються на відповідні входи мікроконтролера 11. Після цього комп'ютер 12 отримує дані. Після завершення випробування в режимі дроселя або клапана мікроконтролер 11 перебудовує силовий привод 1 в інший режим і повторює процес випробування. Після відповідних змін монітор 13 показує результати випробування амортизатора 6.

Випробування амортизатора; налаштування нуля та посилення силовимірювального пристрою; тестування окремих вузлів стенда на наявність несправностей; і робота з базою даних — це лише деякі функції, які може виконувати стенд.

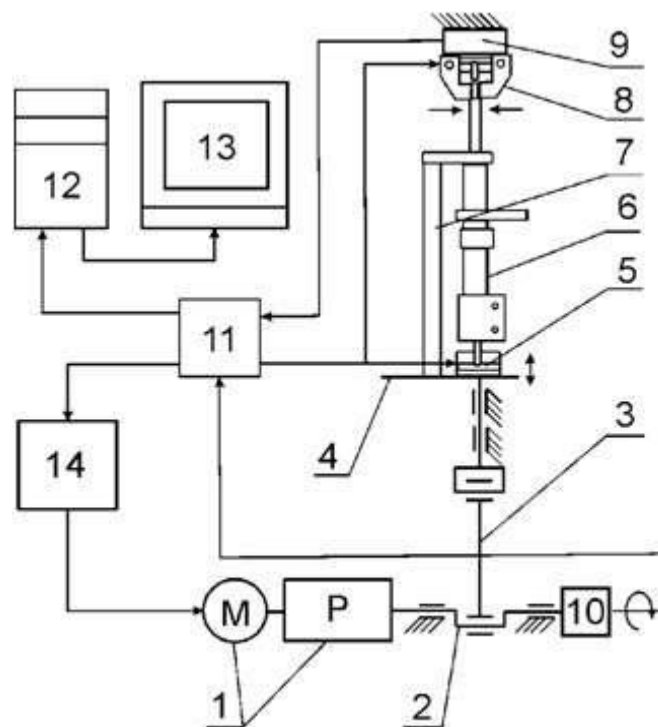


Рисунок 3.10 - Схема стенда

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Послідовність роботи зі стандом: Встановіть режим випробування. Встановіть амортизатор на стенді для випробування. Наступні кроки використовуються для випробування амортизатора:

1. При включенні приводу випробування синхронізується зі стробоскопом ВМТ датчика кута повороту КШМ, а потім амортизатор прокачується протягом двох обертів.

2: Провести один цикл випробування амортизатора ($n = 60$ хв-1), обрахуючи параметри.

3: Перешикувати привод станда на випробувальну дросельну швидкість ($n=20$ хв-1). Повторіть тест.

4. Виключити редуктор приводу мотора.

5. Аналізуйте повторюванність між циклами випробування та швидкостями 0,105 м/с і 0,314 м/с (0,084 м/с і 0,251 м/с відповідно).

6. Заповніть «Протокол» випробування та «Висновок» відповідності амортизатора ТУ заводу-виготовлювача після аналізу. Табло «Висновок» буде зеленим, якщо параметри відповідають, а якщо вони не відповідають, воно буде червоним.

7. Якщо це необхідно, роздрукуйте протокол випробувань.

8. Результати кожного тесту амортизатора записуються в базу даних.

Умови експлуатації:

Температура навколишнього повітря, °С 20 ± 10 .

Відносна вологість повітря не більш, % 80.

Атмосферний тиск, мм. рт. ст. 630...800.

3.4. Мета проведення експерименту

Вивчення впливу температури та швидкості переміщення поршня на зусилля стискання та відбою було важливим предметом експериментальних

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

досліджень [37, 38]. Зусилля на штоку, які виникають при стисканні амортизатора, і зусилля на штоку, які виникають при відбої амортизатора, є результатами відгуку.

Так само параметр плавності ходу штока поршня може виступати як функція відгуку. Плавність ходу штока поршня можна візуально визначити за допомогою кривих. Отже, у нашому випадку ми можемо обмежитися параметрами зусилля відбою і стискання у $R_{ст}$ і $R_{відб}$. Попередні експерименти та аналіз даних літературних джерел [39, 40 і ін.] показали, що такі параметри, як температура T_e та швидкість переміщення поршня V_p , залежать від цих параметрів.

Коли температура підвищується, мастило стає більш рідким, що призводить до зміни зусилля відбою та стискання амортизатора. Коли масло густіє при низькій температурі, амортизатори передають поштовхи та вібрацію на кузов автомобіля, а хід віддачі запізнюється. Це призведе до зниження комфорту під час керування автомобілем, утворення тріщин у місцях кріплення амортизаторів до кузова та збільшення динамічних навантажень на окремі частини та вузли.

Зміна швидкості також може вплинути на зміни зусилля стискання та відбою, що впливає на характеристики амортизатора. Таким чином, остаточно вибираємо температуру T_e і швидкість V_p як фактори, що впливають на характеристики амортизатора.

У цьому випадку план експерименту повинен забезпечувати можливість зміни кожного фактора на не менше трьох рівнях. Таким чином, кількість досліджень не повинна бути нижчою за кількість коефіцієнтів, які рівні кількості комбінацій $k + 2$, тобто:

$$N \geq \frac{(k+2)(k+1)}{2}, \quad (3.1)$$

					<i>MPTAM 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

де k - число рівнів варіювання факторів. При $k+2$ найбільш ефективним є двох факторний експеримент [41].

Таким чином, при 2-х рівневом варіюванні 2-х факторів загальне число незалежних досвідів становить:

$$N = S^k, \quad (3.2)$$

де S - число незалежних факторів.

Для зручності перенесення коефіцієнтів моделі в матрицю планування було введено фіктивну незалежну змінну X_0 , яка має значення +1 у всіх досвідах. Використовували матричну форму запису, щоб спростити наступні розрахунки та представити результати експерименту компактно [52]. Таблиця 3.2 містить матрицю планування повного факторного експерименту 22.

Таблиця 3.2 Матриця планування.

Повний план матриці планування					
Номер точки плану	Значення факторів в кодових позначеннях			Комбінація факторів	Діючі значення показників параметрів оптимізації
	№	X_0	X_1		
1	+	-	-	+	Y_1
2	+	+	-	-	Y_2
3	+	-	+	-	Y_3
4	+	+	+	+	Y_4

Необхідна кількість досвіду для кожної точки плану визначається за допомогою процедури [42]. Трьох повторних досліджень достатньо, щоб гарантувати надійність результатів на 95%. Послідовність досліджень була

					<i>MPTAM 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обрана за допомогою таблиці рівномірно розподілених випадкових чисел [43]. Таблиця 3.3 містить позначення факторів, а також рівні та інтервали варіювання.

Неповна квадратична модель, також відома як лінійна модель рівняння регресії, використовується для опису функції відгуку:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2, \quad (3.3)$$

де Y - параметр оптимізації;

b_i - параметри моделі (коефіцієнти регресії);

x_i - фактори процесу в кодованому виді.

Дослідження проводилися паралельно в кожному аспекті зміни факторів, що впливають, щоб переконатися, що дослідження були виправданими. Кожне дослідження було повторено тричі [52]. Для визначення середнього значення параметра оптимізації в паралельних дослідах використовували формулу:

$$Y_j = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k Y_{ji}, \quad (3.4)$$

де k - число паралельних досвідів ($k = 2$).

Таблиця 3.3 – Дослідні фактори

Дослідні фактори в діючих значеннях		
Рівні	Фактори процесу в одиницях вимірювання	
	Температура T , °C	Швидкість V , м/с
Верхній	45	0,34
Нижній	7	0,25
Основний	26	0,295
Інтервал варіювання	19	0,045
Кодове позначення	X_1	X_2

Дисперсію паралельних досвідів визначаємо по рівнянню:

$$S_j^2 = \frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (Y_{ji} - \bar{Y}_j)^2. \quad (3.5)$$

Для визначення відтворюваності досліджень було виявлено відношення найбільшої з оцінок дисперсії до суми всіх оцінок дисперсії:

$$G_p = \frac{S_{j \max}^2}{\sum_{j=1} S_j^2}, \quad (3.6)$$

де G_p - розрахункове значення критерію Кохрена.

Після порівняння розрахункового і табличного значень критерію Кохрена, $G_p \leq G_T$, встановлювали відтворюваність дослідів і оцінювали однорідність дисперсій.

Потім визначали оцінку дисперсії відтворюваності:

$$S(y)^2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N S_j^2. \quad (3.7)$$

Помилку експерименту знаходимо з виразу:

$$S(y) = +\sqrt{S^2(y)}. \quad (3.7)$$

Коефіцієнти в рівнянні регресії розраховувалися по формулах:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum y_j ;$$

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum X_{ji} y_j. \quad (3.8)$$

Пакет Math Soft Apps включав програму Mathcad PLUS 7.0...11 PRO для обчислення коефіцієнтів поліноми та представлення результатів у вигляді матриці.

Для оцінки статистичної значимості коефіцієнтів використовувався t-критерій. Якщо виконується наступна умова, коефіцієнт регресії буде значущим:

$$b \geq S_{bt}, \quad (3.9)$$

де t - табличне значення критерію Стьюдента.

Помилки коефіцієнтів регресії визначалися по формулі:

$$s(b_i) = \frac{s(y)}{\sqrt{N_r}}, \quad (3.10)$$

та порівнювали між собою.

Потім встановили довірчий інтервал довжиною $2\Delta b_i$:

$$\Delta b = t_{kp} S(b_i). \quad (3.11)$$

Критичне значення t_{kp} було визначено відповідно до додатку 3 [44]. Критерій Фишера, який представляє собою співвідношення типу, використовувався для перевірки адекватності отриманого рівняння регресії:

$$F_p = \frac{\max(S^2, S^2)}{\min(S_{ad}^2, S_-^2)}, \quad (3.12)$$

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

де S_{ad}^2 - оцінка адекватності.

Оцінку дисперсії адекватності обчислюємо по формулі:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N - B} \sum (y_j^e - y_j^p)^2, \quad (3.13)$$

де N - число досвідів повного факторного експерименту;

B - число коефіцієнтів регресії шуканого рівняння, включаючи вільний член;

y_j^e, y_j^p - експериментальне та розрахункове значення функції відгуку в j -м досвіді;

Число ступенів волі для оцінки дисперсії адекватності визначаємо по формулі:

$$f_{ad} = N - B, \quad (3.14)$$

рівняння регресії адекватно при виконанні умови $F_p \leq F$,

де F - значення критерію Фишера (Додаток 12).

Отримали математичну модель досліджуваного процесу після потенціювання рівняння [94-99] і підстановки натуральних значень факторів. Цей підхід апроксимує залежність параметра оптимізації від окремих елементів [52].

Висновки третьої глави

1. Випробування, проведені за допомогою двох методів експерименту, повністю демонструють зміни, які відбуваються в амортизаторі в різних режимах. Вони також дозволяють зрівняти стандартні амортизатори з удосконаленим ремонтним комплектом амортизатора та визначити, як зміни в конструкції амортизатора впливають на його швидкісні характеристики.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Методи, представлені тут, можна використовувати для оцінки придатності амортизаторів до подальшого використання, незалежно від того, чи вони нові, чи вже використовувалися.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						66
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ АМОРТИЗАТОРІВ З НОВИМИ ПОРШНЄВИМИ УЩІЛЬНЕННЯМИ ТА САЙЛЕНТЬБЛОКАМИ

4.1 Обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень, що стосуються режимів роботи амортизатора

Об'єктом дослідження був задній амортизатор. Зроблена заміна в поршні ущільнювального кільця, яке було замінено циліндричним пружинним вкладишем як ущільнювальним елементом. Ущільнювальний пружинний вкладиш був ретельно очищений бензином АІ-76 після того, як його продули стисненим повітрям. Задній амортизатор був прокачаний і знову зібраний з новою амортизаторною рідиною. Журнали планування експериментів для вдосконаленого та стандартного амортизатора зусилля стискання та відбою доступні в (Додатку).

4.2 Результати експериментальних досліджень амортизаторів з новим поршневым ущільненням

Результати дослідження показали, що були створені поверхні функцій відгуку для зусилля по стиску $P_{ст}$ і відбою $P_{від}$. Можна представити графічну функцію відгуку в тривимірному просторі. Згідно з графіками, амортизатор з ущільнювальним елементом у формі циліндричного пружинного вкладиша має кращі характеристики по зусиллю стискання та відбою, ніж типовий амортизатор (рис. 4.1., 4.2., 4.3 і 4.4). З цього випливає, що на характеристики амортизатора заміна ущільнювального елемента впливає більше стану інших елементів, таких як клапани. Але використання пружинного ущільнювального елемента покращить ресурс роботи амортизатора, оскільки він забезпечить більш точне та довговічне сполучення циліндропоршневої групи.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

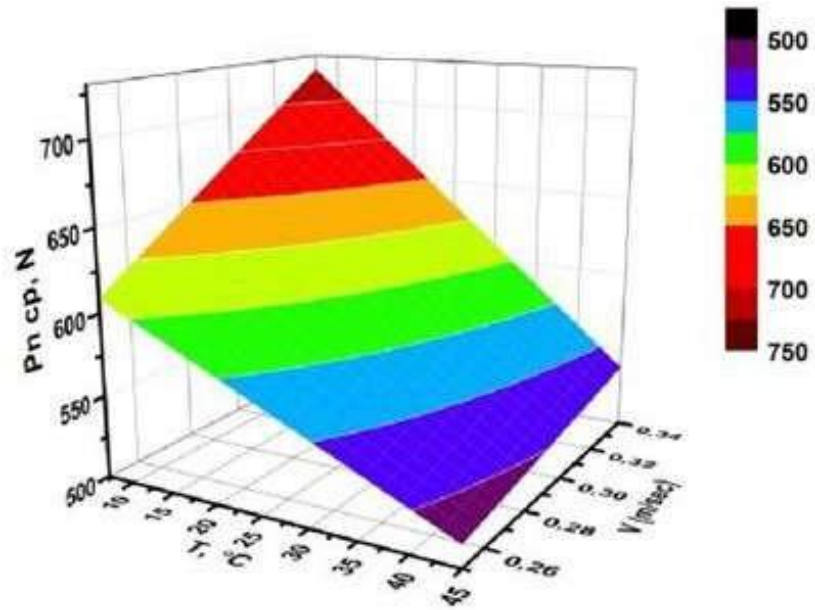


Рисунок 4.1 - Поверхня відгуку по зусиллю стискання вдосконаленого амортизатора

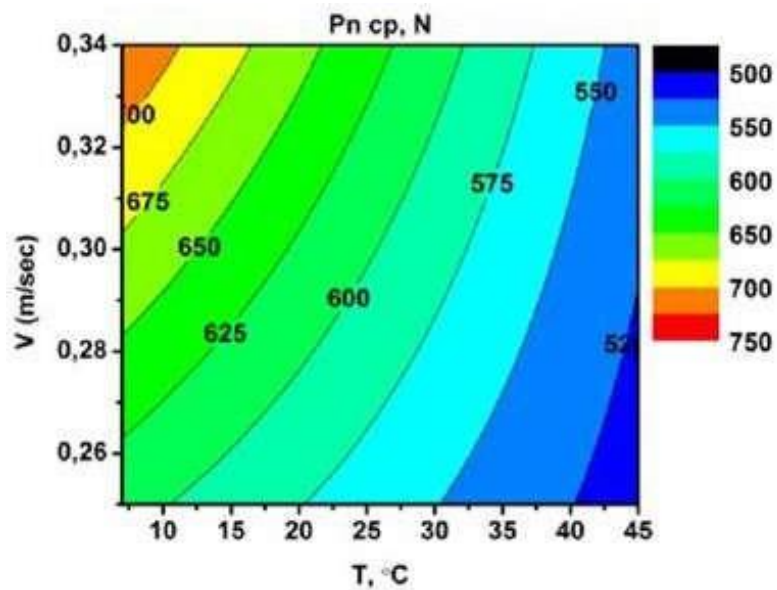


Рисунок 4.2 - Графік ліній рівного рівня по зусиллю стискання вдосконаленого амортизатора

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ

Арк.

68

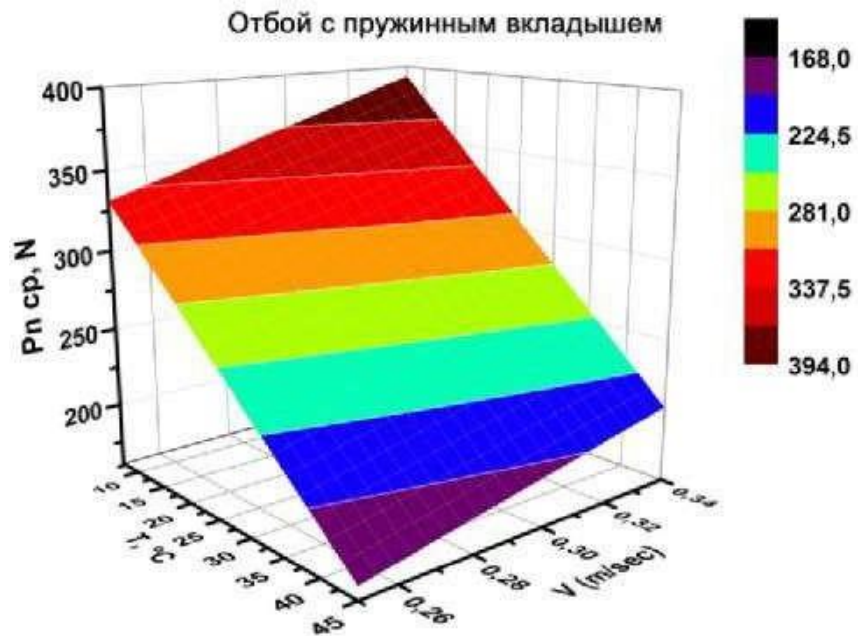


Рисунок 4.3 - Поверхня відгуку по зусиллю відбою вдосконаленого амортизатора

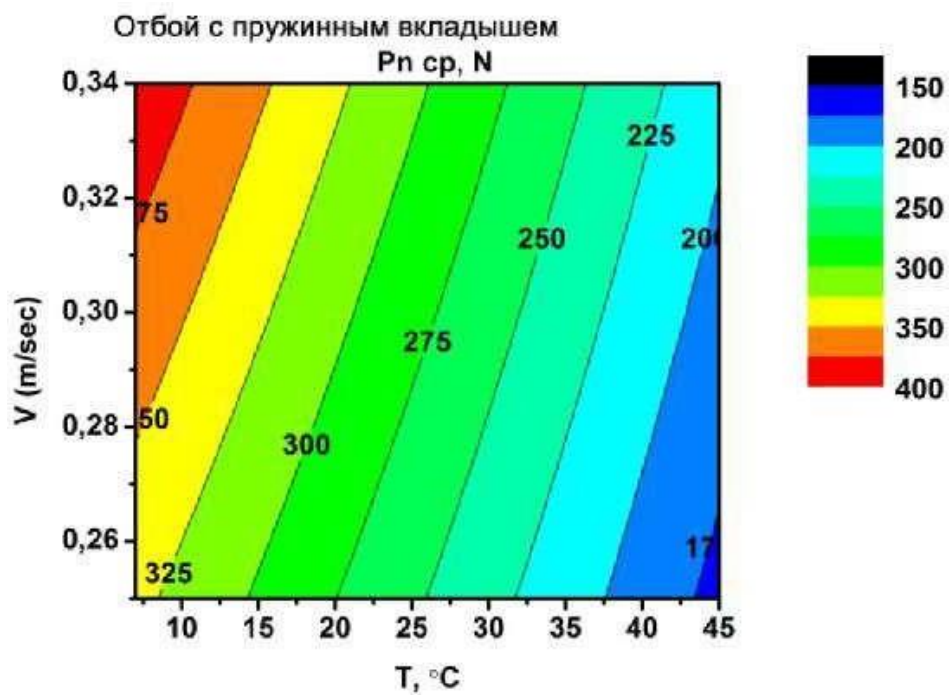


Рисунок 4.4 - Графік ліній рівного рівня по зусиллю відбою вдосконаленого амортизатора

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ

Арк.

69

На рис. 4.5 показано, як температура амортизатора та швидкість переміщення поршня амортизатора впливають на зусилля на штоку при випробуванні на стискання $P_{ст}$, а також графік ліній рівного рівня при випробуванні на стиск амортизатора без пружинного вкладиша. На рис. 4.7 показано, як температура амортизатора та швидкість переміщення поршня амортизатора впливають на зусилля на штоку при випробуванні на відбій $P_{від}$, а на рис. 4.8 показано рівномірний графік ліній при випробуванні на відбій амортизатора без пружинного вкладиша.

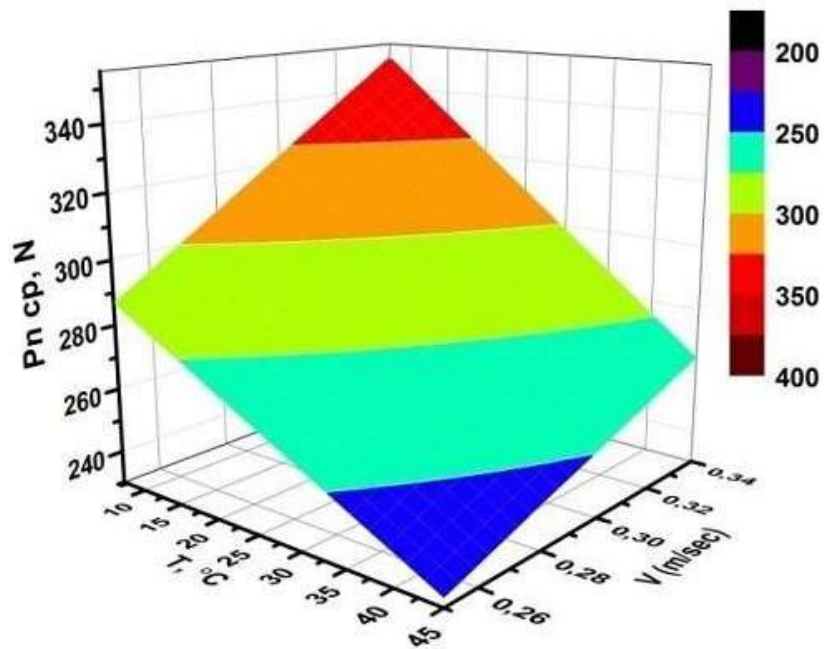


Рисунок 4.5 - Поверхня відгуку по зусиллю стискання стандартного амортизатора

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

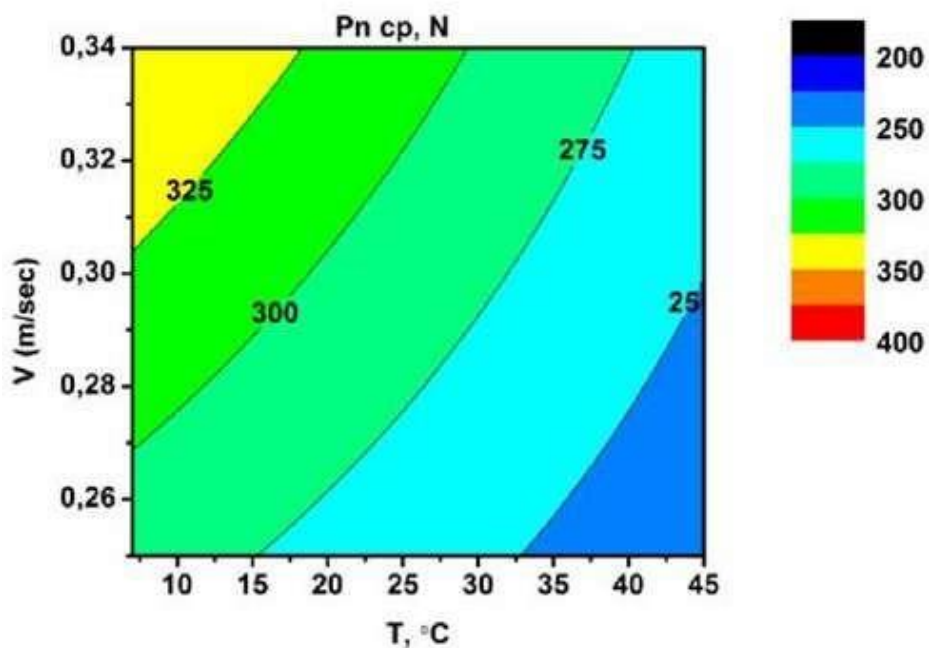


Рисунок 4.6 - Графік ліній рівного рівня по зусиллю стискання стандартного амортизатора

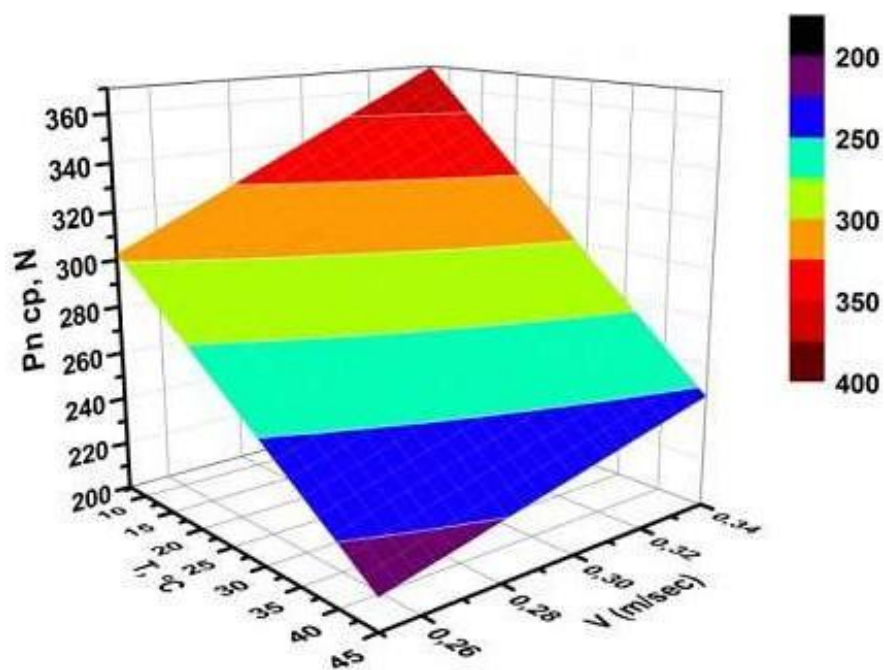


Рисунок 4.7 - Поверхня відгуку по зусиллю відбою стандартного амортизатора

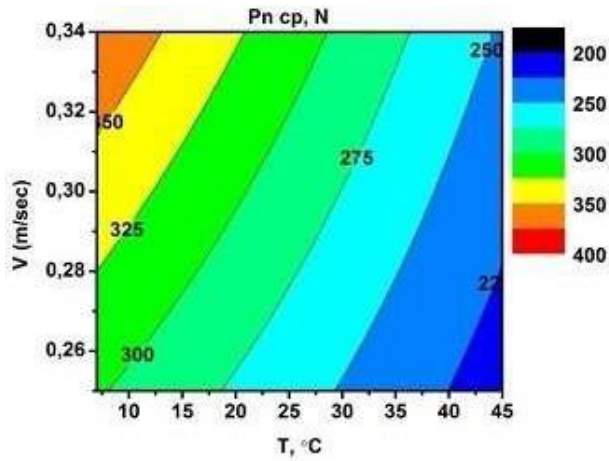


Рисунок 4.8 - Графік ліній рівного рівня по зусиллю відбою стандартного амортизатора

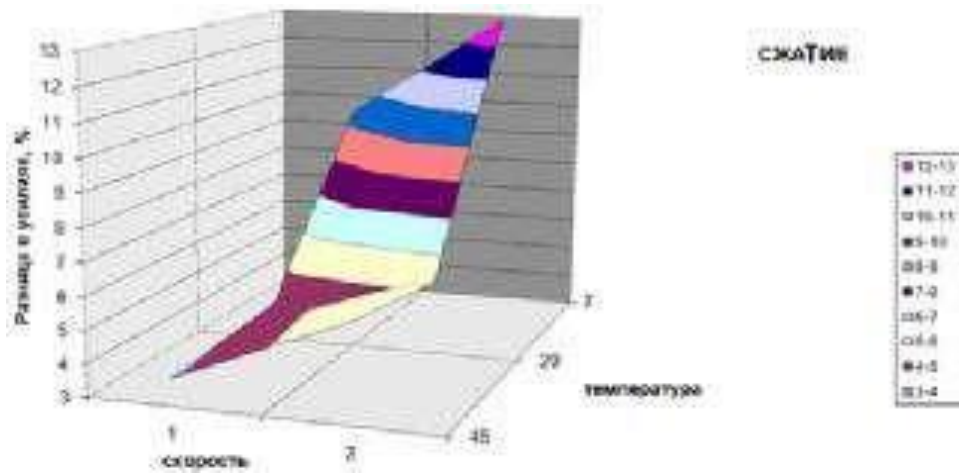


Рисунок 4.9 - Різниця в зусиллях при стисканні амортизатора із пружинним і без пружинного вкладиша

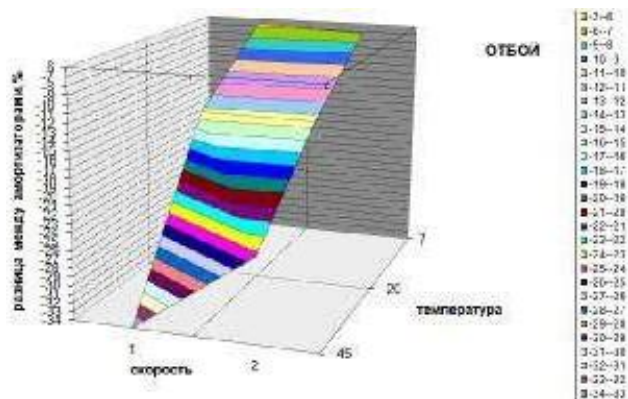


Рисунок 4.10 показує різницю в зусиллі при відбої амортизатора з пружинним вкладишем і без нього.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ

Арк.

72

На рис. 4.9 і 4.10 показано різницю в зусиллях при відбої та стисканні амортизатора з пружинним вкладишем і без нього.

Зусилля стискання 506,1–623,7 Н і зусилля відбою 211,8–282,4 Н використовувалися для визначення робочої діаграми телескопічної стійки та амортизатора на динамометричному стенді. Після виконання не менше п'яти робочих циклів при температурі робочої рідини (20 °С, плюс-мінус 5 °С), 60 циклів на хвилину та довжині ходу штока (100 °С, плюс-мінус 1) знімалися робочі діаграми відповідно до інструкції на стенді.

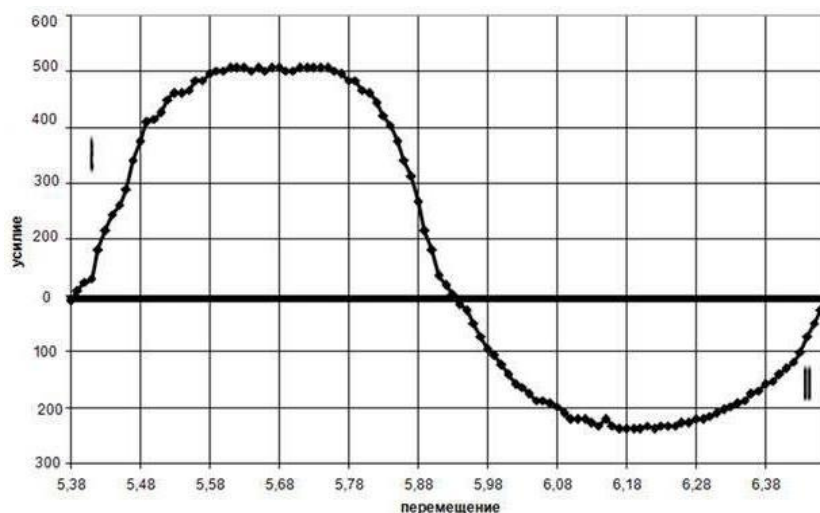


Рисунок 4.11 - Демонструє робочу діаграму вдосконаленого амортизатора.

Крива діаграма (рис. 4.11) є плавною, і в точці переходу від ходу стискання до ходу віддачі немає ділянок, паралельних нульовій лінії, що відповідає відповідному амортизатору.

4.3. Зняття порівняльних характеристик амортизаторів на стенді і оцінка результатів

Дослідження амортизаторів на стенді СИА-04 показало два основні показники: 1) Режим дросельної швидкості використовується при звичайній експлуатації автомобіля. Він оцінює якість сполучень і герметичності

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

порожнин над і під поршнем або клапанами при малих швидкостях переміщення. (2) Режим клапанної швидкості: для зниження навантаження на елемент амортизатора, підвіску в цілому та кузов, можна відкрити розвантажувальний клапан, клапан стискання або клапан відбою. Цей режим виникає, коли машина рухається по більших і глибоких ямах або коли вона рухається на високих швидкостях по нерівностях дороги.

Режими дроселя 20 хв^{-1} при ході 100 мм і клапана 60 хв^{-1} при ході 100 мм. Дросельна швидкість 0,105 м/с, а швидкість клапана 0,314 м/с. Цей метод використовується для випробування амортизатора.

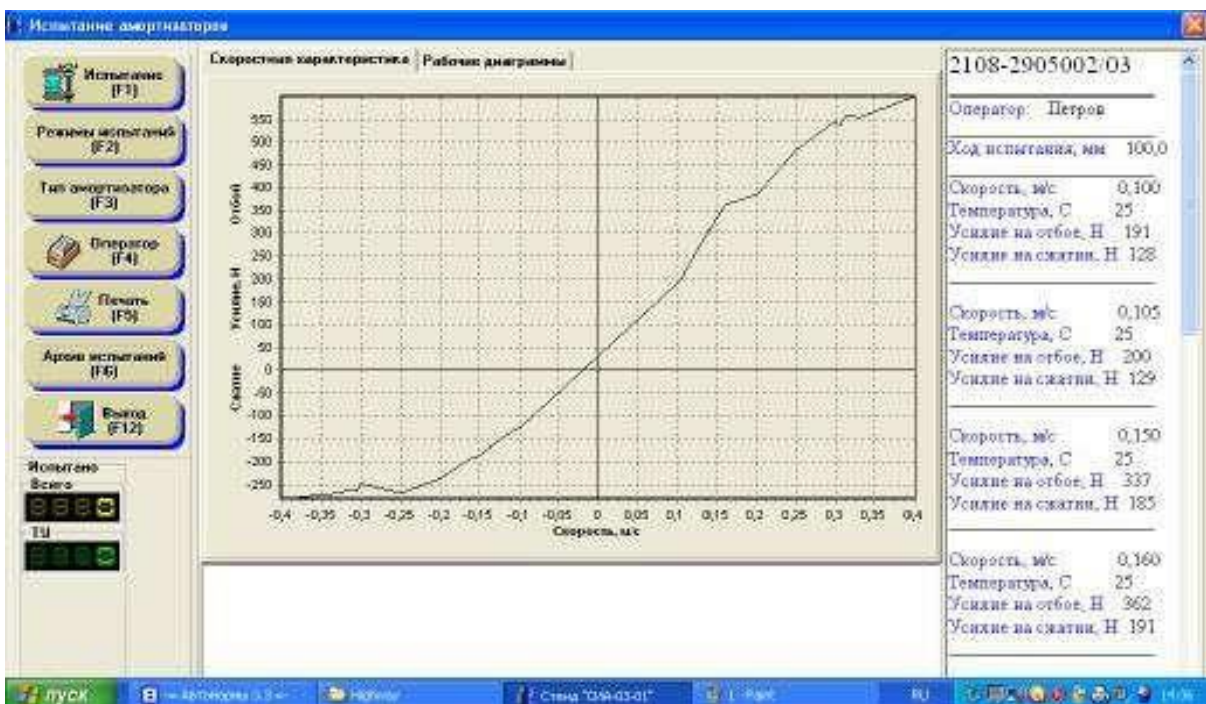


Рисунок 4.12 - Швидкісна характеристика експериментального стандартного амортизатора

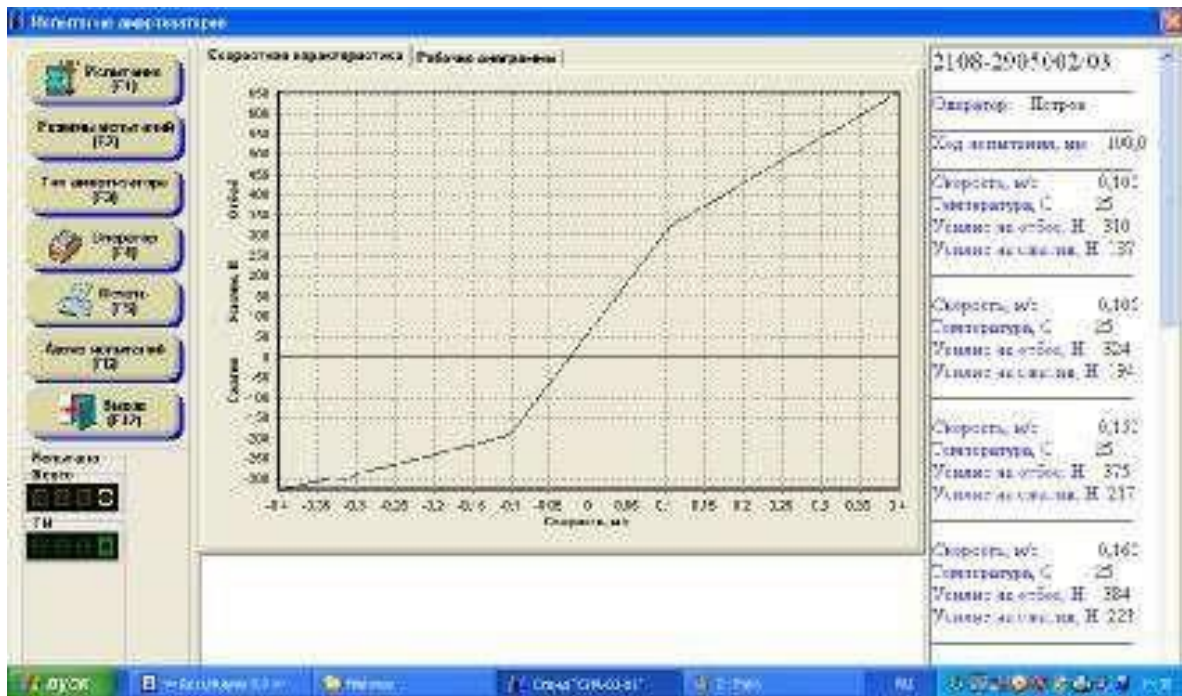


Рисунок 4.13 - Швидкісна характеристика експериментального вдосконаленого амортизатора

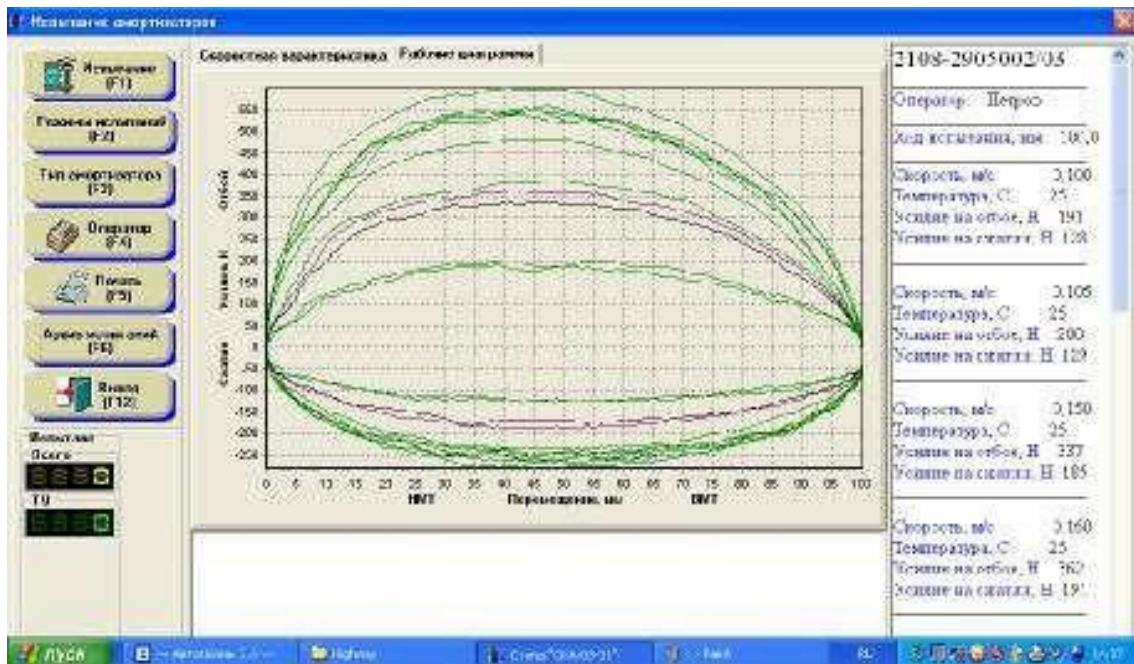


Рисунок 4.14 - Робоча діаграма експериментального стандартного амортизатора

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MPTAM 24. 23614. 000 ПЗ

Арк.

75

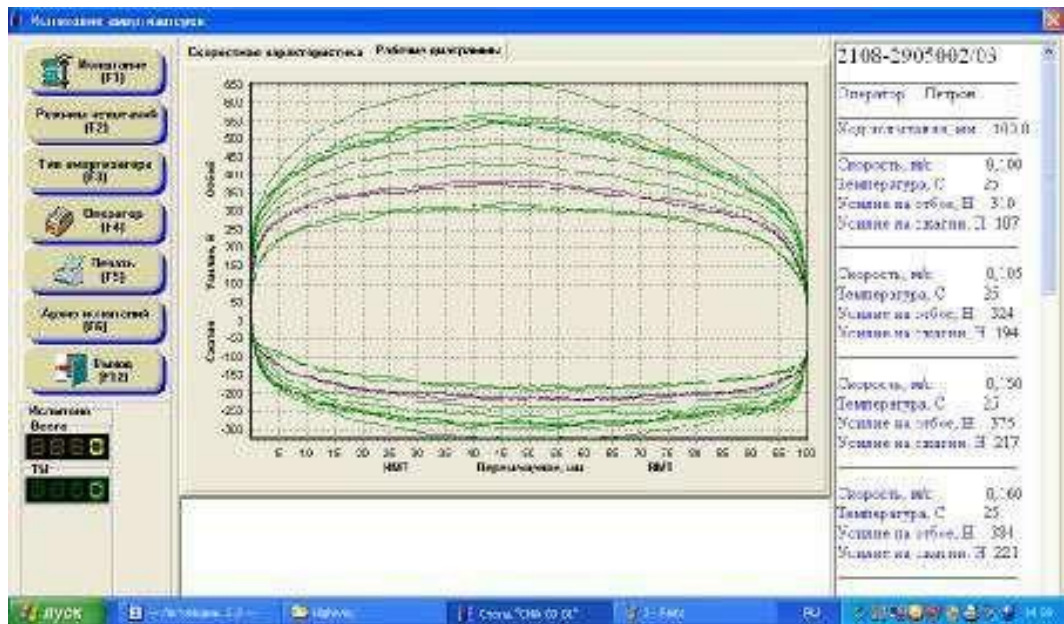


Рисунок 4.15 - Робоча діаграма експериментального вдосконаленого амортизатора

Державний стандарт ДСТУ 53816-2010 визначає характеристики силових і швидкісних характеристик, а також показників плавності ходу. Зусилля зрушення штока на ході стискання та на ході відбою, а також плавність переміщення поршня враховувалися.

На робочих діаграмах стандартного амортизатора показані значні хвилі та перепади на певних швидкостях (рис. 4.12). Це пов'язано з тим, що перехідний процес, який відбувається при швидкості 0,3 м/с (відкриття та закриття клапана), і додавання зусилля дозволяє клапану періодично відкриватися та закриватися. У результаті цього на графіку на кривих спостерігаються нерівності та нестабільність роботи амортизатора, яка відображається з більшою амплітудою. Такого явища не спостерігається для вдосконаленого амортизатора, показаного на рис. 4.13. Нестабільність роботи амортизатора, зображена на робочій діаграмі рис. 4.14, демонструється більшою амплітудою залежностей. Такого явища також не спостерігається на рис. 4.15 робочій діаграмі вдосконаленого амортизатора.

Зусилля на штоку амортизатора при 0,25 м/с склало 608,9 Н — на 9,4% більше, ніж у стандартного амортизатора — під час експериментальних

					<i>MPTAM 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

досліджень швидкісних і робочих характеристик амортизатора з вдосконаленим поршневим пружинним циліндричним ущільненням. Це дозволило підвищити довговічність амортизатора при збереженні всіх інших нормативних вимог.

4.4. Аналітика результатів інноваційного поршневої системи

При випробуванні стандартного амортизатора за ДСТУ 538162010 його результати були в межах норм. При проведенні випробувань за ДСТУ 53816-2010 амортизатор з інноваційним ремонтним комплектом показав результати в межах нормативних значень, але трохи кращі (на 9,4%), ніж у стандартного амортизатора. Це приблизно пов'язано з кращим ущільненням поршневого кільця завдяки його новаторській конструкції. Використання пружинного ущільнювального поршневого кільця не впливає на характеристики амортизатора та продовжує термін служби сполучення поршень-циліндр.

4.5. Підшипник ковзання з пружинним вкладишем для ремонту сайлентблока амортизатора

Для зняття навантажень, що розривають гумову втулку, у другому вузлі ремонтного комплексу — сайлентблоці амортизатора — використовується підшипник ковзання з конічним пружинним вкладишем, який встановлюється в розточений отвір втулки сайлентблока. Такий підшипник підвищує довговічність гумової втулки сайлентблока амортизатора, оскільки він працює як демпфер і сприймає тільки радіальне навантаження.

Сайлентблок амортизатора отримав наступні покращення: 1. Втулка сайлентблока з алюмінію була розточена до розміру 18,3 мм (рис. 4.16).

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.16 - Розточений внутрішній діаметр алюмінієвої втулки сайлентблока

2. Виготовлена сталева втулка, у якій була обрана порожнина для установки пружинного конічного вкладиша, (рис. 4.17).

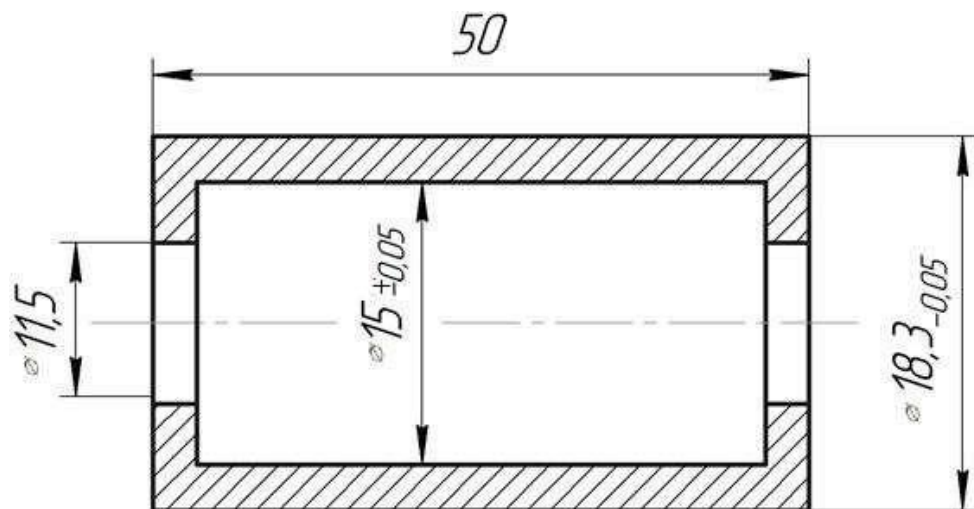


Рисунок 4.17 - Сталева втулка для пружинного конічного вкладиша

3. Втулка запресована в сайлентблок.
4. Виготовлений конічний пружинний вкладиш.
5. Конічний пружинний вкладиш ввертається у втулку, тому що втулка виконана з бортиками по внутрішньому діаметру.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Термообробка є стандартною операцією в технології виготовлення пружинного вкладиша.

Конічний пружинний вкладиш навивається на пружинонавивочному автоматі А520, який складається з обмідненого дроту 65Г квадратного перетину з довжиною сторони квадрата 1,4 мм. Конічна пружина сайлентболка використовується для зняття напруг у гумі сайлентболка, які виникають внаслідок зміни навантаження на автомобіль і зусиль стискання-відбою дороги на нерівностях. Сайлентблок створює напругу в гумовій втулці, коли він жорстко закріплений, що призводить до розриву гуми. Таким чином, коли навантаження змінюється, пружинний вкладиш повертає в потрібну сторону, знімаючи напругу з гумової втулки сайлентблока. У цій конструкції ця втулка призначена лише для амортизації зусиль, а не для скручування. Таким чином, сайленбок, який зазвичай виходить із ладу раніше амортизатора, продовжує служити довше. Рис. 4.18 показує ремонтний комплект деталей, необхідних для заміни сайленблока.



Рисунок 4.18 - Ремонтний комплект деталей для інноваційного сайленблока

1 – сайленблок, 2 – конічний пружинний вкладиш, 3 – сталева втулка

Результати вимірювання зміни діаметра конічного пружинного вкладиша при додатку осьового навантаження (рис. 4.19).

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.19 - Характеристика конічного пружинного вкладиша підшипника сайлентблока

Після проведення розрахунків за допомогою запропонованого алгоритму були створені графіки експериментальної та розрахункової залежностей. Як показано на рис. 4.20, з урахуванням побудови довірчих інтервалів розбіжність становить 10%, що є цілком припустимим для значеннях у діапазоні від 0-1,5 мм.

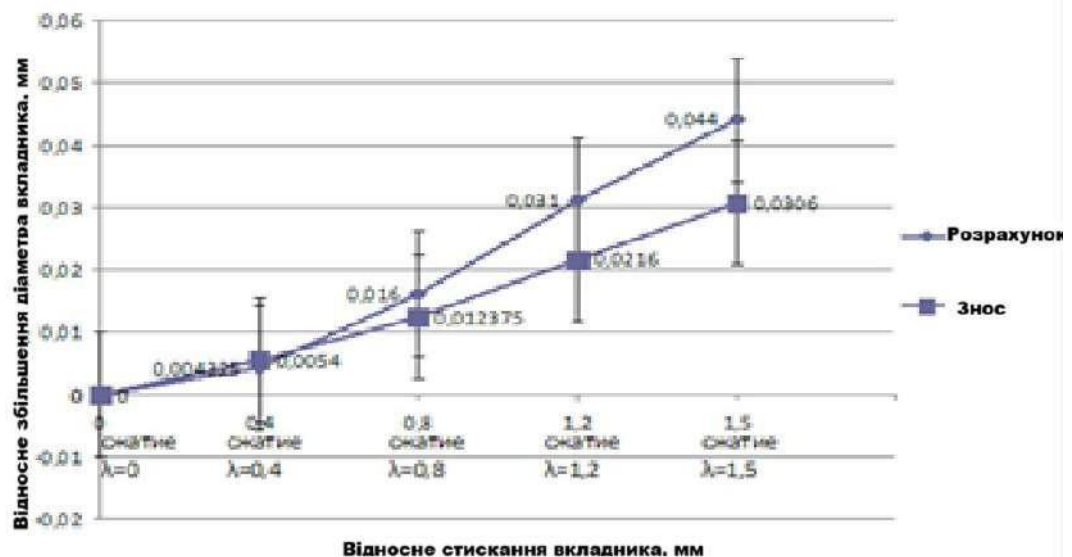


Рисунок 4.20 - Порівняльні характеристики конічного пружинного вкладиша підшипника сайлентблока (розрахункова та експериментальна)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

Якщо сполучити розрахункові та експериментальні графіки циліндричних і конічних пружинних вкладишів підшипників ковзання для зворотньо-поступального руху, видно, що криві розрахунку та експерименту конічного пружинного вкладиша практично поруч один з одним і розташовані між кривими розрахунку та експерименту.

Зміни, що відбуваються в процесі роботи конічного пружинного вкладиша, краще пояснюються експериментальними та розрахунковими кривими.

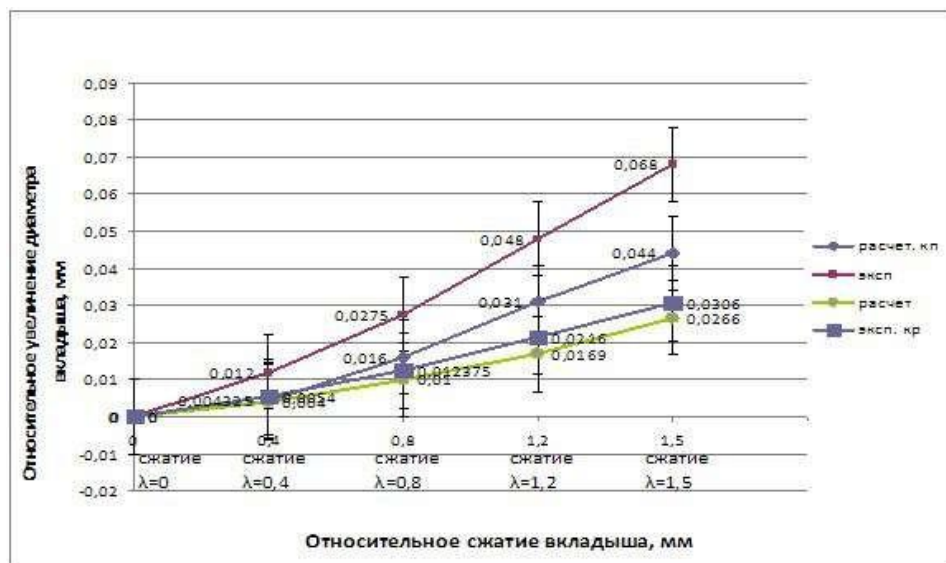


Рисунок 4.21 - Порівняльні характеристики циліндричного та конічного пружинних вкладишів підшипника сайлентблока

У сполученнях «вал-пружинний вкладиш» і «втулка-пружинний вкладиш» підшипник ковзання з конічним рухливим пружинним вкладишем має натяг на половину довжини робочих поверхонь у ненавантаженому стані. Натяг у сполученні «вал пружинний вкладиш» зменшується, коли одна сторона обертається, і навіть утворюється зазор. Крім того, коли використовується комбінація «втулка-пружинний вкладиш», натяг зростає до максимального. Коли це відбувається, пружинний вкладиш і втулка провертаються на валу. Коли ви обертається в іншу сторону, все відбувається

зворотно. Сполучення «вал-пружинний вкладиш» отримує максимальний натяг, а коли з'являється зазор у сполученні «втулка-пружинний вкладиш», підшипник починає працювати в ньому. Конічний пружинний вкладиш забезпечує, щоб підшипник виконував свою функцію, тобто забезпечував пружний натяг на робочій поверхні. Друга умова — герметизація робочих порожнин, щоб запобігти окисним процесам. Це досягається за допомогою сальникових ущільнень.

4.6. Випробування ефективності амортизаторів з новим ремонтним комплектом

При експлуатаційних дослідженнях на задніх амортизаторах автомобілів випусків 2012–2013 років були встановлені ремонтні комплекти, що складаються із сайлентблока та поршневого ущільнення. Наприклад, перед встановленням революційного ремонтного комплекту для задньої підвіски були зняті дані автомобіля, які становили 67520 км. До цього моменту амортизатори на автомобілі потребували заміни. Дослідження проводилося на різних ділянках дороги з різними типами дорожнього покриття. Водій керував машиною вдень і вночі взимку та влітку. Вимірювання зношування сайлентблока амортизатора проводилися при пробігу 25, 50, 75, 100 і 125 тис. км.

Дослідження амортизатора після пробігу не виявило жодних значних змін зовнішнього вигляду сайлентблоків або змін розмірів правого та лівого амортизаторів. Витік рідини з резервуарів не знайдений.

Зношування сполучень оцінювали за допомогою спеціально розробленого пристрою, яке складалося з циліндричного щупа та мікрометра МК 25-1. У більшості випадків правий амортизатор зношується швидше, ніж лівий, через різні перешкоди, такі як поперечні нерівності дороги та наїзд правим колесом

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						82
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

на узбіччя. З цієї причини дослідження зношування амортизаторів було зосереджено на правому амортизаторі.

Зміна технічного стану сайлентблока, який використовується в стандартному сайлентблоку, оцінюється за коефіцієнтом руйнування площі гумової втулки. Зміна, запропонована в ремонтному комплекті, оцінюється за значенням ходу болта подтискання металевої втулки, щоб компенсувати виникнення зазору в сполученні підшипників. Метод математичної статистики використовувався для визначення граничних значень структурних параметрів технічного стану порівнянних сайлентблоків. Ці значення були отримані на основі фактичних станів, що відмовили сайлентблокам, під час експлуатаційних випробувань 35 автомобілів у містах.

На протязі 130 000 км гумова втулка сайлентблока правого амортизатора розривається, а сполучення зношується на 1,5 мм. Після цього експлуатація стала неможливою. Рис. 4.22 показує, як знімати сполучення сайлентблоків правого та лівого амортизаторів за допомогою інноваційних ремонтних комплектів.

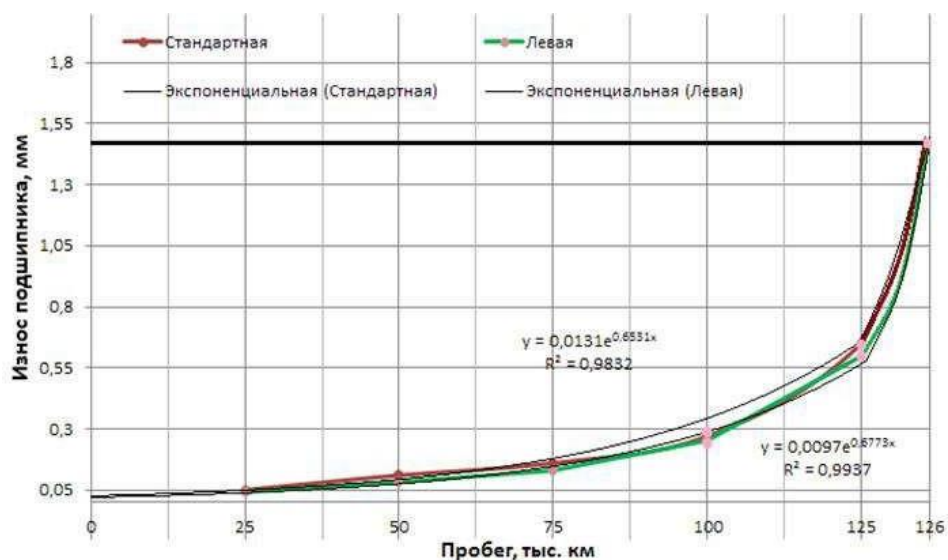


Рисунок 4.22 - Графіки зміни технічного стану сайлентблоків правого і лівого амортизаторів від пробігу автомобіля

Традиційно правий амортизатор зношується швидше лівого через різні перешкоди, такі як поперечні нерівності дороги та наїзд правого колеса на узбіччя. З цієї причини дослідження зносу традиційних і інноваційних сайлентблоків зосереджувалися на правому амортизаторі.

Зношування типового амортизатора оцінювалося за коефіцієнтом руйнування гумової втулки.

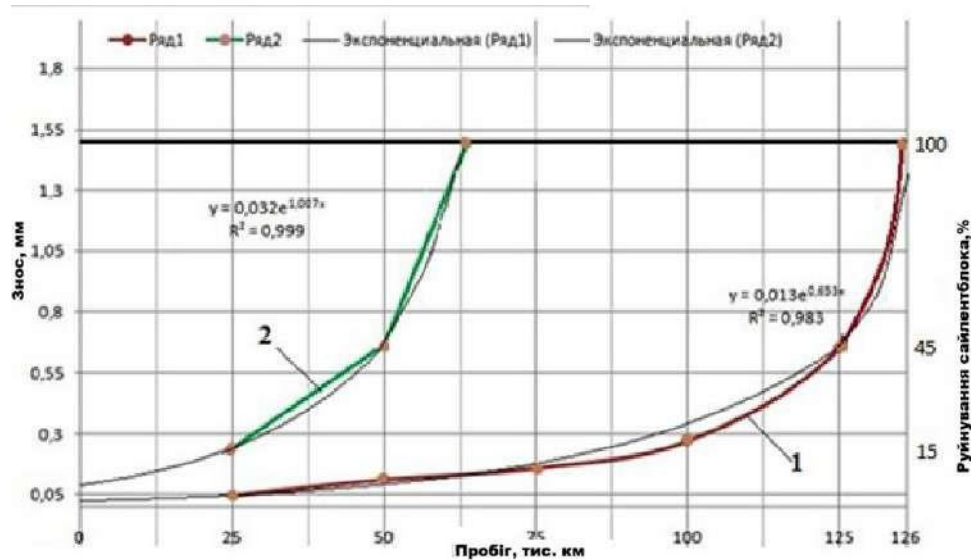


Рисунок 4.23 - Графіки зміни технічного стану сайлентблоків правих амортизаторів від пробігу автомобіля (1 - стандартний правий, 2 - інноваційний правий)

На рис. 4.23 показано порівняння зміни традиційних і інноваційних сайлентблоків правих амортизаторів (найменш довговічних) залежно від пробігу автомобіля.

Наробіток до відмови стандартного амортизатора становить приблизно 68–70 тис. км (див. рис. 14). Інноваційні ремонтні комплекти мали ресурс від 115 до 130 тис. км.

Графіки стандартних і вдосконалених правих амортизаторів показують експонентну залежність зношування від пробігу для кожного амортизатора. Однак граничне зношування вдосконалених амортизаторів починається значно

пізніше. Запропоновані сайлентблоки амортизатора мають більшу довговічність, ніж стандартні.

Висновок по главі 4

1. Експерименти показали, що конічний пружинний вкладиш підшипника краще ковзає сайлентблок амортизатора, ніж циліндричний вкладиш.

2. Конічний пружинний вкладиш підшипника сайлентблока дозволяє стабільно отримувати необхідний натяг у сполученнях, а точність виготовлення деталей підшипника зменшується.

3. Зусилля стискання і відбою на штоку вдосконаленого амортизатора ($P_{ст}$, $P_{відб}$) були отримані в експерименті від швидкості переміщення поршня ($V_1=0,25$ м/с, $V_2=0,34$ м/с) і температури амортизатора ($t=+7$ С, $t=+45$ С). Випробування на стенді показали, що функції вдосконаленого амортизатора перевершують функції нового стандартного амортизатора на 9,4%.

4. Удосконалення амортизатора збільшує термін служби амортизатора приблизно в 1,5–2 рази завдяки змінам у конструкції поршневого вузла та сайлентблока.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальні висновки

Аналіз показав, що амортизатори містять багато сполучень, які не були достатньо вивчені.

За допомогою заміни сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів на нові ремонтні комплекти, які використовують нові принципи роботи трибосопрояжених, мета дослідження полягає в тому, щоб зменшити витрати на обслуговування та гарантувати працездатність підвіски автомобілів.

Для досягнення зазначеної мети поставлені наступні завдання: провести аналіз існуючих методів підвищення довговічності (сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів) і інших вузлів підвіски автомобіля; теоретично обґрунтувати можливість відновлення працездатності сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів за допомогою інноваційного ремонтного комплекту, відповідно, з конічним і циліндричним пружинним вкладишами; і розробити - провести експериментальне дослідження експлуатаційних характеристик амортизатора з використанням інноваційних поршневих пружинних циліндричних сполучень і конічних пружинних вкладишей сайлентблока; - продемонструвати переваги інноваційних ремонтних комплектів і розробити методи відновлення сайлентблоків і поршневих сполучень амортизаторів у сервісних підприємствах.

1. Розроблено розрахункову залежність характеристик конічного пружинного вкладиша підшипника для інноваційного ремонтного комплекту сайлентблоків. Ця залежність представляє математичну модель процесу, який відбувається з конічним пружинним вкладишем, коли він з'єднується з циліндричними поверхнями втулки.

2. На основі цієї залежності можна розрахувати винахідливий ремонтний комплект і відновити працездатність сайлентблока амортизатора.

3. Новий ремонтний комплект сайлентблоків використовує нетрадиційні посадки конічного пружинного вкладиша зі втулками.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Випробування, проведені за допомогою двох методів експерименту, повністю демонструють зміни, які відбуваються в амортизаторі в різних режимах. Вони також дозволяють зрівняти стандартні амортизатори з удосконаленим ремонтним комплектом амортизатора та визначити, як зміни в конструкції амортизатора впливають на його швидкісні характеристики.

5. Методи, представлені тут, можна використовувати для оцінки придатності амортизаторів до подальшого використання, незалежно від того, чи вони нові, чи вже використовувалися.

Експерименти показали, що конічний пружинний вкладиш підшипника краще ковзає сайлентблок амортизатора, ніж циліндричний вкладиш.

6. Конічний пружинний вкладиш підшипника сайлентблока дозволяє стабільно отримувати необхідний натяг у сполученнях, а точність виготовлення деталей підшипника зменшується.

7. Зусилля стискання і відбою на штоку вдосконаленого амортизатора (Рст, Рвідб) були отримані в експерименті від швидкості переміщення поршня ($V_1=0,25$ м/с, $V_2=0,34$ м/с) і температури амортизатора ($t=+7$ С, $t=+45$ С). Випробування на стенді показали, що функції вдосконаленого амортизатора перевершують функції нового стандартного амортизатора на 9,4%.

8. Удосконалення амортизатора збільшує термін служби амортизатора приблизно в 1,5–2 рази завдяки змінам у конструкції поршневого вузла та сайлентблока.

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури та джерел

1 Раймпель, Й. Шасі автомобіля. Рульове управління/Й. Раймпель; Переклад із ньому. В. Н. Пальянова; За ред. А. А. Гальбрейх. - Харків.: Машинобудування, 1987. - 227 с.

2 Основенко, Н. Є. Автотранспортні засоби. Рульове управління: Навч. посібник / Н. Є. Основенко. - Київ: КАДІ, 1984. - 46 с.

3 Технологічність конструкцій виробів: довідник / Т. К. Алфьорова [і ін.]; за ред. Ю. Д. Амірова. - Харків: Машинобудування, 1985. - 367 с.

4 Шестопалов, С. К. Пристрій легкових автомобілів: о 2 ч.: підручник / С. К. Шестопалов. - 3-тє вид., Стер. - Москва: академія, 2014-2016. - 22 см. - (Професійна освіта. Автомобільний транспорт). Ч. 2: Трансмсія, ходова частина, кермо, гальмівні системи, кузов. – 2016. – 398 с.

5 Арінін І. Н. та ін. Технічне діагностування автомобілів / І. Н. Арінін. - Ф.: " Харків ", 1978. - 164 с.

6 Беляєв В. М. Автомобілі: Випробування: навчальний посібник для вузів / В. М. Беляєв, М. С. Висоцький, Л. Х. Гіллес. - Харків: Вища школа, 1991. - 187 с.

7 Ніргер І. А. Технічна діагностика/І. А. Біргер. - М.: Машинобудування, 1978. - 239 с.

8 Бойко О. В. Удосконалення методів діагностики гальмівних систем автомобілів в умовах експлуатації на силових стендах з біговими барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.10: захищено 25.06.08/ Бойко Олександр Володимирович. - Київ, 2008. - 217 с.

9 Борц А. Д. Діагностика технічного стану автомобіля / А. Д. Норц, Я. К. Закін, Ю. В. Іванов. - Київ.: Транспорт, 1979. - 160 с.

10 Бродський У. У. – Київ: Наука, 1976. – 224 з. 114

11 Бухарін Н. А. Гальмівні системи автомобілів / І. А. Бухарін. - Київ.: Машгіз, відд-ня, 1950. - 292 с.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12 Веденяпін Г. В. Експлуатація машинно-тракторного парку / Г. В. Веденяпін, Ю. К. Кіртбая, М. П. Сергєєв. - Київ.: Колос, 1968. - 342 с.

13 Веденяпін Г. М. Загальна методика експериментального дослідження та обробки дослідних даних / Г. М. Веденяпін. - Вид. 3-тє, перераб. та дод. - Київ.: Колос, 1973. - 195 с.

14 Величко А. В. Аналіз процесу гальмування автотранспортного засобу / О. В. Величко // Транспортні засоби Сибіру: Матеріали міжвузівської науково-практичної конференції. - Київ: КДТУ, 1995. - с. 83-89.

15 Верзаков Г. Ф. Введення в технічну діагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кіпшт, В. І. Рабінович, Л. С. Тімонєї. - Київ.: Енергія. 1968. - 219 с.

16 Генбом Б. Б. Питання динаміки гальмування та теорії робочих процесів гальмівних систем автомобілів / Б. Б. Генбом. – Львів: Вища школа, 1974. – 234 с.

17 Гернер ВС Дослідження режимів контролю за ефективністю дії гальмівних механізмів: дис. канд. техн. наук/ВС Гернер. – Харків, 1970. – 153 с.

18 Говорущенко Н. Я. Діагностика технічного стану автомобілів. [Текст]. - Київ. Транспорт. 1970.

19 Говорущенко Н. Я. Діагностика технічного стану автомобілів/Н. Я. Говорущенко. - Київ.: Транспорт, 1970. - 254 с.

					<i>МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ</i>	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додатки

					МРТАМ 24. 23614. 000 ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		