

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення технологічного процесу ремонту підвіски легкових автомобілів з дослідженням динамічних характеристик амортизаційної системи

Виконав: студент 6 курсу, групи МАм-61
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

(підпис) Білоус М.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник _____
(підпис) Навроцька Т.Д.
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____
(підпис) Левкович М.Г.
(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри _____
(підпис) Цьонь О.П.
(прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(підпис) _____
(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Цьонь О.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«20» листопада 2023 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)

студенту Білоусу Миколі Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу ремонту підвіски легкових автомобілів з дослідженням динамічних характеристик амортизаційної систем

Керівник роботи Навроцька Тетяна Дем'янівна., к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 20 » листопада 2023 року № 4/7-1071

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2023

3. Вихідні дані до роботи Характеристика підвіски легкових автомобілів

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Установка передньої підвіски – 1А1.

Установка для миття автомобіля знизу – 1А1.

Приспосіблення для збирання пружини із стійкою передньої підвіски – 1А1.

Індикаторне пристосування для регулювання підшипників ступиці – 1А1.

Стенд для діагностування кутів установки коліс – 1А1.

Методика експериментальних досліджень – 1А1.

Практичне застосування результатів – 1А1.

Графічні зображення експериментальних досліджень – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 20.11.2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	23.11.2023	
2	Технологічний розділ	29.11.2023	
3	Конструкторський розділ	04.12.2023	
4	Науково-дослідний розділ	06.12.2023	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	13.12.2023	
6	Оформлення графічної частини	20.12.2023	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	25.12.2023	

Студент

_____ (підпис)

Білоус М.М.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Навроцька Т.Д.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Удосконалення технологічного процесу ремонту підвіски легкових автомобілів з дослідженням динамічних характеристик амортизаційної системи».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра к.т.н., Навроцька Т.Д.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 60 сторінка формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини 4 сторінки додатків.

Ключові слова: технологічний процес, аналіз характеристик амортизаторів, діагностика підвіски, ефективність, стабільність руху.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Аналіз елементів системи амортизації та їх вивчення.....	7
1.2 Причини відмов підвіски.....	10
1.3 Оцінка трибологічних характеристик амортизаторів.....	11
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	13
2.1 Вдосконалення комплекту ремонту підшипника ковзання для сайленблока амортизатора.....	13
2.2 Встановлення компонентів гладкого циліндричного сполучення за допомогою пружинного вкладиша на осі та в отворі.....	18
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	28
3.1 Опис обладнання для здійснення експериментальних аналізів.....	28
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	37
4.1 Місце та обставини реалізації експериментального аналізу.....	37
4.2 Покращення сайлентблоку амортизатора шляхом використання ковзного підшипника з пружинним вставним елементом.....	41
4.3 Оперативні тести амортизаторів із наборами для ремонту.....	45
4.4 Реалізація модернізованих наборів для ремонту.....	48
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	50
5.1 Основні поняття та призначення пожежної безпеки.....	53
5.2 Хімічно небезпечні об'єкти.....	53
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	58
БІБЛІОГРАФІЯ.....	59
ДОДАТКИ	

ВСТУП

У сучасному світі автомобіль став не лише засобом пересування, але й важливою частиною повсякденного життя багатьох людей. Забезпечення ефективності та надійності автомобілів, особливо їх підвіски, є ключовим аспектом у підтримці безпеки та комфорту водіїв та пасажирів. У зв'язку з цим, магістерська робота, присвячена Удосконаленню технологічного процесу ремонту підвіски легкових автомобілів з дослідженням динамічних характеристик підвіски, відіграє важливу роль у розвитку технічних наук та автомобільної інженерії.

Ця робота зосереджується на розробці та впровадженні інноваційних підходів до ремонту та технічного обслуговування підвіски легкових автомобілів. Особлива увага приділяється вивченню динамічних характеристик амортизаційних систем, що є важливим чинником у забезпеченні стабільності та комфорту автомобіля під час руху.

З огляду на зростаючу потребу у підвищенні ефективності ремонтних робіт та оптимізації процесів технічного обслуговування, дана робота має значний практичний і теоретичний інтерес. Вона спрямована на виявлення потенційних слабких місць у конструкції підвіски, розробку методів для їх вдосконалення та забезпечення більшої ефективності ремонтних робіт.

Таким чином, ця магістерська робота вносить важливий вклад у сферу автомобільного інженерії, надаючи новий погляд на процеси ремонту та обслуговування підвіски легкових автомобілів, а також пропонуючи інноваційні рішення для підвищення їх дієвості та надійності.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз елементів системи амортизації та їх вивчення

Ключовим елементом будь-якого виду транспортного засобу є його рухова частина, серед якої особливе місце займає система амортизації. Під цим поняттям розуміють дві окремі конструкції, тісно пов'язані між собою – фронтальну та задню амортизаційні системи, зображені на рисунку 1.1.

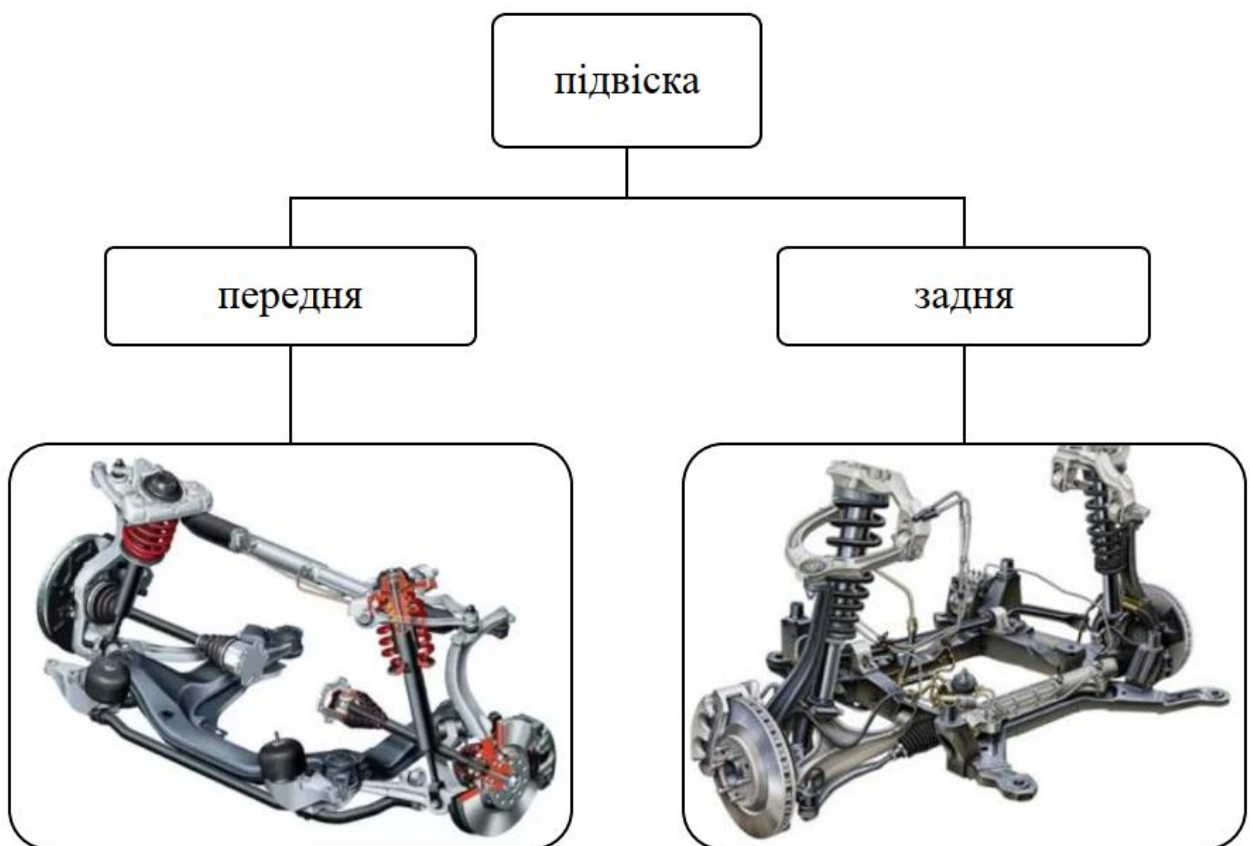


Рис. 1.1. Типи амортизаційних систем

Ця конструкція має велике значення, складаючись із багатьох компонентів і частин, які забезпечують надійне з'єднання шин з основною частиною (корпусом або шасі) транспортного засобу.

Амортизаційна система призначена для поглинання, часткової нейтралізації та передачі на основну частину (наприклад, шасі) впливу множинних напрямних сил, які виникають під час руху транспортного засобу, що забезпечує його структурну цілісність.

Саме амортизаційна система відіграє ключову роль у контрольованому розташуванні шин в заданій площині, відповідно забезпечуючи потрібну гладкість руху транспортного засобу, що створює комфортабельні умови під час його використання.

Перед тим як аналізувати проблеми підвіски, давайте оглянемо її конструкцію (див. рисунок 1.2) та ті елементи та вузли, які можуть зазнати неполадок. Наш аналіз розпочнемо з виявлення того, що в будь-якій системі амортизації є три категорії компонентів та вузлів (див. рисунок 1.3). Ці категорії відрізняються не лише за конструктивними особливостями та місцем розміщення, але й за функціональним призначенням. Це стосується таких груп компонентів як:

Еластичні, які використовуються для згладжування впливу вертикальних навантажень і їх розподілу на елементи несучої структури, поділяються на дві категорії – основні та допоміжні компоненти;

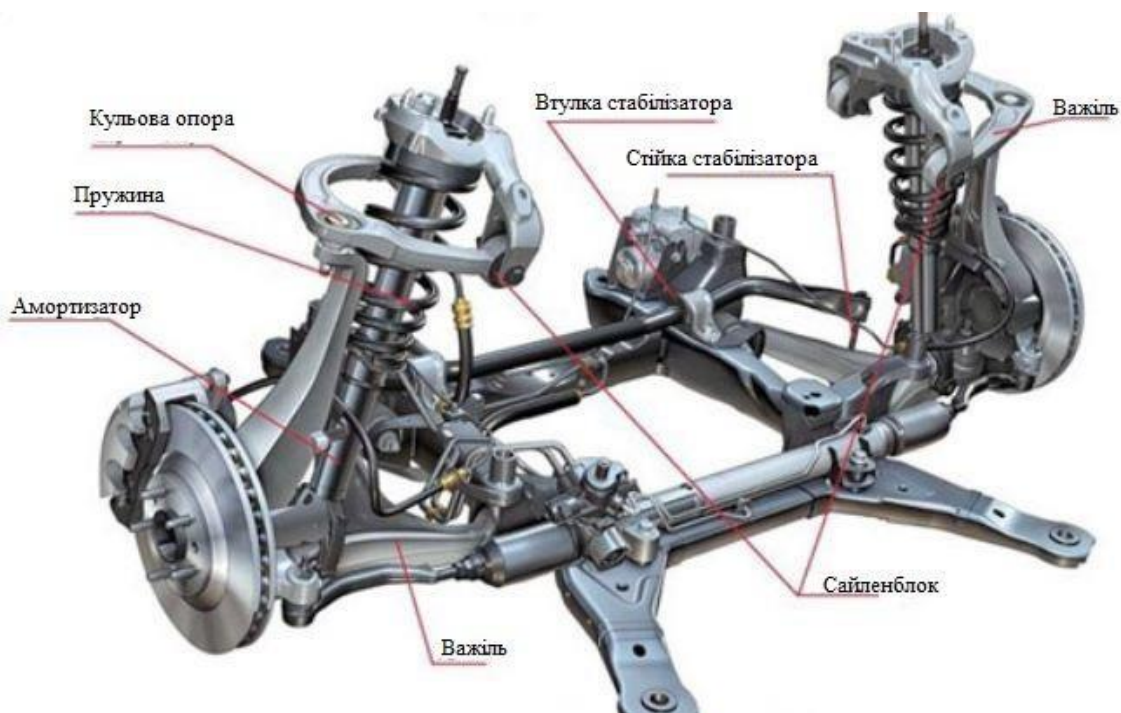


Рис. 1.2. Фронтальна амортизаційна система

Рульові, відіграють роль у забезпеченні горизонтальних та продовжних навантажень, а також встановлюють курс руху фронтальних, і часом задніх, керованих шин;

Стабілізуючі, ці компоненти є критичними для підтримання стабільного становища корпусу транспортного засобу під час руху, наприклад, усуваючи коливання.

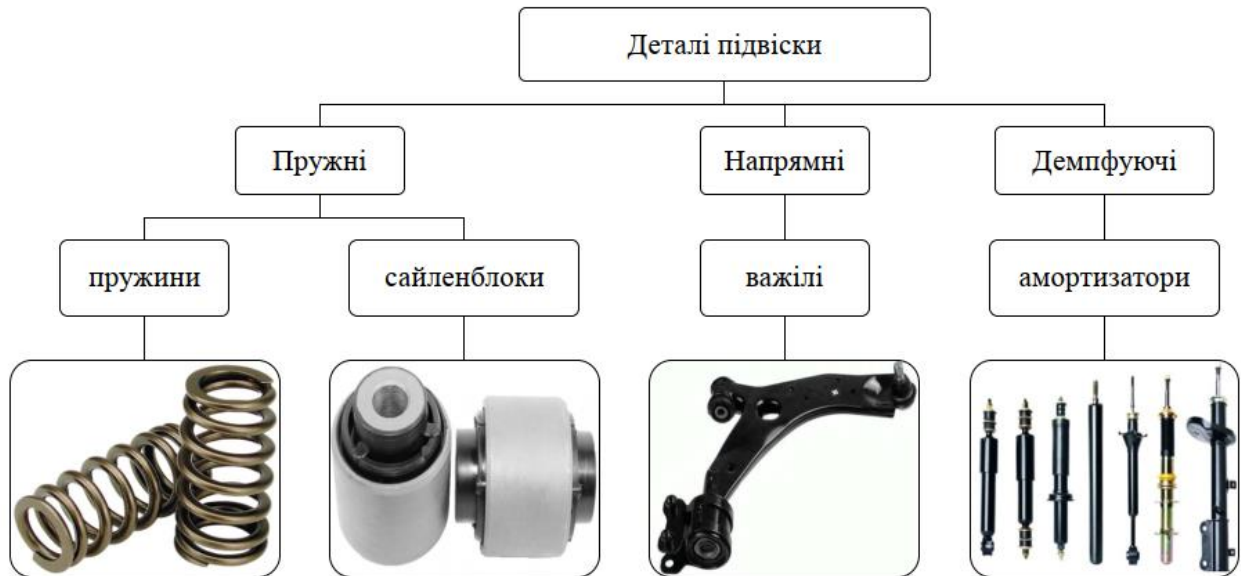


Рис. 1.3. Компоненти підвіски

Ключові еластичні елементи підвіски – це спіралі, які раніше частіше застосовувались, але зараз використовуються рідше, включають також листові ресори, іноді використовуючись разом із спіралями. Ці компоненти відіграють роль у підтриманні зчеплення шин з покриттям дороги та забезпечують потрібну напрямну стабільність транспортного засобу.

Допоміжні еластичні елементи підвіски включають гумометалічні та сферичні компоненти, а також щільно зібрані шарніри, до яких зазвичай зараховують сайленблоки. Ці частини забезпечують згасання виникаючих вібрацій та коливань, включаючи ті, що мають високу частоту.

Рульові елементи підвіски включають важелі, іноді в деяких конструктивних варіантах торсіони або ресори. Їхня основна функція полягає у забезпеченні обертання шин навколо власної осі у заданому положенні, яке визначається різними кутами установки шин, серед яких ключові - кут сходження та кут розвалу.

Стабілізуючі елементи, які є амортизаторами в системі підвіски, забезпечують гасіння коливань корпусу та несприйнятливих до амортизації мас

під час руху автомобіля. Важливо зазначити, що в дизайні, відомому як Macpherson, амортизатори служать як опорні стійки та водночас виконують функцію рульових елементів. У цій конструкції використовуються опори, оснащені опорними підшипниками.

1.2 Причини відмов підвіски

Несправності підвіски можуть виникати через різноманітні причини або їх комбінацію, ось ключові з них, що призводять до відмов:

Знос, викликаний сталими різними навантаженнями, призводить до пошкодження гумометалевих елементів, виникає зміна властивостей металу, що може призвести до різних несподіванок;

Умови проїзду та топографія місцевості, в якій експлуатується автомобіль, можуть негативно впливати на стан підвіски;

Манера водіння, яка є однією з головних причин неполадок, особливо випадки, коли перевищується допустима швидкість, раптові зміни напрямку, гостре гальмування чи прискорення, або випадки, коли виникає незвичний вектор сили, на який рульові елементи підвіски не розраховані (наприклад, наїзд на бордюр, попадання у яму на великій швидкості, екстремальні маневри, як-от стрибок з евакуатора);

Погана якість встановлених компонентів та вузлів, які можуть бути неоригінальними, б/у, мати дефекти виробництва або помилки в дизайні;

Вплив агресивних зовнішніх чинників, таких як хімічні реагенти, екстремально високі чи низькі температури, вологість, опади, та інші подібні фактори;

Помилки у дизайні, коли іноді інженери виробника транспортних засобів роблять помилки під час розробки системи підвіски або не беруть до уваги ключові деталі, виправлення яких є складним і здійснюється лише за допомогою змін у конструкційному виконанні системи підвіски;

Неякісне або відсутнє обслуговування підвіски, а також іноді інших частин, наприклад, неправильно підібрані чи встановлені шини, порушення налаштувань кутів коліс та багато інших помилок, що можуть призвести до

поломки важелів та інших компонентів, до цього також можна віднести нераціональні спроби тюнінгу.

1.3 Оцінка трибологічних характеристик амортизаторів

Класифікація амортизаторів наведена на рисунку 1.4.

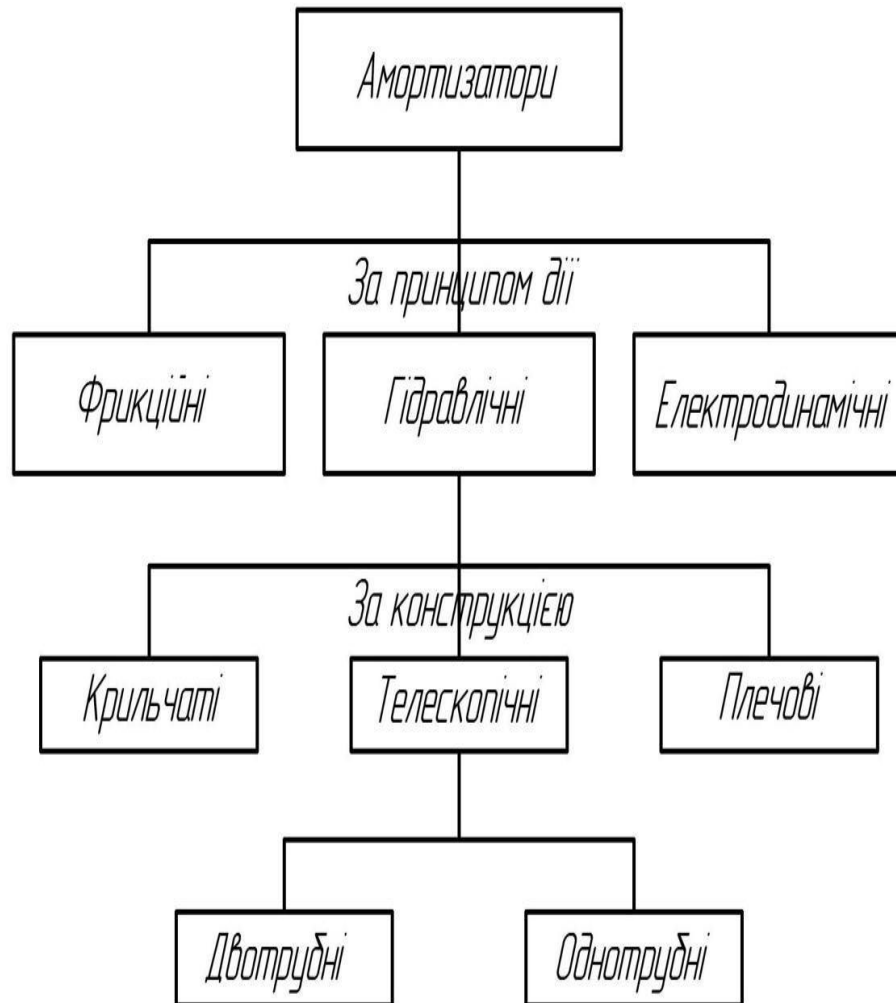


Рис. 1.4. Типи амортизаторів систем.

У своїй структурі амортизатор складається з декількох ключових компонентів, незалежно від його типу та дизайну. Центральною частиною кожного амортизатора у автомобілі є робочий циліндр, вмонтований у корпус із кріпильними елементами. Всередині цього циліндра знаходиться гідравлічна рідина. Всередині циліндра також встановлено поршень, який приєднаний до штоку. На поршні є спеціальні клапани для стиску та відпускання, а також ущільнювальні кільця. Ці елементи дозволяють, під час стискання рідини у циліндрі через рух поршня, перекачувати її у вільне простір циліндра.

Конструкція амортизатора представлена на рисунку 1.5.

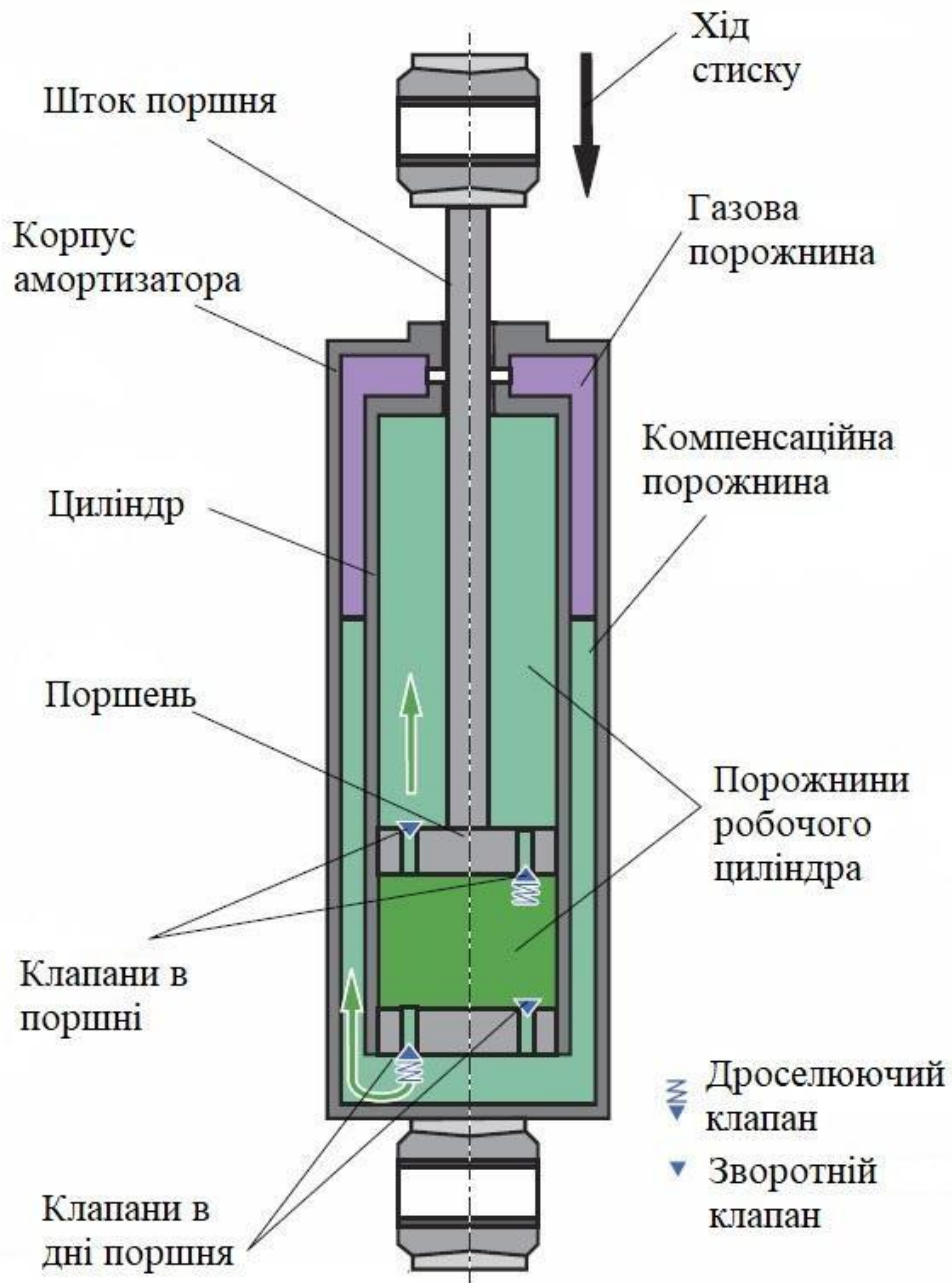


Рис. 1.5. Будова амортизатора.

Амортизатор приєднується до кузова транспортного засобу через шток і до системи амортизації за допомогою сайленблока. Для оберігання внутрішнього простору циліндра та безпосередньо штока від зовнішніх впливів, на амортизаторах монтується захисний чохол або пілозахист. Щоб уникнути витоку рідини з циліндра, у його верхній частині встановлено спеціальну манжету з направляючою втулкою. Ці компоненти є частиною як найпростіших гідравлічних амортизаторів, так і більш складних систем.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вдосконалення комплексу ремонту підшипника ковзання для сайленблока амортизатора

У конструкції сайленблока амортизатора гумовий елемент піддається крутному напруженню, що призводить до його розтріскування. Вдосконалена версія сайленблока оснащена підшипником ковзання для ротаційного руху з пружним вставним елементом, вільним від цього дефекту. Пропонований підшипник ковзання для ротаційного руху реалізує триботехнічні принципи - умови активації робочої поверхні через пластичну деформацію та зниження окислювальних процесів.

З цією метою підшипник обладнано рухомим вставним елементом у формі спіральної циліндричної пружини (проміжним компонентом), який в режимі коливань примусово обертається лише в одному напрямку, забезпечуючи таким чином рівномірність зносу та розподіл мастила. Необхідний натяг пружини для забезпечення мікропластичних деформацій досягається шляхом її стиснення. У коливальному режимі через скручування або розгортання спірального вставного елемента створюється відповідний пружний натяг на внутрішній чи зовнішній поверхні, і це забезпечує примусове однонаправлене обертання (ефект блокування).

Зменшення окислювальних процесів у запропонованій моделі ефективно досягається за допомогою сальникового ущільнювача. Також, позитивний ефект забезпечується через зниження адгезійної складової фрикції (фрикції спокою) і часткове впровадження ідей Н.Е. Жуковського «про рух без фрикції» (через обертання проміжної опори) без потреби в зовнішньому джерелі енергії.

Підшипник (див. рис. 2.1) можна застосовувати замість роликів підшипників карданного валу, сайленблоків системи амортизації, елементів рульового механізму та інших рухомих з'єднань, які функціонують в режимі обертання в обидва боки.

У створеному механізмі (див. рис. 2.1), покращення експлуатаційних властивостей досягається шляхом інтеграції у підшипник гнучкого проміжного

компонента - рухомого вставного елемента у формі спіральної циліндричної пружини. Через регулювання сили стискання цієї пружини R_k , на контактних поверхнях створюється ущільнення, необхідне для мінімізації окисних процесів та ініціювання активації поверхні через мікропластичну деформацію.

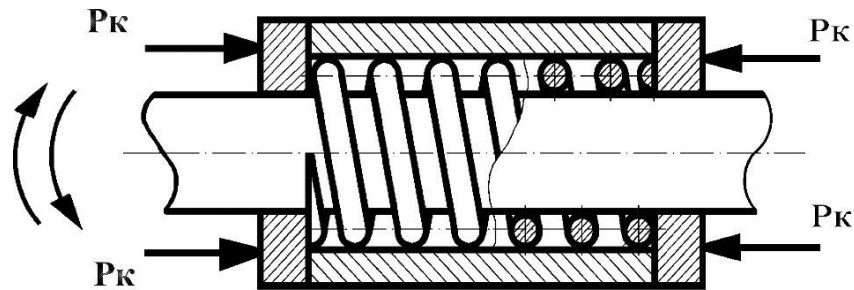


Рис. 2.1. Конструкція підшипника з рухомих пружинних вставних елементами.

Забезпечення стабільності режиму та однорідності зносу відбувається завдяки тому, що при оборотному русі валу чи зовнішнього кільця, через скручування або розгортання пружинного вставного елемента, виникає гальмівний ефект на внутрішній або зовнішній поверхнях. Пружинний вставний елемент примусово обертається лише в одному напрямку, який залежить від напрямку намотування пружини. Також, лінія контакту на контактних поверхнях постійно змінюється під час роботи, що сприяє зменшенню їх зносу.

Для налаштування ступеня ущільнення, наприклад, для вирівнювання зносу під час ремонту, між однією з опорних прокладок та кінцем пружинного вставного елемента за потреби можна розмістити регульовальні прокладки.

Для порушення та підтримання стану беззносності можна застосувати (за дотримання зазначених раніше умов) різні техніки, описані у фаховій літературі: включення в мастило металозахисних добавок, особлива обробка за технологією ФАБО, використання матеріалів з металозахисними елементами та інше.

У запропонованій конструкції шарнірного підшипника активація контактних поверхонь через пластичну деформацію досягається шляхом розміщення гнучкого пружинного вставного елемента між зовнішньою та внутрішньою втулками так, щоб на контактних поверхнях вставного елемента

була легка напруга (див. рис. 2.2а). Під час роботи підшипника (при обертанні в один бік) на одній із контактних поверхонь напруга підвищується, тоді як на іншій знижується до створення зазору та ковзання (див. рис. 2.2б).

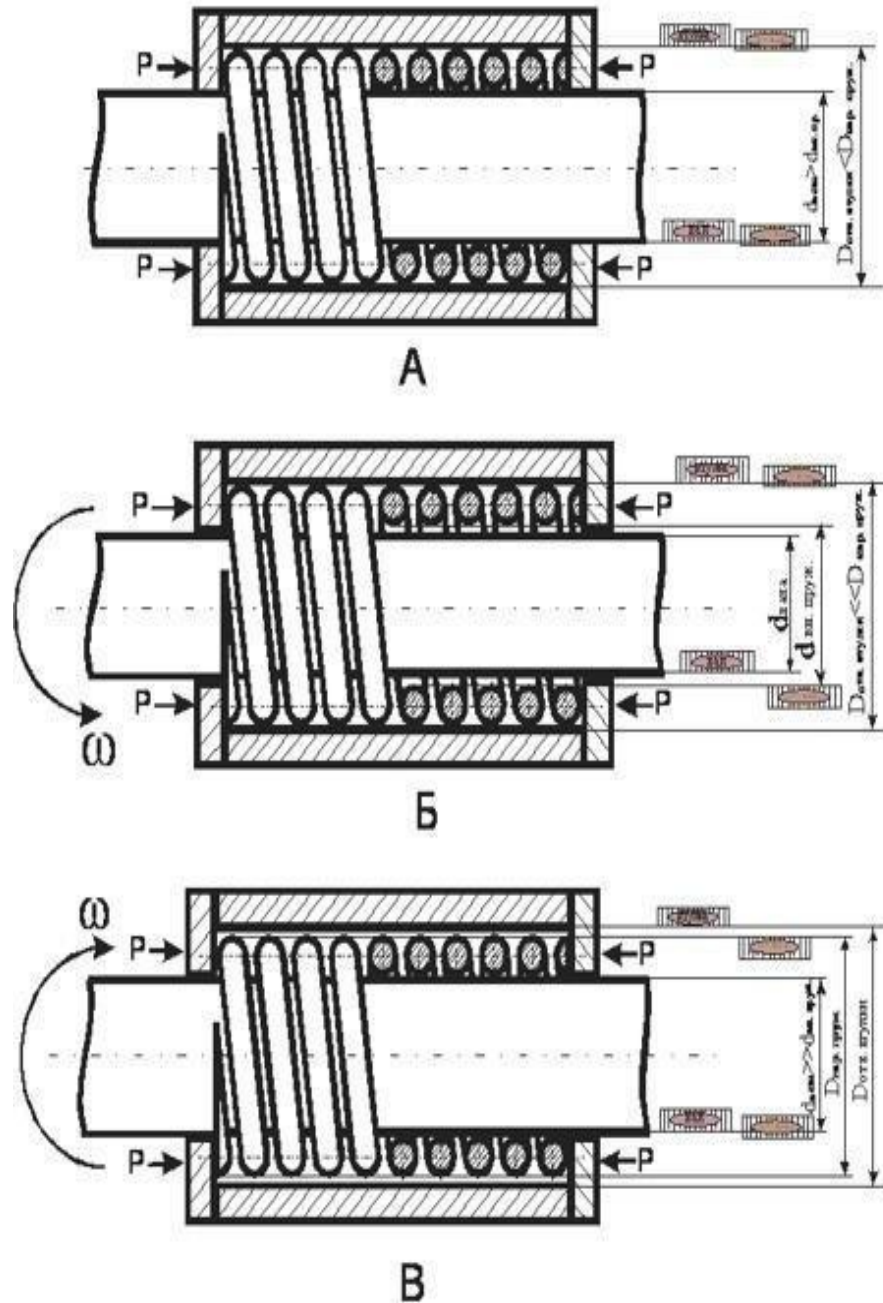


Рис. 2.2. Конфігурація розташувань на контактних поверхнях шарнірного підшипника з гнучким пружинним вставним елементом: А – стан підшипника у нерухомому положенні; Б і В – обертання валу (осьового штифта) у протилежних напрямках.

Під час обертання в протилежну сторону (див. рис. 2.2в) на тій поверхні, де був зазор, з'явиться напруга і навпаки. Зменшення окиснення на контактних

поверхнях підшипників має бути забезпечено за допомогою конструкції, наприклад, шляхом використання сальникових ущільнювачів, які перешкоджають доступу кисню та інших окислювачів до контактних поверхонь, або за допомогою технологічних рішень – введення інгібіторів у мастильні матеріали.

Можливість виникнення зазорів та напруг в з'єднанні може бути визначена за допомогою загальної теореми Лапласа. В такому випадку, коли ймовірність P появи події A є сталою і не дорівнює ні нулю, ні одиниці в будь-якому випадку, то ймовірність $P_{n(k_1, k_2)}$, що подія A настане в n варіантах від k_1 до k_2 разів, приблизно дорівнює певному інтегралу:

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

У процесі вирішення завдань, де застосовується інтегральна теорема Лапласа, використовуються визначені таблиці, оскільки невизначений інтеграл не може бути представлений за допомогою базових функцій.

При застосуванні стандартного закону розподілу розмірів, обчислимо місце розташування значення x у діапазоні від x_1 до x_{i+1} , використовуючи наступну формулу:

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

В контексті цієї задачі, величини, що визначаються функцією $F(x)$, представляють собою ймовірності виявлення величини x у визначеному діапазоні.

Оскільки нам потрібно знайти мінімальні рівні розривів та затягувань, ми використовуватимемо проміжні установки. У метрологічних дослідженнях затягування зазвичай позначають як N , а розриви – як Z .

Щоб використати таблицю функції Лапласа, необхідно перетворити значення z_i та z_{i+1} , які мають розмірність, у безрозмірні параметри z_i та z_{i+1} . Це можна зробити, визначивши стандартне відхилення для проміжних установок:

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

Далі, вказані діапазони z_i та z_{i+1} замінюємо наступними величинами:

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

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

У цьому випадку $Z_m(N_m)$ представляє собою усереднене значення відстані між компонентами, визначене специфічно для обраного типу установки, згідно з наступним розрахунком:

$$Z_m(N_m) = 0.5 \{ Z_{p\max}(N_{p\max}) + Z_{p\min}(N_{p\min}) \}. \quad (2.6)$$

Імовірність $P_{(x)}$ виникнення сполучень у межах $z_{i(x)}$ до $z_{i+1(x_{i+1})}$ розраховується за допомогою формули 2.2.

Проміжні установки передбачаються лише у якостях 4 до 8. Для цих установок, точність виготовлення вала повинна перевищувати точність отвору на один якісний рівень.

2.2 Встановлення компонентів гладкого циліндричного сполучення за допомогою пружинного вкладиша на осі та в отворі

Для ідентифікації стандартних установок, які забезпечують надійну функціональність пружинного вкладиша, можна використовувати методи ВСТВ.

Вирішимо завдання щодо визначення компонентів гладкого циліндричного сполучення.

Початкові параметри: Заданий розмір – 20 мм. Розмір отвору – Н5.

Розмір осі – р4.

Межі допустимих відхилень:

Для отвору – Допуск TD становить 0,009 мм. Для осі – Допуск Td дорівнює 0,006 мм.

Максимально можливі відхилення:

Для отвору Ø20H5:

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

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

Вал Ø20p4:

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

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

Межі розмірів:

Для отвору:

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

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

Для валу:

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

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

Граничні зазори й натяги:

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

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

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

$$N_{\min} = d_{\min} - d_{\max} = 20,022 - 20,009 = 0,013 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Група посадки:

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

Допуск посадки:

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

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

Діаграма допустимих меж сполучення $20 \frac{H5}{p4}$ осі та циліндричного пружинного вставки (ілюстрація 2.3).

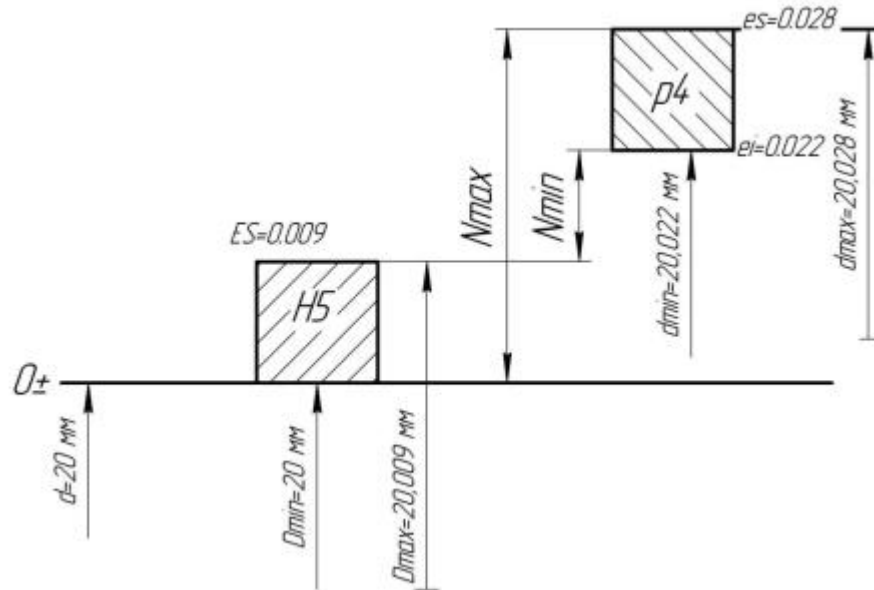


Рис. 2.3. Схема допусків у полі полегшеного доступу може бути виражена таким чином.

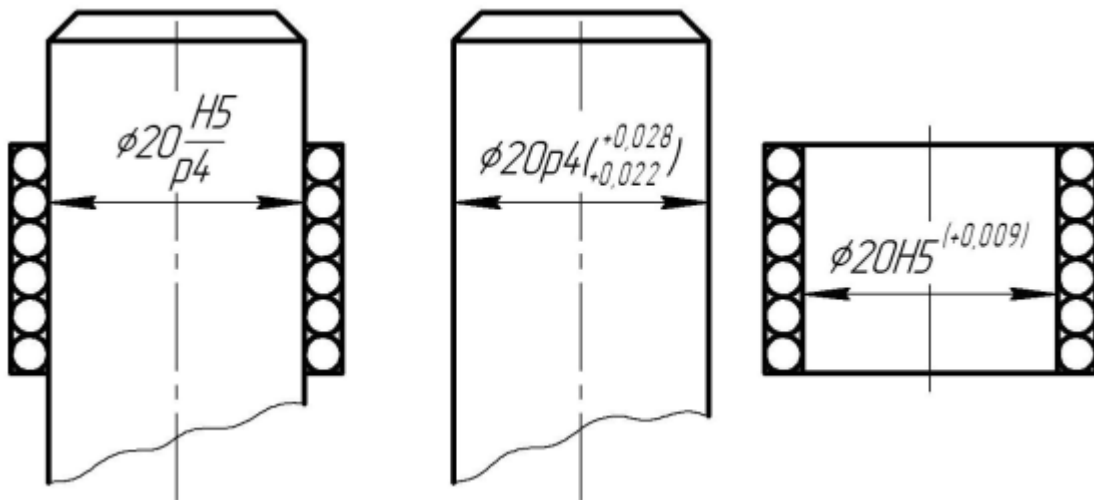


Рис. 2.4. Дизайн-концепції з'єднань.

Отримані розрахункові дані вносяться у таблицю 2.1, де представлені результати обчислень.

З розрахунків випливає, що забезпечення необхідної точності стандартної установки потребує використання високоточного обладнання та дорогого інструментарію, що є економічно не вигідним для виробництва пружинних вставок та пов'язаних з ними деталей. Також ці розрахунки не підходять для

підшипників ковзання з рухомою пружинною вставкою, вимагаючи іншого методу. Тому було запропоновано виготовити пружинну вставку конічної форми, а інші пов'язані з нею деталі – циліндричної, для забезпечення надійних посадок з натягом на циліндричних поверхнях.

Таблиця 2.1. Результати обчислень.

Позначення заданого з'єднання			$\varnothing 20H5 / p4$	
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		3 натягом	
	Система допусків		3	
Значення елементів деталей	Отвір	Умовне позначення		$\varnothing 20H5$
		Допуск, мм ТД		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		$\varnothing 20p4$
		Допуск, мм Т _d		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		

Рекомендований комплект для ремонту підшипника ковзання, призначений для обертання в обох напрямках (див. ілюстрацію 2.5), складається з осі 1, зовнішньої обойми 2 і поміщеного між ними

спіралеподібного вставного елемента 3, що має форму витієї пружини. Ця спіралеподібна вставка має можливість переміщення, виготовлена у формі конуса з кутом конусності від 1 до 5 градусів, при цьому діаметр дроту пружини d становить половину відстані між діаметром осі D та діаметром отвору вставки $D + 2d$. Вона встановлена з напругою на кінцях, а також з напругою на внутрішній та зовнішній поверхнях для підтримки стійкості ефекту зубчатого зачеплення.

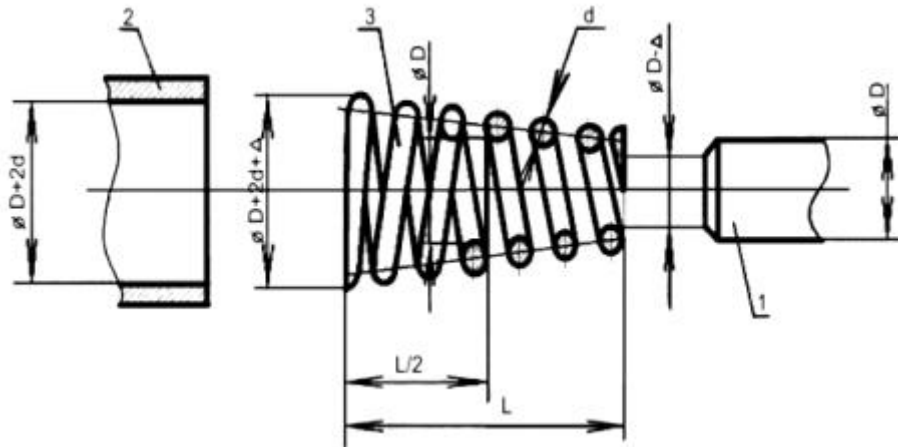


Рис. 2.5. Підшипник ковзання з конічною геометрією призначений для забезпечення надійної підтримки зворотно-обертального руху.

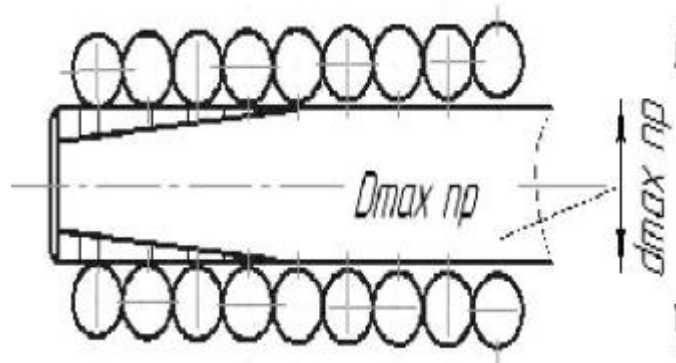


Рис. 2.6. Місцезнаходження пружини, яка розташована на валу з натягом приблизно на середній точці її довжини.

Вставка знаходиться між гільзою 1 і оссю 2 (див. ілюстрацію 2.8). Виробляємо конусоподібну пружину, обмотуючи дріт навколо осі для створення середнього діаметра $d_{\text{ср.пр}}$. Коли конусоподібна пружина надіта на вісь і розташована у гільзі, позначимо її діаметр на осі як $d_{\text{ср.пр}}$ і в отворі як $D_{\text{ср.пр}}$.

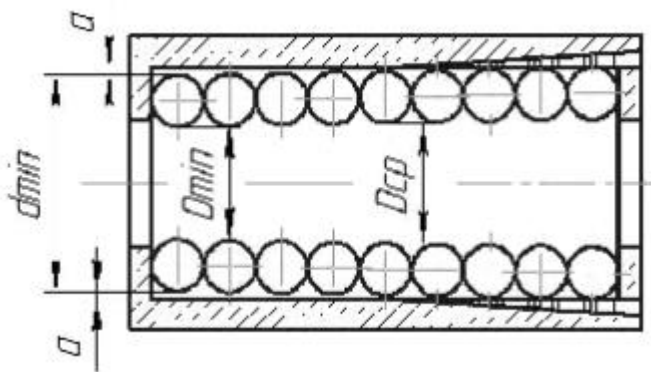


Рис. 2.7. Розміщення пружини, яка вставлена у втулку із попередньою переднатяжкою, приблизно на її середній точці.

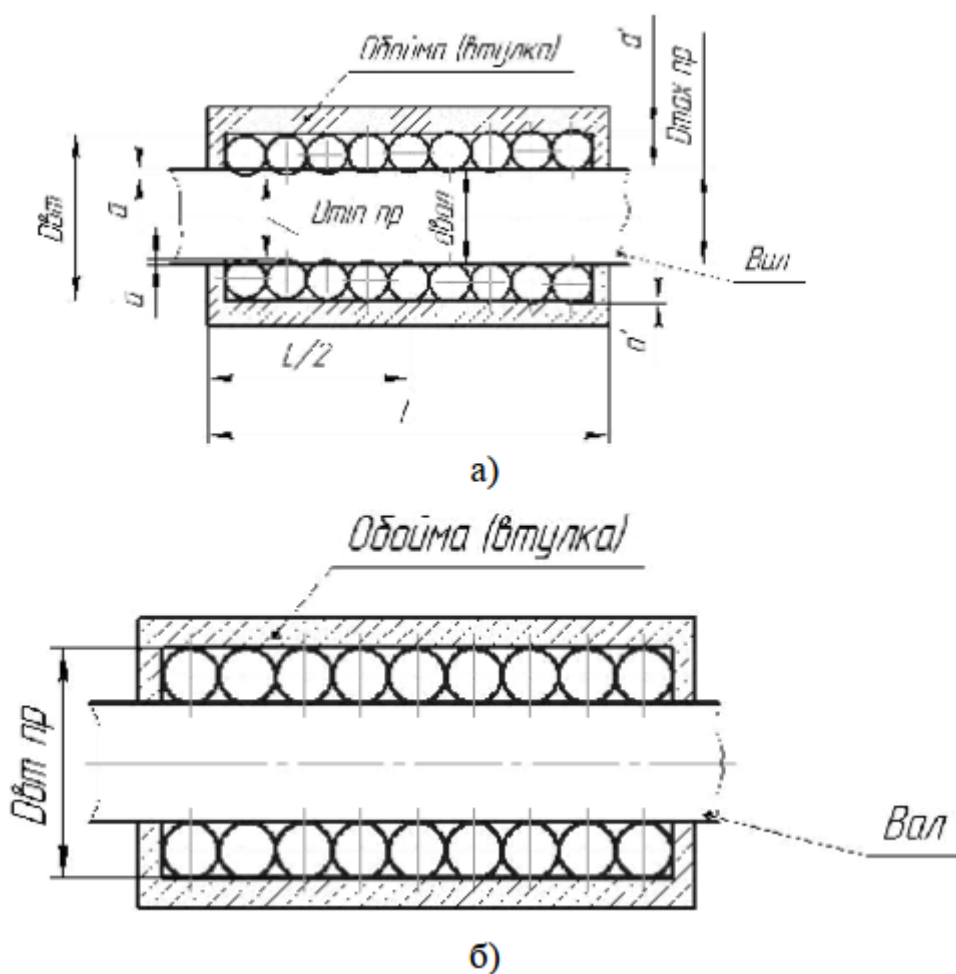


Рис. 2.8. Схеми розташування пружини: а) Положення пружини, виходячи з припущення про її недеформованість, при пластичній деформації осі та гільзи; б) Пружина міцно зафіксована між оссю та гільзою.

Створимо конусоподібну пружину та розмістимо її між оссю і гільзою, припускаючи, що матеріали осі та гільзи не здатні до деформації. Внаслідок

цього пружина буде мати положення на осі і гільзі із нерівномірно розподіленим натягом по робочих поверхнях.

$$a = \frac{(d_{\text{осі}} - d_{\text{мін. пр}})}{2}, \quad (2.21)$$

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

У цьому випадку діаметр дроту становить половину відстані між діаметром осі та діаметром отвору гільзи. Однак, через конічну форму пружини, один з її кінцевих діаметрів буде меншим на 0,5 мм, ніж діаметр осі, а з протилежного боку діаметр буде більшим на 0,5 мм, ніж діаметр гільзи (див. ілюстрацію 2.9). Це створює еластичний натяг, який розподіляється неоднорідно по всій поверхні, зменшуючись під кутом 30 градусів до середини гільзи та осі, досягаючи нульового значення. З одного боку виникає натяг на осі, а з іншого – на гільзі.

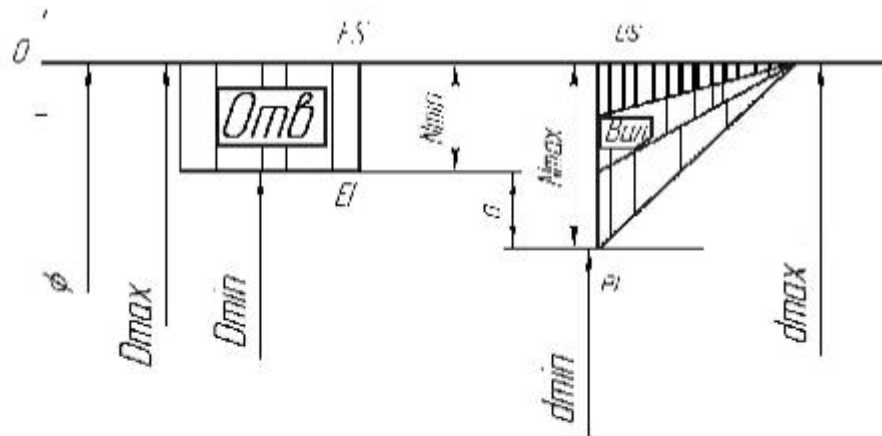
Розмір еластичного натягу зумовлений кутом, під яким виготовлено пружину. В даному випадку натяг не є однорідним вздовж довжини, тому поле допуску буде представлено не у формі звичайного прямокутника, а у вигляді трикутника, із змінним натягом, як це демонструється на (мал. 2.9).

Коли довжина пружинної вставки змінюється під впливом осьового навантаження, її ключові характеристики будуть піддаватися змінам.

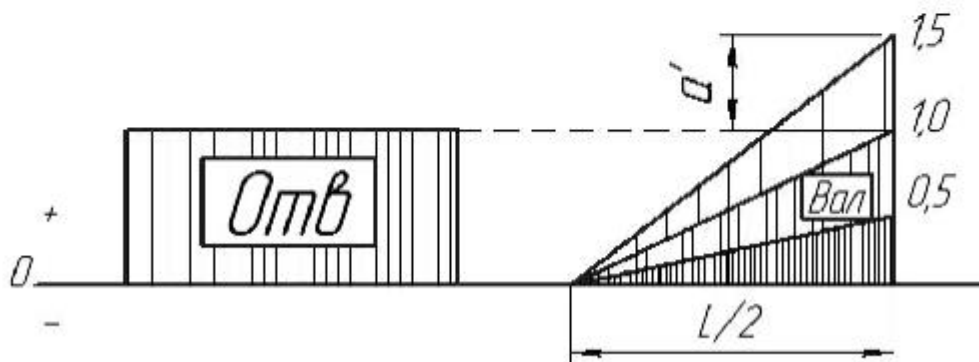
$$D = D_0 + \Delta D; \quad (2.23)$$

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

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



а) - сполучення пружини й отвору



б) - сполучення пружини й вала

Рис. 2.9. Графічне зображення області допустимих відхилень для конічної пружини.

Значним фактором є зміна кута нахилу витків пружини та пов'язане з цим зміщення її діаметра. Значення Δl , через його незначність, може бути ігнороване, дозволяючи вважати вісь гвинтового стрижня недеформованою, тобто припускаючи, що $\Delta l = 0$.

Зміни в діаметрі ΔD та куті $\Delta \alpha$ залежать від навантаження P , початкових параметрів пружини, а також від еластичності матеріалу, з якого вона виготовлена.

З відповідних джерел відомі формули для розрахунку зміни діаметра ΔD формувального циліндра, які є особливо цінними для нас:

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

Негативний знак у формулі позначає, що сила, яка стискає пружину, розглядається як від'ємна. Припускається, що напруження не перевищують межі пропорційності, а гвинтовий стрижень, з якого складається пружина, для розрахунку зміщень може розглядатися як стрижень з невеликим радіусом вигину, загальна довжина якого не змінюється, $\Delta l = 0$.

Щоб запобігти обертанню одного кінця пружини під дією осьової сили P відносно іншого, до кінців 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 представити як залежну від кута нахилу α :

Кут нахилу α еволюціонує протягом процесу навантаження пружини.

У випадку пружин, призначених для розтягування та стискання, з кінцями, які

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

Застосувавши замість діаметра D деформованої пружини значення, отримане з формули 2.28, ми можемо вивести формулу для розрахунку осьової сили P :

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

Переміщення по осі кінців пружини:

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

Визначаючи послідовно значення кута нахилу α , можливо вирахувати силу P та асоційоване з нею осьове зміщення кінців пружини λ , та створити нелінійний графік у координатах λ , P , (див. мал. 2.10)

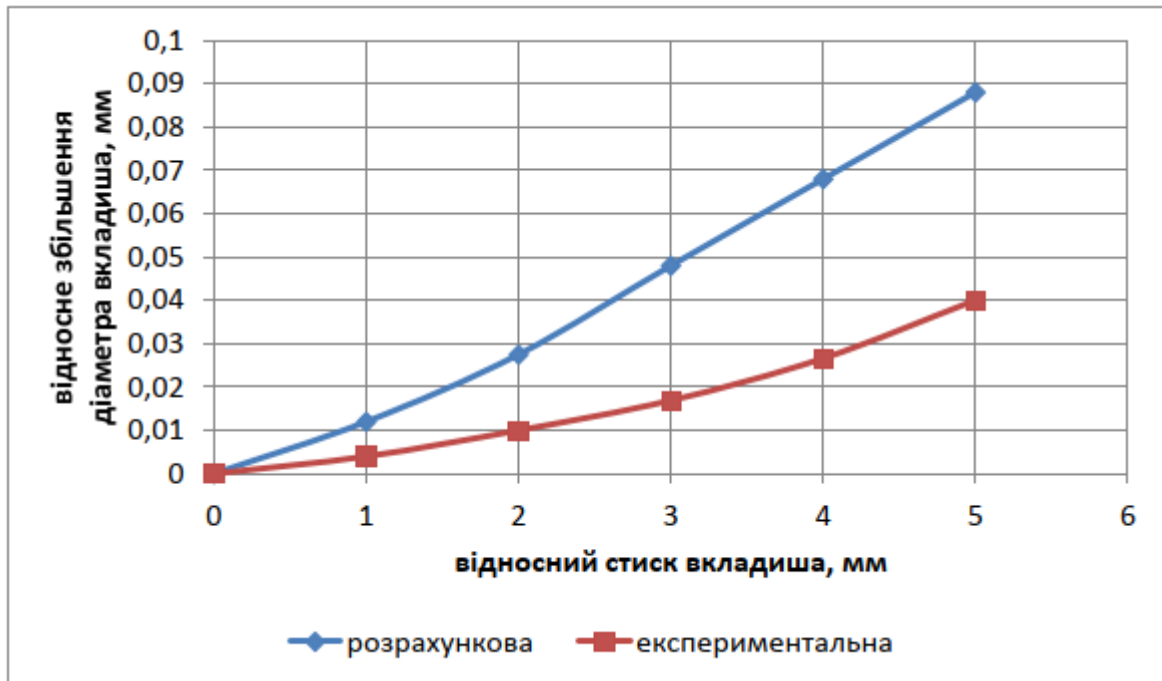


Рис. 2.10. Аналіз вкладиша пружинного:

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

Створення конусоподібного пружинного вкладиша є більш ефективним процесом, ніж формування конусних поверхонь на валу і в кільці. Необхідність кута від 1 до 50 градусів виникає для забезпечення адекватного попереднього затягу між поверхнями вала та кільця. Вужча частина конусоподібного вкладиша забезпечує затягнення вала, тоді як ширша частина відповідає за затягування внутрішньої сторони кільця. Зі збільшенням кута зростає й затяг. Однак, встановлення кута більше 50 градусів є непрактичним, адже це може негативно позначитися на монтажі підшипника, а зменшення кута до менш ніж 10 градусів призведе до недостатнього затягу для ефективної роботи підшипника.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис обладнання для здійснення експериментальних аналізів

Для аналізу звичайних та модифікованих амортизаторів авто було застосовано саморобний експериментальний стенд, створений на базі стаціонарного свердлильного пристрою, призначеного для вивчення амортизаторів за параметрами стискання та відскоку (див. рис.3.1). Цей експериментальний стенд був розроблений спільно з фахівцями лабораторії випробувань конструкцій, що спеціалізується на ремонті та відновленні підвісних систем та амортизаторів автомобілів з вантажопідйомністю до 3,5 тонн.



Рис. 3.1. Стенд для вивчення амортизаторів за параметрами стискання та відскоку

Обставини здійснення аналізу:

Клапанна фаза при швидкості 0,25 м/с (тестування на узгодженість із вказівками щодо використання та обслуговування авто ВАЗ) та руху стрижня 100 ± 1 мм.

Діапазон вимірюваних зусиль :

при ході стиску – 300 Н,

при ході відбою – 700 Н.

Похибка виміру зусилля ± 5 Н.

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

Апарат для тестування амортизаторів в автомобілях (див. рис. 3.2) складається з основи 1, на якій встановлено електричний двигун 2. Обертання з двигуна передається через ремінну трансмісію 3 до інтегрованої системи зубчастої штанги-шестірні 4 з ексцентриком 5. На бічній поверхні ексцентрика вирізано проріз 11 прямокутного профілю відповідно до форми ексцентрика, де максимальний відхил канавки відповідає максимальному виходу стрижня амортизатора 9 в різних умовах роботи. Його рух відслідковується сенсором записуючого пристрою, 10.

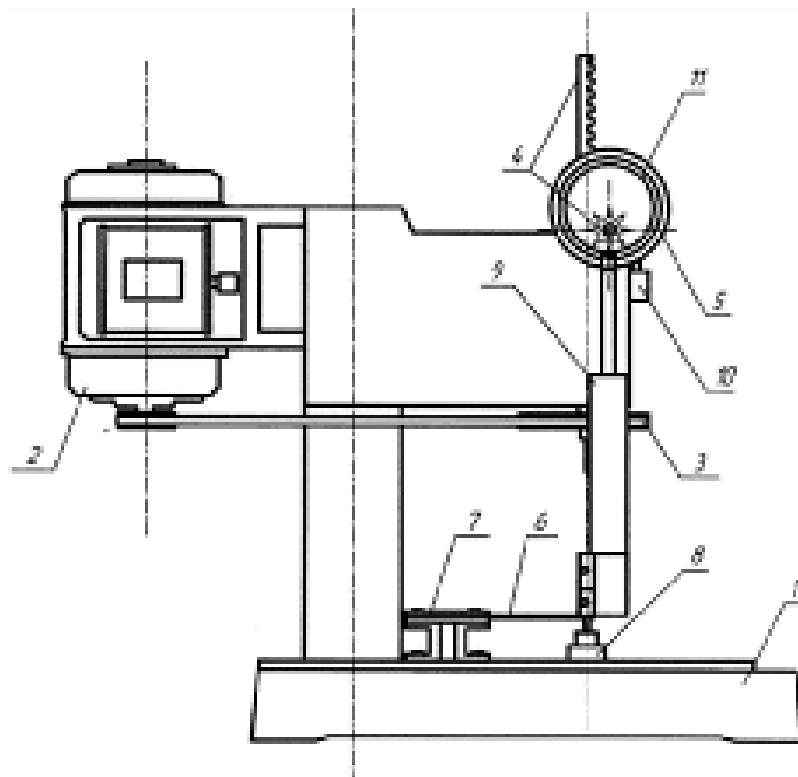


Рис. 3.2. Структурна діаграма стану для аналізу амортизаторів за параметрами стискання та відскоку.

На фундаменті кріпиться підставка 7, на якій розміщено пружинний компонент 6, що відчуває коливання від приводного механізму через гідравлічний амортизатор, під яким знаходиться сенсор опору 8.

Механізм стенду працює наступним чином. Тестовий амортизатор 9 фіксується своїм корпусом до гнучкого компонента 6, а стрижень - у проріз ексцентрика 5. Рух від електромотора 2 передається через ремінну систему 3 та інтегровану трансмісію зубчастої штанги-шестерні 4 і ексцентрика 5. Обертання передається через проріз 11 прямокутної форми на профілі ексцентрика до стрижня амортизатора. Так створюються необхідні коливання на стрижні амортизатора, які реєструються датчиком приладу, 10. Гнучкий елемент 6, закріплений однією стороною на підставці 7 та встановлений на основі 1, іншим кінцем реєструє коливання стрижня амортизатора 9 через його корпус, які відслідковуються сенсором опору 8.

Під час тестування амортизатора на стенді реєструється його поведінка, відповідна кривій 2 на (ілюстрації 3.3), яка відрізняється від кривої 1, отриманої з прототипу, завдяки застосуванню ексцентрика 5. Також можна виконувати тести амортизатора у різних умовах роботи через ексцентрик 5, на боковій поверхні якого вирізаний проріз прямокутного профілю відповідно до форми ексцентрика, з максимальним ексцентриситетом, що відповідає максимальній довжині ходу стрижня амортизатора. Компактність стенду забезпечена завдяки ефективній схемі розташування елементів і зручній конструкції інтегрованої системи зубчастої штанги - шестерні 4 і ексцентрика 5.

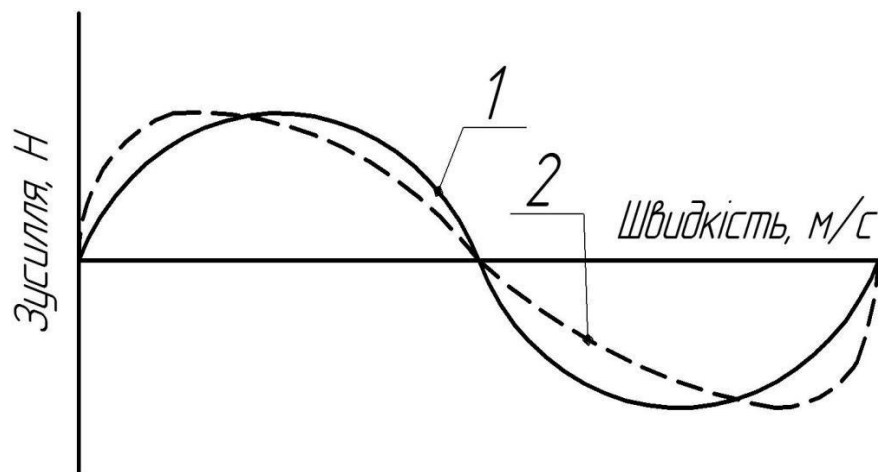


Рис. 3.3. Опис амортизаційного пристрою

Для здійснення порівняльних лабораторних тестів амортизаторів з традиційною та оновленою конфігурацією поршневих ущільнень застосовувався стенд СИА-04 ЭНГА.

3.2 Кінематика коліс автомобіля

Кінематика, у широкому розумінні, є дослідженням рухів, що не бере до уваги ні масу, ні силу. У контексті систем ходової частини автомобілів, кінематика охоплює аналіз управління положенням коліс за допомогою елементів підвіски, виходячи з гіпотези про незмінність форми деталей і відсутність тертя у з'єднаннях.

Porteš у своєму науковому виданні розглянув основні особливості, які передбачають зміну таких параметрів в залежності від вертикального переміщення колеса, відомого також як паралельний хід колеса при моделюванні:

Зміна кута рульового управління при вертикальному переміщенні колеса.

Варіації кута розвалу колеса при його вертикальному переміщенні.

Зміна ширини колії при вертикальному переміщенні колеса.

Висота розташування рульового центру при вертикальному переміщенні колеса.

Положення центру крену при вертикальному переміщенні колеса.

Для передньої підвіски важливими є такі додаткові залежності:

- Вплив кута розвалу при вертикальному переміщенні колеса.
- Зміни нахилу шкворня при вертикальному переміщенні колеса.
- Зсув нихилу при вертикальному переміщенні колеса.
- Зсув шкворня при вертикальному переміщенні колеса.
- Вплив кута розвалу колеса на кут рульового управління.
- Відношення лівого кута рульового управління до правого колеса.

Кут розвалу, це кут між вертикальною оссю та нахилом колеса, спостережуваний з передньої частини автомобіля, виражений у градусах. Адекватне налаштування кута розвалу є ключовим для забезпечення комфорту

на дорозі та стійкості автомобіля в русі, натомість неправильний кут розвалу може спричинити знос шин і проблеми з управлінням.

Кут розвалу вимірюється в градусах, колесо з кутом розвалу нуль градусів є вертикальним. Він вважається позитивним, якщо колесо нахилене назовні, та негативним, коли нахилене всередину, як показано на малюнку 3.4. Зазвичай, коли автомобіль робить поворот, колеса з зовнішньої сторони повороту набувають позитивного кут розвалу відносно землі, що зменшує бічне зчеплення шини під навантаженням.

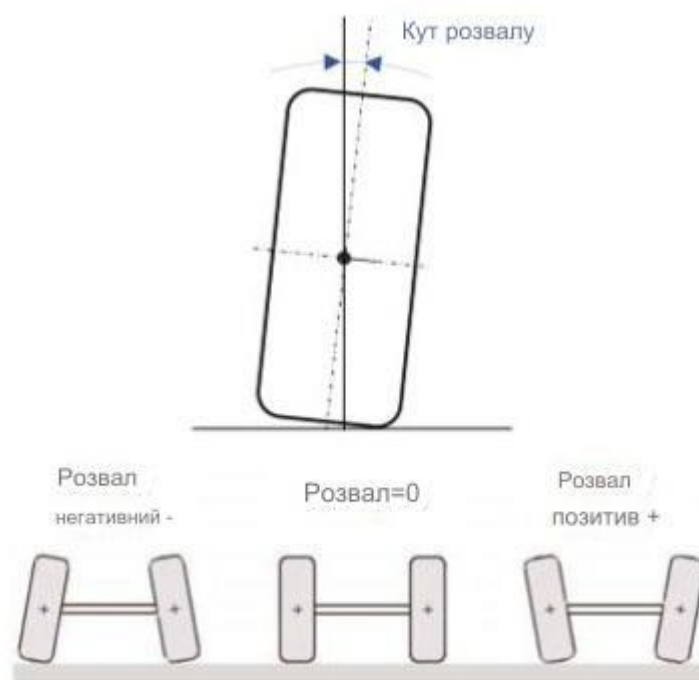


Рис. 3.4. Характеристика кута розвалу.

Для досягнення цього явища, конструктори підвіски прагнуть досягти позитивного кут розвалу при стисненні та негативного кут розвалу при відбої в своїх конструкціях. Окрім цього, невеликий негативний кут розвалу на завантаженому автомобілі дозволить шинам котитися з максимальною контактною площею, що призведе до рівномірного зносу та нижчого кочення опору на слабо вигнутій дорозі. Кут ковзання збільшується зі зростанням позитивного кут розвалу, а сила зчеплення під час повороту зростає зі зростанням негативного кут розвалу.

Аналіз кінематичних характеристик передньої багато зв'язкової підвіски представили результат, показаний на малюнку 3.5 (а), та зазначили, що отримані характеристики, тобто негативний кут розвалу під час стиснення та позитивний кут розвалу під час відбою, можуть зменшити знос шин та покращити якість керування.

У дослідженні було здійснено аналіз та порівняння характеристик кінематики для передніх підвісок двох типів: прямолінійної (RL) та підвіски MacPherson Strut (Mac).

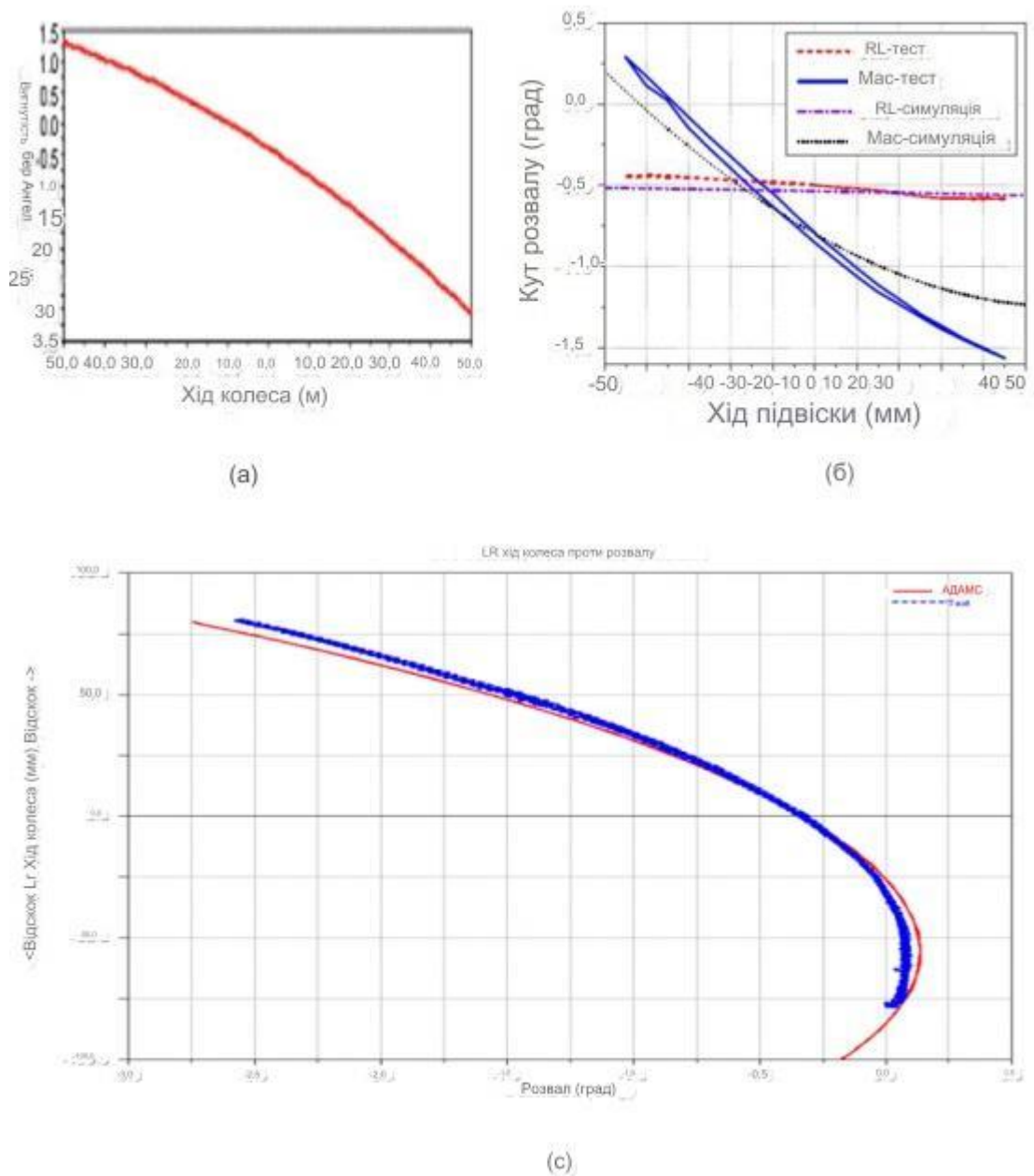


Рис. 3.5. Зміна кута розвалу колеса відносно ходу колеса: (а) для передньої багато зв'язкової підвіски, (б) для передньої підвіски Mac & RL, (с) для задньої підвіски з подвійними важелями.

Дослідження базувалося на даних, отриманих за допомогою симуляції ADAMS/Car, ілюстрації яких представлені на малюнку 3.5 (b). За результатами аналізу виявлено, що зміни в параметрах налаштування прямолінійної підвіски були менш виражені порівняно з системою Macpherson. Таким чином, дослідники зробили висновок про більшу ефективність прямолінійної підвіски у кінематичному аспекті порівняно з Macpherson. В іншому дослідженні, було розроблено деталізовану модель автомобіля ADAMS за допомогою ADAMS/Pre та тестових даних. Автори порівняли поведінку підвіски цієї віртуальної моделі з реальними автомобілями. Графік порівняння кута розвалу задньої підвіски з подвійними важелями можна переглянути на малюнку 3.5 (c).

Сумарний кут визначається як диспаратет між довжинами, вимірними поперек передньої та задньої частин шин. Іншим визначенням кута сумарного є вимір того, наскільки внутрішньою або зовнішньою є передня крайка шини, при погляді згори. Надто високі значення позитивного чи негативного кута сумарного можуть спричинити стирання та знос бічних частин шини. Кут сумарного вважається позитивним (кут-in), коли передні частини шин розташовані ближче одна до одної, ніж задні. Навпаки, кут сумарний є негативним (Кут-out), якщо задні частини шин розташовані ближче одна до одної, ніж передні, що демонструється на малюнку 3.6.

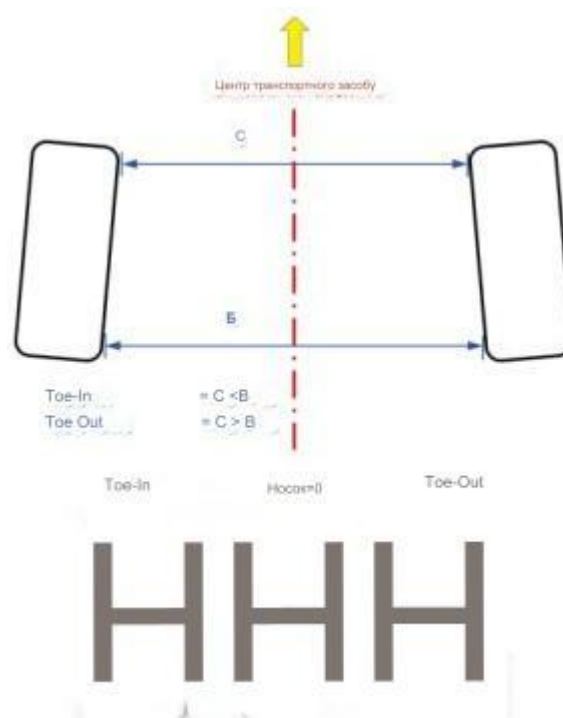


Рис. 3.6. Сумарний кут.

Взаємозв'язок між кутом сумарним та переміщенням колеса для різних типів підвісок детально розкривається нижче, на прикладі даних, що ілюструються на малюнку 3.7 (а), (б), (с). Згідно з графіками (а), (б) на малюнку 3.7, для передніх підвісок типу багатозв'язкова, прямолінійна та MacPherson, динаміка кута сумарного є ідентичною для всіх типів, а саме: вона виявляє негативний кут сумарний під час стиснення та позитивний кут сумарний під час відбою. Проте, в задній підвісці з подвійними важелями спостерігається протилежна поведінка кута сумарного, як видно на графіку (с) того ж малюнку, що сприяє зниженню ризику керування.

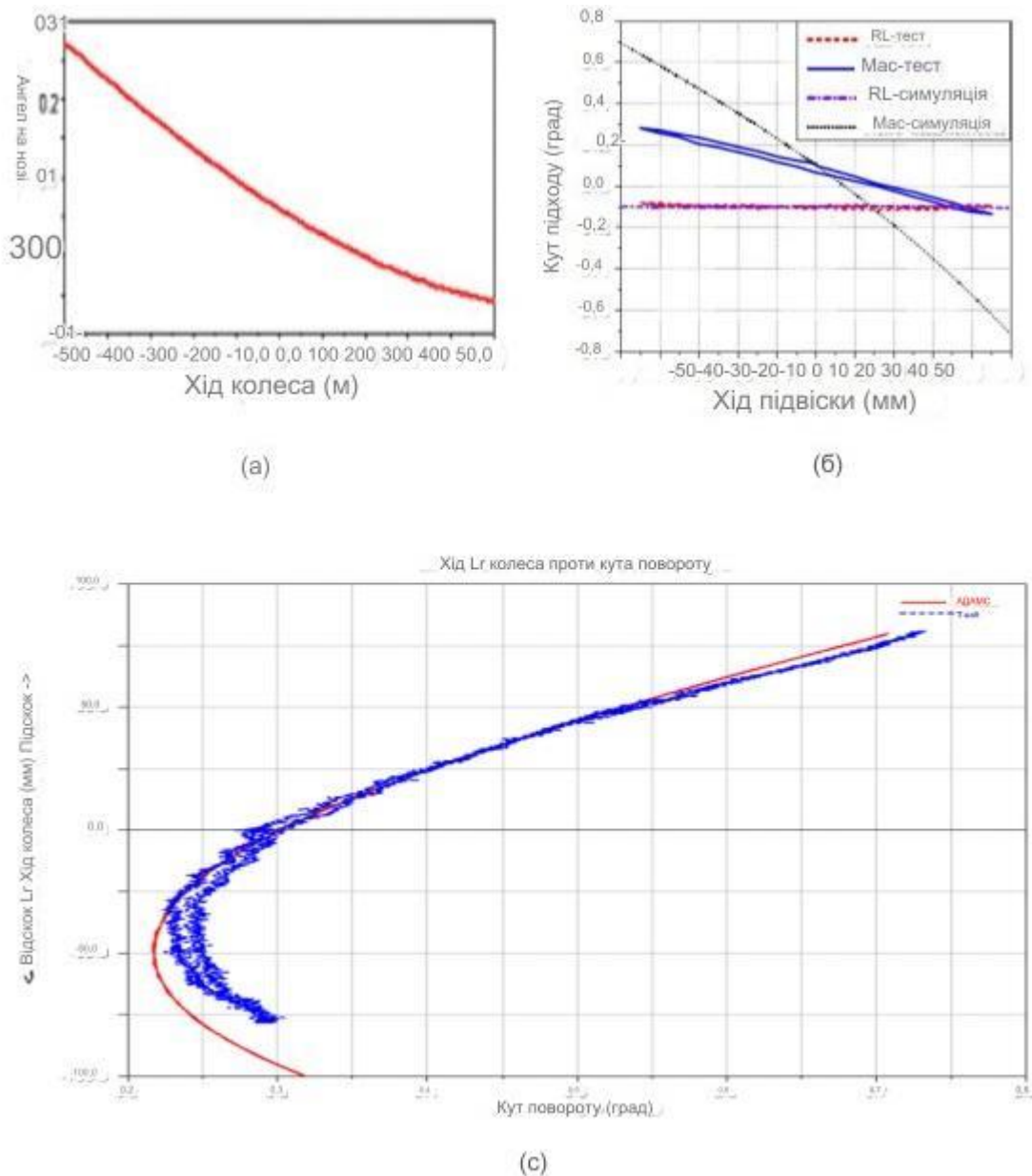


Рис. 3.7. Варіації кута сумарного колеса залежно від його переміщення (а) для передньої багатозв'язкової підвіски, (б) для передньої підвіски Mac & RL, (с) для задньої підвіски з подвійними важелями.

Кут нахилу шкворня, позначений як σ , є кутом між віссю керування EG та вертикальною лінією, що стосується поверхні дороги, демонструється на малюнку 3.8. Для сучасних легкових автомобілів цей кут зазвичай коливається в діапазоні від 11° до $15^\circ 30'$. Для точного визначення положення осі керування, відомої також як ось нахилу шкворня, необхідно знати розташування центральних точок E та G двох шарнірних з'єднань.

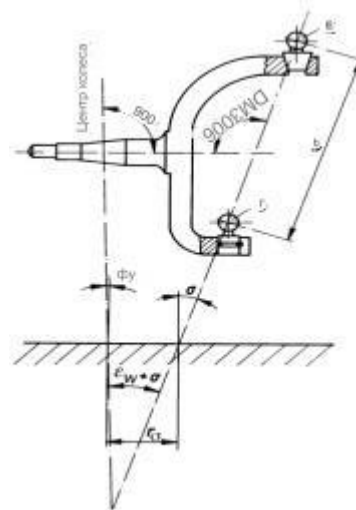


Рис. 3.8. Нахил шворня.

Кут розвалу визначається як відхилення осі керування від вертикалі, якщо дивитися збоку колеса, і виражається у градусах. Кут розвалу вважається позитивним, якщо верхня частина осі керування спрямована назад, та негативним, якщо вона спрямована вперед, що демонструється на малюнку 3.9. Головною метою цього параметра є забезпечення напрямної стійкості та поліпшення здатності керма повертатися у вихідне положення. Некоректно встановлений кут розвалу може призвести до збільшення зусиль при керуванні автомобілем і сприяти швидшому зносу шин.

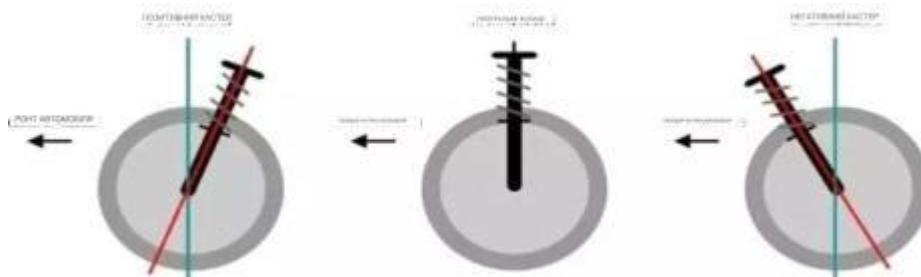
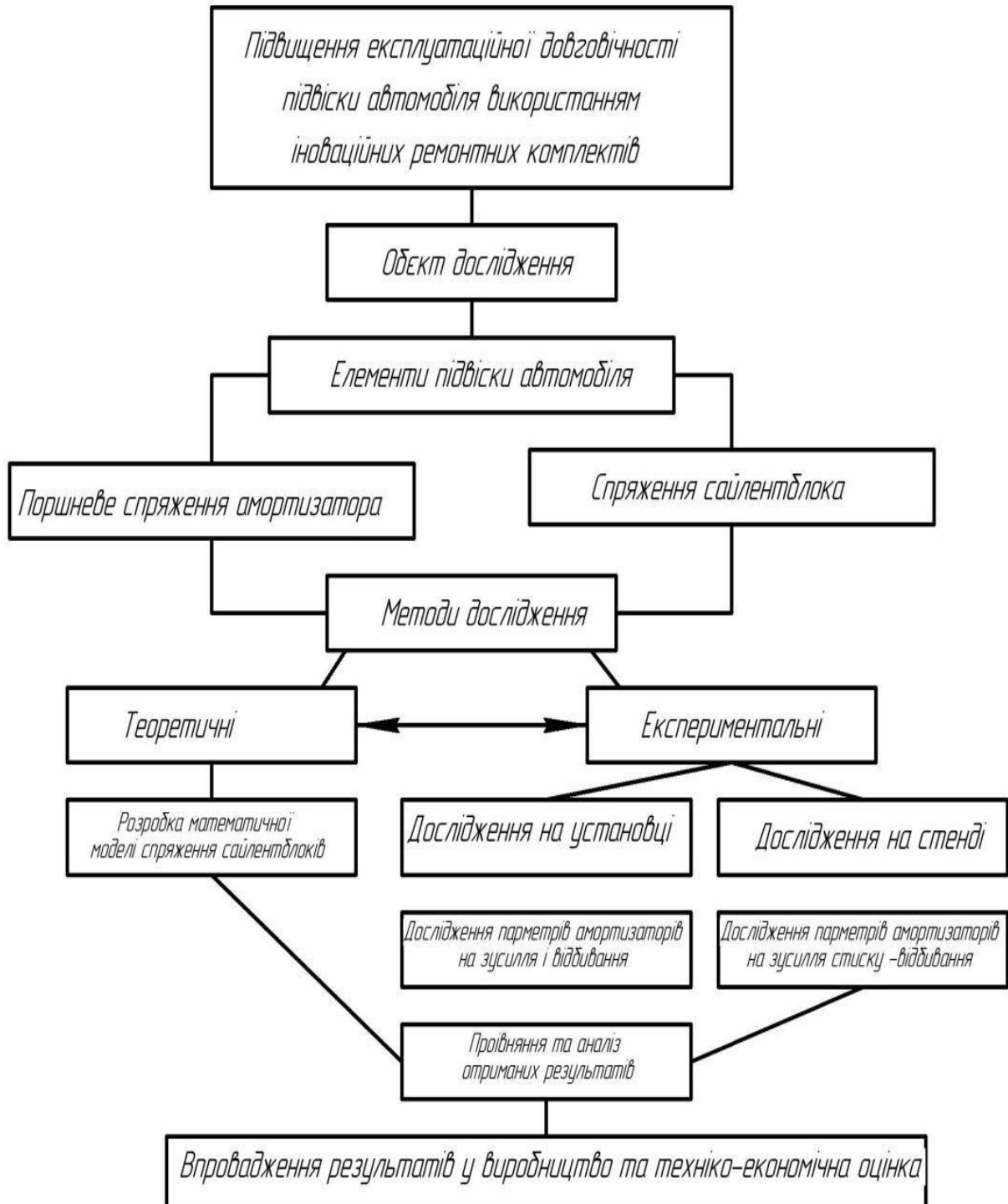


Рис. 3.9. Кут розвалу.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Місце та обставини реалізації експериментального аналізу

Оглядова діаграма методик аналізу зображена на ілюстрації 4.1.



4.1. Методики експериментів, застосовані в аналізі звичайних та модернізованих амортизаторів.

Для забезпечення збільшення тривалості експлуатації підвіски, а також забезпечення безпеки та комфорту при їзді, важливо розробляти конструкцію амортизаційних систем, використовуючи передові ремонтні набори. Такий набір включає дві новітні конструкції: у механізмі поршня та в гумово-металевому з'єднанні амортизатора.

У рамках дослідження першого елемента ремонтного набору було заплановано аналізувати вплив температурних показників та швидкості руху поршня в амортизаційному пристрої на силу стискання та розтягування, як у звичайних, так і у вдосконалених амортизаторах авто ВАЗ (див. ілюстрацію 4.2).



4.2. Амортизаційний пристрій авто ВАЗ.

Дані про технічні характеристики будови амортизатора представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Технічні характеристики будови амортизатора.

Найменування параметрів	Розмірність	2108-2915004-01
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 проведення експериментальних тестів аналізувалися зміни динамічних властивостей у залежності від температурних показників, а також вивчалось, як впливає температура на силу опору, що надає амортизатор.

Для звичайного та модернізованого амортизатора перед початком експерименту були виміряні параметри дросельної фази при розширенні та клапанної фази при стисканні за трьома рівнями температури: $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ та $+45^{\circ}\text{C}$. Конструкція заднього амортизатора виявилась регресивною, ефективною у поглинанні коливань та мінімізації нахилів кузова під час швидких маневрів, однак передає на кузов вібрації від нерівностей дороги. При низьких швидкостях руху поршня жорсткість виявилась середньою. Зі збільшенням швидкості та переходом амортизатора в клапанний режим, її величина слабо зменшується.

Після вимірювань параметрів звичайного амортизатора в фазі дроселювання під час відскоку та клапанної фази при стисненні за трьома температурними режимами $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ та $+45^{\circ}\text{C}$, амортизатор був акуратно розібраний та очищений від жиру. У конструкції амортизатора присутній поршень з фторопластовим ущільнювачем та гвинтовою канавкою (див. рисунок 4.3).



Рис. 4.3. Поршень з фторопластовим ущільненням та спіральною канавкою.

Вилучено фторопластовий ущільнювач. Місце установки ущільнювача на поршні було збільшено в глибину та ширину. На його місці вмонтовано металевий пружинний ущільнювальний вкладиш. Цей циліндричний пружинний ущільнювач виконуватиме роль лабіринтового ущільнення. Процес

навивки пружини здійснювався на пружино намотувальному автоматі моделі А520 з мідного дроту 65Г квадратного профілю зі стороною 1,4 мм. Цей апарат спеціалізується на виготовленні малих циліндричних та конусоподібних пружин з правою та лівою намотками, з рівним та змінним кроком, зі згорнутими та незгорнутими кінцевими витками (див. рисунок 4.4).



Рис. 4.4. Вкладиш пружини на утримувачі після циліндричного шліфування.

Після того, як пружина була намотана на пружино намотувальному обладнанні, вона обробляється ззовні шліфувальними засобами, обрізається до потрібної довжини, обробляється кінцевими поверхнями та встановлюється на поршень амортизатора (див. рисунок 4.5). Ущільнювач пружини був ретельно очищений за допомогою бензину, а потім продутий стисненим повітрям.



Рис. 4.5. Скомпонований поршень з мідним ущільнювальним пружинним вставним елементом.

Задній амортизаційний пристрій був повторно складений з використанням нової багатосезонної амортизаторної рідини AeroShell Fluid 1, яка являє собою композицію легкоплінних нафтових олій з додаванням 8-10% силіконових сполук.

4.2 Покращення сайлентблоку амортизатора шляхом використання ковзного підшипника з пружинним вставним елементом

У другій частині ремонтного набору – сайлентблоці амортизатора для зниження навантажень, що руйнують гумову вставку, використовується ковзний підшипник з конусоподібним пружинним вставним елементом, вмонтованим у оброблений отвір втулки сайлентблоку. Така конструкція підшипника дозволить гумовій вставці сайлентблоку амортизатора не піддаватися скручуванню, а витримувати лише радіальні навантаження, тим самим функціонуючи як амортизатор, що в кінцевому підсумку збільшить його використовувану довговічність.

В сайлентблоці амортизатора були внесені такі модифікації:

Алюмінієву вставку сайлентблока було оброблено до діаметра 18,3 мм, (див. ілюстрацію 4.6).



Рис. 4.6. Оброблений внутрішній діаметр алюмінієвої вставки сайлентблока.

Створена сталеві втулка, у якій було сформовано отвір для монтажу пружинного конусоподібного вставного елемента, (див. рис. 4.7).

Вставка зафіксована у сайлентблоці.

Створено конусоподібний пружинний вставний елемент.

Конусоподібний пружинний вставний елемент вворушується у вставку, оскільки вона має бортики уздовж внутрішнього діаметра.

Процес виробництва пружинного вставного елемента включає типові операції, включаючи термічну обробку.

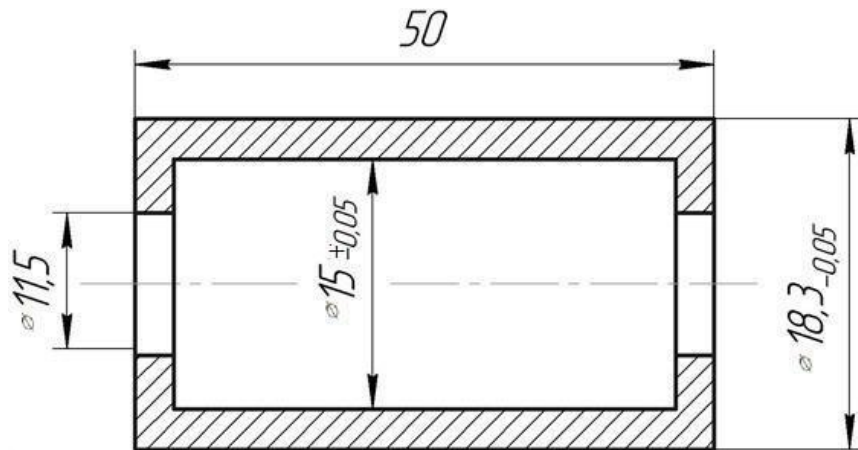


Рис. 4.7. Сталева вставка для конусоподібного пружинного вставного елемента.

Конусоподібний пружинний вставний елемент був виготовлений на пружинонамотувальному обладнанні моделі А520 з мідного дроту 65Г квадратної форми зі стороною квадрата 1,4 мм. Конусна пружина у сайлентблоці призначена для розвантаження гуми сайлентблока від напружень, які виникають через зміни навантаження на автомобіль, а також через сили стискання та відбою, які з'являються на нерівних дорогах.

Через те, що сайлентблок фіксується нерухомо, у його гумовій вставці утворюються напруження, які можуть привести до її розриву. Таким чином, пружинний вставний елемент при зміні навантаження обертається в необхідному напрямку, тим самим розвантажуючи напруження в гумовій вставці сайлентблока. У цій конструкції гумова вставка сайлентблока призначена виключно для поглинання зусиль, а не для роботи під скручуванням.

В результаті цього збільшується тривалість використання сайлентблока, який часто ламається значно раніше, ніж сам амортизатор. Набір для ремонту та заміни сайлентблока показано на ілюстрації 4.8.

Результати вимірювань змін у діаметрі конусоподібного пружинного вставного елемента під час застосування осьового навантаження (див. рис. 4.9).

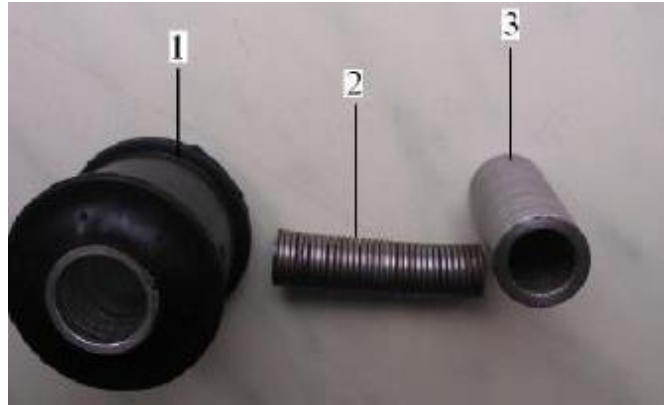


Рис. 4.8. Набір для ремонту частин оновленого сайлентблока: 1 – сайлентблок, 2 – конусоподібний пружинний вставний елемент, 3 – сталева вставка

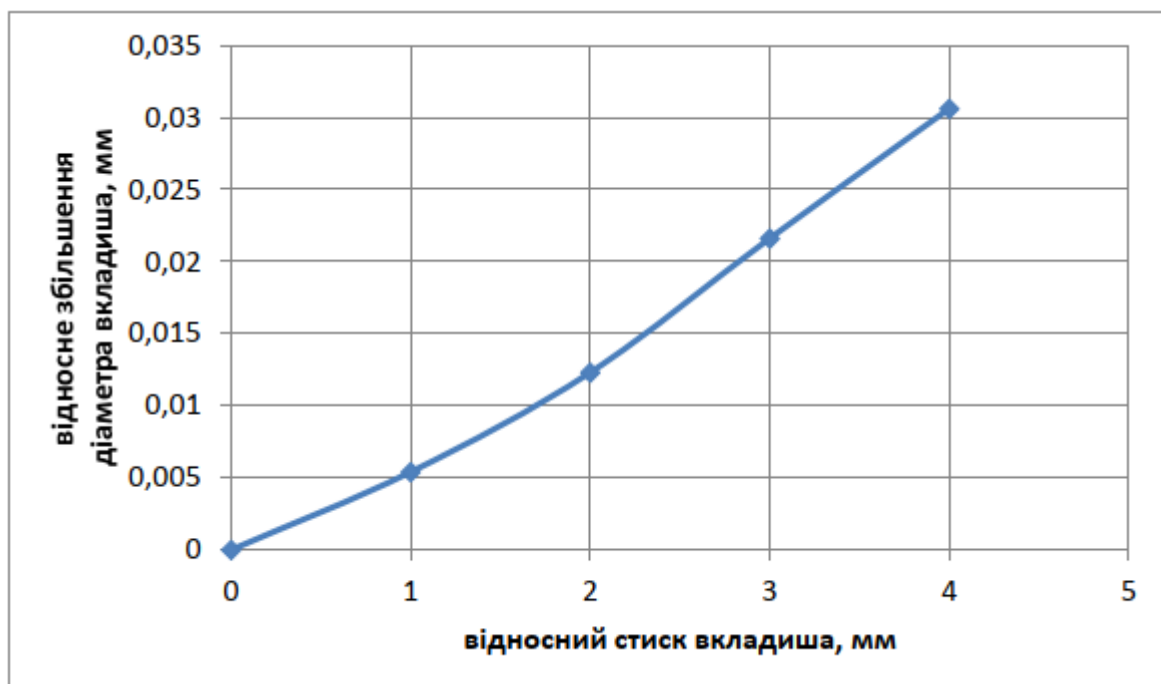


Рис. 4.9. Експериментальний профіль конусоподібного пружинного вставного елемента підшипника сайлентблока.

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

Після проведення обчислень за зазначеною раніше методикою були складені діаграми, що демонструють експериментальні та обчислені залежності. З цих діаграм видно, що з урахуванням меж довірчих інтервалів відхилення складає 10%, що є прийнятним для значень у межах 0-1,5 мм (див. рис. 4.10).

Якщо об'єднати обчислені та експериментальні діаграми для циліндричних та конусоподібних пружинних вставних елементів ковзних

підшипників при відповідному руху (див. рис. 4.11), то можна побачити, що обчислювальні та експериментальні графіки конусоподібного пружинного вставного елемента майже співпадають і розташовані між аналогічними графіками циліндричного пружинного вставного елемента.

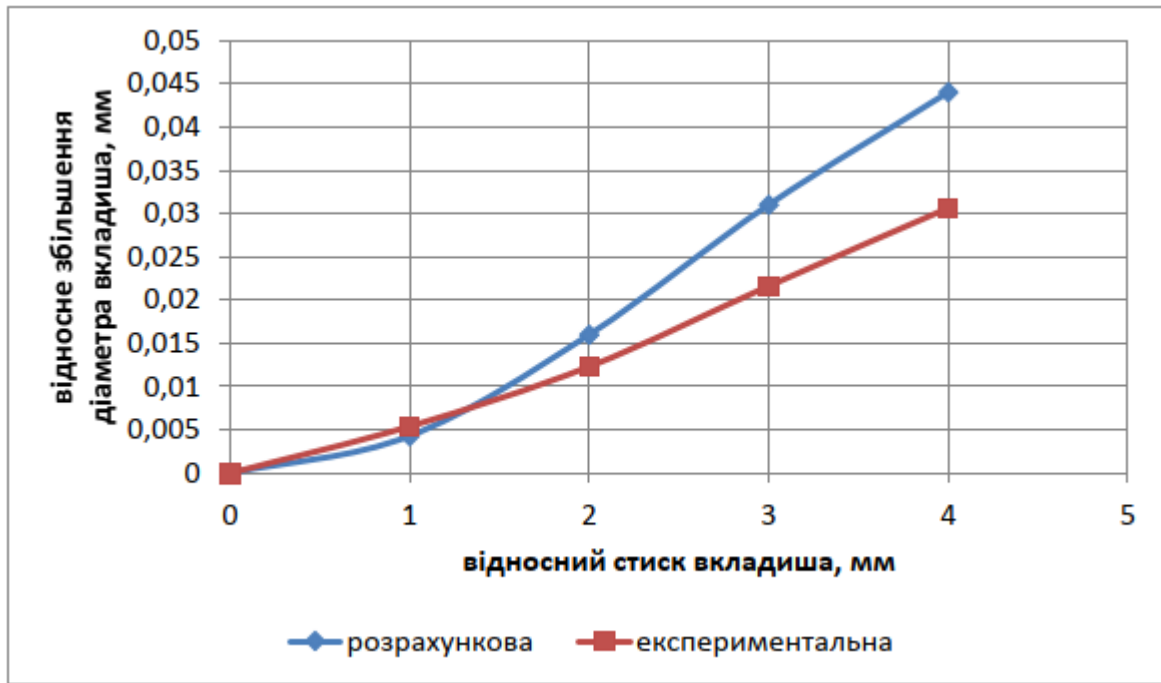


Рис. 4.10. Порівняння показників конусоподібного пружинного вставного елемента підшипника сайлентблока (обчислені та експериментальні)

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

Обчислювальні та експериментальні лінії для конусоподібного пружинного вставного елемента точніше відображають зміни, які відбуваються під час функціонування пружинного вставного елемента.

Ковзний підшипник з конусоподібним рухомим пружинним вставним елементом у ненавантаженому вигляді має натяги на половинах довжини робочих поверхонь у місцях з'єднання осі-пружинний вставний елемент та «вставка-пружинний вставний елемент». Під час обертання у певному напрямку, натяг у з'єднанні ось - пружинний вставний елемент зменшується до нуля і навіть може утворити зазор. Тоді як у сполученні вставка-пружинний вставний елемент натяг досягає свого максимуму. У такий момент пружинний вставний елемент разом з вставкою повертається на осі.

При обертанні в протилежному напрямку, ситуація відбувається навпаки: з'єднання «ось-пружинний вставний елемент» зазнає максимального натягу, тоді як у сполученні «вставка-пружинний вставний елемент» утворюється зазор, і підшипник обертається всередині нього. Конусоподібний пружинний вставний елемент забезпечує дотримання однієї з основних умов роботи підшипника – підтримання пружного натягу на робочій поверхні. Інша важлива умова, герметизація робочих просторів для попередження окисних процесів, реалізується через застосування сальникових ущільнень (див. рис. 4.11).

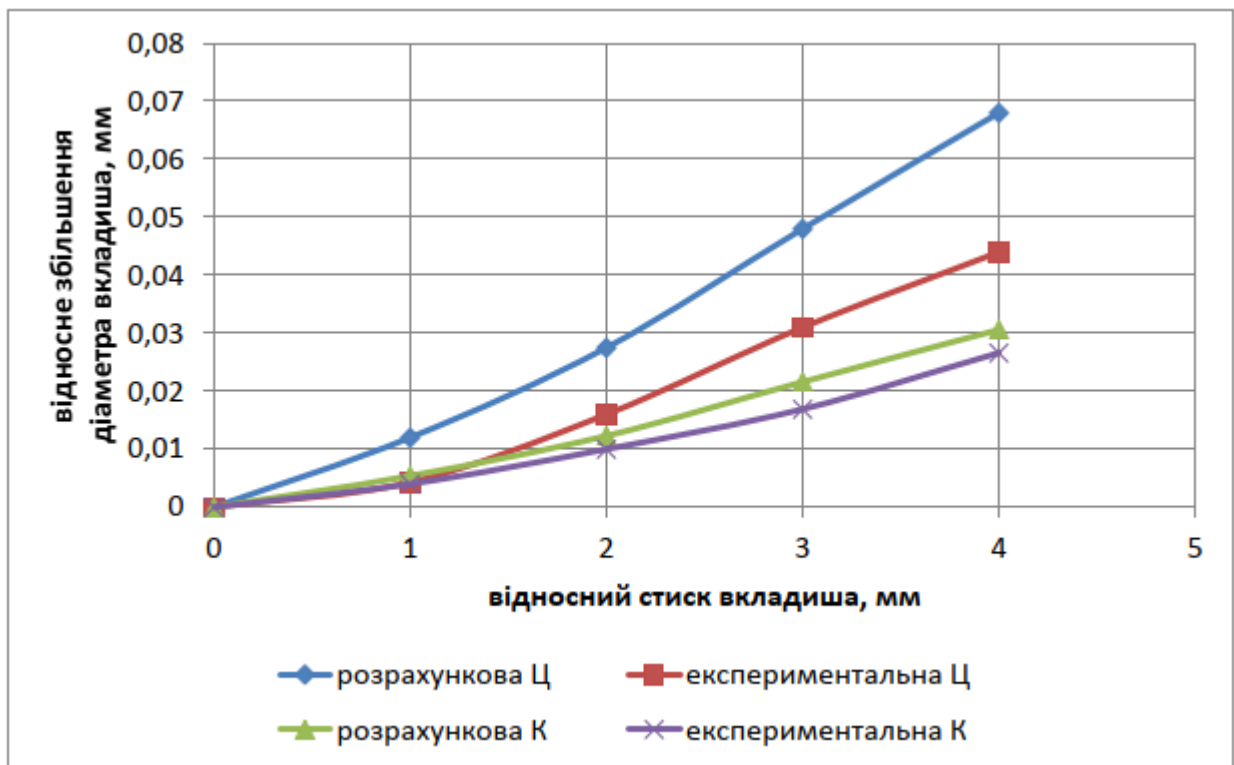


Рис. 4.11. Порівняльні показники циліндричних та конусоподібних пружинних вставних елементів підшипника сайлентблока.

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

4.3 Оперативні тести амортизаторів із наборами для ремонту

У рамках практичних випробувань ремонтні набори, що включають сайлентблок і поршневе ущільнення, були вмонтовані в задні амортизатори легкових авто ВАЗ 2115 2012 року випуску ГАЗ 3302.

Наприклад, перед монтажем інноваційного набору для ремонту в задню підвіску авто, була зафіксована інформація про пробіг транспортного засобу, який становив 67520 км. Амортизатори, що були на автомобілі до цього часу, потребували заміни. Тестування відбувалося на авто, які використовувалися в різних умовах дороги з різними видами дорожнього покриття. Використання машини відбувалося удень і вночі в зимовий та літній періоди, при цьому водій не змінювався. Визначення зносу сайлентблока амортизатора здійснювалося після накопичення пробігу в 25, 50, 75, 100 та 125 тис. км.

Під час аналізу амортизатора після проходження значної дистанції, не було виявлено помітних змін у зовнішньому вигляді сайлентблоків, а також розмірних відхилень між правим та лівим амортизаторами. Не було виявлено також витоків рідини з баків.

Виміри зносу деталей здійснювали за допомогою спеціально розробленого інструменту з циліндричним зондом та мікрометром МК 25-1. Оскільки зазвичай правий амортизатор зазнає більшого зносу ніж лівий через різні негативні фактори, такі як перетинчасті нерівності на дорозі, пересування правим колесом по обочині та інші, порівняння зносу виконувалося переважно для правого амортизатора.

Оцінка змін технічного стану звичайного сайлентблока визначалася через відсоток розрушення поверхні гумової вставки, тоді як для сайлентблока, запропонованого в наборі для ремонту, – через величину переміщення болта затискання металевої вставки для врівноваження виникаючого зазору в з'єднанні підшипника. Критичні величини структурних параметрів технічного стану порівнюваних сайлентблоків встановлені з використанням методів математичної статистики, заснованих на реальних станах.

При досягненні пробігу в 130 тис. км сталася поривка гумової вставки сайлентблока правого амортизатора, і знос у місці з'єднання досяг 1,5 мм. Це зробило подальше використання неможливим. Знос з'єднань сайлентблоків лівого та правого амортизаторів із наборами для ремонту показано на ілюстрації 4.12.

Через те, що зазвичай правий амортизатор піддається більшому зносу ніж лівий через кілька несприятливих факторів, таких як поперечні нерівності на

дорозі, виїзд правого колеса на обочину тощо, аналіз зносу стандартних та інноваційних сайлентблоків зосереджувався переважно на правому амортизаторі.

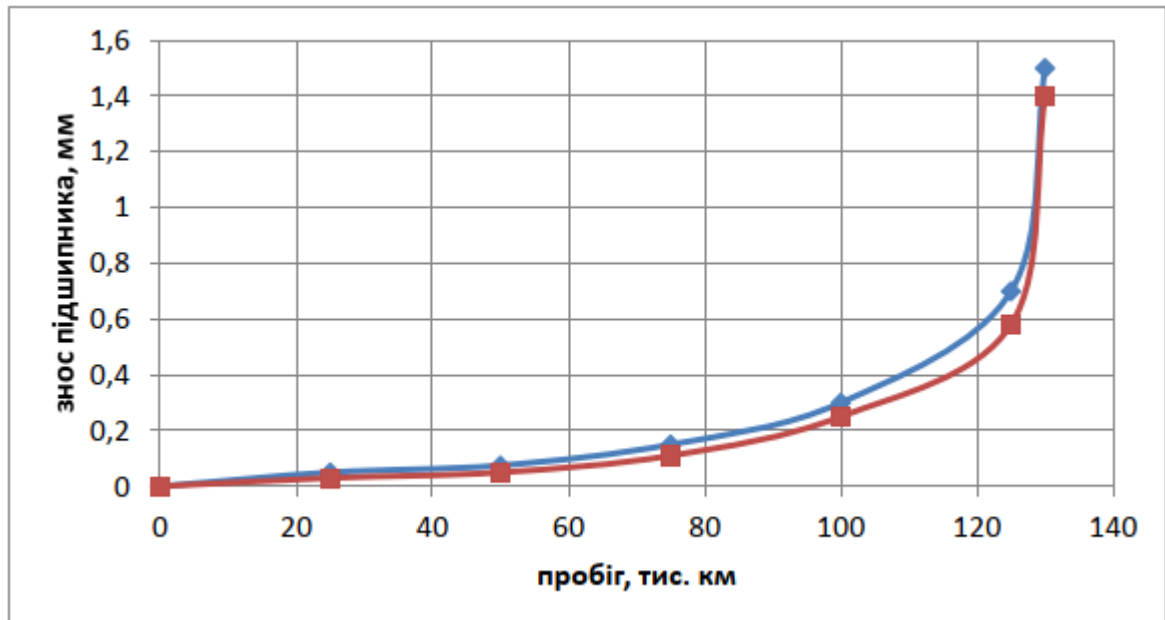


Рис. 4.12. Діаграми варіацій технічного стану сайлентблоків правого та лівого амортизаторів залежно від пробігу авто

Знос стандартного амортизатора вимірювався за відсотком пошкодження поверхні гумової вставки.

Порівняльний аналіз варіацій стандартних та модифікованих сайлентблоків правих амортизаторів (найменш тривалого терміну служби) залежно від пробігу авто показано на ілюстрації 4.13.

Зафіксовано (див. ілюстрацію 4.13), що звичайний амортизатор в середньому працює до відмови 68-70 тис. км. Термін служби автомобілів із наборами для ремонту варіювався від 115 до 130 тис. км.

Порівняння діаграм для звичайних та удосконалених правих амортизаторів показує, що знос усіх амортизаторів залежить від пробігу, але граничний знос модернізованих амортизаторів настає значно пізніше. Тривалість служби пропонованих сайлентблоків амортизатора в 1,5...2 рази більша, ніж у звичайних.

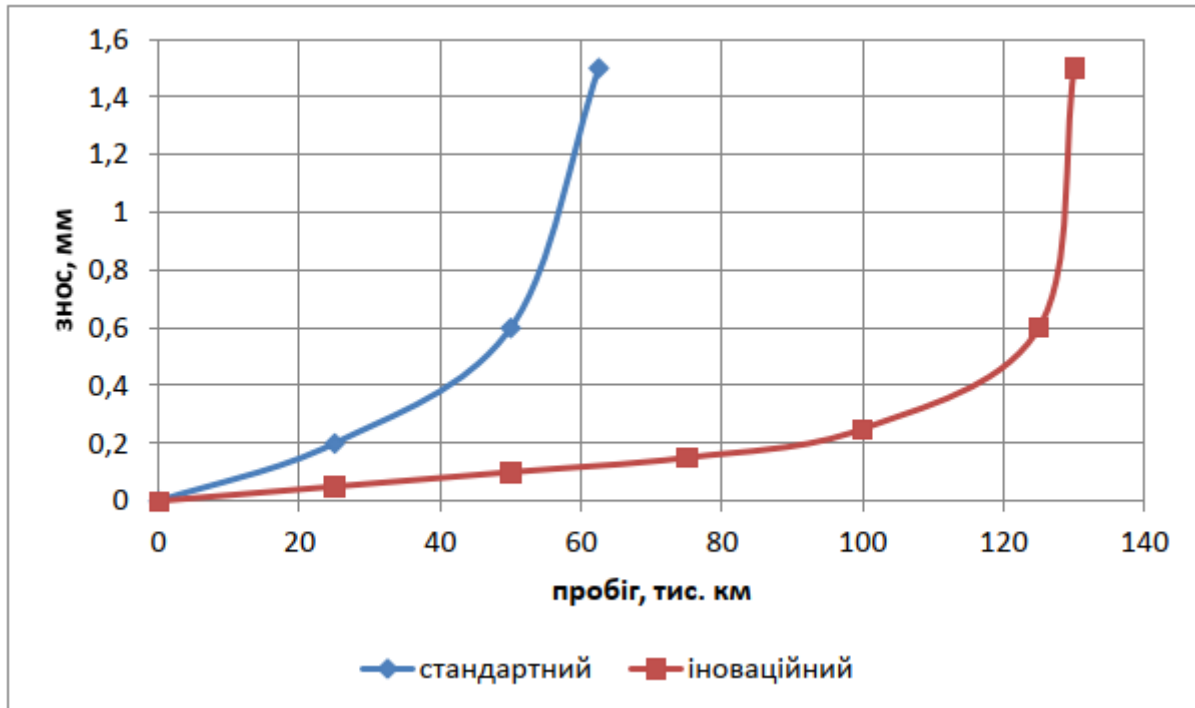


Рис. 4.13. Діаграми варіацій технічного стану сайлентблоків правих амортизаторів залежно від пробігу транспортного засобу: 1 - звичайний правий, 2 - модернізований правий.

4.4 Реалізація модернізованих наборів для ремонту

Модернізовані набори для ремонту можуть включати ковзні підшипники, які оснащені як конусоподібними, так і циліндричними пружинними вставками.

Необхідність високої точності виробництва стандартного з'єднання вимагає застосування точного обладнання та коштовного інструментарію, що не є економічно виправданим для виробництва пружинного вставного елемента та деталей, які з ним з'єднуються. Тому було запропоновано виготовити пружинний вставний елемент у формі конуса, а інші поверхні деталей, які з ним з'єднуються, виконати у циліндричній формі.

В дизайн поршня амортизатора було внесено зміни, пов'язані з поршневим кільцем, яке виготовлено у формі спіральної циліндричної пружини з загнутими кінцями. Матеріал для такого кільця – це дріт квадратного перерізу зі сталі 65Г, який покритий міддю.



Рис. 4.14. Задній амортизатор авто ВАЗ:

набір для ремонту поршня з ущільнювачем у вигляді спіральної циліндричної пружини квадратного профілю з загнутими кінцями.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Основні поняття та призначення пожежної безпеки

Пожежа — це неконтрольоване горіння поза спеціальним осередком, що розповсюджується в часі і просторі та створює загрозу життю і здоров'ю людей, навколишньому середовищу, призводить до матеріальних збитків.

Пожежна безпека — це комплекс організаційних заходів та технічних засобів, спрямованих на попередження та гасіння пожежі.

Правовою основою діяльності в області пожежної безпеки є Кодекс цивільного захисту України та інші закони України, постанови Верховної Ради України, Укази і розпорядження Президента України, постанови і розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів державної виконавчої влади, місцевого і регіонального самоврядування, прийняті в межах їхньої компетенції. Кодекс цивільного захисту визначає загальні правові, економічні і соціальні основи забезпечення пожежної безпеки на території України, регулює відносини державних органів, юридичних і фізичних осіб у цій області незалежно від виду їхньої діяльності і форм власності.

До нормативно-правових актів з питань пожежної безпеки відносяться стандарти, правила пожежної безпеки, норми, положення, статuti, інструкції, переліки та інші документи, в яких містяться вимоги пожежної безпеки. В Україні створений Державний реєстр нормативних актів з питань пожежної безпеки.

Правила пожежної безпеки – це комплекс положень, що визначають вимоги й встановлюють норми пожежної безпеки при будівництві та (або) експлуатації об'єкта.

Нині у державі діють "Правила пожежної безпеки в Україні". Вони є обов'язковими для виконання всіма центральними і місцевими органами державної виконавчої влади, підприємствами, установами, організаціями (незалежно від виду їхньої діяльності і форм власності), посадовими особами і громадянами.

Забезпечуючи пожежну безпеку, варто також керуватися стандартами, будівельними нормами, правилами улаштування електроустановок (ПУЕ), нормами технологічного проектування та іншими нормативно-правовими актами, що регламентують вимоги пожежної безпеки.

Пожежі є суттєвою проблемою для багатьох країн світу, у більшості з яких кількість пожеж зростає. Одночасно збільшуються економічні, екологічні, соціальні втрати від них, зростає кількість жертв. Навіть у тих країнах, де досягнуті значні успіхи щодо зменшення кількості пожеж, вони продовжують завдавати великих збитків.

Значно розширилися і постійно зростають масштаби господарської діяльності людини. Простежується загальна закономірність: чим інтенсивніше розвивається суспільство, наука і техніка, тим більш актуальною є проблема пожеж і стану пожежної безпеки. Щороку на Землі виникає понад 6 мільйонів пожеж. З них близько 40 тисяч – в Україні.

Пожежна небезпека постійно зростає. Ще декілька десятиліть тому назад не виникали пожежі на об'єктах атомної енергетики, в обчислювальних центрах і комп'ютерних системах, на космічних кораблях, оскільки ці об'єкти тільки проектувалися й будувалися.

На підвищення рівня пожежної небезпеки промислових об'єктів значно впливає зростання енергооснащеності виробництв, збільшення щільності транспортних комунікацій, підвищення рівня температур і тиску в технологічному устаткуванні, використання нових видів полімерних матеріалів з підвищеними показниками пожежної небезпеки. Крім того, у сучасних виробництвах разом зі зменшенням ймовірності виникнення пожеж, збільшується тяжкість наслідків від них.

На зростання числа пожеж впливає випуск і використання пожежонебезпечних електричних приладів і виробів, опалювальних установок і обладнання, їхній некваліфікований монтаж, експлуатація і ремонт, використання значної кількості легкозаймистих і горючих матеріалів під час будівництва й облицювання будинків. Аналіз виявив, що досягнення гранично допустимих значень небезпечних факторів пожежі виникає через 5–10 хв з моменту її виникнення, а втрата несучої здатності будівельних металевих

конструкцій – через 10–15 хв. При цьому середній час початку ефективних дій пожежних підрозділів складає 20–25 хв.

Для сучасної пожежі характерно її швидкий розвиток. За лічені хвилини безповоротно можуть бути втрачені цінності, на відновлення яких потрібні роки, може виникнути реальна загроза життю і здоров'ю людей. Як швидко поширюється пожежа в приміщенні офісу з комп'ютером і документами видно із рис. 5.1.

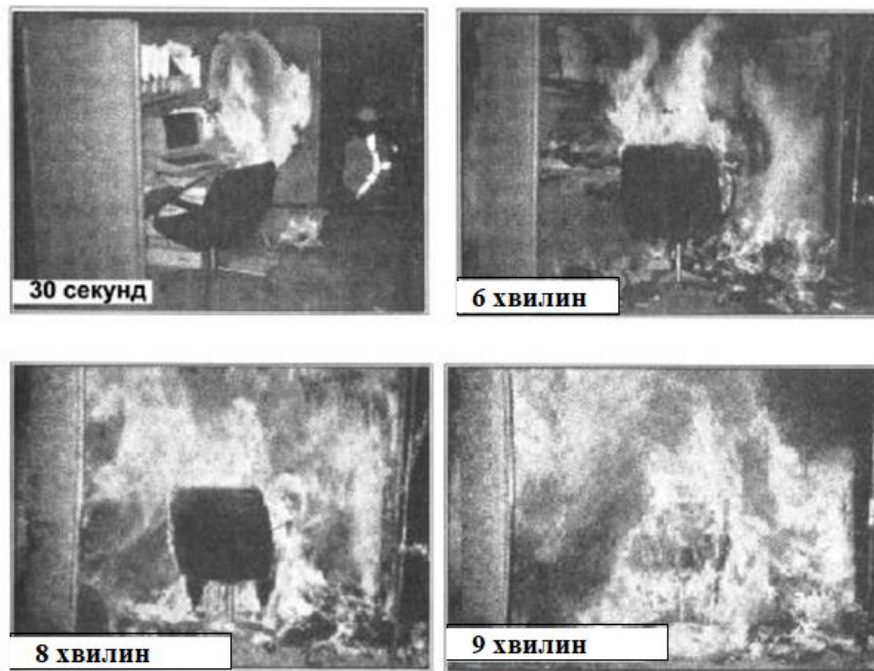


Рис. 5.1. Поширення пожежі у сучасному офісі

Щодня в нашій країні виникає понад 100 пожеж, в яких гине 5–6 чоловік. Наносяться значні матеріальні збитки (прямі та побічні збитки від пожеж складають близько 2,0 млрд. грн на рік). Статистичні дані свідчать про те, що найпоширенішими причинами пожеж в Україні є: необережне поводження з вогнем (30–40%), порушення правил монтажу та експлуатації електроустановок і побутових електроприладів (20–25%); порушення правил монтажу та експлуатації приладів опалення (10–15%); пустощі дітей з вогнем (близько 10%).

Основні причини виникнення пожеж в Україні наведені на рис. 5.2. На виробництві такими причинами є: необережне поводження з вогнем; незадовільний стан електротехнічних пристроїв та порушення правил їх монтажу й експлуатації; порушення режимів технологічних процесів;

несправність опалювальних приладів та порушення правил їх експлуатації; невиконання вимог нормативно-правових актів з питань пожежної безпеки.

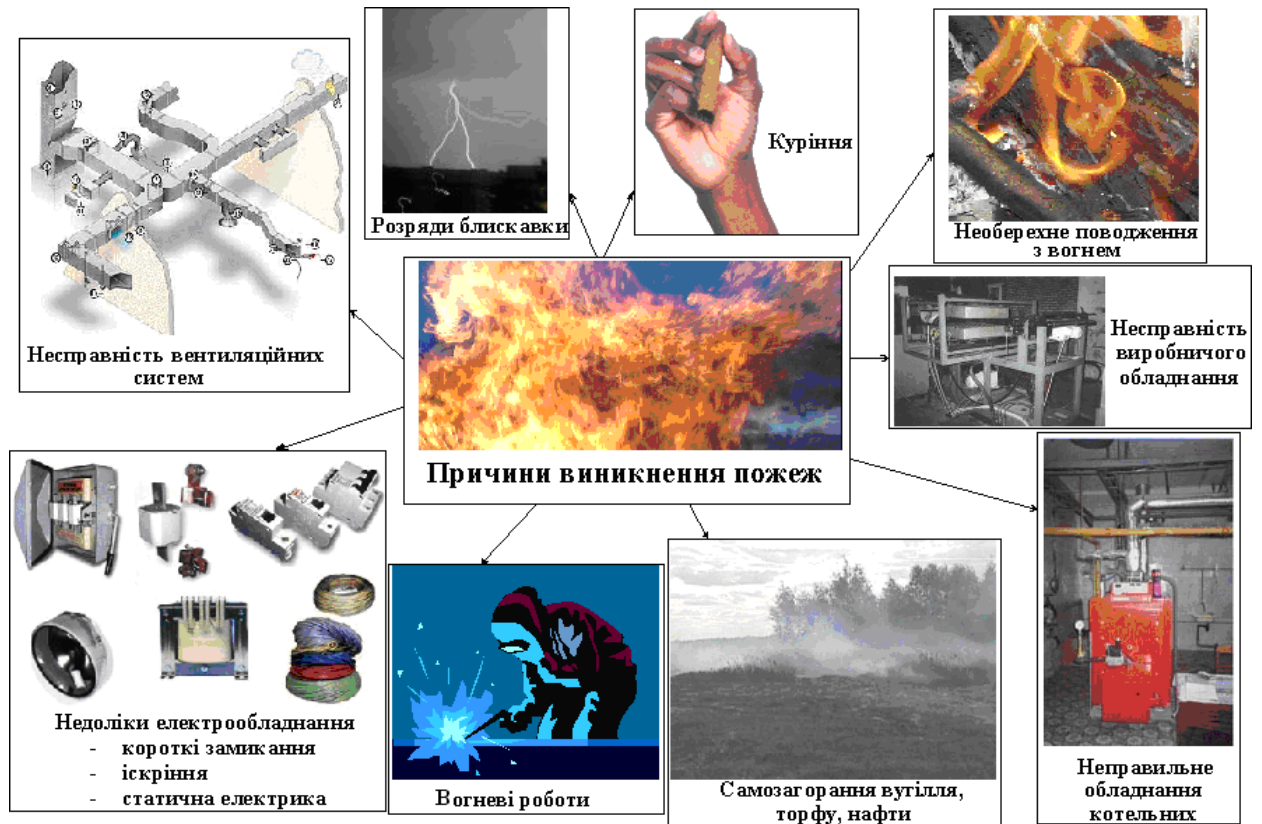


Рис. 5.2. Основні причини виникнення пожеж.

5.2 Хімічно небезпечні об'єкти

Хімічно небезпечний об'єкт (ХНО) — промисловий об'єкт (підприємство) або його структурні підрозділи, де знаходяться в обігу (виробляються, переробляються, перевозяться, завантажуються або розвантажуються, використовуються у виробництві, розміщуються або складуються постійно чи тимчасово, знищуються тощо) одна або декілька небезпечних хімічних речовин (НХР).

На території України є близько 2 тис. хімічно небезпечних об'єктів, в зонах їх розміщення проживає понад 22 млн. чоловік. Небезпека функціонування цих об'єктів пов'язана з імовірністю аварійних викидів (вилиттів) великої кількості сильнодіючих отруйних речовин (СДОР) за межі об'єктів, оскільки на багатьох із них зберігається 3—15 добовий запас хімічних речовин.

До хімічно небезпечних об'єктів відносяться:

заводи і комбінати хімічних галузей промисловості, а також окремі установки і агрегати, які виробляють або використовують сильнодіючі отруйні речовини;

заводи або їх комплекси по переробці нафтопродуктів;

виробництва інших галузей промисловості, які використовують СДОР;

підприємства, які мають оснащені холодильні установки, водогінні станції та очисні споруди, що використовують хлор або аміак;

залізничні станції і порти, термінали і склади, де концентруються СДОР;

транспортні засоби, контейнери, автоцистерни, танкери, що перевозять хімічні продукти;

склади і бази із запасами пестицидів і агрохімікатів для сільського господарства.

В світі використовується у промисловості, сільському господарстві і для побутових цілей близько 6 млн. токсичних речовин. З них у великих кількостях виробляється більше 500 речовин.

Розрізняють основні 5 груп сильнодіючих отруйних речовин (табл. 5.1).

Таблиця 5.1. Основні групи СДОР та їх характеристика

Група	Характеристика	Типові представники
1	Рідкі легкі СДОР, які зберігаються в ємностях під тиском (стиснуті і зріджені гази)	Хлор, сірчаний газ, сірководень, фосген, бромистий метил, окислювачі вуглецю
2	Легкі леткі СДОР, які зберігаються в ємностях без тиску	Нітро- і аміносполуки ароматичного ряду, синильна кислота, нітрин акрилової кислоти, тетраетил свинцю, хлорна суміш, дифосген, дихлоретан, хлорпікрин

3	Кислоти, які димлять	Сірчана кислота з щільністю понад 1,87 г/см ³ і більше, азотна — з щільністю 1,4 г/см ³ і більше, хлорсульфонова і плавикова кислоти; хлорангідриди сірчаної, сірчистої і піросірчаної кислот
4	Сипучі і тверді нелегкі СДОР і речовини, які зберігаються при температурі до 40 °С	Сулема, арсеністий ангідрид, фосфор жовтий, алкоїди, арсенат кальцію і натрію, арсенід кальцію
5	Сипучі і тверді легкі СДОР і речовини при температурі зберіганні до 40 °С	Солі синильної кислоти, ціаніста і оксидціаніста ртуть, ціаніста мідь, етилмеркурфосфат, етилмеркурхлорид, меркуран

В табл. 5.2 наведено деякі поширені СДОР та їх ГДК.

Таблиця 5.2. ГДК деяких СДОР.

№ п/п	Сильно діючі отруйні речовини	ГДК, мг/ м ³
1	2	3
1	Аміак	20
2	Азотна кислота	5
3	Анілін	0,1
4	Ангідрид сірчаний	10
5	Ангідрид оцтовий	5
6	Ацетонціангідрид	0,9
7	Бензол	5
8	Бензол хлористий	0,5
9	Бром	0,5
10	Бромбензол	3
11	Бромистий гептил	0,5

12	Гідрозингідрат	0,1
13	Діметиламін	1
14	Діхлоретан	10
15	Метанол	5
16	Метил акрилат	20
17	Метил бромистий	1
18	Метил хлористий	5
19	Нітрид акрилової кислоти	0,5
20	Олеум	1
21	Пропілен оксид	1
22	Перекис водню	1,4
23	Перхлоретилен	10
24	Соляна кислота	5
25	Сірководень	10
26	Сірковуглець	1
27	Трихлор силон	1
28	Трихлор етилен	10
29	Толуол	50
30	Оцтова кислота	5
31	Фосген	0,5
32	Фтористий водень	0,5
33	Фурфурол	10
34	Хлор	1
35	Хлорпикрин	0,7
36	Хлорбензол	50
37	Хлорсульфанова кислота	1
38	Хлороформ	5
39	Окисли етилену	1

Для кількісної характеристики токсичних властивостей конкретних СДОР при їх дії через органи дихання людини застосовуються такі токсичні дози: гранично допустима, порогова, середня та смертельна.

Гранично допустима токсична доза (ГДК) — доза (концентрація), при якій симптоми отруєння ще не настали.

Середня порогова доза — доза, яка викликає початкові симптоми ураження СДОР у 50 % уражених.

Середня доза — доза, яка призводить до виходу із ладу 50 % уражених.

Середня смертельна доза — доза, яка призводить до загибелі 50 % людей або тварин при 2—4 годинній інгаляційній дії.

В залежності від кількості людей, які проживають на території, що прилегла до ХНО, та можуть бути уражені, об'єкти класифікуються за ступенями хімічної небезпеки (табл. 5.3).

Таблиця 5.3. Класифікація ХНО за ступенями хімічної небезпеки.

Ступінь хімічної небезпеки	Кількість людей, що можуть бути уражені (кількість ХНО в Україні)
I	понад 75 тис. чол. (76 об'єктів)
II	40—75 тис. чол. (60 об'єктів)
III	до 40 тис. чол. (1134 об'єкти)
IV	зона можливого хімічного зараження не виходить за межі об'єкту (540 об'єктів)

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі, присвяченій удосконаленню технологічного процесу ремонту підвіски легкових автомобілів з акцентом на дослідженні їх динамічних характеристик, було встановлено, що сучасні методи діагностики та ремонту підвіски значно підвищують ефективність обслуговування автомобілів. Акцент на динамічних характеристиках, таких як кут нахилу, розвалу, нахил шкворня та кут сумарний, дозволяє більш точно діагностувати та виправляти різні несправності підвіски, що сприяє підвищенню безпеки та комфорту під час водіння.

Розроблені у рамках дослідження методики удосконалення включають в себе впровадження передових технологічних рішень та інструментів, оновлення процедур діагностики та ремонту, а також підвищення кваліфікації технічного персоналу. Важливою складовою роботи є також оптимізація робочих процесів для забезпечення ефективності та економічності виконання ремонтних робіт.

Удосконалення процесу ремонту підвіски на основі дослідження їх динамічних характеристик дозволяє не тільки знизити ймовірність повторних поломок, але й продовжити термін служби основних вузлів автомобіля, сприяючи зниженню загальних витрат на його обслуговування та експлуатацію.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
2. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
3. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
4. Ляшук О.Л., Гудь В.З., Пиндус Ю.І., Левкович М.Г., Хорошун Р.В. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи магістра за освітньо-кваліфікаційним рівнем «магістр» галузі знань 27 «Транспорт» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2020. – 66 с.
5. Гевко І.Б. Техніко-економічне обґрунтування процесу механічної обробки з використанням комбінованого свердла-мітчика / І.Б.Гевко, Р.Я., Лещук, І.І.Стойко, Н.М.Марчук, М.Д.Сіправська // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.–Вип. 40.–Луцьк, 2018. С.21-31.
6. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. - Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 276 с.
7. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гудь В.З., Левкович М.Г., Сташків М.Я., Сіправська М.Д. - Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 544 с.
8. Конспект лекцій з курсу «Технології обслуговування автотransпортних засобів». / Р.В. Хорошун, О.Л. Ляшук, Н.Т. Навроцька. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ, 2021. – 194 с.
9. Ляшук О.Л. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / О.Л. Ляшук, В.М.Клендій, Р.В.Хорошун. – Тернопіль: Вид. ТНТУ – 2018. – С. 302.

10. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник – К.: Знання. 2003. – 511 с.
11. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: Підручник – К.: Знання. 2004. – 478 с.
12. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів. Технологія [Текст]: Підручник. / О.А. Лудченко. - Київ: Знання-Прес, 2007. - 527с.
13. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Левкович М.Г., Гудь В.З., Сташків М.Я., Сіправська М.Д. – Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 544 с.
14. Lyashuk, O., Levkovych, M., Vovk, Y., Gevko, I., Stashkiv, M., Slobodian, L., Pyndus, Y. The study of stress-strain state elements of the truck semi-trailer body bottom. Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2023, 118, 161-172. ISSN: 0209-3324. DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.11>.
15. Sokil, B., Lyashuk, O., Sokil, M., Vovk, Y., Lebid, I., Nevko, I., Khoroshun R Matviyishyn, A. (2022). Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. Communications, 24(3), B247-B258.
16. Охорона праці в галузі та цивільний захист: навчальний посібник / Ю. А. Гасило, О. А. Крюковська. К. О. Левчук, Р. Я. Романюк. — Кам'янське : ДДТУ, 2017. — 369 с.
17. Навчальний посібник «Техноекологія та цивільна безпека. частина «Цивільна безпека»» / автор-укладач В.С. Стручок– Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., – 156 с.
18. Охорона праці на автомобільному транспорті : навчальний посібник / Пістун І. П., Хом'як Й. В., Хом'як В. В. - 2-ге вид., стер. - Суми : Університетська книга, 2015. - 374 с.
19. Закалов, О.В. Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. – 322 с.