

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ
ІМЕНІ ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: „ Удосконалення технологій ремонту ходової частини автомобілів з дослідженням підшипників ковзання на знос ”

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-63
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)
Бідун Вадим Юрійович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., в.щ.доц. Василь РИС
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: к.т.н., доц. Руслан Гуменюк
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ
ІМЕНІ ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____
(підпис)

к.т.н., доцент. Андрій ШАРИБУРА
“ 12 ” вересня 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу студенту
Бідуну Вадиму Юрійовичу

1. Тема роботи: „Удосконалення технологій ремонту ходової частини автомобілів з дослідженням підшипників ковзання на знос”

Керівник роботи: Рис Василь Іванович, к.т.н., доц.

Затверджена наказом по університету 12.09.2024 року № 616/К-С

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 05.12.2024 року..

3. Вихідні дані: Науково-технічна література з питань діагностики та ремонту ходової частини автомобілів. Показники стану охорони праці в базовому підприємстві.

4. Перелік питань, які необхідно розробити

Вступ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ РЕМОНТНИМ КОМПЛЕКТОМ

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Перелік графічного матеріалу: *тема – 1-й слайд; мета і задачі досліджень – 2-й слайд; аналіз відмов елементів підвіски – 3-й; методика експериментальних досліджень – 4-й; конструктивно-технологічні зміни конструкції сайлентблока – 5-й слайд; дослідження різних типів вкладкишів – 6-й слайд; порівняльні теоретичні та експериментальні дослідження – 7-й слайд; практичне застосування результатів роботи – 8-й слайд; техніко-економічна оцінка роботи 9-й слайди; загальні висновки по роботі – 10-й слайд;*

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1, 2, 3, 4	Рис В.І. к.т.н., доц. кафедри агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича			
5	Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва			

7. Дата видачі завдання: 12.09.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	<i>Написання розділу: «Аналіз експлуатаційної надійності ходової частини автомобілів»</i>	<i>12.09.24-15.09.24</i>	
2.	<i>Виконання розділу «Теоретичне обґрунтування можливості відновлення елементів підвіски ремонтним комплектом»</i>	<i>16.09.24-01.10.24</i>	
3.	<i>Виконання розділу «Методика проведення експериментальних досліджень та їх результати»</i>	<i>15.10.24-30.10.24</i>	
4.	<i>Написання розділу: «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях»</i>	<i>02.10.24-14.11.24</i>	
5.	<i>Написання розділу: «Техніко - економічна оцінка результатів дослідження»</i>	<i>15.11.24-24.11.24</i>	
7.	<i>Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки</i>	<i>25.11.24-30.11.24</i>	
8	<i>Завершення роботи в цілому</i>	<i>01.12.24-5.12.24</i>	

Студент _____ Вадим БІДУН
(підпис)

Керівник роботи _____ Василь РИС

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота: 73 с. текст. част., 37 рис., 4 табл., 43 джерела.

Удосконалення технологій ремонту ходової частини автомобілів з дослідженням підшипників ковзання на знос. Бідун В.Ю. Кафедра АТС ім. проф. Олександра Семковича. – Дубляни, Львівський НУП, 2024.

В магістерській роботі розглянуто питання підвищення довговічності деталей підвіски конструктивно технологічними методами, тобто внесенням змін у конструкцію агрегатів.

Магістерська робота включає в себе п'ять розділів.

В першому розглянуто аналітично будову та роботу підвіски автомобіля, а також висунуто основні задачі роботи.

В другому розділі проведено теоретичні дослідження та обґрунтування можливості конструктивних змін.

В третьому розділі розроблено методику та проведено експериментальні дослідження можливих змін конструкції амортизаторів та гідравлічних циліндрів.

Четвертий та п'ятий розділи присвячено питанням охорони праці та техніко-економічній оцінці роботи.

Ключові слова - підвіска, амортизатор, сайлентблок, автомобіль, дослідження, роботоздатність і т.д.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	3
ЗМІСТ	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ	8
1.1. Аналіз стратегій забезпечення працездатності систем і агрегатів автомобілів.....	8
1.2. Відмови деталей підвіски та їх аналіз	12
1.3. Аналіз триботехнічних властивостей амортизаторів.....	17
1.4. Висновки та задачі роботи.....	19
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ РЕМОНТНИМ КОМПЛЕКТОМ	20
2.1. Удосконалювання ремонтного комплекту підшипника ковзання для сайлентблока амортизатора	20
2.2. Визначення елементів гладкого циліндричного з'єднання пружинного вкладиша на валу та в отворі	25
2.3. Принцип дії підшипника ковзання із пружинним вкладишем для сайлентблока амортизатора	29
2.4. Висновки	35
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ.....	36
3.1 Загальна структура експериментальних досліджень	36
3.2 Об'єкт і умови проведення експериментальних досліджень	36
3.3 Характеристика обладнання для проведення експериментальних досліджень	41
3.4 Удосконалювання сайлентблока амортизатора застосуванням підшипника ковзання із пружинним вкладишем.....	44

3.5	Експлуатаційні випробування амортизаторів з ремонтними комплектами.....	49
3.6	Практичне застосування інноваційних ремонтних комплектів	51
3.7	Висновки до розділу 3	52
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....		54
4.1.	Стан охорони праці па підприємстві	54
4.2.	Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на ділянці з ремонту ходової частини автомобіля.....	55
4.3.	Моделювання процесів виникнення аварій і травм	56
4.4.	Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм	58
4.5.	Дії у разі настання надзвичайної ситуації.....	60
4.6.	Висновок.....	61
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....		62
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....		67
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		69

ВСТУП

Надійність автомобіля змінюється протягом усього періоду його експлуатації. З часом, через зношування деталей, механізмів і агрегатів, надійність знижується, адже ймовірність їх відмови зростає [2. 7. 30.].

Нові автомобілі завжди демонструють вищий рівень надійності в порівнянні з тими, що мають значний пробіг або пройшли капітальний ремонт. Тому рівень надійності автомобіля пов'язаний із певним пробігом. Водночас надійність залежить і від умов, у яких експлуатується транспортний засіб [7. 16.].

Наприклад, автомобіль, який використовується на дорогах із твердим покриттям, виявляє більшу надійність порівняно з тим, що працює в умовах бездоріжжя. Також надійність автомобіля влітку зазвичай вища, ніж узимку, за рівних інших умов. Отже, поняття "надійність автомобіля" тісно пов'язане з експлуатаційними умовами.

Надійність вузлів та агрегатів здебільшого визначається довговічністю їхніх деталей. Тому важливим є проведення експериментальних досліджень, які дозволяють визначити найбільш критичні деталі з точки зору надійності.

Аналіз показників надійності елементів ходової частини автомобіля виявив, що їх довговічність не є однаковою протягом експлуатаційного періоду. Одні елементи служать упродовж усього життєвого циклу, інші – значну його частину, а деякі вимагають частого оновлення. До останньої групи належать невідновлювані елементи, такі як сайлентблоки та амортизатори.

Згідно з даними [11.], середній ресурс елементів підвіски становить 120 000 км, але для умов експлуатації на українських дорогах він знижується до 60 000 км. Це враховує навіть високу якість цих компонентів.

Основними причинами відмов є зношування і втомні руйнування: у випадку сайлентблоків – ковзальних елементів, у випадку амортизаторів – поршневого ущільнення. Підвищити довговічність і зносостійкість елементів підвіски в умовах експлуатації можливо завдяки вдосконаленню технології їх

відновлення. Зокрема, заміна зношених елементів на нові ремонтні комплекти, які використовують сучасні технологічні підходи та ефекти трибоспряжень.

Цей підхід до ремонтних операцій можна розглядати як функціональний тюнінг автомобілів.

Таким чином, дослідження, спрямоване на розробку та впровадження нових ремонтних комплектів для підвіски, зокрема для сайлентблоків і ущільнень амортизаторів, є актуальним. Це дозволить підвищити довговічність і зносостійкість елементів підвіски, а також зменшити витрати на їх експлуатацію.

Дослідження у сфері підвищення надійності та зниження витрат на обслуговування елементів підвіски автомобілів ведуться в наукових установах України, як, а також у закордонних країнах. Однак автору невідомі роботи, спрямовані на підвищення ефективності трибоспряжень амортизаторів через застосування підшипників ковзання з пружинним вкладишем.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ

1.1. Аналіз стратегій забезпечення працездатності систем і агрегатів автомобілів

У процесі експлуатації легкових автомобілів технічний стан їхніх систем і агрегатів змінюється, що спричинено різноманітними типами зношування, такими як пластична деформація, втомне і температурне руйнування, а також фретинг-корозія [6. 11. 15.]. Це може призвести до часткової або повної втрати працездатності вузлів, агрегатів чи деталей, тобто до виникнення несправностей або відмов.

Виявлені несправності чи відмови ліквідуються шляхом виконання профілактичних і ремонтних робіт, а також удосконаленням конструкції вузлів або підвищенням їхньої довговічності через відновлення працездатності. Профілактичні заходи спрямовані на підтримання працездатного стану агрегатів і запобігання виникненню несправностей, тоді як ремонтні роботи відновлюють працездатність після їх виникнення. Під час ремонту можна використовувати вдосконалені ремонтні комплекти, що дозволяють підвищити експлуатаційну довговічність окремих елементів автомобіля.

Несправності автомобілів поділяються на дві основні категорії: профілактичні та непрофілактичні [16. ,18.]. Непрофілактичні відмови включають ті, які важко передбачити (раптові відмови – 27-39% або економічно недоцільно попереджати).

Діагностика елементів передньої та задньої підвіски, а також коліс і шин здійснюється під час контрольних виїздів. Особливу увагу звертають на здатність автомобіля рухатися прямолінійно, наявність сторонніх шумів чи стуків у підвісці, роботу пружин і амортизаторів, а також на вібрацію кузова, спричинену дисбалансом коліс. Під час візуального огляду оцінюють стан підвіски, гумових і гумово-металевих шарнірів, втулок, подушок та чохлів

кульових опор. Механічні пошкодження, деформації деталей або витікання рідини з амортизаторів не допускаються.

Аналіз надійності компонентів передньої та задньої підвіски передньопривідних автомобілів [30.] показав, що найбільший відсоток відмов (близько 90%) припадає на телескопічні амортизатори, верхні та кульові опори, задні амортизатори і підшипники маточин коліс. Статистичні дані зібрані в табл. 1.1 та відображені на діаграмах (рис. 1.1, 1.2).

Таблиця 1.1 – Розподіл повторюваності відмов основних елементів передньої й задньої підвісок і трудомісткість їх усунення

№	Найменування елемента	Повторюваність відмови, %	Питома трудомісткість, %
1	Стійка телескопічна	25,8	30,1
2	Опора верхня	5,9	7,1
3	Опора кульова	21,6	19,7
4	Розтяжка	0,7	0,2
5	Кронштейн розтяжки	2,4	0,7
6	Важіль поперечний	0,3	0,3
7	Стійка стабілізатора	1,0	0,1
8	Маточина передня	2,2	2,1
9	Підшипник передньої маточини	15,5	21,6
10	Кулак поворотний	0,5	0,7
11	Амортизатор задній	17,2	11,7
12	Маточина задня	1,0	0,4
13	Підшипник задньої маточини	3,2	2,5
14	Пружини	0,6	0,8
15	Інші	2,7	2,0

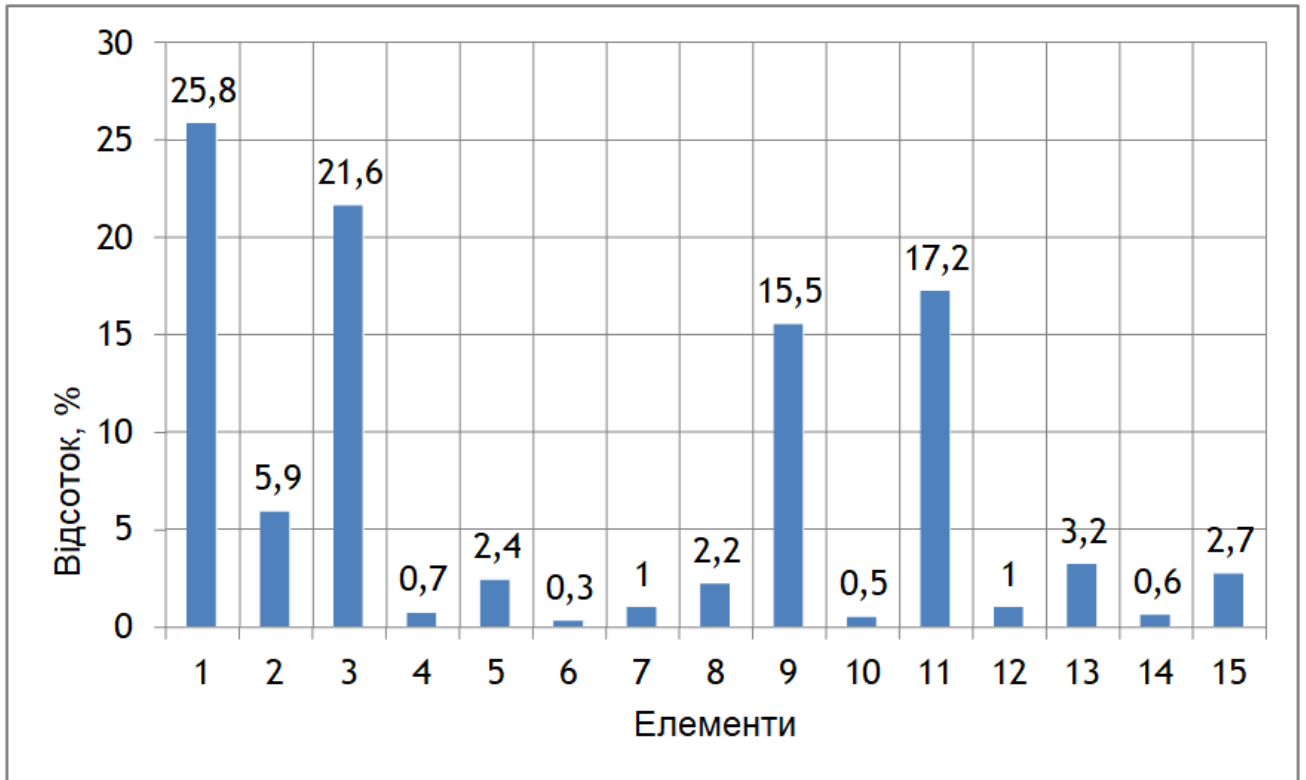


Рисунок 1.1 - Повторюваність відмов елементів підвіски

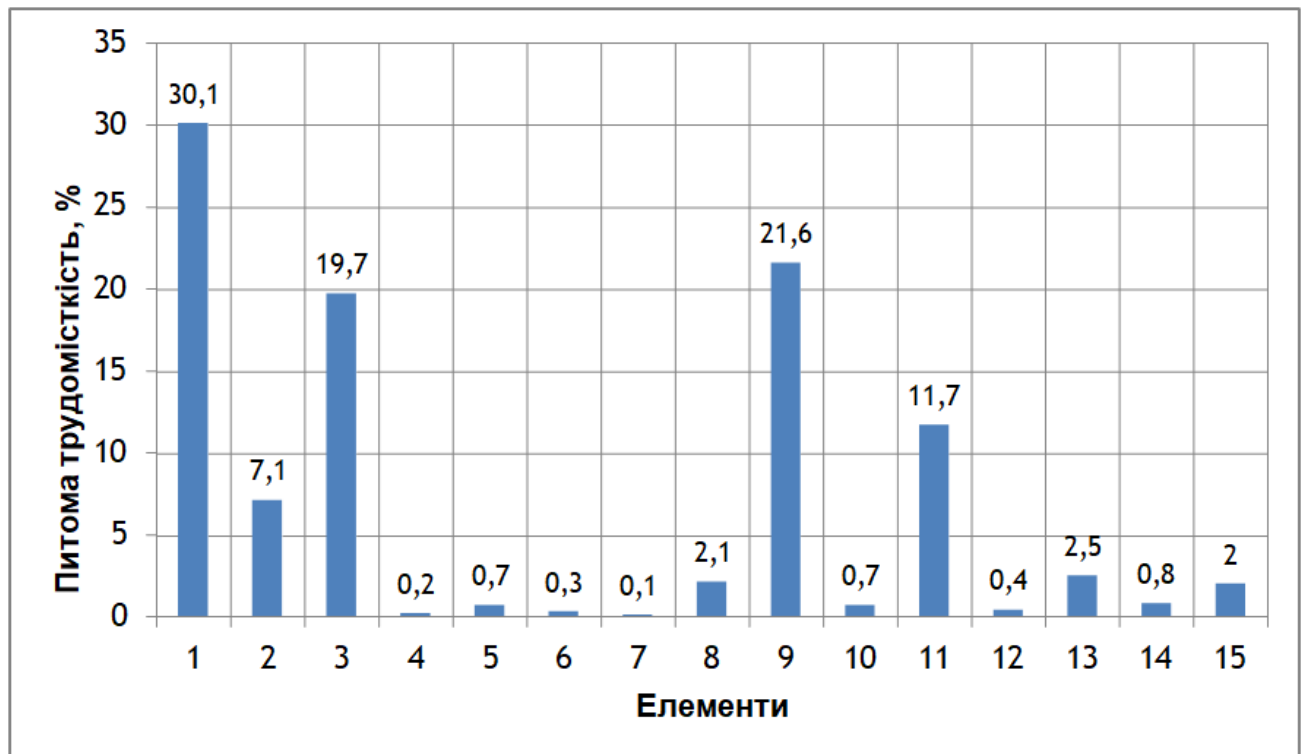


Рисунок 1.2 – Питома трудомісткість усунення відмов підвіски

Відмови телескопічних стійок та задніх амортизаторів складають 25,8% і 17,2% відповідно (табл. 1.1). Основною причиною несправності є стукіт у передній або задній підвісці, який проявляється як шум при русі нерівними дорогами, що зазвичай спричинено витокком робочої рідини з резервуара.

Витік рідини з амортизатора або стійки найчастіше викликаний зношенням чи руйнуванням сальника штока, пошкодженням хромового покриття штока, проникненням сторонніх часток на край ущільнення, усадкою чи деформацією ущільнювального кільця резервуара [43.].

Недостатній опір телескопічної стійки або амортизатора при ході стиску чи віддачі може бути наслідком негерметичності клапанів стиску, віддачі або пропускного клапана. Це також може бути пов'язано з пошкодженням ущільнювальних елементів поршневого вузла, що призводить до неефективного гасіння кузовних коливань та зниження загальної ефективності підвіски.

Для задніх амортизаторів типовою несправністю є обрив вушка кріплення, на який припадає 10-15% відмов [13.]. Додатково можливий розрив сайлентблока, викликаний підвищеними напруженнями у гумовій частині, які виникають через зміну навантаження на автомобіль або дію різноспрямованих зусиль при русі нерівностями дороги.

Стан амортизаторів оцінюють за допомогою суб'єктивних методів або за допомогою спеціальних стендів [21.]. Перевірку проводять як зі зняттям амортизаторів, так і безпосередньо на автомобілі. У другому випадку перед діагностикою необхідно переконатися у справності пружин підвіски, гумових втулок та гумометалевих шарнірів, оскільки їхній стан може суттєво вплинути на достовірність оцінки характеристик амортизаторів.

Дослідження надійності передньоприводних автомобілів показують, що несправності підвіски, коліс та шин, а також порушення геометрії установки передніх коліс можуть збільшити витрати на паливо та шини на 20-30% [6.].

Згідно зі статистичними даними, ресурс штатних амортизаторів зазвичай не перевищує 70 тис. км, залежно від умов експлуатації та стилю водіння (рис. 1.3). В автомобілях різні групи деталей і вузлів мають нерівномірну надійність:

деякі працюють протягом усього експлуатаційного циклу, інші – значну його частину, а треті виходять з ладу за порівняно короткий термін служби.

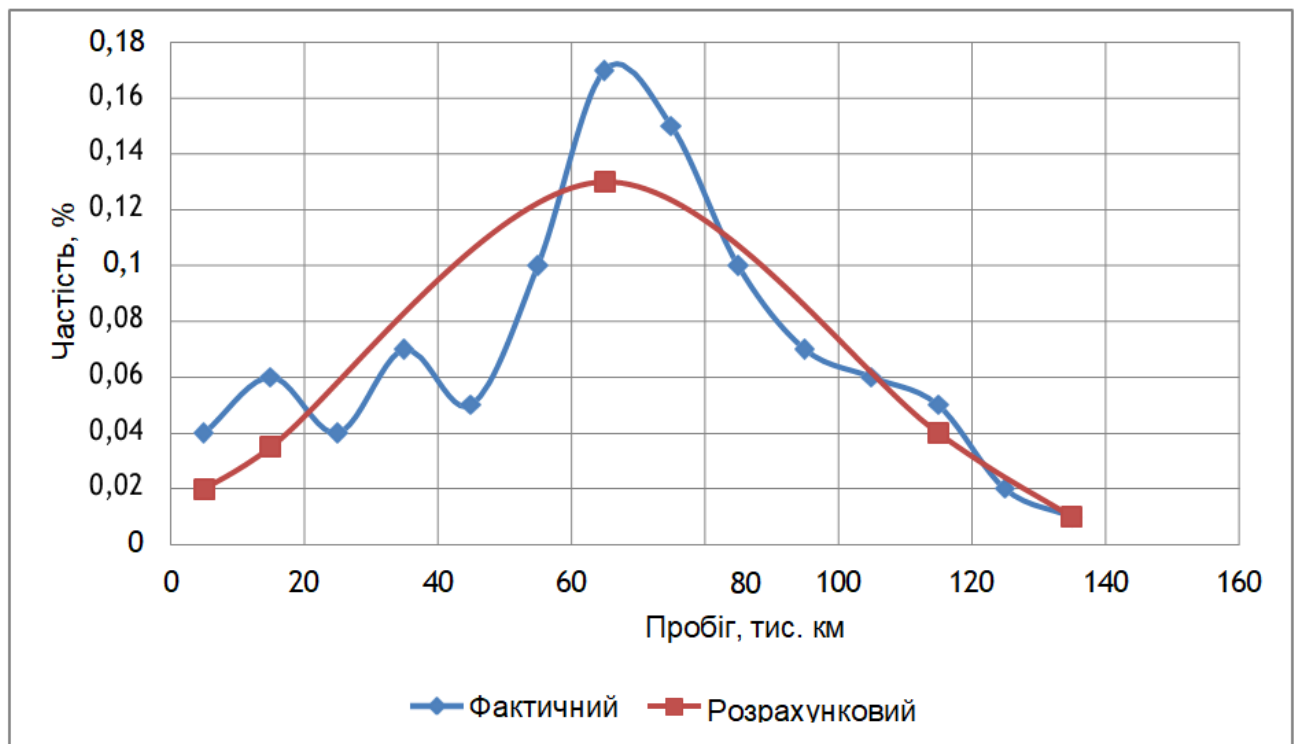


Рисунок 1.3 – Розподіл наробітку до відмови задніх амортизаторів автомобіля

1.2. Відмови деталей підвіски та їх аналіз

Ходова частина є основною системою будь-якого транспортного засобу, і одним із ключових її елементів виступає підвіска. Під терміном "підвіска" розуміють дві конструктивно окремі системи – передню та задню, які взаємопов'язані між собою (рис. 1.4).

Цей вузол має велике значення, оскільки складається з кількох механізмів і деталей, що забезпечують стійкий зв'язок коліс із несучою конструкцією автомобіля (кузовом або рамою).

Підвіска виконує важливу функцію – вона сприймає та частково компенсує, а також передає на несучу конструкцію вплив різноспрямованих сил, які виникають під час руху автомобіля. Це дозволяє зберігати конструкційну цілісність транспортного засобу.

Крім того, підвіска відповідає за контрольоване переміщення коліс у заданій площині. Така функція забезпечує необхідну плавність ходу автомобіля, створюючи комфортні умови для його експлуатації.

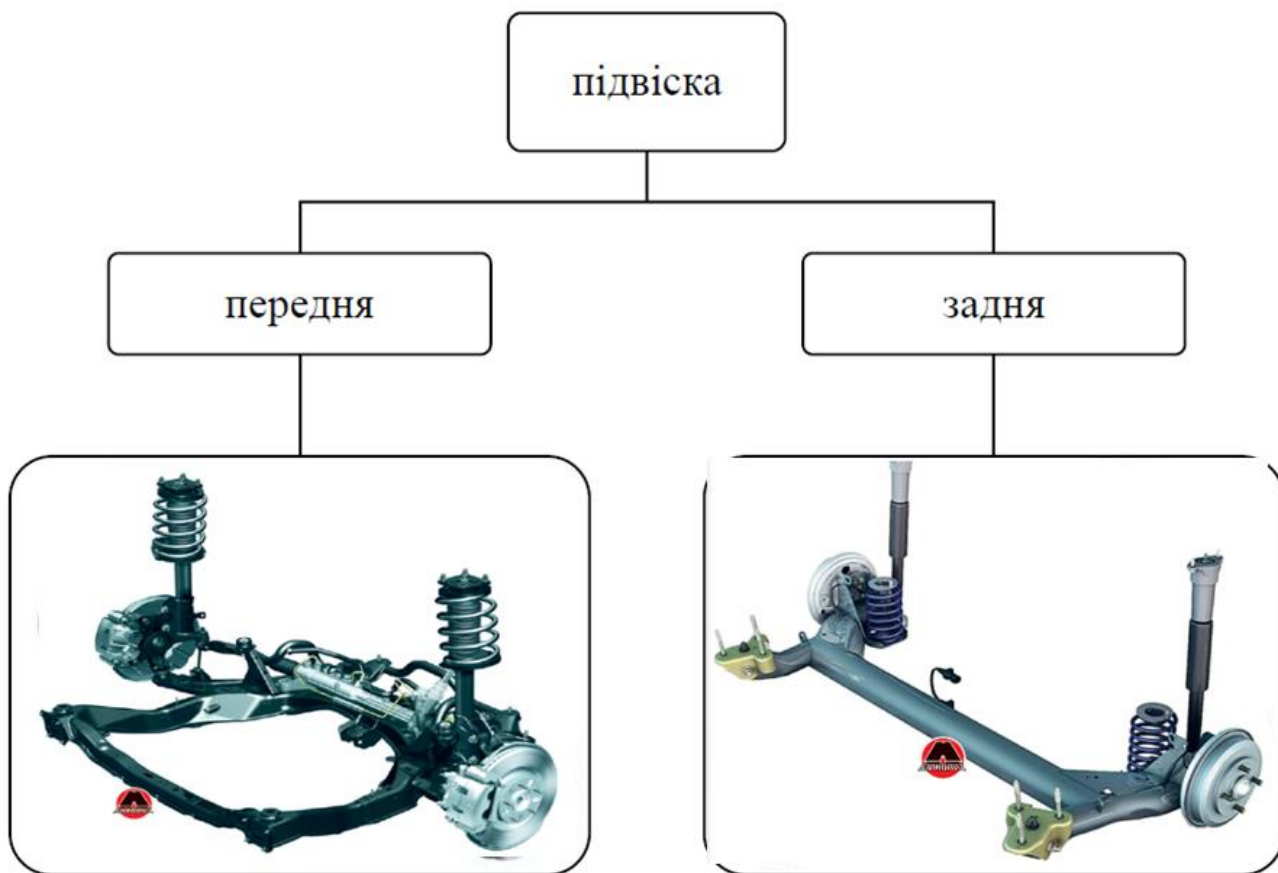


Рисунок 1.4 – Види підвісок

Перш ніж перейти до аналізу причин відмов елементів підвіски, розглянемо її конструкцію (рис. 1.5) та перелік деталей і вузлів, які можуть стати джерелом несправностей. У кожній підвісці умовно виділяють три групи елементів (рис. 1.6), які відрізняються між собою як конструктивно, так і за місцем встановлення та функціональним призначенням. Йдеться про такі групи компонентів:

- Пружні елементи, основною функцією яких є компенсація впливу вертикальних навантажень та передача їх на несучі елементи конструкції. Вони поділяються на дві підгрупи – основні та додаткові деталі.

- Напрямні елементи, що відповідають за сприйняття бічних і поздовжніх навантажень, а також задають напрямок руху передніх або, за необхідності, задніх керованих коліс.
- Демпферуючі елементи, призначені для забезпечення стійкості положення кузова під час руху автомобіля, зокрема для гасіння коливань.

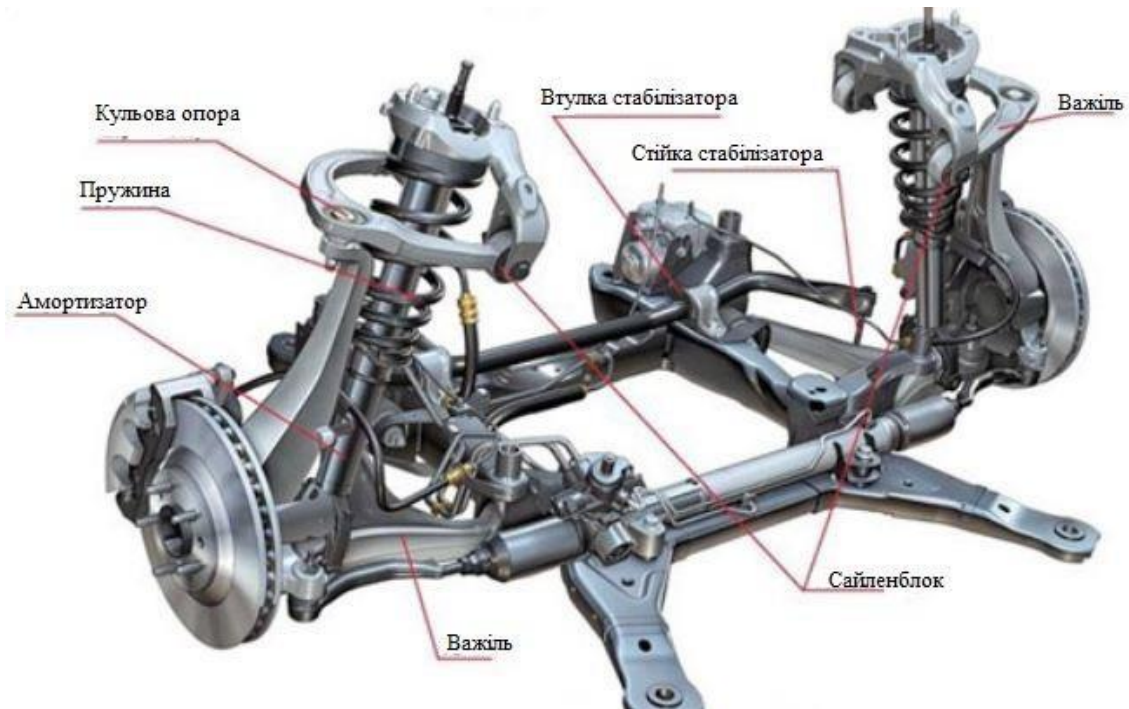


Рисунок 1.5 – Підвіска передня

Основними пружними елементами підвіски є пружини, які раніше часто доповнювались ресорами, а нині використовуються рідше, проте іноді все ще встановлюються разом із пружинами. Ці компоненти відповідають за забезпечення зчеплення коліс із дорожнім покриттям та підтримання курсової стійкості транспортного засобу.

Додаткові пружні елементи підвіски включають гумометалеві та кульові вузли, а також шарніри, які зазвичай є нерозбірними. До таких деталей належать сайлентблоки, що відіграють ключову роль у гасінні вібрацій і коливань, зокрема високочастотних.

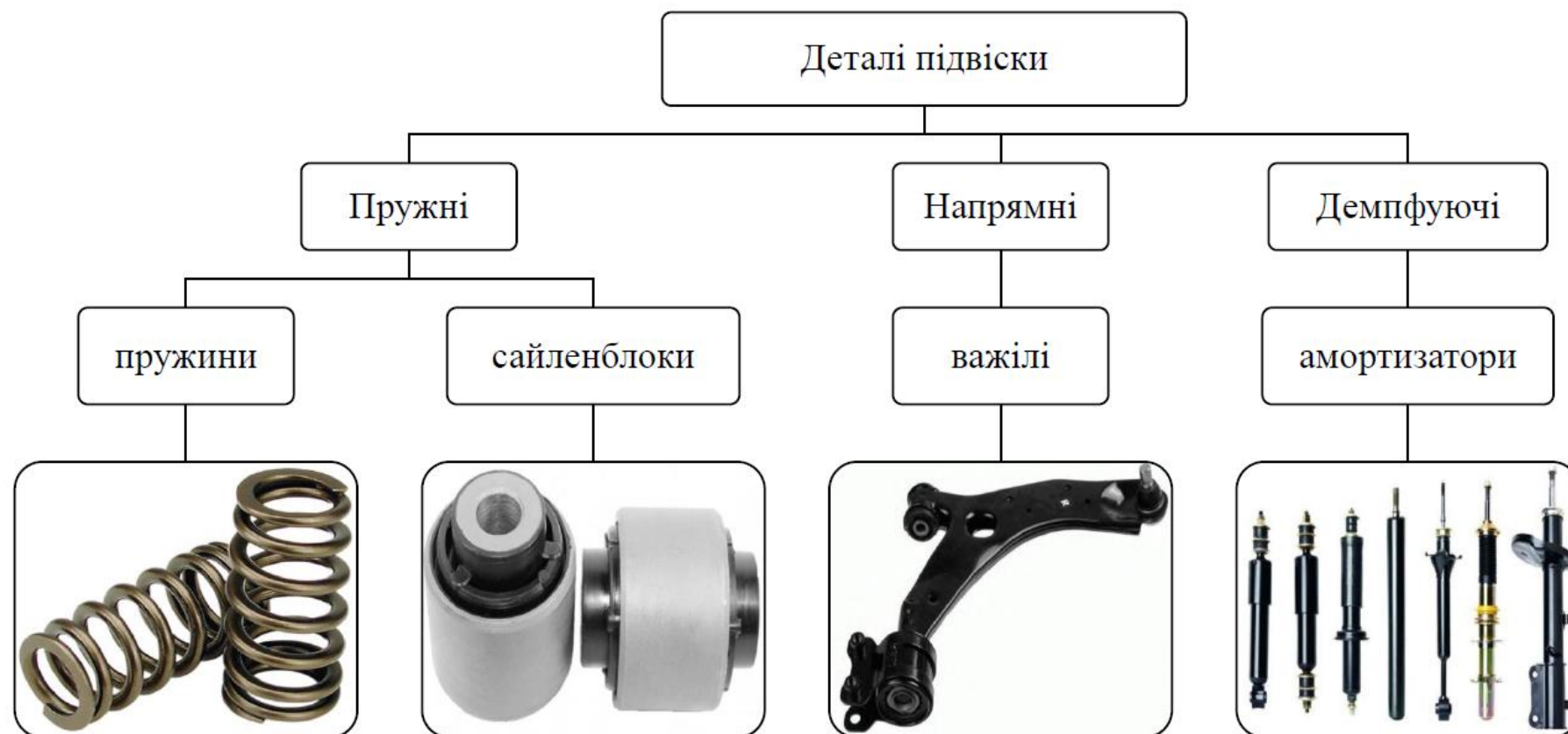


Рисунок 1.6 – Деталі підвіски

Напрямні елементи підвіски включають важелі, а в окремих конструкційних рішеннях можуть бути присутні торсіони або ресори. Основна їхня функція полягає в забезпеченні обертання коліс навколо своєї осі у визначеному положенні, яке встановлюється відповідно до кутів налаштування коліс, таких як сходження та розвал.

Демпфуючі компоненти підвіски, зокрема амортизатори, відповідають за гасіння коливань кузова та невіднесених мас під час руху автомобіля. Варто зазначити, що в підвісці типу MacPherson амортизатори виконують функцію не тільки демпфуючих, але й напрямних елементів. У такій системі передбачені опори з вбудованими опорними підшипниками.

Поломки підвіски виникають через низку причин, серед яких можна виділити наступні основні фактори:

- Зношування. Постійні різноспрямовані навантаження призводять до зносу гумометалевих компонентів, появи металевої втоми та інших проблем.
- Дорожні умови. Стан доріг та рельєф місцевості суттєво впливають на технічний стан підвіски.
- Стиль водіння. Порушення швидкісного режиму, різкі маневри, прискорення, гальмування, а також позаштатні динамічні навантаження (наприклад, наїзд на бордюр або ями на великій швидкості) негативно позначаються на роботі підвіски.
- Якість деталей. Використання неякісних деталей, таких як контрафактні, дефектні або з конструкційними недоліками, є суттєвим чинником виникнення несправностей.
- Агресивне середовище. Вплив хімічних речовин, вологості, екстремальних температур та опадів також шкодить підвісці.
- Конструкційні помилки. Неврахування важливих технічних моментів або прорахунки на етапі проектування можуть стати причиною проблем, які важко усунути без значних змін у конструкції підвіски.
- Недостатнє обслуговування. Нехтування технічним обслуговуванням або некваліфіковане втручання призводять до несправностей. Це може включати

порушення кутів установки коліс, неправильний вибір шин або помилки в інших системах автомобіля. Необдуманий тюнінг також може стати причиною виходу з ладу компонентів підвіски.

1.3. Аналіз триботехнічних властивостей амортизаторів

Конструкція амортизатора включає кілька ключових компонентів, які є незмінними незалежно від типу та моделі. Основним елементом кожного амортизатора є робочий циліндр, що розміщується в корпусі з вушками для кріплення. У цьому циліндрі знаходиться гідравлічна рідина, яка виконує основну амортизаційну функцію. Внутрішньо у циліндрі розташований поршень, прикріплений до штока. На поршні встановлено спеціальні клапани, що забезпечують пропускання рідини під час процесів стиснення та віддачі, а також ущільнювальні кільця. Ці елементи дозволяють рідині переміщуватися між різними порожнинами циліндра під час руху поршня.

Кріплення амортизатора до кузова автомобіля здійснюється за допомогою штока, а до елементів підвіски – через сайлентблок. Для захисту внутрішньої частини циліндра та штока зверху на амортизаторі встановлюється пильник або захисний кожух. Щоб запобігти витіканню рідини з робочого циліндра, у верхній його частині монтується манжета разом із напрямною втулкою. Ці складові є характерними як для простих гідравлічних амортизаторів, так і для більш складних конструктивних варіантів.

Класифікація амортизаторів приведена на рис. 1.7.

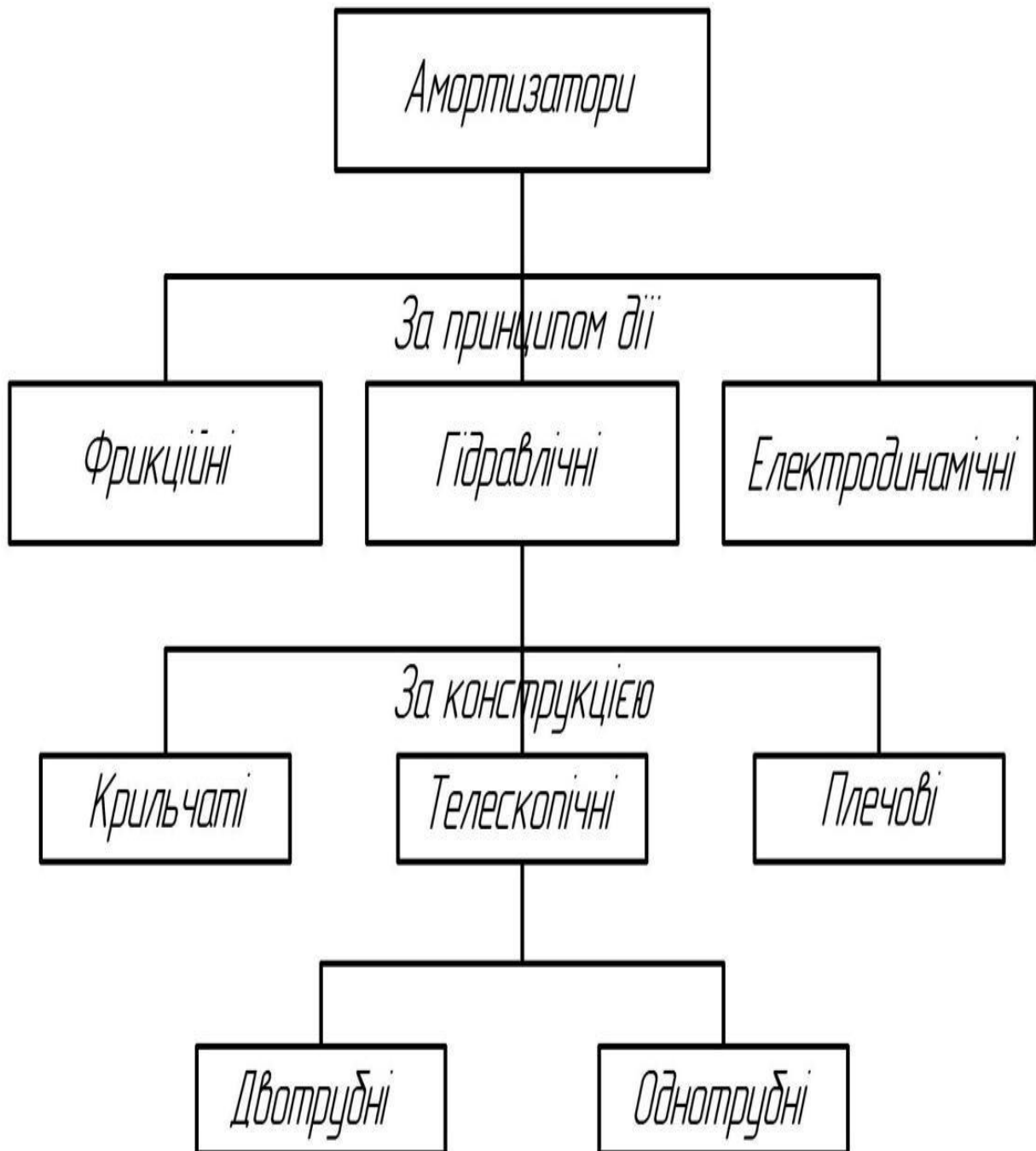


Рисунок 1.7 – Види амортизаторів

Будова амортизатора наведена на рис. 1.7.

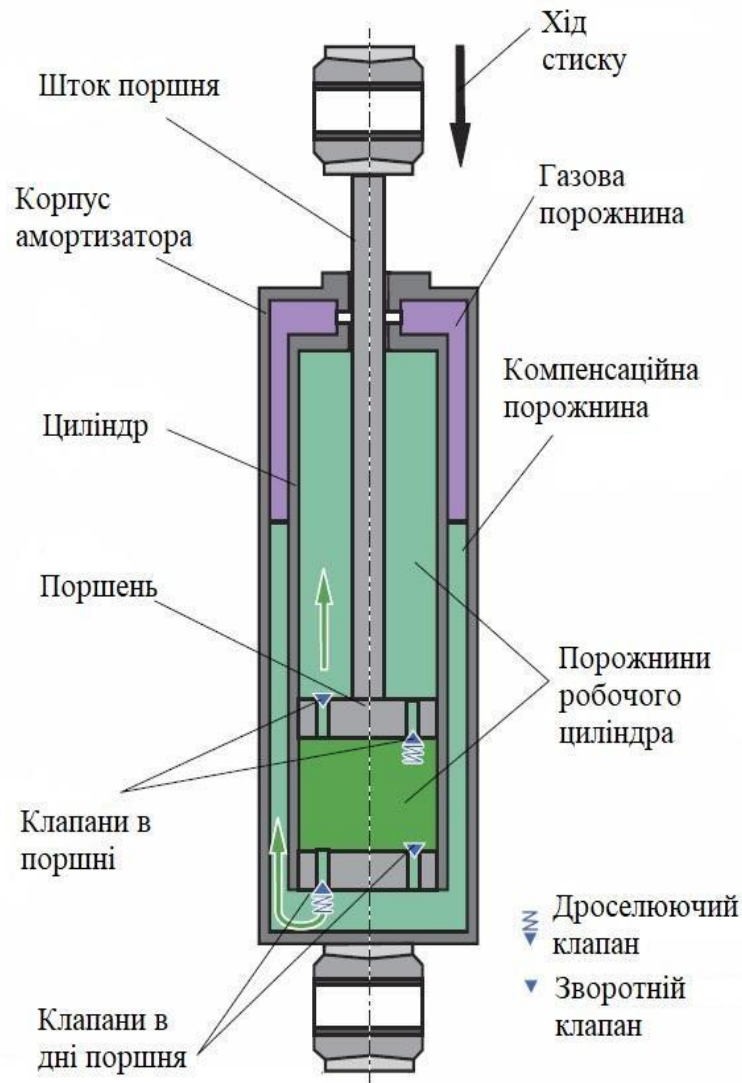


Рисунок 1.7 – Будова амортизатора

1.4. Висновки та задачі роботи

В Україні існує значна кількість проблем, пов'язаних із підвіскою автомобілів. Основною причиною є низька якість дорожнього покриття, а в багатьох випадках – його повна відсутність. Підвіска автомобіля є першою системою, яка приймає на себе удари та навантаження під час руху.

Одним із ключових елементів підвіски є амортизатор. Технічний стан амортизатора впливає не лише на його функціонування, але й на стан інших деталей автомобіля. Проведений аналіз виявив, що деякі з'єднання в

амортизаторах залишаються недостатньо дослідженими, що створює потенціал для їх удосконалення.

Метою цього дослідження є зниження витрат на обслуговування та забезпечення ефективної роботи підвіски автомобілів шляхом впровадження ремонтних комплектів для заміни зношених сайлентблоків та поршневих з'єднань амортизаторів. Ці комплекти базуються на новітніх принципах функціонування трибоспряжень.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- провести аналіз конструкції підвісок і типових несправностей, а також визначити їх вплив на надійність автомобіля в цілому;
- обґрунтувати можливість внесення конструктивних змін до будови амортизаторів і здійснення ремонту шляхом заміни зношених компонентів новими ремонтними комплектами;
- розробити методику проведення експериментальних досліджень, що стосуються запропонованих ремонтних комплектів поршнів і сайлентблоків;
- здійснити експериментальні дослідження нових ремонтних комплектів, зокрема пружинних поршнів і конічних вкладишів, а також оцінити їх переваги;
- впровадити заходи з удосконалення охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях;
- виконати техніко-економічну оцінку впровадження ремонтних комплектів з пружинними вкладишами.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ РЕМОУНТИМ КОМПЛЕКТОМ

2.1. Удосконалювання ремонтного комплекту підшипника ковзання для сайлентблока амортизатора

У конструкції сайлентблока амортизатора гумова втулка зазнає впливу скручувальних навантажень, що призводить до її пошкоджень, зокрема розривів. У вдосконаленій версії сайлентблока використовується підшипник ковзання із

пружинним вкладишем, що дозволяє уникнути зазначених недоліків. Застосований підшипник ковзання для зворотно-обертального руху відповідає трибологічним принципам: забезпечується активація пластичних деформацій робочої поверхні й пригнічуються окислювальні процеси [18.].

Для досягнення цієї мети конструкція підшипника включає рухомий вкладиш, виконаний у вигляді гвинтової циліндричної пружини. Пружина виступає як проміжний елемент, який у коливальному режимі повертається в одному напрямку, що сприяє рівномірному зношуванню і розподілу змащувальних матеріалів. Для забезпечення необхідного натягу пружини її підтискають, створюючи мікропластичні деформації. У коливальному режимі внаслідок закручування чи розкручування пружини з'являється пружний натяг на внутрішній або зовнішній поверхні, і вкладиш примусово повертається лише в одному напрямку, реалізуючи ефект храповика.

Захист від окислювальних процесів у даній конструкції досягається за допомогою сальникового ущільнення. Окрім цього, позитивний результат забезпечується зниженням адгезійної складової тертя (тертя спокою) і частковою реалізацією концепції Н. Е. Жуковського щодо "руху без тертя", завдяки обертанню проміжної опори без необхідності використання зовнішнього джерела енергії [11.].

Даний підшипник ковзання (рис. 2.1) може застосовуватися як альтернатива голчастим підшипникам у карданних валах, сайлентблоках підвіски, шарнірах рульового керування та інших вузлах, що працюють у зворотно-обертальному режимі.

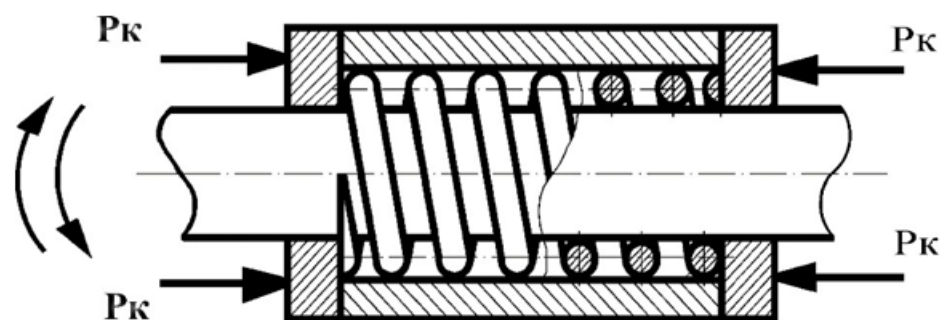


Рисунок 2.1 – Схема підшипника з рухомих пружинним вкладишем

У представленому пристрої (рис. 2.1) підвищення експлуатаційних характеристик досягається шляхом додавання в конструкцію підшипника пружного проміжного елемента — рухомого вкладиша у формі гвинтової циліндричної пружини. Регулювання сили стиснення цієї пружини R_k створює ущільнення на робочих поверхнях, що необхідно для обмеження окислювальних процесів і забезпечення активації поверхні через мікропластичну деформацію.

Стабільність режиму роботи та рівномірність зношування досягається завдяки тому, що при зворотно-обертальному русі вала або зовнішнього кільця закручування чи розкручування пружинного вкладиша викликає гальмування на внутрішній або зовнішній поверхні. Це забезпечує примусовий оберт вкладиша в одному напрямку (ефект храповика), який визначається напрямом навивки пружини. Додатково, постійна зміна лінії контакту на робочих поверхнях знижує їх зношування.

Для корекції ущільнення, наприклад, при ремонті для компенсації зношування, між однією з опорних шайб і торцем пружинного вкладиша можна встановлювати регульовальні шайби.

Для забезпечення беззносного режиму можуть застосовуватися методи, описані в спеціалізованих джерелах: додавання металоплакувальних присадок у мастило, використання методів ФАБО, а також матеріалів із вмістом металоплакувальних компонентів [30.].

У запропонованій конструкції шарнірного підшипника активація робочих поверхонь мікропластичною деформацією реалізується через установлення пружинного вкладиша між зовнішньою та внутрішньою втулками так, щоб створювався незначний натяг на робочих поверхнях вкладиша (рис. 2.2а). У процесі роботи підшипника (при обертанні в одному напрямку) натяг на одній із поверхонь зростає, а на іншій — зменшується до появи зазору й проковзування (рис. 2.2б).

При обертанні у зворотному напрямку (рис. 2.2в) на поверхні, де був зазор, з'являється натяг, і навпаки. Для обмеження окислювальних процесів на робочих

поверхнях підшипника передбачено конструктивне рішення — використання сальникових ущільнень, які запобігають доступу кисню та інших окислювачів, або технологічні рішення — додавання інгібіторів у мастило [21.].

Ймовірність виникнення зазорів і натягів у з'єднанні може бути оцінена за допомогою інтегральної теореми Лапласа [22.]. Якщо ймовірність P події A у кожному випадку є сталою та відмінною від нуля й одиниці, то ймовірність $P_{n(k_1, k_2)}$, що подія A настане в n спробах від k_1 до k_2 разів, можна визначити за певним інтегралом:

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

де P_n , - ймовірність ненастання події $q=1-p$.

Під час вирішення задач із використанням інтегральної теореми Лапласа застосовуються спеціальні таблиці, оскільки невизначений інтеграл, пов'язаний із цією теоремою, не може бути представлений у вигляді елементарних функцій. Відповідна таблиця для цього інтеграла наведена в довідковій літературі [21].

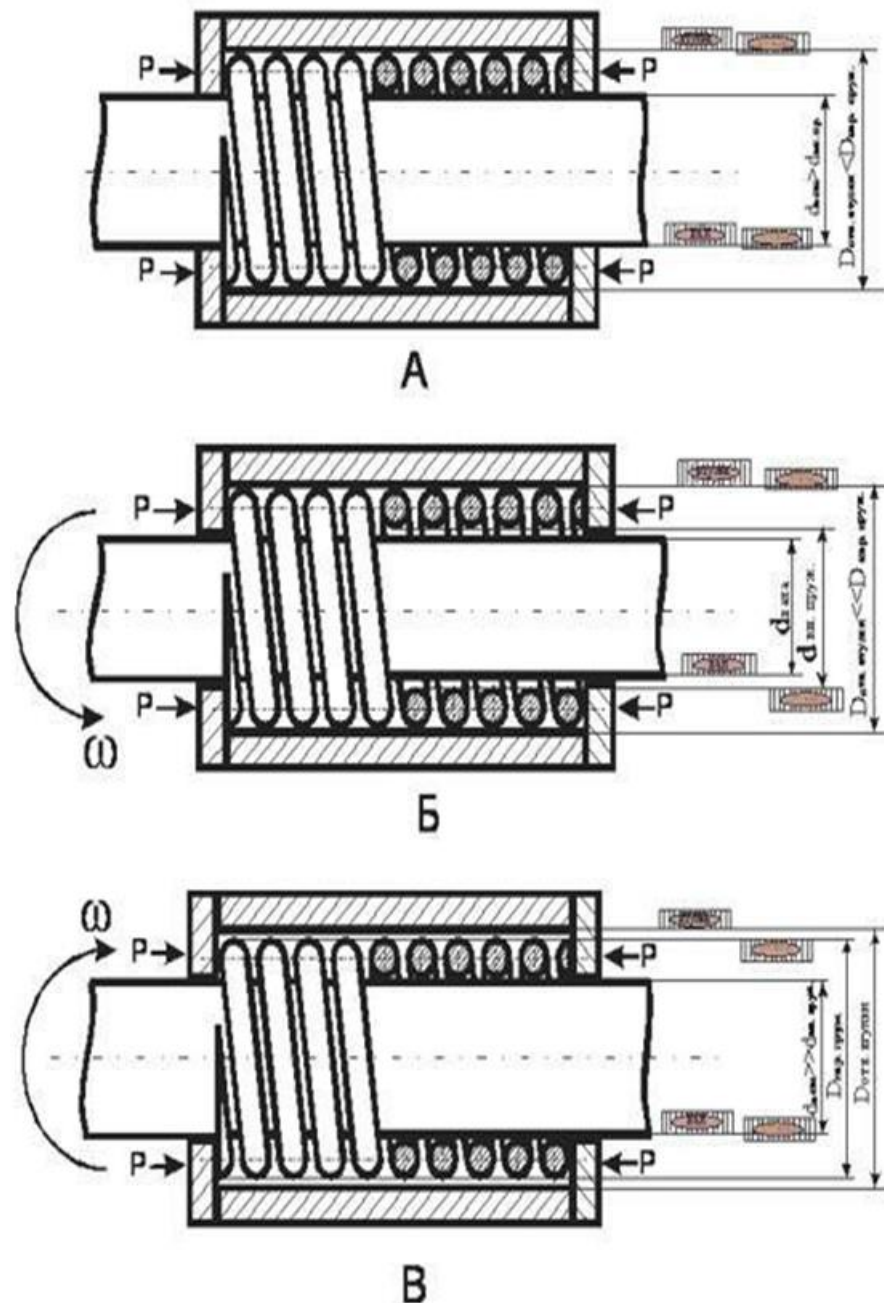


Рисунок 2.2 – Схема посадок на робочих поверхнях шарнірного підшипника із пружним пружинним вкладишем: А – підшипник перебуває в спокої; Б і В – обертання осі (цапфи) у різні сторони.

Приймаючи нормальний закон розподілу розмірів, визначимо ймовірність того, що величина x знаходиться 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 $\Phi(x)$ представляють собою ймовірності знаходження випадкової величини x у зазначеному діапазоні.

Оскільки для аналізу потрібні мінімальні значення натягів і зазорів, використовуються перехідні посадки. У метрології умовно прийнято позначати натяг літерою N , а зазор – Z .

Для застосування таблиці функції Лапласа необхідно перетворити значення z_i і z_{i+1} , що мають розмір, у безрозмірні величини x_1 і x_{i+1} . Для цього розраховується середньоквадратичне відхилення, яке відповідає перехідним посадкам.

$$\sigma_z = \frac{Z_{pmax} - N_{pmax}}{6} \quad (2.3)$$

Далі задані інтервали z_i і z_{i+1} замінюються значеннями:

$$x_1 = \frac{[Z_1 - Z_m(N_m)]}{\sigma_z} \quad (2.4)$$

$$x_{i+1} = \frac{[Z_{i+1} - Z_m(N_m)]}{\sigma_z} \quad (2.5)$$

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

$$Z_m(N_m) = 0.5 \{ Z_{pmax}[f_0](N_{pmax}[f_0]) + Z_{pmin}[f_0](N_{pmin}[f_0]) \} \quad (2.6)$$

Ймовірність $P(x)$ появи сполучень у межах інтервалу $z_i(x_i) \dots z_{i+1}(x_{i+1})$ визначається за формулою (2.2).

Перехідні посадки передбачені лише для квалітетів 4...8. При цьому точність виготовлення вала в таких посадках повинна бути на один квалітет вищою за точність отвору. [29.]

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

Для того щоб застосувати, які традиційні посадки забезпечують надійну роботу пружинного вкладиша, можна зареєструвати методиками ВСТВ (взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірювань).

Розглянемо задачу визначення параметрів для гладкого циліндричного з'єднання

Вихідні дані: Номінальний розмір – 20 мм. Отвір – $H5$.

Вал – p4.

Величина допусків:

Отвір – $T_D = 0,009$ мм. Вал – $T_d = 0,006$ мм.

1. Граничні відхилення:

Отвір $\varnothing 20H5$:

$$EI = 0; \quad (2.7)$$

$$ES = EI + TD = 0,000 + 0,009 = +0,009 \text{ мм}; \quad (2.8)$$

Вал $\varnothing 20p4$:

$$ei = 0,022; \quad (2.9)$$

$$es = ei - Td = 0,022 + 0,006 = 0,028 \text{ мм} \quad (2.10)$$

2. Граничні розміри:

Отвір:

$$D_{\max} = d_n + ES = 20 + 0,009 = 20,009 \text{ мм}, \quad (2.11)$$

$$D_{\min} = d_n + EI = 20 + 0,000 = 20 \text{ мм}. \quad (2.12)$$

Вал:

$$d_{\max} = d_n + es = 20 + 0,028 = 20,028 \text{ мм}, \quad (2.13)$$

$$d_{\min} = d_n + ei = 20 + 0,022 = 20,022 \text{ мм}. \quad (2.14)$$

3. Граничні зазори й натяги:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 20,009 - 20,022 = -0,013 \text{ мм}; \quad (2.15)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 20 - 20,028 = -0,028 \text{ мм}; \quad (2.16)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - d_{\min} = 20,028 - 20 = 0,013 \text{ мм}; \quad (2.17)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - d_{\max} = 20,022 - 20,009 = 0,028 \text{ мм}. \quad (2.18)$$

4. Група посадки:

$$20 \frac{H5}{p4}$$

Допуск посадки:

$$T_{\Pi} = S_{\max} - S_{\min} = -0,013 - (-0,028) = 0,015 \text{ мм}; \quad (2.19)$$

$$T_{\Pi} = T_D + T_d = 0,009 + 0,006 = 0,015 \text{ мм}. \quad (2.20)$$

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

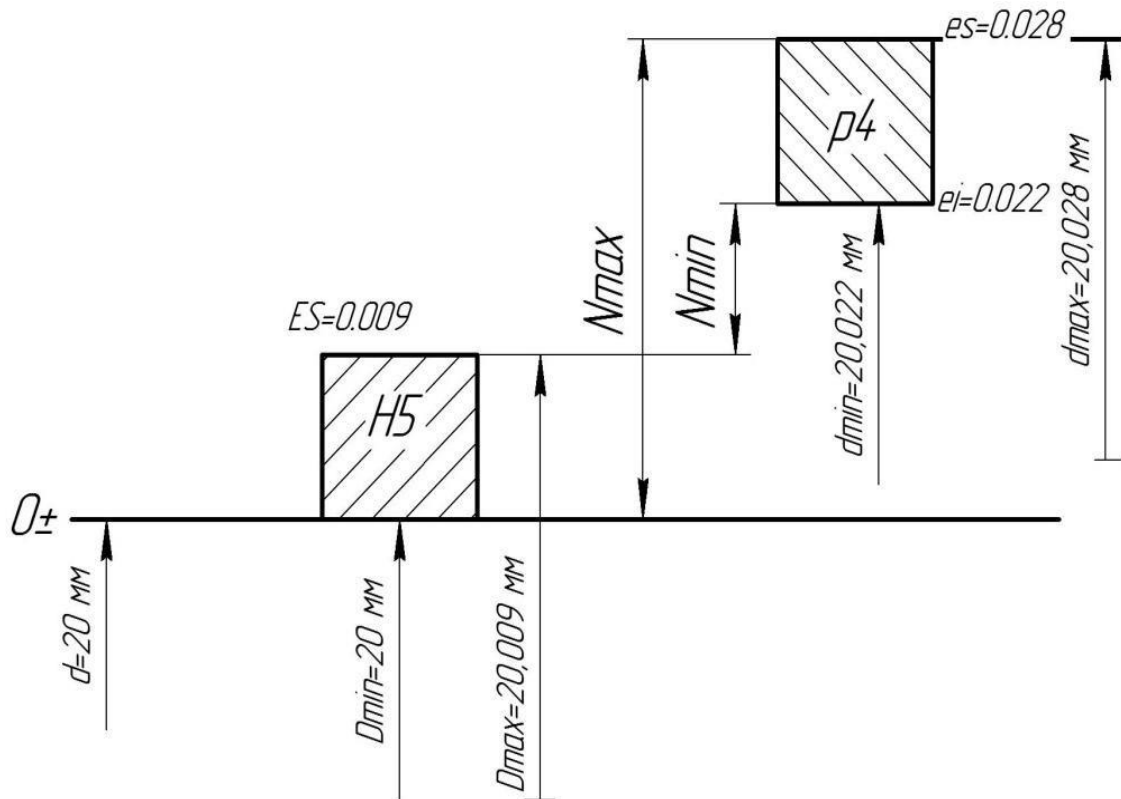


Рисунок 2.3 – Схема полів допусків

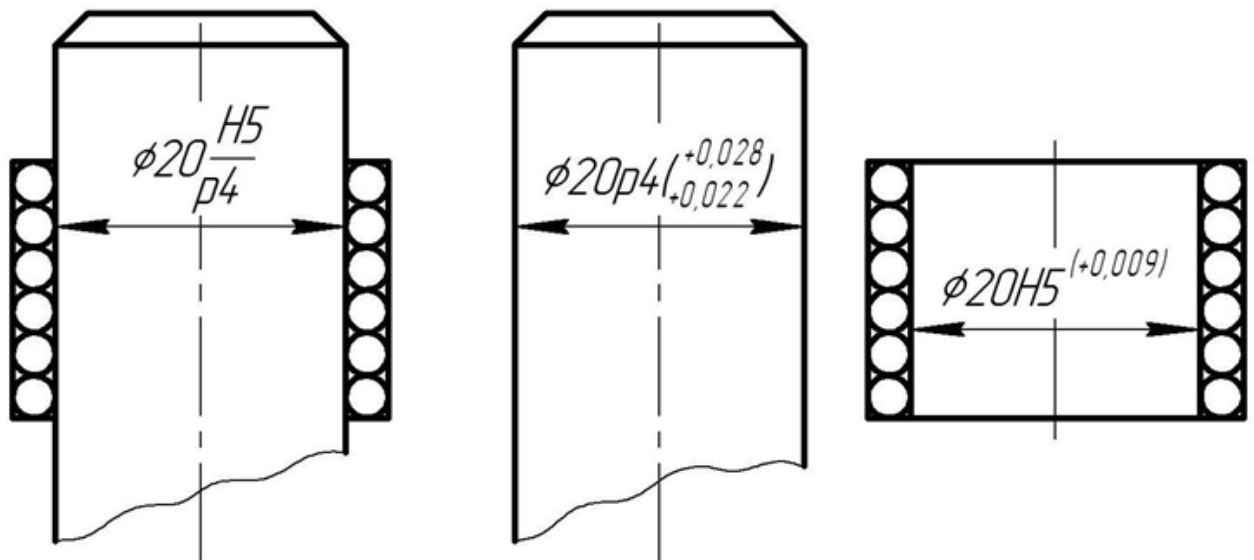


Рисунок 2.4 – Ескізи з'єднання

Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1- Результати розрахунків

Позначення заданого з'єднання		$\varnothing 20 H5/p4$			
Значення елементів з'єднання	Номінальний розмір, мм		20		
	Зазор (натяг), мм	S_{max}	-0,013		
		S_{min}	-0,028		
	Допуск посадки, мм ТД		0,015		
	Група посадки		З натягом		
	Система допусків		З		
Значення елементів деталей	Отвір	Умовне позначення		$\varnothing 20 H5$	
		Допуск, мм TD		0,009	
		Значення основного відхилення, мм		0 (нижнє)	
		Граничні відхилення, мкм	Верхнє ES		+0,009
			Нижнє EI		0
		Граничні розміри, мм	D_{max} , мм		20,009
	D_{min} , мм		20		
	Вал	Умовне позначення		$\varnothing 20 p4$	
		Допуск, мм Td		0,006	
		Значення основного відхилення, мкм		0,022 (нижнє)	
		Граничні відхилення, мкм	Верхнє es		0,028
			Нижнє ei		0,022
		Граничні розміри, мм	d_{max} , мм		20,028
	d_{min} , мм		20,022		

З розрахунків випливає, що забезпечення необхідної точності виготовлення традиційних посадок вимагає використання високоточного обладнання та дорогого інструменту, що робить процес економічно не вигідним для виготовлення деталей з пружинним вкладишем і компонентів, що з ним сполучаються. Крім того, такі розрахунки не можуть бути повністю застосовані

до підшипників ковзання з рухомим пружинним вкладишем, що обумовлює необхідність іншого підходу.

У зв'язку з цим було запропоновано виготовляти пружинний вкладиш у конічній формі, тоді як інші сполучувані з ним поверхні деталей залишити циліндричними. Це дозволить гарантувати забезпечення посадок із натягом на циліндричних поверхнях. [16.].

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

Запропоновано ремонтний комплект підшипника ковзання для зворотно-обертального руху (рис. 2.5), який включає вал 1, зовнішнє кільце 2 і розташований між ними спіральний вкладиш 3, виконаний у вигляді гвинтової пружини. Спіральний вкладиш має рухливу конструкцію та конічну форму з кутом конуса в межах від 1° до 5° . Діаметр дроту пружини d відповідає половині зазору між діаметром вала D та діаметром отвору вкладиша $D + 2d$.

Вкладиш встановлений із натягом по торцях, а також по внутрішній і зовнішній поверхнях, що забезпечує постійність реалізації «ефекту храповика» [28. ,30.].

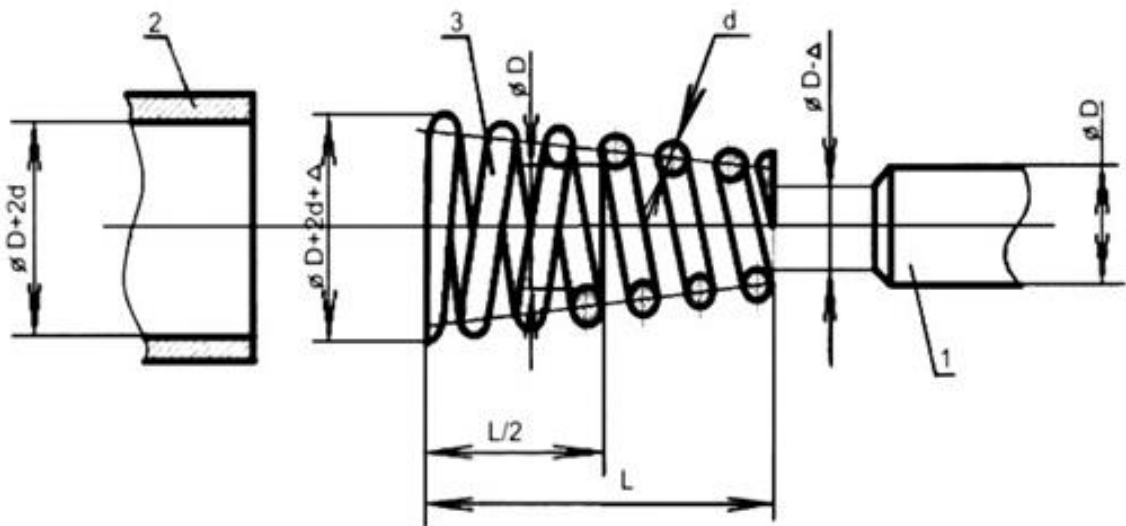


Рисунок 2.5 – Конічний підшипник ковзання для зворотно-обертального руху,

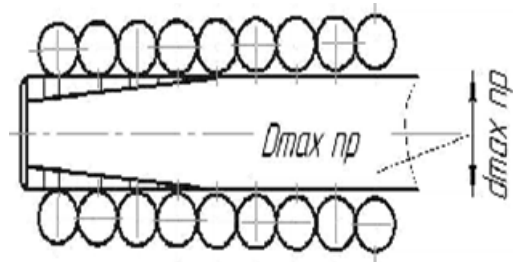


Рисунок 2.6 – Розташування пружини, надягнутої на вал з натягом на половині її довжини

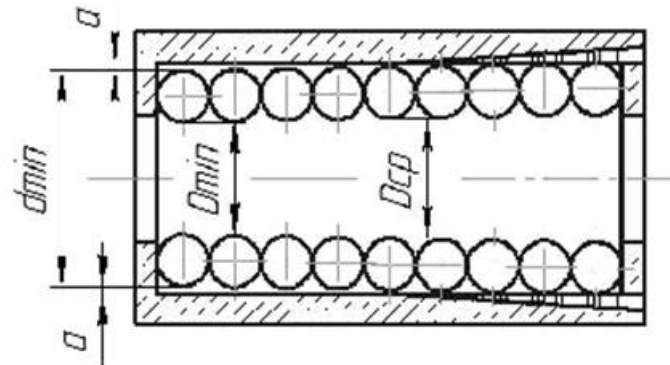


Рисунок 2.7 – Розташування пружини, вставленої у втулку з натягом на половині її довжини

Вкладиш розташовується між втулкою 1 і валом 2 (рис. 2.8). Конічна пружина виготовляється шляхом навивання дроту на вал, у результаті чого формується середній діаметр $d_{\text{ср.пр}}$. У випадку, коли конічна пружина встановлена на вал і знаходиться всередині втулки, її діаметр на валу позначають як $d_{\text{ср.пр}}$, а діаметр у внутрішньому отворі втулки — як $D_{\text{ср.пр}}$.

$$a = \frac{(d_{\text{вал}} - d_{\text{min.пр}})}{2} \quad (2.21)$$

$$a' = \frac{(d_{\text{max.пр}} - D_{\text{вт}})}{2} \quad (2.22)$$

Виготовимо конічну пружину, і помістимо її між валом і втулкою, при цьому будемо вважати, що матеріали вала й втулки не мають можливості деформуватися. При цьому пружина займе на валу й втулці положення з нерівномірним натягом по робочих поверхнях.

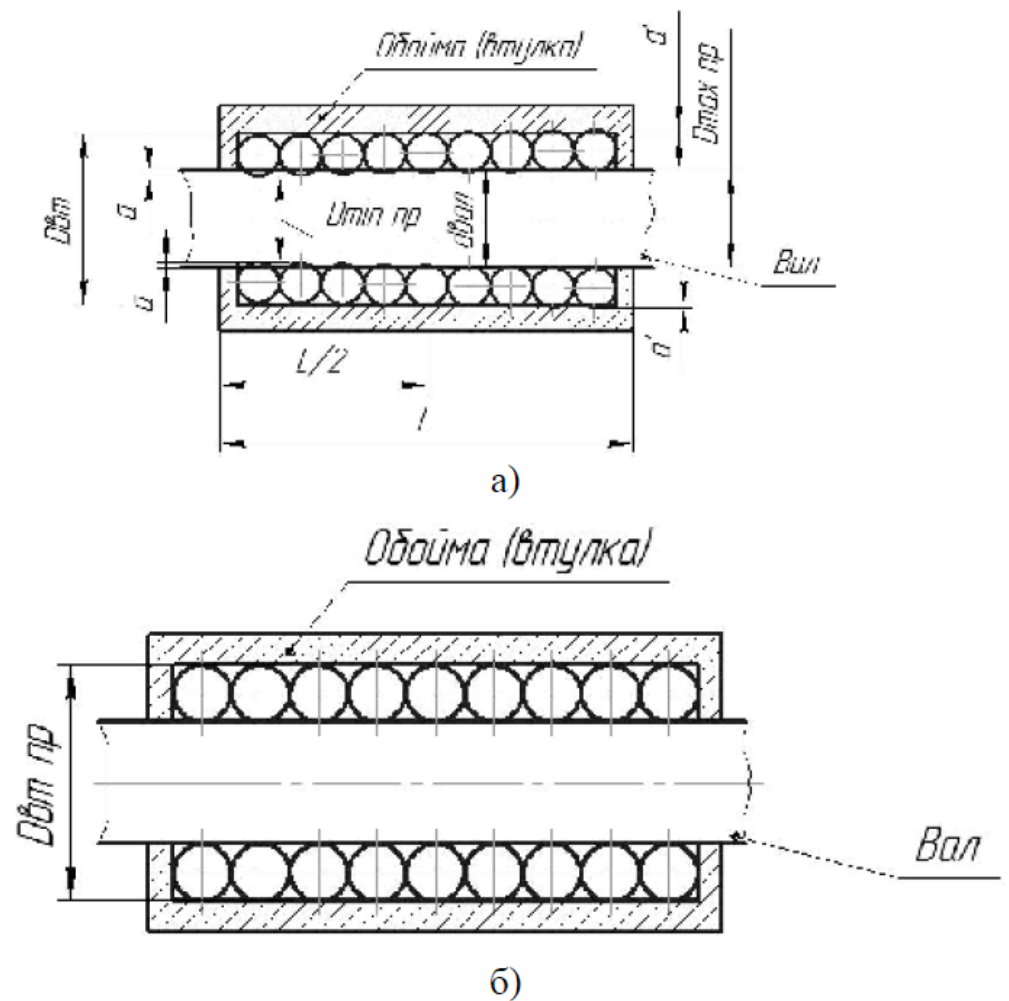
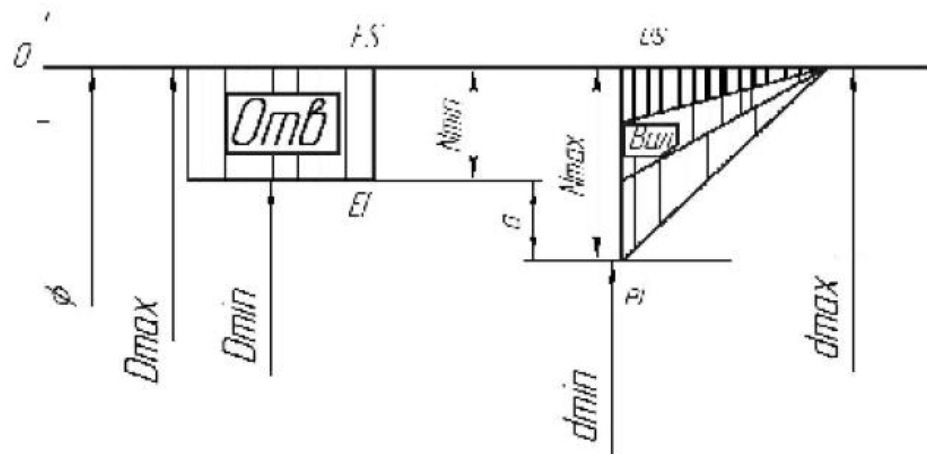


Рисунок 2.8 – Схеми розташування пружини: а) розташування пружини, якщо вважати її твердою, а вал і втулку пластично деформованими; б) пружина жорстко затиснута між валом і втулкою (вважаємо деталі не деформованими).

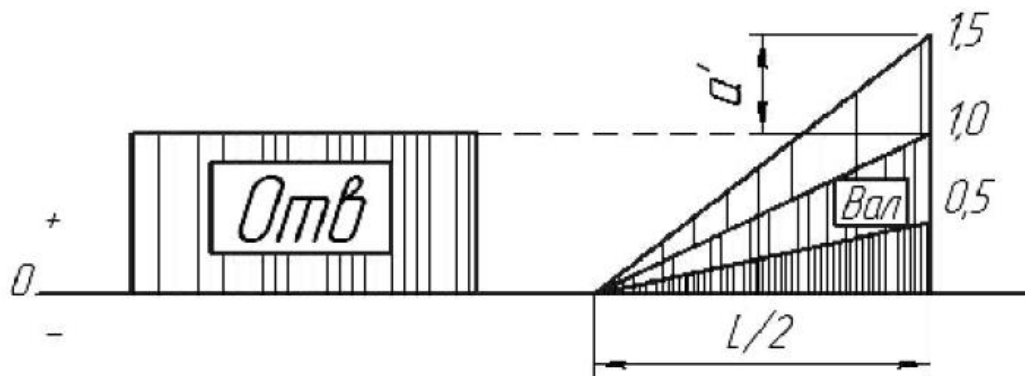
При цьому діаметр дроту дорівнює половині зазору між діаметром вала й діаметром отвору втулки, але, оскільки пружина виготовлена конічною, то один із крайніх діаметрів пружини буде менше ніж у вала на 0,5 мм, а з іншого боку діаметр буде більше на 0,5 мм, чим у втулки (рис. 2.9.). Тим самим створюється пружний натяг, який розподіляється не як звичайно, по всій поверхні, а убуває під кутом 30° і до середини втулки й вала сягає $0^{\text{-го}}$ значення. З одного боку, на валу натяг, а з іншого боку натяг на втулці.

Величина пружного натягу залежить від кута, з яким пружина виготовлена. У цьому випадку натяг не постійний по довжині й поле допуску буде зображатись не прямокутником, як звичайно, а трикутником, і натяг

буде перемінним, як показано на (рис. 2.9.).



а) - сполучення пружини й отвору



б) - сполучення пружини й вала

Рисунок 2.9 – Схема полів допусків для конічної пружини: а) сполучення пружини й отвору, б) сполучення пружини й вала

При зміні довжини пружинного вкладиша під дією осьового навантаження він буде змінювати свої основні параметри [29.]:

$$D = D_0 + \Delta D \quad (2.23)$$

де: D_0 – початковий діаметр утворюючого циліндра ненавантаженої пружини;

ΔD – зміна діаметра утворюючого циліндра;

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha \quad (2.24)$$

де α_0 – початковий кут підйому осі гвинтового бруса ненавантаженої

пружини;

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

$$l = l_0 + \Delta l \quad (2.25)$$

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

Δl – зміна довжини осі робочої частини гвинтового бруса.

Особливу увагу слід приділити зміні кута підйому витків пружини, оскільки вона значно впливає на зміну діаметра пружини. Через незначність величини Δl її можна вважати несуттєвою і прийняти за умови, що вісь гвинтового бруса є нерозтяжною, тобто $\Delta l = 0$.

Параметри ΔD та $\Delta\alpha$ залежать від навантаження P , початкових геометричних характеристик пружини та пружних властивостей матеріалу, з якого вона виготовлена.

Згідно з літературними джерелами [11.], розрахунок зміни діаметра утворюючого циліндра ΔD може бути виконаний за спеціальними формулами, які є актуальними для визначення цього параметра.

$$\Delta D = -\frac{D^2 \cos 2\alpha}{2 \cos^2 \alpha} \Delta\alpha - \frac{D^2 \sin \alpha}{\cos \alpha} \Delta k \quad (2.26)$$

Мінус у формулі свідчить про те, що стискаюча сила пружини вважається від'ємною. У цьому випадку передбачається, що рівень напруження не перевищує межі пропорційності, а гвинтовий брус, що формує пружину, можна розглядати як елемент із малою кривиною, довжина якого залишається постійною, тобто $\Delta l = 0$.

Для запобігання обертанню одного торця пружини навколо іншого під дією осевого навантаження P , до торців необхідно прикласти момент $M = M_0$.

$$M_0 = -\frac{PD_0(B-C) \sin 2\alpha_0}{4(B \sin^2 \alpha_0 + C \cos^2 \alpha_0)} \quad (2.27)$$

Осьову силу P можна виразити як функцію кута підйому α :

Кут підйому α поступово змінюється в процесі навантаження пружини.

Для пружин розтягання-стиску з торцями:

$$D = D_0 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \quad (2.28)$$

Замінивши діаметр D деформованої пружини його значенням з формули 2.28, одержимо вираз для визначення осьової сили P :

$$P = \frac{4 \cos^2 \alpha_0}{D_0^2} \left[C(\sin \alpha - \sin \alpha_0) - B \sin \alpha \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \right) \right] \quad (2.29)$$

Осьове переміщення кінців пружини

$$\lambda = (H - H_0) = l_0(\sin \alpha - \sin \alpha_0) \quad (2.30)$$

Визначивши послідовні значення кута підйому α , можна обчислити силу P та відповідне їй осьове переміщення кінців пружини λ . На основі цих обчислень будується нелінійна характеристика, яка відображається у координатах λ , P (рис. 2.10).

Виробництво пружинного вкладиша конічної форми є більш технологічним процесом у порівнянні з виготовленням конічних поверхонь для вала та кільця. Кут нахилу конуса, який становить від 1° до 5° , необхідний для створення початкового натягу на обох поверхнях — вала та кільця. Вузька частина конічного вкладиша забезпечує щільний контакт із валом, тоді як широка частина створює натяг на внутрішній поверхні кільця.



Рисунок 2.10 – Характеристики пружинного вкладиша

$$0 - \lambda = 0, 1 - \lambda = 0,4, 2 - \lambda = 0,8, 3 - \lambda = 1,2, 4 - \lambda = 1,5, 5 - \lambda = 2,3.$$

Чим більший кут нахилу, тим вищий рівень натягу. Однак, якщо кут перевищує 5° , це ускладнює процес збирання підшипника, що є небажаним. З

іншого боку, занадто малий кут нахилу (менше 1°) також недоцільний, оскільки натяг виявляється недостатнім для забезпечення стабільної роботи підшипника [22, 23].

2.4.Висновки

1. Встановлено розрахункову залежність характеристики конічного пружинного вкладиша підшипника, яка відображає математичну модель його роботи у сполученні з циліндричними поверхнями втулки.

2. Ця залежність є придатною для використання в процесі розрахунків удосконаленого ремонтного комплекту та відновлення функціональності сайленблока амортизатора.

3. У складі інноваційного ремонтного комплекту сайленблока застосовуються нестандартні посадки конічного пружинного вкладиша разом із втулками, що забезпечує підвищення експлуатаційної надійності.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ

3.1 Загальна структура експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження передбачають використання методик, які дозволяють визначити швидкісні характеристики та оцінити вплив параметрів стиснення і віддачі в амортизаторі залежно від визначених факторів. У рамках нашого дослідження здійснювалися як експериментальні випробування, так і стендові тестування на обладнанні СИА-04 «ЭНГА».

Загальний алгоритм застосовуваних методів дослідження наведено на рис. 3.1.

3.2 Об'єкт і умови проведення експериментальних досліджень

Для забезпечення підвищеної експлуатаційної довговічності підвіски, а також для забезпечення безпечного і комфортного руху автомобіля, необхідно впроваджувати конструктивні рішення амортизаторів, що використовують інноваційні ремонтні комплекти. Такий ремонтний комплект включає два удосконалення: у конструкції поршневого вузла та сайлентблока амортизатора.

У межах дослідження впливу першого вузла ремонтного комплексу передбачалося провести експерименти, спрямовані на оцінку залежності зусиль стискання та віддачі від температури та швидкості переміщення поршня амортизатора. Дослідження проводилися як на стандартному, так і на удосконаленому амортизаторах передньопривідного автомобіля (рис. 3.2).

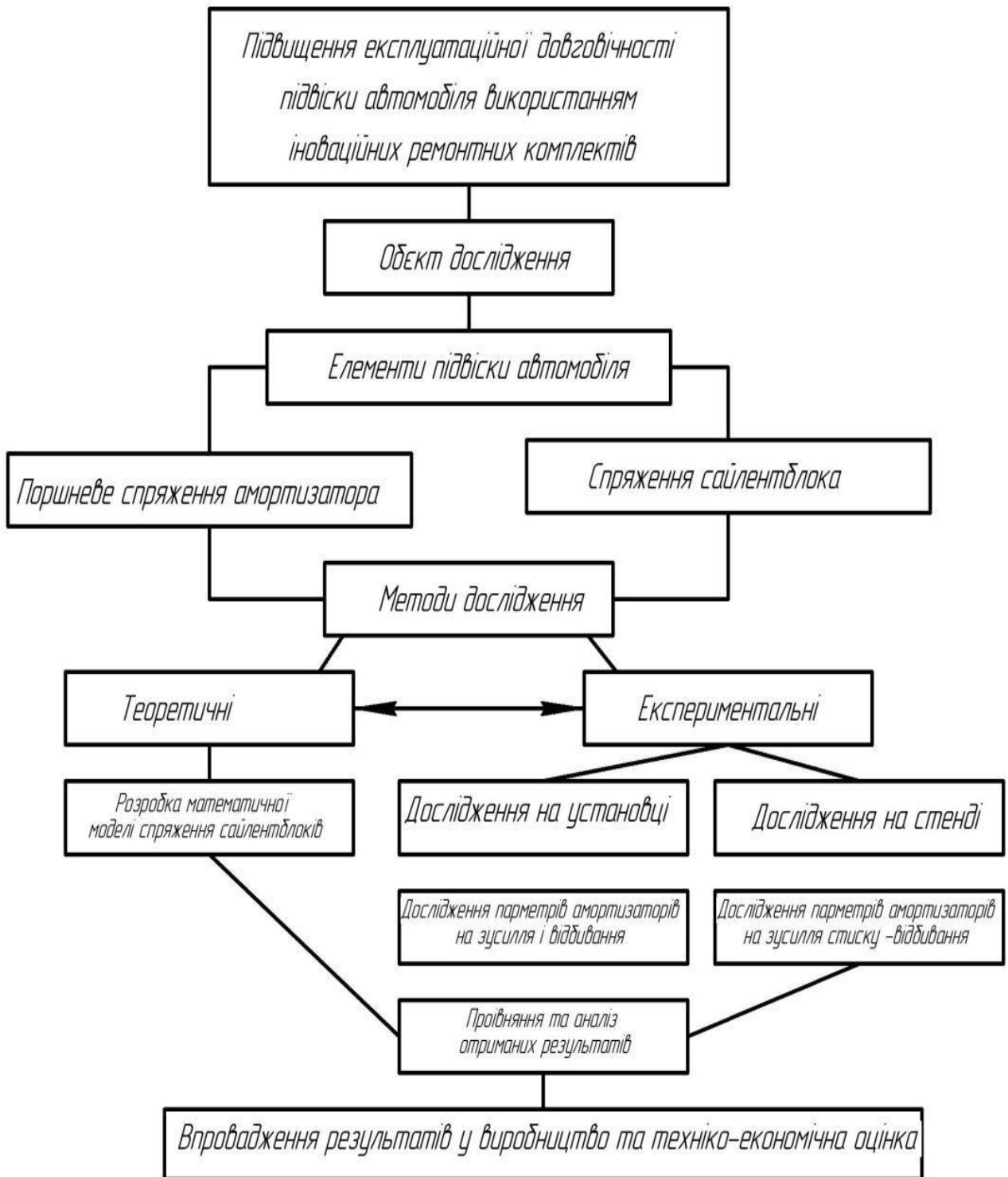


Рисунок 3.1 – Експериментальні методи, використувані для досліджень стандартного й удосконаленого амортизаторів



Рисунок 3.2 – Амортизатор автомобіля

Технічні параметри конструкції амортизатора наведено в таблиця 3.1.

Таблиця 3.1 - Технічні параметри конструкції амортизатора

Найменування параметрів	Розмірність	Значення
Тип		Масляний
Хід штока	мм	230
Довжина різьбової частини	мм	21,2
Діаметр штока	мм	9
Хід стиску	Н	247
Хід відбою	Н	565
Маса	кг	2,2

Під час експериментальних випробувань аналізували зміну швидкісних характеристик амортизаторів залежно від температури (контроль температурного режиму здійснювався відповідно до ДСТУ 37.001.440-07, а також вивчали зміну сили опору амортизатора в залежності від його температурного стану.

Для стандартного та удосконаленого амортизаторів до початку випробувань були зняті характеристики дросельного режиму під час віддачі, а також клапанного режиму під час стиску. Вимірювання проводилися за трьох температур: $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ та $+45^{\circ}\text{C}$. Тип характеристики заднього амортизатора

визначено як регресивний. Такий тип добре гасить коливання та зменшує крени кузова під час різких маневрів, однак допускає передачу вібрацій від дорожніх нерівностей. На низьких швидкостях переміщення поршня амортизатор демонструє середній рівень жорсткості. Із підвищенням швидкості та переходом до клапанного режиму жорсткість незначно знижується.

Після зняття характеристик дросельного режиму під час віддачі та клапанного режиму під час стиску при трьох зазначених температурах (+7°C, +26°C, +45°C), стандартний амортизатор був обережно розібраний та знежирений. Конструкція амортизатора включає поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою

Фторопластове ущільнення було демонтоване, а посадкове місце на поршні для ущільнювача модифіковане — поглиблене та розширене. На його місце встановили металевий пружинний вкладиш-ущільнювач. Цей циліндричний пружинний вкладиш виконує роль лабіринтового ущільнення.

Виробництво пружини для вкладиша здійснювалося на автоматизованому верстаті моделі A520, призначеному для виготовлення пружин шляхом навивки. Для цього використовували оміднений дрiт марки 65Г квадратного перетину зі стороною 1,4 мм. Даний автомат дозволяє виготовляти як циліндричні, так і

конічні пружини з різними параметрами: правою або лівою навивкою, постійним чи змінним кроком, а також з підгорнутими або не підгорнутими крайніми витками (рис. 3.4).



Рисунок 3.4 – Пружинний вкладиш на оправленні після круглого шліфування

Після виготовлення пружини на автоматизованому пружино-навивальному верстаті її шліфують по зовнішньому діаметру, відрізають до необхідної довжини, торцюють та монтують на поршень амортизатора (рис. 3.5). Ущільнювальний пружинний вкладиш перед встановленням ретельно очищається бензином, після чого обробляється стисненим повітрям.

Задній амортизатор було зібрано заново із використанням нової всесезонної амортизаторної рідини AeroShell Fluid 1. Ця рідина є комбінацією малов'язких нафтових масел з додаванням 8-10% кремнійорганічних сполук [35.].



Рисунок 3.5 – Поршень у зборі з ущільнювальним обмідненим пружинним вкладишем

3.3 Характеристика обладнання для проведення експериментальних досліджень

Під час експериментальних досліджень стандартних та удосконалених амортизаторів автомобіля було використано спеціально розроблену експериментальну установку, створену на базі настільного свердлильного верстата. Ця установка призначена для вимірювання зусиль стиску та відбою (рис. 3.6). Вона була виготовлена підприємством, яке спеціалізується на реставрації стійок та амортизаторів для транспортних засобів з вантажопідйомністю до 3,5 тонн.

Умови проведення досліджень:

- Клапанний режим перевірявся на швидкостях 0,25 м/с (згідно з рекомендаціями щодо експлуатації та ремонту автомобілів) і ході штока 100 ± 1 мм.

- Діапазон вимірюваних зусиль:
 - при стиску – 300 Н;
 - при відбої – 700 Н.
- Похибка вимірювання зусиль: ± 5 Н.
- Похибка вимірювання швидкості: $\pm 0,02$ м/с.

Конструкція експериментальної установки:

Установка власного виготовлення для випробувань амортизаторів транспортних засобів (рис. 3.7) складається з:

- рами (1), на якій закріплено електродвигун (2), що передає обертання через пасову передачу (3) до механізму передачі "зубчаста рейка-шестерня" (4) з ексцентриком (5);
- на боковій поверхні ексцентрика розташована канавка прямокутного перетину (11), ексцентриситет якої відповідає максимальному ходу штока амортизатора;
- стрем'янки (7), на якій закріплений пружний елемент (6), що приймає коливання від механізму привода через гідравлічний амортизатор (9);

- під амортизатором встановлено датчик опору (8), що фіксує параметри переміщення.

Завдяки такій конструкції установка дозволяє проводити випробування амортизаторів у різних режимах роботи та реєструвати результати за допомогою датчика вимірювального приладу (10).



Рисунок 3.6 – Експериментальна установка самостійного виготовлення для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою

Установка функціонує наступним чином. Амортизатор, що підлягає випробуванню (9), закріплюється корпусом на пружному елементі (6), а його шток встановлюється у канавці ексцентрика (5). Обертання, передане від електродвигуна (2) через пасову передачу (3) та об'єднану передачу «зубчаста рейка-шестерня» (4), спрямовується на ексцентрик (5). Завдяки спеціально проточеній канавці прямокутного перетину (11), обертання ексцентрика передається на шток амортизатора, створюючи необхідні коливання.

Колівання, що виникають на штоку амортизатора, фіксуються датчиком приладу (10). Одночасно пружний елемент (6), один кінець якого закріплений на

стрем'янці (7), встановленій на рамі (1), а інший — вільний, сприймає коливання штока через корпус амортизатора (9). Ці коливання реєструються датчиком опору (8).

Під час випробувань на цій установці знімається характеристика амортизатора, яка відповідає кривій 2 на (рис. 3.8). Ця характеристика відрізняється від кривої 1 (яка знімається на прототипі) завдяки застосуванню ексцентрика (5). Завдяки наявності ексцентрика, на бічній поверхні якого проточена канавка прямокутного перетину за профілем ексцентрика, установка дозволяє проводити випробування в різних режимах роботи. Максимальний ексцентриситет канавки відповідає максимальному ходу штока амортизатора.

Компактність конструкції досягається за рахунок компактної силової схеми та інтегрованої конструкції передачі «зубчаста рейка-шестерня» (4) разом з ексцентриком (5).

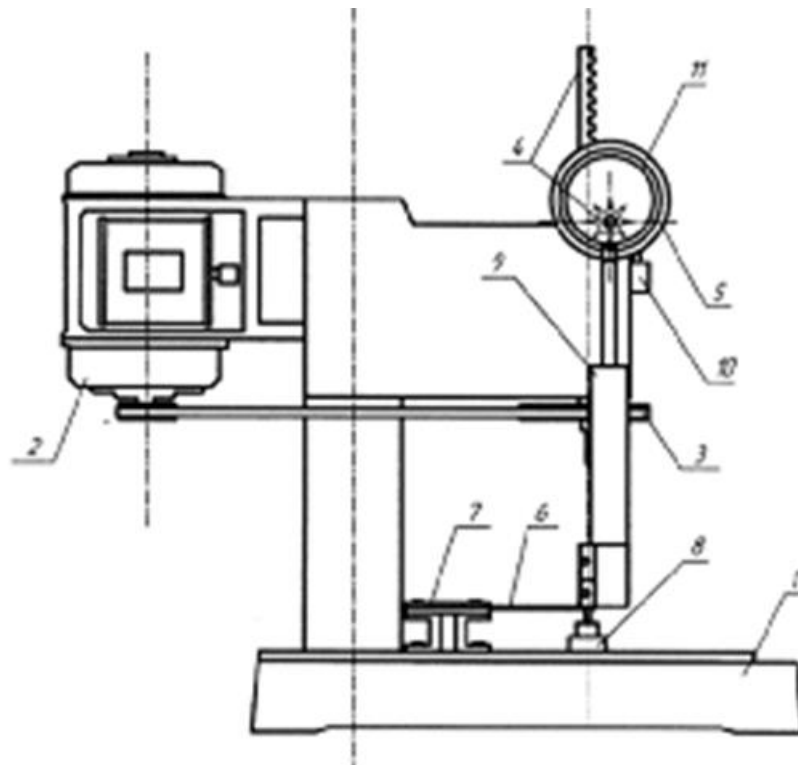


Рисунок 3.7 – Компонувальна схема експериментальної установки самостійного виготовлення для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою

Для проведення порівняльних стендових випробувань амортизаторів зі

стандартною й новою конструкцією поршневого ущільнення був використаний стенд СИА-04 «ЭНГА» виробництва ТОВ «ИТЦ-ТЕСТ»

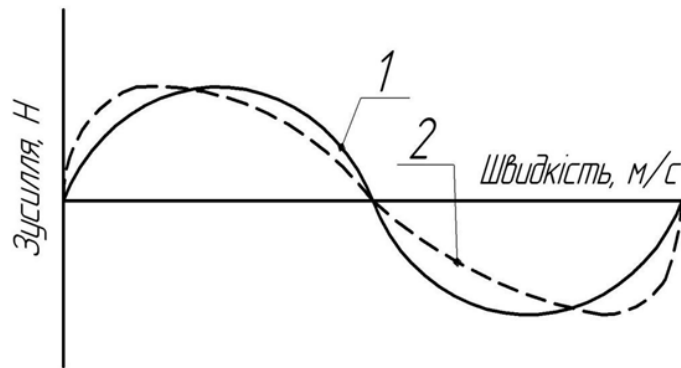


Рисунок 3.8 – Характеристика амортизатора

3.4 Удосконалювання сайлентблока амортизатора застосуванням підшипника ковзання із пружинним вкладишем

У другому компоненті ремонтного комплекту — сайлентблоці амортизатора — для зменшення навантажень, що призводять до руйнування гумової втулки, використано підшипник ковзання з конічним пружинним вкладишем, встановлений у розточений отвір втулки сайлентблока. Така конструкція дозволяє гумовій втулці уникати скручування, приймаючи виключно радіальне навантаження. Це забезпечує функцію демпфування, що, у підсумку, сприяє підвищенню експлуатаційної довговічності сайлентблока.

У конструкції сайлентблока амортизатора було внесено такі вдосконалення:

1. Алюмінієву втулку сайлентблока розточено до діаметра 18,3 мм (рис. 3.9).



Рисунок 3.9 – Розточений внутрішній діаметр алюмінієвої втулки сайлентблока

2. Виготовлена сталева втулка, у якій була обрана порожнина для установки пружинного конічного вкладиша, (рис. 3.10).

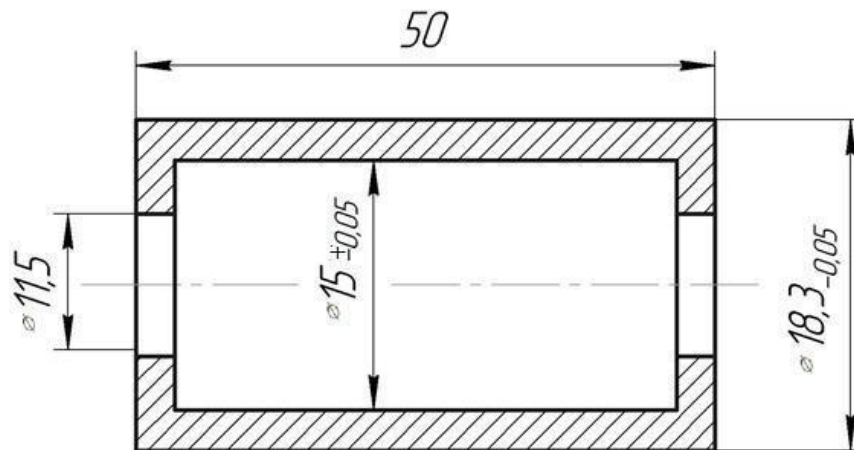


Рисунок 3.10 – Сталева втулка для пружинного конічного вкладиша

3. Втулка запресована в сайлентблок.
4. Виготовлений конічний пружинний вкладиш.
5. Конічний пружинний вкладиш вкручується у втулку завдяки наявності бортиків на її внутрішньому діаметрі.

Процес виготовлення пружинного вкладиша передбачає стандартні технологічні операції, включаючи термообробку. Навивка конічного пружинного вкладиша здійснювалася на автоматизованому пружино-намоточному верстаті моделі А520, з використанням обмідненого дроту марки 65Г квадратного перетину з довжиною сторони 1,4 мм. Конічна пружина у складі сайлентблока призначена для зниження напружень у гумовій втулці, що виникають через зміну навантаження на автомобіль, а також через вплив стискальних і відбійних зусиль, викликаних нерівностями дороги.

Оскільки сайлентблок закріплюється жорстко, у його гумовій втулці часто виникають напруження, які можуть призводити до розриву гуми. Конічний пружинний вкладиш забезпечує поворот у потрібному напрямку під час зміни навантаження, що дозволяє зменшувати напруження у гумовій втулці. У цьому варіанті конструкції гумова втулка виконує лише амортизаційну функцію, не зазнаючи навантажень на скручування.

Такий підхід значно подовжує термін служби сайлентблока, який у стандартних умовах зазвичай виходить із ладу набагато раніше за сам амортизатор. Комплект деталей для заміни сайлентблока представлено на рис. 3.11.



Рисунок 3.11 – Ремонтний комплект деталей для інноваційного сайлентблока 1 – сайлентблок, 2 – конічний пружинний вкладиш, 3 – сталевий втулка

Результати вимірів зміни діаметра конічного пружинного вкладиша при прикладанні осевого навантаження (рис. 3.12).



Рисунок 3.12 – Експериментальна характеристика конічного пружинного вкладиша підшипника сайлентблока

$$0 - \lambda = 0, 1 - \lambda = 0,4, 2 - \lambda = 0,8, 3 - \lambda = 1,2, 4 - \lambda = 1,5$$

Після виконання розрахунків за поданим раніше алгоритмом було побудовано графіки експериментальних та розрахункових залежностей. Аналіз графіків показує, що з урахуванням побудови довірчих інтервалів розбіжність між результатами становить 10%. Це значення є допустимим для інтервалу в межах 0–1,5 мм (рис. 3.13).

При порівнянні розрахункових і експериментальних графіків для циліндричного та конічного пружинних вкладишів підшипників ковзання, які працюють у режимі зворотно-обертального руху (рис. 3.14), спостерігається, що розрахункові та експериментальні криві конічного пружинного вкладиша розташовані практично поруч і розміщуються між розрахунковою та експериментальною кривими циліндричного вкладиша.

Таким чином, отримані розрахункові та експериментальні дані для конічного пружинного вкладиша більш точно відображають зміни, які відбуваються під час його роботи, що свідчить про адекватність моделі опису процесів роботи вкладиша.

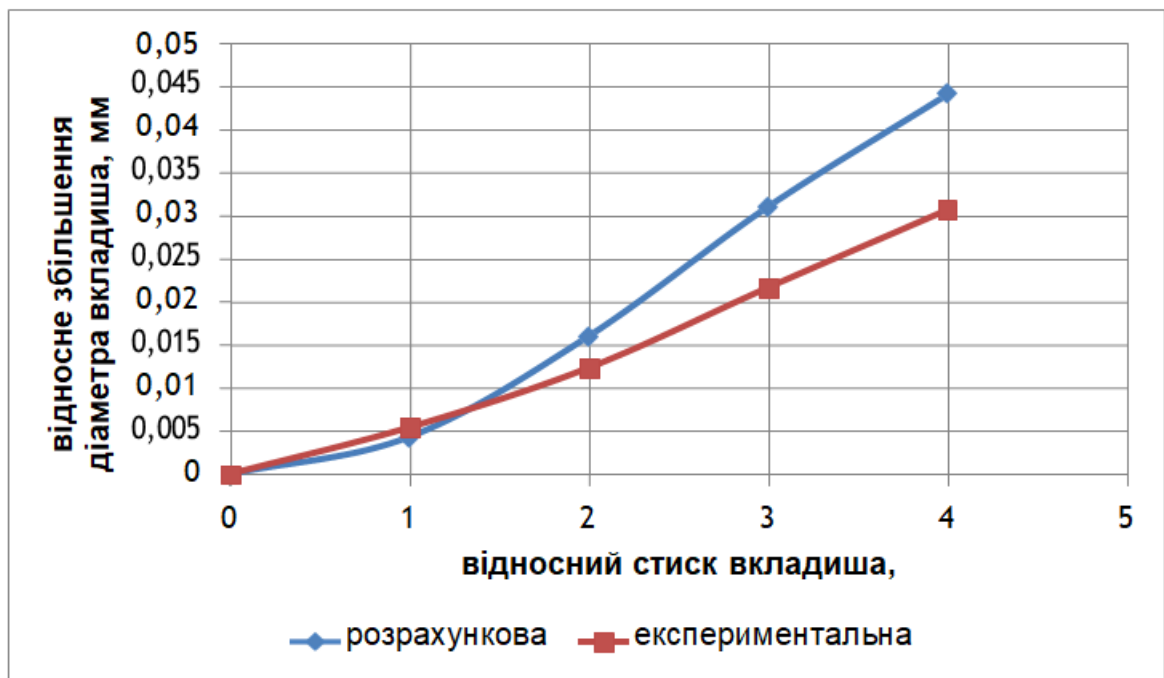


Рисунок 3.13 – Порівняльні характеристики конічного пружинного вкладиша підшипника сайленблока (розрахункова й експериментальна)

$$0 - \lambda = 0, 1 - \lambda = 0,4, 2 - \lambda = 0,8, 3 - \lambda = 1,2, 4 - \lambda = 1,5$$

У підшипнику ковзання з конічним рухливим пружинним вкладишем у ненавантаженому стані створюються натяги на половинах довжин робочих поверхонь у з'єднаннях «вал-пружинний вкладиш» та «втулка-пружинний вкладиш». У процесі обертального руху в одному напрямку натяг у з'єднанні «вал-пружинний вкладиш» поступово зменшується до нуля, а іноді утворюється навіть зазор. У той самий час у з'єднанні «втулка-пружинний вкладиш» натяг зростає до максимального рівня, що змушує пружинний вкладиш обертатися разом із втулкою на валу.

При зміні напрямку обертання спостерігається зворотна картина: з'єднання «вал-пружинний вкладиш» отримує максимальний натяг, тоді як у з'єднанні «втулка-пружинний вкладиш» утворюється зазор, і підшипник починає обертатися в цьому з'єднанні. Конічний пружинний вкладиш забезпечує виконання однієї з ключових умов функціонування підшипника — підтримання пружного натягу на робочій поверхні. Другою важливою умовою є герметизація робочих порожнин для запобігання окисним процесам, яка реалізується через використання сальникових ущільнень (рис. 3.14).

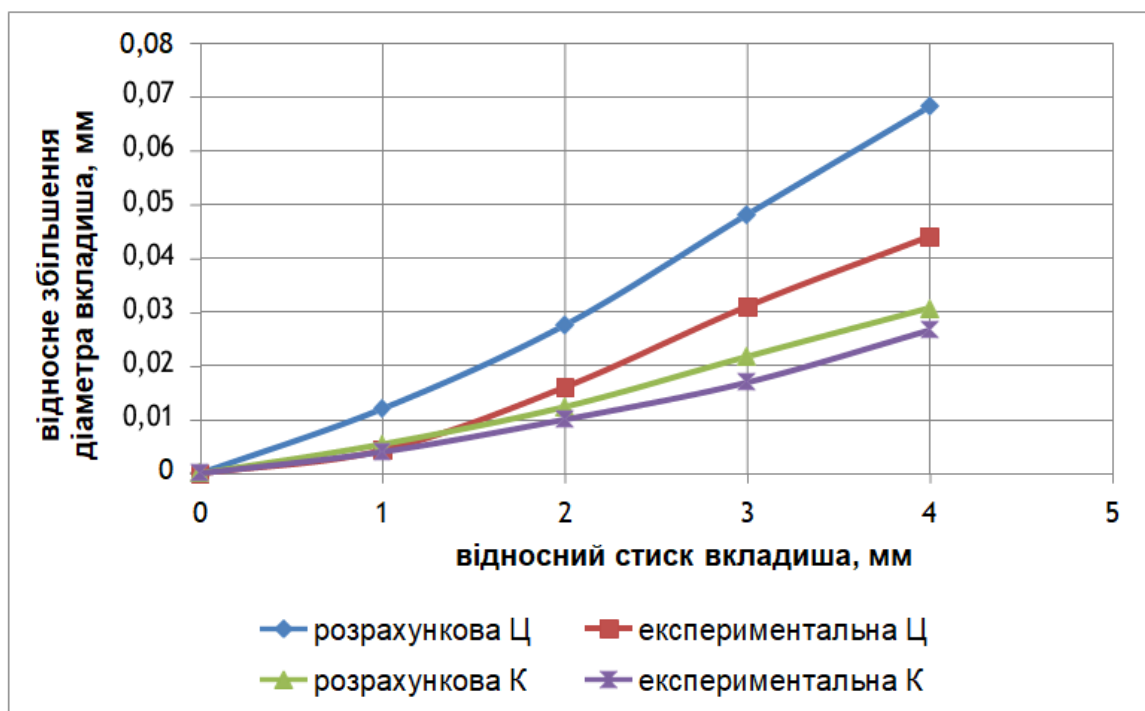


Рисунок 3.14 – Порівняльні характеристики циліндричного й конічного пружинних вкладишів підшипника сайленблока

$$0 - \lambda = 0, 1 - \lambda = 0,4, 2 - \lambda = 0,8, 3 - \lambda = 1,2, 4 - \lambda = 1,5$$

3.5 Експлуатаційні випробування амортизаторів з ремонтними комплектами

У ході експлуатаційних досліджень ремонтні комплекти, що включали сайлентблоки та поршневі ущільнення, встановлювалися в задні амортизатори автомобілів, випущених у 2015 році (службовий автомобіль СТО).

Випробування розпочалися у 2022 році. Наприклад, перед установкою інноваційного ремонтного комплекту в задню підвіску автомобіля було зафіксовано його пробіг, який становив 67 520 км. На цьому етапі амортизатори вимагали заміни. Тестування здійснювалося на автомобілях, які експлуатувалися за різних дорожніх умов і стану дорожнього покриття. Автомобіль використовувався як у денний, так і в нічний час, протягом зимового та літнього періодів, без зміни водія. Вимірювання зношування сайлентблоків амортизаторів проводилися після пробігу 25, 50, 75, 100 та 125 тис. км.

Під час огляду амортизаторів після тривалого пробігу зовнішніх змін у сайлентблоках та значних змін у розмірах правого й лівого амортизаторів не було зафіксовано. Витоки рідини з резервуарів також були відсутні.

Зношування сполучень вимірювали за допомогою спеціально розробленого пристрою з використанням циліндричного щупа та мікрометра МК 25-1. Оскільки зазвичай правий амортизатор зазнає більшого зношування через низку негативних факторів, таких як поперечні нерівності дороги або наїзди правим колесом на узбіччя, саме правий амортизатор використовувався для порівняння.

Технічний стан стандартного сайлентблока оцінювався за ступенем руйнування площі гумової втулки, а стан сайлентблока, представленого в ремонтному комплекті, — за величиною ходу болта підтискання металеві втулки для компенсації виникнення зазору у сполученні підшипника. Граничні значення структурних параметрів технічного стану сайлентблоків визначалися методами математичної статистики на основі фактичного стану.

Після пробігу 130 тис. км у правого амортизатора стався розрив гумової втулки сайлентблока, а зношування в спряженні досягло 1,5 мм, що

унеможливило подальшу експлуатацію. Зношення сполучень сайлентблоків лівого й правого амортизаторів з ремонтними комплектами наведено на рис. 3.15.

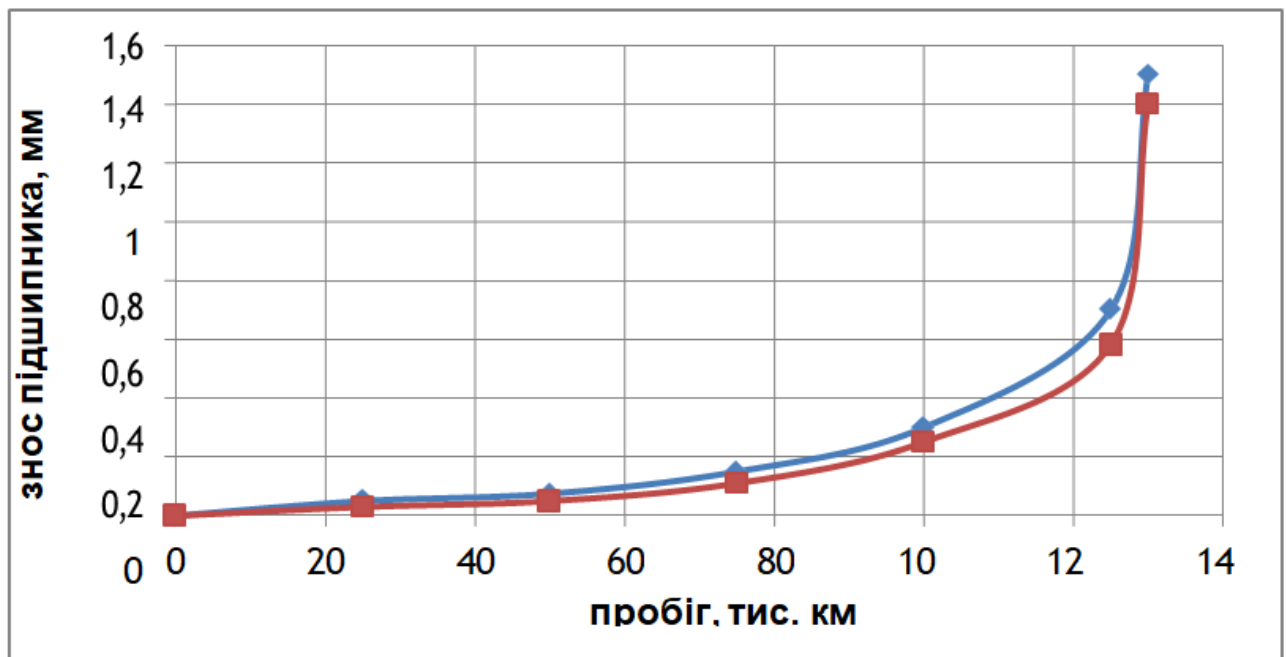


Рисунок 3.15 – Графіки зміни технічного стану сайлентблоків правого й лівого амортизаторів від пробігу автомобіля

Через те, що правий амортизатор зазвичай зношується швидше за лівий через вплив низки негативних факторів, як-от поперечні нерівності дорожнього покриття, наїзди правим колесом на узбіччя тощо, порівняння зношування стандартного та інноваційного сайлентблоків проводилося саме на правому амортизаторі.

Зношення стандартного сайлентблока оцінювалося за відсотковим показником руйнування площі гумової втулки.

Порівняння динаміки змін технічного стану стандартних і вдосконалених сайлентблоків правих амортизаторів (які зазвичай мають менший ресурс) залежно від пробігу автомобіля відображено на рис. 3.16.

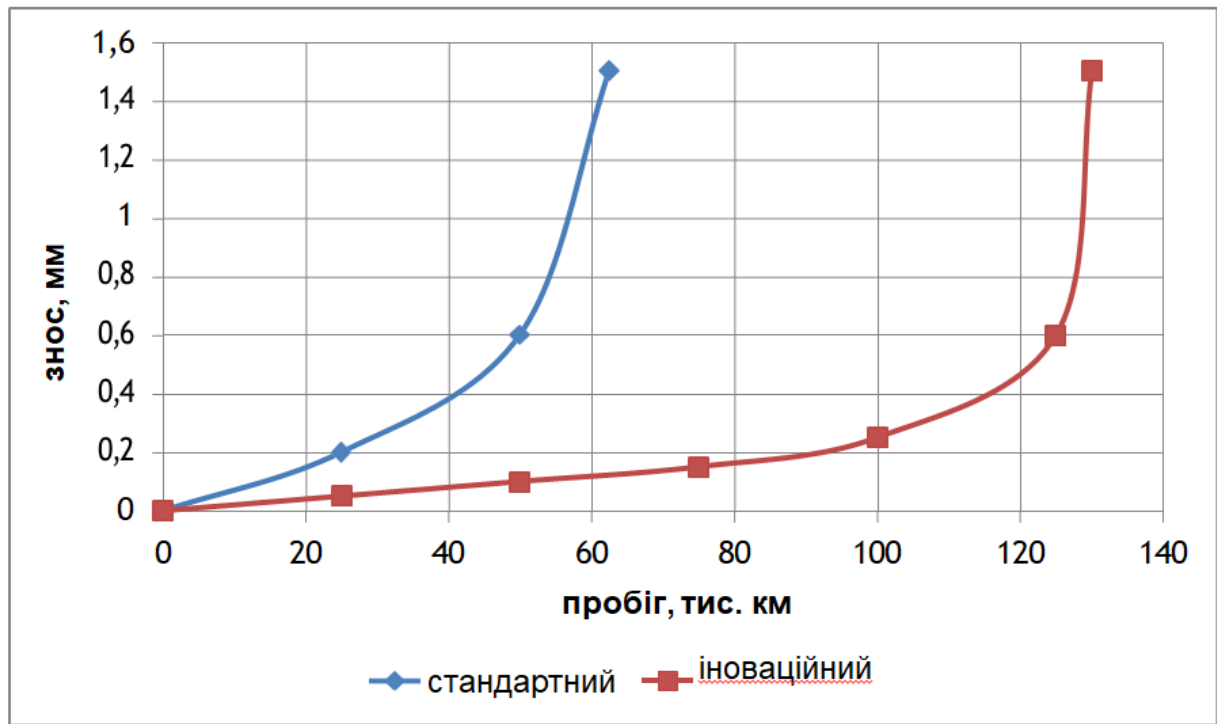


Рисунок 3.16 – Графіки зміни технічного стану сайлентблоків правих амортизаторів від пробігу автомобіля (1 - стандартний правий, 2 - інноваційний правий)

Згідно з отриманими даними (див. рис. 3.16), середній пробіг стандартного амортизатора до виникнення відмови становить 68-70 тис. км. У той же час, автомобілі, обладнані інноваційними ремонтними комплектами, демонструють ресурс у межах 115-130 тис. км.

Аналіз поєднаних графіків, що відображають залежність зношування стандартних і вдосконалених правих амортизаторів від пробігу, показує, що у випадку вдосконалених амортизаторів граничне зношування настає значно пізніше. Таким чином, довговічність сайлентблоків у складі інноваційного ремонтного комплекту перевищує ресурс стандартних компонентів у 1,5-2 рази.

3.6 Практичне застосування інноваційних ремонтних комплектів

Інноваційні ремонтні комплекти можуть бути оснащені підшипниками ковзання, які включають як конічні, так і циліндричні пружинні вкладиші.

Зазначена точність виготовлення традиційних посадок передбачає використання високоточного обладнання та дорогого інструменту, що значно підвищує витрати на виробництво пружинного вкладиша та деталей, які з ним сполучаються. У зв'язку з цим було запропоновано виконувати пружинний вкладиш у формі конуса, а інші сполучувані поверхні деталей – циліндричними.

У представленій роботі об'єктом дослідження виступає задній амортизатор передньопривідного автомобіля (рис. 3.17).

У конструкцію поршня амортизатора внесені зміни, які торкаються поршневого кільця, виконаного у вигляді гвинтової циліндричної пружини з підгорнутими витками. Матеріалом для виготовлення такого кільця обрано обміднений дрід квадратного перетину зі сталі 65Г.



Рисунок 3.17 – Задній амортизатор передньопривідного автомобіля: ремонтний комплект поршня з ущільненням із гвинтової циліндричної пружини квадратного перетину з підгорнутими витками

3.7 Висновки до розділу 3

Експериментальні дослідження підтвердили перевагу конічного пружинного вкладиша підшипника ковзання сайленблока амортизатора у порівнянні з підшипником, оснащеним циліндричним вкладишем.

Конічний пружинний вкладиш забезпечує стабільне досягнення необхідного натягу у сполученнях, водночас потребуючи менших економічних витрат на забезпечення точності виготовлення деталей підшипника.

Отримані експериментальні залежності зусилля стиску та відбою на штоку модернізованого амортизатора ($P_{ст}$, $P_{від}$) від швидкості переміщення ($V_1 = 0,25$ м/с, $V_2 = 0,34$ м/с) і температури амортизатора ($t = +7^\circ\text{C}$, $t = +45^\circ\text{C}$), а також дані стендових випробувань амортизаторів, продемонстрували, що вдосконалений амортизатор перевершує новий стандартний амортизатор за характеристиками на 9,4%.

Таким чином, вдосконалення конструкції амортизатора шляхом зміни поршневого вузла та сайлентблока дозволяє збільшити термін служби амортизатора загалом у 1,5–2 рази.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Стан охорони праці на підприємстві

За стан охорони праці на СТО відповідає керуючій станцією технічного обслуговування. Він створює безпечні умови праці згідно закону України про працю [8.]. Так як ТОВ «РОСТ» має не тільки станцію технічного обслуговування, а і магазин запасних частин та витратних матеріалів (авто хімія, масла, мащення та інше) і окрім ремонту різномарочних автомобілів, являється авторизованим сервісним центром мікроавтобусів Mercedes- Benz Sprinter на підприємстві надається багато уваги питанням охорони праці. Магазин оснащено установками для створення мікроклімату, робітники працюють у фірмовому спец. одязі. На складах де зберігається обладнання та запасні частини організовано спеціальну систему зберігання та видачі продукції, яка до мінімуму зменшує втручання працівників.

На лінії з обслуговування мікроавтобусів Mercedes-Benz Sprinter теж у більшості випадків дотримуються правил охорони праці.

На підприємстві постійно проводяться навчання по охороні праці згідно ДНАОП 0.00-4.12-99 [8. ,9.] так як постійно надходить нове обладнання і для правильного його експлуатування необхідно не тільки вміти на ньому працювати, а ще й навчати клієнтів.

Підприємство забезпечено всіма необхідними методичними розробками по охороні праці, плакатами та брошурами і має кабінет з охорони праці який облаштовано згідно наказу №191 "Типового положення про кабінет охорони праці".

Порушення правил охорони праці суворо карається (від вирахування з заробітної платні до звільнення).

Спеціаліст з охорони праці на підприємстві працює за сумісництвом. СТО знаходиться на території АТП і тому залучають до роботи спеціаліста з охорони праці з відділу охорони праці АТП.

Як зазначалось вище, підприємство знаходиться на території АТП і орендує частину боксів в яких проводяться ремонти бюджетних автомобілів. Нажаль стан охорони праці на цій лінії суттєво відрізняється на лінії з ремонту мікроавтобусів. Тут використовується застаріле обладнання (в основному орендоване у АТП), працюють слюсарі з низькою кваліфікацією і тому інколи трапляються травмування та аварійні ситуації. Дуже погана вентиляція (не відповідає вимогам ДСН 3.3.6.042-99 [9.]) і якщо в літній період відкривають ворота боксу і провітрюють то в холодну пору року в приміщення потрапляють вихлопні гази.

Аналізуючи стан охорони праці підприємства можна зробити висновок, що рівень досить високий але асортимент продукції постійно змінюється і тому треба постійно контролювати рівень підготовки працівників.

4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на дільниці з ремонту ходової частини автомобіля

Так як ремонт ходової частини виконують в орендованому боксі виникають певні незручності в роботі які не можливо усунути без дозволу власника.

Так на дільниці є проблеми з дахом і він потребує ремонту, стіни вкриті плиткою але в деяких місцях вона по відклеїлася.

Найбільший шкідливий фактор у боксі з ремонту ходової частини автомобілів та їх підвіски це відсутність примусової вентиляції, і коли автомобіль заїжджає чи виїжджає з боксу або є необхідність роботи двигуна, вихлопні гази потрапляють в середину приміщення. Робітники одягають на вихлопну трубу гофру і виводять її на зовні але цього не достатньо і частина вихлопних газів все одно потрапляє в бокс. Також бокс розраховано на ремонт легкових автомобілів (у орендованій частині), а поруч бокс де ремонтують вантажівки і гази все одно потрапляють у приміщення.

Тому першочергове завдання для поліпшення умов праці це організація примусової вентиляції приміщення та облаштування місцевої витяжної

вентиляції.

4.3. Моделювання процесів виникнення аварій і травм

Для моделювання виникнення аварій і травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів застосуємо метод логічного моделювання процесів формування виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків [51,52].

Побудуємо логіко-імітаційну модель травм при роботі із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів (рисунок 4.1).

Під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів найнебезпечнішим явищем є ураження електричним струмом. Приймаючи подію «ураження» як головну і зв'язуючи цю подію шляхом логічного аналізу з наступною подією, що обумовлює її виникнення за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших, приходимо до кінцевих подій, з яких і починає формуватися головна подія: «ураження». За своєю формою така модель нагадує крону дерева, тому вона і одержала назву «дерево відмов і помилок». Кінцеві події називають базовими [20.].

Як правило, побудова моделі починається з головної події - ураження електричним струмом, а наступні розміщують зверху вниз, аж до базових подій (рис. 4.1.). Кожен блок рисунка позначений відповідним номером, що означає подію (у загальному вигляді) або окремий етап побудови моделі:

- відмова (травма) системи - головна подія;
- послідовність подій, що призводять до відмови системи;
- послідовність подій зображується за допомогою логічних операторів "І", "АБО" та інших;
- прямокутник - подія, що виникає як результат дії символа-оператора;
- базові події зображають у вигляді кружечків із написами в середині, вони є межею аналізу побудованої моделі ("дерева помилок");
- ромб - нерозкрита подія (подія, яка вимагає проведення відповідних досліджень).

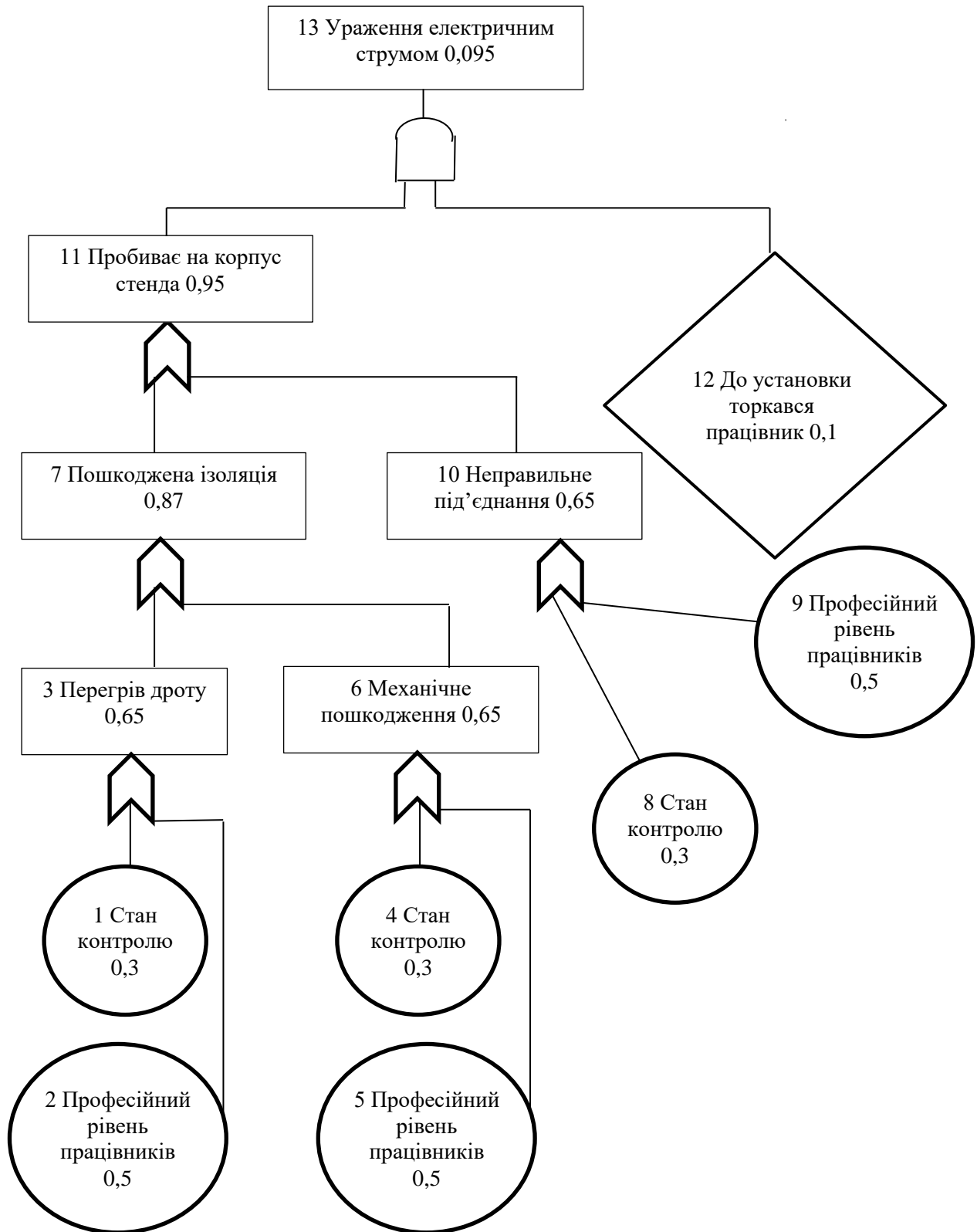


Рисунок 4.1 – Логіко – імітаційна модель процесу виникнення травми у працюючого під час роботи із установкою для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів: 1,2,3...,12,13 – номери подій; 0,3; 0,5... -

ймовірності подій. Контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 2 – «професійний рівень» - це неправильний розрахунок діаметру дроту під час конструювання установки. Базова подія 4 – «стан контролю» для події 6 – «механічне пошкодження» це контроль за станом ізоляції силового дроту, базова подія 5 - для події 6 це буде професійність проведених робіт в зоні силового кабелю і можливість його пошкодити. Базова подія 8 – «стан контролю» для події 10 – «неправильне під'єднання» це контроль за станом установки (ЩТО), базова подія 9 «професійний рівень» для події 10 - не проведення правильного включення установки працівником.

Головною подією є ураження електричним струмом під номером 13, вона виникає внаслідок події номер 11 - пробивання на корпус і внаслідок нерозкритої події номер 12 - до установки в цей момент торкався робітник. Подія 11 пробивання на корпус установки виникає через подію номер 7 - пошкоджена ізоляція, або подію номер 10 - неправильне під'єднання установки до мережі. Подія номер 7 - пошкоджена ізоляція виникає внаслідок події номер 3 - перегрів дроту, або події номер 6 - механічне пошкодження. Подія номер 10 - неправильне під'єднання до мережі виникає внаслідок базової події номер 8 - стан контролю, або базової події номер 9 - професійний рівень робітників. Подія номер 3 - перегрів дроту виникає внаслідок базової події номер 1 - стан контролю, або базової події номер 2 - професійний рівень робітників. Подія номер 6 - механічне пошкодження виникає внаслідок події номер 4 - стан контролю, або базової події номер 5 - професійний рівень працівників 15.

4.4. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм

Методикою оцінки рівня небезпеки робочих місць, машин, виробничих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію (показника) рівня небезпеки для конкретного об'єкта. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварій або травм залежно від досліджуваного явища [25.].

Для оцінки рівня небезпеки установки для дослідження процесу розбирання

і складання підшипникових вузлів можна застосувати метод обчислення ймовірності виникнення будь-якого випадкового явища, який широко застосовують в закордонній інженерній практиці.

Ймовірність базових подій визначаємо за даними виробництва. Наприклад, базова подія «стан контролю з охорони праці». Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (%) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо прийmemo, що такий рівень контролю становить 30 %, то ймовірність відповідно дорівнює 0,3. При відсутності контролю ймовірність «не здійснення контролю» становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то ймовірність дорівнює 0.

Для базових подій 1; 4; 8 «стан контролю» ймовірність приймаємо 0,3, для базових подій 2; 5; 9 «професійний рівень» ймовірність приймаємо 0,5.

На цьому можна вважати, що дана модель (рис. 4.1.) підготовлена до математичної обробки. Для виконання математичних обчислень ймовірностей випадкових подій логіко-імітаційної моделі застосовують формули.

Для проведення обчислень ймовірності травми використовуємо логіко-імітаційну модель процесу її формування.

1. Ймовірність події P_3 :

$$P_3 = P_1 + P_2 - P_1 \cdot P_2, \quad (4.1)$$

Умовно приймаємо, що ймовірність базових подій $P_1 = 0,3$, а $P_2 = 0,5$.

Підставивши дані ймовірностей базових подій, одержимо:

$$P_3 = 0,3 + 0,5 - 0,3 \cdot 0,5 = 0,65$$

Слід зауважити, що обчислення ймовірностей випадкових подій проводяться відповідно до положень Булевої алгебри.

Подібно обчислюємо ймовірність інших подій залежно від їх номера.

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 \cdot P_5 = 0,65; \quad (4.2)$$

$$P_7 = P_3 + P_6 - P_3 \cdot P_6 = 0,87; \quad (4.3)$$

$$P_{10} = P_8 + P_9 - P_8 \cdot P_9 = 0,65; \quad (4.4)$$

$$P_{11} = P_7 + P_{10} - P_7 \cdot P_{10} = 0,95; \quad (4.5)$$

$$P_{13} = P_{11} \cdot P_{12} = 0,095. \quad (4.6)$$

Таким чином, на робочому місці під час роботи установки для дослідження процесу розбирання і складання підшипникових вузлів при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 9,5 травми. Звичайно це значення заокруглюємо до цілого числа так як кожна травма це є одне ціле і відповідно отримаємо 10 травм з базових подій охорони праці на 100 робочих місць.

На даному робочому місці можуть бути й інші недоліки, які призведуть до травми з інших причин. Але складовими причинами іншої травми також можуть бути такі недоліки, як не ефективний контроль чи низький професійний рівень знань працюючих. Тоді треба побудувати значно складнішу модель і відповідно під час обчислення цієї моделі з врахуванням всіх факторів отримаємо результат.

4.5. Дії у разі настання надзвичайної ситуації

Аварійні й надзвичайні ситуації, які можуть виникати на СТО, не вимагають обов'язкового оповіщення як населення так і відповідальних органів. Якщо одна з розглянутих ситуацій виникає на об'єкті, необхідно діяти по інструкціях, розроблених відповідно до встановлених норм і правилами й з дотриманням порядку їх усунення й ліквідації.

Падіння автомобілів з підйомника є однією з основних небезпек при експлуатації підйомників. На підприємстві використовується підйомник двухстійковий П-133.

Основними причинами аварійної ситуації, пов'язаної з падінням автомобіля з підйомника, є:

- помилка в роботі персоналу;
- недотримання режиму експлуатації обладнання;
- несправність елементів системи.

Пропонується наступний комплекс заходів щодо запобігання аварійної ситуації, пов'язаної з падінням автомобіля з підйомника :

- періодичне технічне обслуговування підйомника:
 - часткового не рідше одного разу в 3 місяця, повного не рідше одного

- разу в рік;
- проведення технічної повірки після ремонту підйомника;
 - проведення експертного обстеження підйомника, що відробив нормативний термін служби згідно НПАОП 0.00-1.62-12 [25.];
 - періодичні огляди підйомника проводити кожну робочу зміну: перед початком зміни перевірити роботу підйомника;
 - проведення навчання й атестації працівників під час первинного й повторних або цільових інструктажів;
 - проведення перевірки знань обслуговуючого персоналу;
- а) періодична перевірка, не рідше одного разу в 12 міс;
б) при переході працівника на інше місце роботи; в) на вимогу начальника виробництва;
- розробка технічної документації, що регламентує безпечні способи й методи ведення робіт.

4.6. Висновок

Проведений аналіз стану охорони праці вказав на відсутність системи вентиляції та використання на деяких операціях застарілого обладнання. Розроблено систему місцевого видалення вихлопних газів та заходи при виникненні аварійної ситуації у вигляді падіння автомобіля з підйомника.

РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Виконана робота є дослідженням спрямованим на розробку способів підвищення довговічності підвіски автомобілів.

Практичним результатом роботи є розробка конструкції амортизатора з демпфуючою втулкою, за допомогою якого знижується навантаження на амортизатор, що в свою чергу подовжує термін роботи останнього на 45...50%.

Техніко - економічне обґрунтування результатів виконаних досліджень містить у собі наступні етапи:

- виявлення прогресивності рішення;
- вибір базисного варіанта ;
- розрахунок економічної ефективності.

Впровадження в практику амортизаторів з демпфуючою пружиною значно подовжує строк служби гальмівного механізму, а саме головне підвищує безпечність автомобіля так як згідно [24.] 40 % ДТП трапляються із-за відмови ходової частини автомобіля.

Для порівняння ефективності запропонованої конструкції амортизатору з існуючими як базовий варіант, прийнятий амортизатор автомобіля Peugeot Boxer виробництва MANDO CORPORATION, SEOUL Корея. Конструкція й принцип роботи механізму типові, для більшості амортизаторів, що використовуються на даний час.

Економічна ефективність від впровадження у виробництво розробленого методу подовження довговічності підвіски обумовлена наступними факторами:

- зниженням собівартості ремонту амортизатору внаслідок зниження поточних витрат;
- зниженням коефіцієнта питомих капітальних вкладень;
- підвищенням строку служби амортизатору з 50000 км пробігу до

95000 ... 100000 км пробігу.

Річний економічний ефект від впровадження результатів дослідження відповідно до методики [24] може бути розрахований по формулі :

$$E = A_H \cdot [(C_1 + E_H \cdot K_1) - (C_2 + E_H \cdot K_2)] \quad (5.1)$$

де A_H - кількість ремонтів амортизаторів автомобілів на рік;

C_1, C_2 - собівартість ремонту амортизаторів одного автомобіля при базовій і новій технології;

K_1, K_2 - питомі капітальні витрати при впровадженні базового і нового варіанту ремонту;

E_H - нормативний коефіцієнт економічної ефективності $E_H = 1,15$.

Розрахунок річного економічного ефекту виконаємо для випадку ремонту амортизаторів на СТО "ТОВ РОСТ" (число автомобілів Peugeot Boxer, що обслуговуються не перевищує 100...150 одиниць на рік).

Собівартість ремонту амортизаторів одного автомобіля визначається по формулі:

$$C = C_3 + C_e + C_M + C_{ін}, \quad (5.2)$$

де C_3 - витрати на основну й додаткову заробітну плату робітників; C_e - вартість витраченої енергії;

C_M - вартість допоміжних матеріалів;

$C_{ін}$ - інші грошові витрати.

Витрати на основну й додаткову заробітну плату визначимо виходячи із трудомісткості процесу ремонту й кваліфікаційного складу робітників, зайнятих при цьому. Трудомісткість ремонту 4-х амортизаторів одного автомобіля при базовій технології становить 4,6 люд. год.

При використанні розробленої технології до трудомісткості додається ще й процес встановлення пружинної втулки, що становить для 4 амортизаторів 0,4 люд. год. Тобто при новій технології трудомісткість ремонту складе 5 люд. год.

Годинна тарифна ставка слюсаря 4-го розряди дорівнює 85 грн., а отже з врахуванням 40 % преміальних, витрати на заробітну плату робітників

розраховуємо як:

$$C_{зб} = (T_{год} \cdot T_{роб.баз}) \cdot 1,4 = (4,6 \cdot 85) \cdot 1,4 = 547,4 \text{ грн.} \quad (5.3)$$

$$C_{з пр} = (T_{год} \cdot T_{роб. пр}) \cdot 1,4 = (5 \cdot 85) \cdot 1,4 = 595 \text{ грн.} \quad (5.4)$$

де $T_{год}$ – годинна тарифна ставка, грн.

$T_{роб.}$ – трудомісткість виконання робіт, люд. год.

Вартість витраченої енергії визначимо множенням потужності приводного двигуна на тривалість робіт з використанням електроприладів. Електроенергія витрачається на розбирально-складальні роботи для базової технології на проточування канавок та на шліфування для нової і розраховується по формулі:

$$P_{баз} = (P_{роз-ск} \cdot T_p) \cdot 4 = (1,2 \cdot 0,3) \cdot 4 = 1,44 \text{ кВт.} \quad (5.5)$$

$$P_{пр} = ((P_{роз-ск} + P_{верстату}) \cdot (T_p + T_{вер})) \cdot 4 = ((1,2 + 10) \cdot (0,3 + 0,06)) \cdot 4 = 16,12 \text{ кВт.} \quad (5.6)$$

де $P_{верстату}$ – потужність розточного та шліфувального верстатів, кВт;

$P_{роз-ск}$ – потужність розбирально-складальних робіт (прес, гайковерт), кВт;

$T_{вер.}$ – трудомісткість верстатних робіт, люд. год.;

T_p – трудомісткість розбирально-складальних робіт, люд. год.

Отже вартість витраченої енергії при ремонті одного автомобіля складе

$$C_{ел.базова} = P_{баз} \cdot C_{ел} = 1,44 \cdot 3,26 = 4,7 \text{ грн.} \quad (5.7)$$

$$C_{ел.пр} = P_{пр} \cdot C_{ел} = 16,12 \cdot 3,26 = 52,6 \text{ грн.} \quad (5.8)$$

де $C_{ел}$ – ціна одного кіловату електроенергії, грн.

Вартість допоміжних матеріалів при ремонті амортизаторів при базовому варіанті визначається в основному вартістю ущільнень та масла і газу. Як правило це 126 грн на 1 амортизатор, тобто на комплект 4 шт. 504 грн. при проектному варіанті додаються витрати на пружинну втулку (4 шт 144 грн) тобто вартість матеріалів проектної технології складе 648 грн.

Інші грошові витрати становлять орієнтовно 10% від витрат на основну й додаткову заробітну плату:

$$C_{ін. баз.} = C_{з.баз} \cdot 0,1 = 547,4 \cdot 0,1 = 54,7 \text{ грн.} \quad (5.9)$$

$$C_{ін. пр.} = C_{з.пр} \cdot 0,1 = 595 \cdot 0,1 = 59,5 \text{ грн.} \quad (5.10)$$

Таким чином, собівартість ремонту амортизаторів одного автомобіля

дорівнює:

$$C_{\text{баз}} = 547,4 + 4,7 + 504 + 54,7 = 1110,8 \text{ грн.}$$

$$C_{\text{пр}} = 595 + 52,6 + 648 + 59,5 = 1355,1 \text{ грн.}$$

Але амортизатори міняються в середньому при пробігу 50000 км, тобто 0,9 рази на рік так як річний пробіг становить 45000 км..

тобто

$$45000 / 50000 = 0,9.$$

Тоді:

$$C_{\text{баз. річна}} = C_{\text{баз}} \cdot 0,9 = 1110,8 \cdot 0,9 = 999,7 \text{ грн. рік.} \quad (5.12)$$

$$C_{\text{пр. річна}} = C_{\text{пр}} \cdot 0,45 = 1355,1 \cdot 0,45 = 609,8 \text{ грн. рік.} \quad (5.13)$$

При проектній технології строк служби амортизаторів подовжено на 50% тобто він становить 100000 км, а значить ремонту за рік підлягатиме 0,45 % автопарку.

Питомі капітальні витрати на ремонт амортизаторів одного автомобіля можуть бути розраховані по формулі:

$$K = \frac{B}{A_n \cdot t} \quad (5.14)$$

де B - капітальні вкладення при впровадженні базового й нового варіантів; орієнтовно $B_1 = 66000,0$ грн. (вартість розбирально- складального та заправочного обладнання); $B_2 = 68200,0$ грн. (до базового додається вартість пристосування для навивки пружини);

A_n - кількість ремонтів амортизаторів автомобілів на рік; t - термін служби обладнання (10 років).

В результаті питомі капітальні вкладення при впровадженні базового й нового обладнання відповідно рівні:

$$K_{\text{б}} = \frac{66000}{100 \cdot 10} = 66 \text{ грн.}$$

$$K_{\text{пр}} = \frac{68200}{100 \cdot 10} = 68,2 \text{ грн}$$

Підставляючи отримані дані у формулу (5.1) визначимо річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень:

$$E = 100 [(999,7 + 1,15 \cdot 66,0) - (609,8 + 1,15 \cdot 68,2)] = 38730,0 \text{ грн. на 100 авто.}$$

Строк окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{B_2}{E} = \frac{68200,0}{38730,0} = 1,8 \text{ років} \quad (5.15)$$

Результати техніко-економічної оцінки роботи наведено в таблиці 5.1

Таблиця 5.1- Результати техніко-економічної оцінки роботи

Найменування показника	Значення показника	
	Базовий	Проектний
Вид робіт	Ремонт	Ремонт
Вузол	Підвіска	Підвіска
Програма ремонту, автомобілів	100	100
Розряд слюсаря	4	4
Потужність установок, кВт.	1,44	16,12
Трудомісткість ремонту, люд.-год.	4,6	5
Капіталовкладення, грн.	66000,0	68200,0
Поточні витрати на один автомобіль, грн. (на строк експлуатації)	1110,8	1355,1
- основна та додаткова заробітна плата, грн.	547,4	595
- вартість витраченої електроенергії, грн.	4,7	52,6
- вартість допоміжних матеріалів, грн. (робоча рідина стенду)	504	648
- інші витрати, грн.	54,7	59,5
Собівартість ремонту з перерахунком на річну експлуатацію), грн.	999,7	609,8
Питомі капіталовкладення на ремонт гальмівної системи, грн.	66,0	68,2
Річний економічний ефект, грн.	-	38730,0
Термін окупності капіталовкладень, років	-	1,8

Висновок. У такий спосіб річний економічний ефект від впровадження технології ремонту амортизаторів становить 38730,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш крупному підприємстві.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень вирішене актуальне наукове завдання, що полягає в підвищенні експлуатаційної довговічності елементів підвіски автомобілів і зниженні витрат на підтримку її працездатності шляхом застосування інноваційних ремонтних комплектів, що містять підшипники ковзання з конічними пружинними вкладишами в сайлентблоках і циліндричні пружинні вкладиші в поршневих спраженнях.

2. Теоретично обґрунтовані й розроблені інноваційні ремонтні комплекти, що містять удосконалені сайлентблоки й поршневі спраження амортизатора, а також розроблена методика їх розрахунків.

3. Експериментальні дослідження швидкісних і робочих характеристик амортизатора з удосконаленим поршневим пружинним циліндричним ущільненням показали, що при швидкості 0,25 м/с зусилля на штоку амортизатора склало 608,9 Н (на 9,4% більше, чим у стандартного амортизатора) із збереженням усіх інших нормативних вимог. Експлуатаційними дослідженнями встановлене, що ресурс інноваційного сайлентблока 1, 5...2 рази перевищує ресурс стандартного.

4. Визначені параметри експонентної залежності зміни технічного стану сайлентблоків амортизаторів від пробігу автомобіля й запропоновані математичні моделі характеристик пружинних конічних і циліндричних вкладишів сайлентблоків амортизаторів, на підставі яких здійснюється вибір найбільш прийняттого підшипника. Доведене переваги підшипника з конічним пружинним вкладишем, який був запропонований для нової технології відновлення працездатності вузлів підвіски автомобілів інноваційними ремонтними комплектами.

5. Розроблені практичні рекомендації застосування інноваційних ремонтних комплектів, що дозволяють знизити витрати на обслуговування й підвищують експлуатаційну довговічність елементів підвіски.

6. Розроблено заходи з охорони праці.

7. Проведена техніко-економічна оцінка роботи вказує на її доцільність так як річний економічний ефект від впровадження технології ремонту амортизаторів становить 38730,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш крупному підприємстві

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Армашов Ю.В. Надійність сільськогосподарської техніки: навчальний посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат. Дніпропетровськ.: РВВ ДДАУ, 2008. 208с.
2. Бутенко В.Г. Ремонт машин в АПК України: Організація, проектування, оптимізація: навчальний посібник / Бутенко В.Г. Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 1997 р., 159 с.
3. Васильків І. М. Основи теорії ймовірностей і математичної статистики : навч. посібник. Львів : ЛНУ імені Івана Франка, 2020. 184 с.
4. Вініченко І.І. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних робіт для студентів факультету механізації сільського господарства / І.І Вініченко, А.О. Сітковська. Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. 27 с.
5. Гайдучок В. М., Затхей Б. І., Лінник М. К. Теорія і технологія наукових досліджень. Навчальний посібник. Львів : Афіша, 2005. 232 с.
6. Грабар І.Г. Основи надійності машин: Навчальний посібник. Житомир: ЖІТІ, 1998. 298 с.
7. Гранкін С. Г., Малахов В. С., Черновол М. І., Черкун В. Ю. Надійність сільськогосподарської техніки. Київ: Урожай, 1998. 208 с.
8. ДНАОП 0.00-4.12-99. Типове положення про навчання з питань охорони праці (43063).
9. ДСН 3.3.6.042-99 „ Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень”.
10. Єременко В. С., Куц Ю. В., Мокійчук В. М., Самойліченко О. В. Статистичний аналіз даних вимірювань: навч. посіб. Київ: НАУ, 2013. 320 с.
11. Закалов, О.В. Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулля, 2011. 322 с.

12. Закон України “Про охорону праці” / Законодавство України про охорону праці. - К. Нова редакція 2002 р.

13. Калганков Е.В. Розрахунок довговічності гумових футерувань кульових рудорозмільних млинів з урахуванням старіння гуми / Калганков Е.В. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб . наук . Праць , Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. Дніпропетровськ, 2013. № 113. С. 181– 202.

14. Калганков Є.В. Методичні рекомендації до виконання і оформлення дипломних проектів ОС "Бакалавр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" і дипломних робіт ОС "Магістр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" / Калганков Є.В. Д.: ДДАЕУ, 2021. 36 с.

15. Калганков, Є. В. "Деякі проблеми гідроабразивно-втомного зносу деталей об'ємного гідроприводу мобільних машин / Калганков, Є. В. // Геотехнічна механіка 108 (2013): 133-142.

16. Канарчук В.Е., Лудченко О.А., Чигиринець А.Д. експлуатаційна надійність автомобілів: Підручник: у 2 ч., 4 кн. Київ: Вища шк., 2000. Ч. 1: кн.1.

17. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: Підручник. Київ: Либідь, 2003. 424 с.

18. Кіндрачук М.В. Трибологія / М.В. Кіндрачук, В.Ф. Хабутель, М.І. Пашечко, Є.В. Корбут. Київ: Вид-во Національного Авіаційного університету «НАУ-друк», 2009. 232 с

19. Кузьмінський Р.Д. Організаційно-технологічна сумісність процесів ремонту об'єктів у спільному потоці. Пр. ін-ту Львів. с.-г. ін-т. Львів, 1992. С. 17–29.

20. Лехман С.Д. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ: Урожай, 1993. 220 с.

21. Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., Кириленко О.І. Оцінка технічного стану робочої рідини агрегатів гідроприводу трансмісії кормо- та зернозбиральних комбайнів в умовах експлуатації // Вісник наук. пр. Вип. 2. Дніпропетровськ: Державний аграрний університет, 2008, 280 с.

22. Надійність сільськогосподарської техніки: підручник / М. І. Черновол, В. Ю. Черкун. 2-ге вид., переробл. і допов. Кіровоград : КОД, 2010. 320 с.
23. Наказ № 191 Державного комітету України по нагляду за охороною праці "Про затвердження Типового положення про кабінет охорони праці".
24. Науменко О.А. Порівняльний аналіз організації технічного сервісу в Україні і за кордоном. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Вип. 8 "Підвищення надійності відновлюваних деталей машин". Т.І. Харків. 2001. С.3–6.
25. НПАОП 0.00-1.62-12. Правил охорони праці на автомобільному транспорті (32443).
26. Основи наукових досліджень. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт №2 і №3 для студентів факультету механізації сільського господарства. Львів. 1998. 38с.
27. Позняк М. В. Інформація про надійність автомобілів та її аналіз. Збирання та обробка інформації / М. В. Позняк. // КТУ. 2008. С. 25.
28. Ремонт машин і обладнання : підруч. / Сідашенко О. І. та ін.; за ред. О. І. Сідашенка, О. А. Науменка. Київ : Аграр Медіа Груп, 2014. 632 с.
29. Ремонт машин та обладнання: підручник для вищих навчальних закладів / [Дирда В.І., Мельянцов П.Т., Калганков, Є.В. та ін.]. Дніпропетровськ: Журфонд, 2015. 292 с.
30. Ресурс деталей підвіски – «до зносу» або «до відмови»? [Електронний ресурс] – URL: <https://www.autocentre.ua/opyt/tehnologii/resurs-detaley-podveski-do-iznosa-ili-do-otkaza-79227.html> (дата звернення 10.09.2024).
31. Стеблюк М.І. Цивільна оборона. Київ: Урожай. 1994. 360 с.
32. Технологія ремонту машин та обладнання. Курс лекцій. / Сідашенко О.І. та інші. Навч. посібник. Харків: ХНТУСГ, 2017. 361 с.
33. Ткач Є. І., Сторожук В. П. Загальна теорія статистики: підручник [для студ. вищ. навч. закл.]. Київ: Центр учбової літератури, 2009. 442 с.
34. Триботехніка. Курс лекцій / Д.П. Журавель, О.Ю. Новик, А.М. Бондар,

К.Г. Петренко // Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. 280с.

35. Форнальчик Є.Ю., Качмар Р.Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів: навч.посібник. 2-ге вид., змін та допов. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. 324 с.

36. Форнальчик Є.Ю., Оліскевич М.С., Мاستикаш О.Л., Пельо Р.А. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник. / За загальною ред. Є.Ю. Форнальчик. Львів : Афіша, 2004. 492 с.

37. Чабанний В.Я. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник/ В.Я. Чабанний. Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. 720 с.

38. Шарибура А.О., Левчук О.В., Рис В.І., Барабаш Р.І. Оцінення випадкових процесів зміни технічного стану АТЗ. Методичні рекомендації до виконання практичної роботи здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів». Дубляни, 2023. 20 с.

39. Renault Kangoo II Express Z.E. 22 kWh (60 Hp) technical specifications and fuel economy. URL: <https://www.autodata1.com/en/car/renault/kangoo/kangoo-ii-express-ze-22-kwh-60-hp> (дата звернення: 18.10.2024).

40. Renault Kangoo II (facelift 2013) 1.5 Energy dCi (75 Hp) 2015, 2016, 2017, 2018 Specs. URL: https://renault-kangoo.infocar.ua/mod_12072_kangoo_id2848.html (дата звернення: 18.10.2024).

41. Mercedes Sprinter Furgon (W906) 2.2 CDi. URL: https://mercedes-sprinter.infocar.ua/mod_5652_sprinter-furgon_id1477.html (дата звернення: 18.10.2024).

42. Volkswagen Crafter 2.5 TDI MT L1 35swb 2006-2011. URL: http://www.drivernotes.net/tehnicheskie_harakteristiki/volkswagen/crafter/2.5_TDI_M_T_L1_35s (дата звернення: 18.10.2024).

43. AeroShell Fluid 1 is now AeroShell Turbine Oil 3 [Електронний ре- сурс] URL: <https://www.silmid.com/us/news/AeroShell-Fluid-1-is-now-AeroShell-Turbine-Oil-3/>. (дата звернення 25.09.2024)