

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему «Підвищення якості контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Кредо Авто» місто Вінниця»

Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-19м спеціальності 274 –
Автомобільний транспорт
Ткачук В.В.

Керівник: канд. екон. наук, доцент
Огневий В.О.

Рецензент: _____

Вінниця – 2020 року

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Освітній ступінь – «Магістр»
Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри АТМ
д.т.н., професор Біліченко В.В.

«___» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Ткачуку Владиславу Валерійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення якості контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Кредо Авто» місто Вінниця»,

керівник роботи Огневий Віталій Олександрович, к.е.н., доцент.,

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

затверджені наказом ВНТУ від «25» вересня 2020 року № 214.

2. Строк подання студентом роботи: 26.11.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – легкові автомобілі; об'єкт дослідження – процес формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1 Науково-технічне обґрунтування розробок з підвищення якості контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах станції технічного обслуговування автомобілів тов «Кредо Авто»

2 Теоретичні передумови стендового методу контролю технічного стану амортизаторів АТЗ щодо забезпечення ними властивості шин створювати бічні реакції

3 Результати експериментальних досліджень контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею

4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

5 Економічна ефективність результатів дослідження

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
1-3 Тема, мета та завдання дослідження.

4 Статистика причин втрати працездатності гідравлічних амортизаторів

5 Графіки зміни бокових реакцій R_y в процесі коливань невіднесеної маси, викликаних переїздом колесом, яке рухається з кутом відводу через одиничну нерівність

6 Амортизатор передньої підвіски Ford Focus 2, встановлений на динамометричному стенді

7 Графіки бокових R_{yL} і нормальних R_{zL} реакцій, при переїзді колесом, яке рухається з кутом відведення 3° , через одиничну нерівність напівкруглого профіля, радіусом 0,04 м з кутовою швидкістю бігового барабана $V_x = 3,6$ м/с, при зміні технічного стану амортизатора

8 Графік залежності коефіцієнта λ_L зниження бокової реакції шини MICHELIN 195/95 R15 91H, від технічного стану амортизатора χ , отримані в процесі переїзду колесом, яке рухається з кутом відведення $\delta = 3^\circ$, одиничної нерівності напівкруглого профілю радіусом 0,03 м зі швидкістю $V_x = 3,6$ м/с.

9 Графіки зміни бокових реакцій R_y , на ділянці шляху $L = 5,6$ м, пройдену колесом, з кутом відводу шини $\delta = 3^\circ$ від моменту наїзду шини на одиничну нерівність зі швидкістю $V_x = 3,6$ м/с при показникові технічного стану амортизатора $\chi = 0\%$

10 Економічна ефективність результатів дослідження

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ		
Економічна частина	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Дембіцька С.В., доцент кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання « 28 » вересня 2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	29.09-04.10.2020	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	29.09-04.10.2020	
3	Обґрунтування методів досліджень	05.10-07.10.2020	
4	Розв'язання поставлених задач	08.10-21.11.2020	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	16.11-21.11.2020	
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	02.11-21.11.2020	
7	Виконання розділу «Економічна частина»	02.11-21.11.2020	
8	Нормоконтроль МКР	23.11-26.11.2020	
9	Попередній захист МКР	27.11-01.12.2020	
10	Рецензування МКР	03.12-08.12.2020	
11	Захист МКР	09.12-17.12.2020	

Студент _____ Ткачук В.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Огневий В.О.
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ АМОРТИЗАТОРІВ НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК ЗЧЕПЛЕННЯ ШИН З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ В УМОВАХ СТАНЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ТОВ «КРЕДО АВТО».....	12
1.1 Аналіз характеристик робочих процесів амортизаторів і їх математичних описів.....	12
1.2 Аналіз результатів досліджень по стійкості і керованості АТЗ.....	16
1.3 Оціночні показники ефективності роботи амортизаторів.....	21
1.4 Аналіз методів і засобів діагностики і контролю технічного стану підвіски і амортизаторів.....	23
1.4.1. Контроль технічного стану амортизаторів в складі підвіски АТЗ.....	23
1.4.2. Контроль технічного стану амортизаторів поза АТЗ.....	27
1.4.3 Тестові впливи на амортизатори при стендових методах контролю їх технічного стану.....	29
1.5 Аналіз діяльності СТО "КРЕДО АВТО".....	31
1.6 Дослідження ринку послуг СТО.....	34
1.7 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази ТОВ «Кредо Авто».....	38
1.7.1 Огляд існуючої структури виробничо-технічної бази.....	38
1.7.2 Аналіз і оцінка стану виробничо-технічної бази і ступеня використання виробничої потужності.....	39
1.8 Висновки до розділу 1.....	41
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ СТЕНДОВОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ АТЗ ЩОДО	

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НИМИ ВЛАСТИВОСТІ ШИН СТВОРЮВАТИ БІЧНІ РЕАКЦІЇ.....	43
2.1 Припущення, прийняті в розробленій моделі.....	43
2.2 Структурна схема системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса».....	45
2.3 Математична модель процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною і опорною поверхнею при переїзді колесом, яке рухається з кутами відведення, одиничної нерівності.....	46
2.3.1 Математичний опис процесу формування бічних реакцій R_y шини в режимі руху з кутом відведення	47
2.3.2 Математичний опис процесу формувань нормальних реакцій, що діють на шину від опорної поверхні.....	51
2.3.3 Описання процесу коливань підресореної і непідресореної мас.....	55
2.3.4 Математичний опис динаміки маси еластичної шини в околиці її плями контакту з опорною поверхнею.....	58
2.4 Алгоритм розрахунку вихідних параметрів системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса».....	61
2.5 Контроль технічного стану амортизаторів АТЗ із забезпечення здатності шин створювати бічні реакції.....	62
2.5.1 Оптимізація параметрів тестового впливу на об'єкт дослідження.....	63
2.5.2 Визначення показників для контролю рівня працездатності амортизаторів по забезпеченню ними здатності шин створювати бічні реакції.....	66
2.5.2.1 Обґрунтування шкали рівнів працездатності амортизаторів по їх робочій характеристиці.....	66
2.5.2.2 Наукове обґрунтування показника, який враховує вплив рівня робоздатності амортизаторів на здатність шин створювати бокові реакції.....	69
2.5.2.3 Обґрунтування нормативних значень коефіцієнта $[\lambda_L]$	72

	6
2.6 Висновки до розділу 2.....	74
РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ АМОРТИЗАТОРІВ НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК ЗЧЕПЛЕННЯ ШИН З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ.....	76
3.1 Характеристики амортизаторів і шин для проведення пошукового експерименту процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності.....	76
3.1.1 Результати експериментального дослідження характеристик амортизаторів в умовах експлуатації АТЗ.....	77
3.1.2 Результати експериментальних досліджень характеристик еластичної шини при стаціонарному і нестаціонарному відведеннях.....	81
3.1.2.1 Результати експериментального дослідження характеристик еластичної шини MICHELIN 195/95 R15 91H при стаціонарному відведенні.....	82
3.1.2.2 Результати експериментального дослідження процесу наростання бічних реакцій по шляху при малих кутах відведення δ	86
3.1.3 Результати експериментального дослідження радіуса кочення колеса в веденому режимі.....	89
3.1.4 Результати пошукового експерименту процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності зі зміню технічного стану амортизатора.....	91
3.2 Оцінка адекватності математичної моделі процесу формування бічних реакцій шини при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності.....	98
3.3 Результати дослідження процесу формування бічних реакцій при переїзді колесом, що рухається з кутом відведення, одиничної нерівності.....	102
3.3.1 Оптимізація параметрів тестового впливу.....	103

3.3.2	Результати визначення шкали рівнів працездатності амортизаторів і нормативних значень коефіцієнта λ_L зниження фрикційних властивостей шини.....	107
3.4	Методика контролю технічного стану амортизаторів АТЗ з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції.....	110
3.5	Висновки до розділу 3.....	113
4	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	116
4.1	Аналіз умов праці.....	116
4.2	Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	116
4.2.1	Санітарні вимоги до приміщень.....	117
4.2.2	Мікроклімат.....	117
4.2.3	Вентиляція.....	117
4.2.4	Освітлення.....	118
4.2.5	Шум.....	119
4.2.6	Вібрації.....	119
4.3	Пожежна безпека.....	121
4.3.1	Визначення категорії приміщення.....	121
4.4	Техніка безпеки.....	122
4.4.1	Електробезпека.....	122
4.5	Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	123
4.5.1	Дія іонізуючих випромінювань на людей.....	
	РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	125
	Висновки по п'ятому розділу.....	134
	ВИСНОВКИ	137
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	

ВСТУП

Актуальність теми. Автомобільний транспорт був і залишається найпоширенішим і в той же час найнебезпечнішим видом транспорту. Кожен день на дорогах України відбувається велика кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Значна частина ДТП відбувається через втрати стійкості і керованості автотранспортних засобів (АТЗ).

Стойкість і керованість АТЗ залежить від поздовжніх і бічних реакцій, які утворюються в плямах контактів шин з опорною поверхнею дороги. Дорожнє полотно має змінний профіль з нерівностями, які надають впливи на шини. В результаті, кузов АТЗ і його безпружинні маси здійснюють коливальні рухи, що негативно впливає на стабільність зчеплення шин з опорною поверхнею.

Стабільність зчеплення шин з опорною поверхнею дороги забезпечують амортизатори. Під час експлуатації АТЗ технічний стан амортизаторів погіршується, і як наслідок, погіршується якість зчеплення шин з дорогою, а разом з ним керованість, стійкість і активна безпека АТЗ.

За даними компанії Monroe і TUV Rheinland легковий автомобіль який рухається зі швидкістю 57 км/год по асфальтобетонному покриттю при всіх чотирьох непрацездатних амортизаторах втрачає стійкість при повороті на дорозі радіусом 40 метрів. При русі по тому ж радіусу з справними амортизаторами, втрата стійкості АТЗ настає при швидкості 65 км/год, тобто навіть на рівній дорозі без видимих нерівностей шини втрачають контакт з опорною поверхнею, якщо амортизатори АТЗ несправні [11, 29].

Існуючі методики контролю і діагностики амортизаторів не враховують таку важливу властивість, як вплив їх технічного стану на показники стійкості руху АТЗ. Спроби розробки методик контролю амортизаторів, враховують їх вплив на показники стійкості руху АТЗ, стримуються відсутністю знань про закономірності впливу технічного стану амортизаторів на якість зчеплення шин з опорною поверхнею.

Тому наукове дослідження, спрямоване на виявлення закономірностей впливу технічного стану амортизаторів на якість зчеплення шин з опорною поверхнею при коченні колеса з відведенням і дії збурень у вигляді коливань його нормального навантаження, є актуальним. Воно дозволить значно підвищити ефективність контролю автомобільних амортизаторів, підвищити керованість і стійкість АТЗ в умовах експлуатації, а також їх активну безпеку.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконувалась у відповідності з напрямками наукових досліджень кафедри автомобілів та транспортного менеджменту.

Мета і завдання дослідження - підвищення стійкості і активної безпеки АТЗ на основі контролю автомобільних амортизаторів, що враховує вплив їх технічного стану на характеристики зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження.

Відповідно до поставленої мети в роботі необхідно вирішити наступні завдання:

- розробити математичну модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», що дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність, і враховувати вплив на цей процес технічного стану амортизаторів;
- виявити функціональну залежність між параметром технічного стану амортизаторів і параметром, що характеризує зниження бічної реакції шини при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність;
- науково-обґрунтувати методику контролю амортизаторів АТЗ, що враховує вплив їх технічного стану на здатність шин створювати бічні реакції в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження на колесах;
- виконати виробничу перевірку результатів дослідження і дати їм оцінку;
- розробити заходи щодо забезпечення необхідного рівня охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях при виконанні наукових досліджень.

Об'єкт дослідження - процес формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність.

Предмет дослідження - закономірності, що характеризують вплив технічного стану амортизаторів на характеристики бічного зчеплення шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесо.

Методи дослідження.

При проведенні аналітичних досліджень використовували чисельні методи рішення диференціальних рівнянь, методи математичного моделювання та математичного аналізу. При плануванні експерименту і оцінці адекватності математичної моделі використовували статистичні методи.

Наукова новизна одержаних результатів:

- математична модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», що дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність;

- виявлення залежності параметрів, що характеризують зчеплення шини з опорною поверхнею, від технічного стану амортизаторів в процесі експлуатації;

- розроблена методика контролю технічного стану амортизаторів заснована на аналізі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблена методика і реалізоване її обладнання дозволяють експериментально оцінювати технічний стан амортизаторів АТЗ в умовах експлуатації з урахуванням їх впливу на характеристики зчеплення шин з опорною поверхнею.

Облік характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в процесі контролю технічного стану амортизаторів дозволяє значно підвищити стійкість руху АТЗ і їх активну безпеку в умовах експлуатації.

Достовірність теоретичних положень магістерської кваліфікаційної роботи підтверджується коректним застосуванням математичних методів та

збіжністю результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень були опубліковані серед матеріалів XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, 2020 р.

Публікації. Матеріали магістерської роботи висвітлені у 1 опублікованій науковій праці, з яких 1 – опублікована праця апробаційного характеру.



РОЗДІЛ 1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ АМОРТИЗАТОРІВ НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК ЗЧЕПЛЕННЯ ШИН З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ В УМОВАХ СТАНЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ТОВ «КРЕДО АВТО»

1.1 Аналіз характеристик робочих процесів амортизаторів і їх математичних описів

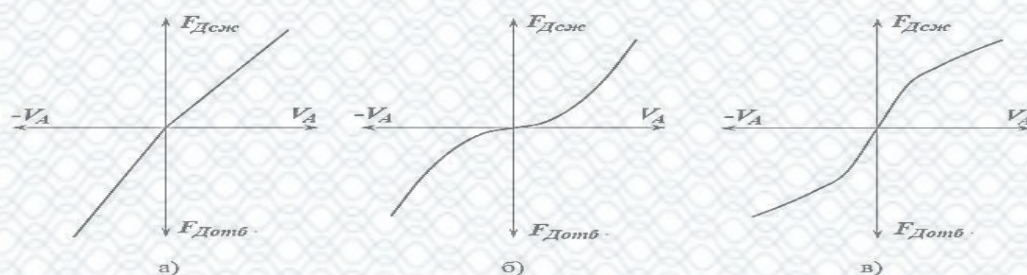
Амортизатори застосовують для гасіння коливань підресореної і безпружинних мас АТЗ, для перетворення енергії їх коливань в теплову енергію. В різний час в конструкції АТЗ застосовувалися різні види гасять пристроїв.

В ході численних аналітичних і експериментальних досліджень встановлено, що найменш матеріаломісткими і найбільш компактними, при однаковій потужності опору, є однотрубні і двотрубні гідравлічні телескопічні амортизатори двосторонньої дії. Тому на сучасних автотранспортних засобах в основному їх і застосовують [7].

Гасіння коливань мас АТЗ гідравлічними амортизаторами, проводиться за допомогою перетворення їх кінетичної енергії в теплову, за рахунок тертя рідини.

Великий внесок в науку в області дослідження конструкції, робочих характеристик, а також впливу якості роботи амортизаторів на експлуатаційні властивості АТЗ внесли: Дербаремдікер А.Д. [7], Златовратський О.Д. [10], Певзнер Я.М. [21], Ротенберг Р.В. [24], Риков С.П. [26], Хачатуров А.А. [31] та інші вітчизняні та зарубіжні вчені. Ними були розроблені основні положення теорії коливань АТЗ і проведені дослідження, спрямовані на розробку методів розрахунків конструктивних елементів гідравлічних телескопічних амортизаторів, з метою оптимізації їх робочих характеристик для забезпечення комфортабельного і безпечного руху АТЗ.

Вчені виділяють 3 основних види робочих характеристик гідравлічних амортизаторів, які графічно представляють у вигляді робочих діаграм: лінійні; прогресивні; регресивні (рисунок 1.1) [7].



а) – лінійні; б) – прогресивні; в) – регресивні.

Рисунок 1.1 - Робочі характеристики гідравлічних амортизаторів АТЗ

Робочі характеристики амортизаторів отримують на спеціальних динамометричних стендах. Принцип роботи динамометричних стендів полягає в тому, що шток амортизатора, жорстко закріплюють на стенді і залишають нерухомим, а циліндр переміщують вгору і вниз в заданому діапазоні швидкості переміщення. Або навпаки, циліндр амортизатора жорстко закріплюють на стенді, а шток амортизатора переміщують. При цьому проводяться вимірювання сил опору F_d , переміщення S_A і швидкість V_A переміщення поршня амортизатора.

Для опису закономірностей зміни сил опору, які створює амортизатор при його роботі, його робочу характеристику поділяють на 4 ділянки: 2 початкових (дросельні режими) і 2 клапанних ділянки при ході відбою і стиснення, кожна з яких має вигляд, представлений на рис.1.2.



1 і 2 – початкові ділянки (дросельний режим); 3 і 4 – клапанні ділянки, відповідно при ході стиску і відбою.

Рисунок 1.2 - Робоча характеристика гідравлічного амортизатора

Закономірності вимірювання сил опору амортизатора від швидкості V_A переміщення поршня відносно циліндра на початкових ділянках при ході стиску $F_{Дст}$ і відбою $F_{Двідб}$ представляють ступінчастими функціями виду [7, 20]:

$$F_{Дст} = k_{nc} \cdot |V_A|^n \cdot \text{sign}V_A, \quad (1.1)$$

$$F_{Двідб} = k_{nv} \cdot |V_A|^n \cdot \text{sign}V_A, \quad (1.2)$$

де k_{nc} і k_{nv} – коефіцієнти опору на початкових ділянках при ході стиску і відбою відповідно.

На клапанних ділянках функції зміни сил опору амортизатора при ході стиску $F_{Дст}$ і відбою $F_{Двідб}$ представляють в наступному вигляді [7, 20]:

$$F_{Дст} = \left(F'_{Дст} + k_{mc} \cdot (|V_A| - |V_{AC}|)^m \right) \cdot \text{sign}V_A, \quad (1.3)$$

$$F_{Двідб} = \left(F'_{Двідб} + k_{mv} \cdot (|V_A| - |V_{AB}|)^m \right) \cdot \text{sign}V_A, \quad (1.4)$$

де: V_{AC} і V_{AO} – швидкості переміщення поршня, що відповідають початку відкриття клапанів при ході стиску і відбою;

k_{mc} і k_{mv} – коефіцієнти опору на клапанних ділянках при ході стиску і відбою відповідно;

$F'_{Дст}$ і $F'_{Двідб}$ – сили опору амортизатора, в момент відкриття клапанів при ході стиску і відбою.

Формули (1.1) – (1.4), описуючі зміни сил опору амортизатора використовують при моделюванні динаміки коливань безпружинних і підресорених мас АТЗ. Зокрема, такий підхід до моделювання робочого процесу

амортизаторів застосовували в своїх дослідженнях Хачатуров А.А., Ротенберг Р.В, J. Reimpell і ін.

Черепанов Л. А. при дослідженні впливу характеристик амортизаторів підвіски на плавність ходу легкового автомобіля представив характеристику амортизатора у вигляді кусочно-лінійної функції:

$$F_D = \begin{cases} F_{D1} = K_1 \cdot V_A + b_1, V_A \leq V_1 \\ F_{D2} = K_2 \cdot V_A, V_1 < V_A \leq 0 \\ F_{D3} = K_3 \cdot V_A, 0 < V_A \leq V_2 \\ F_{D4} = K_4 \cdot V_A + b_2, V_A \geq V_2 \end{cases}, \quad (1.5)$$

де: V_1 і V_2 – швидкості переміщення поршня амортизатора відносно його циліндра, що відповідає початку відкриття клапанів при ході відбою і стиску відповідно;

V_A – швидкість переміщення поршня амортизатора відносно його циліндра.

K_1, K_2, K_3 і K_4 – коефіцієнти опору амортизатора на початкових і клапанних ділянках характеристики амортизатора.

Для опису робочої характеристики амортизатора автор представив робочу характеристику амортизатора у вигляді кусково-лінійної функції, що складається з чотирьох ділянок - двох початкових ділянок і двох клапанних ділянок, кожна з яких апроксимується лінійними залежностями (Рис. 1.3).

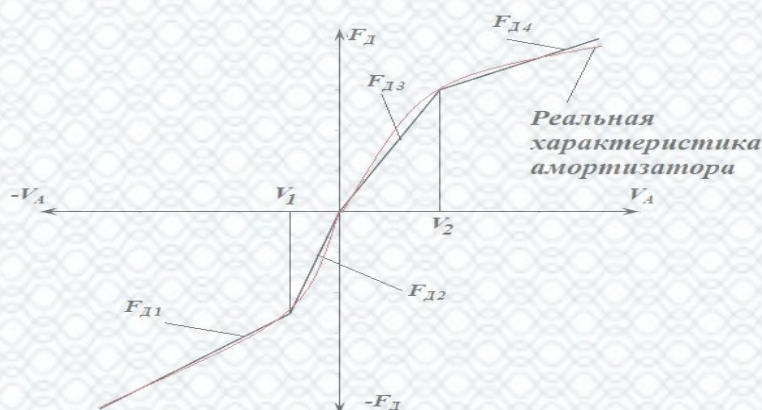


Рисунок 1.3 - Графік кусково - лінійної функції, яка описує робочу характеристику амортизатора по Л.А. Черепанову

Аналіз літературних джерел, що містять результати досліджень, присвячених вивченню робочого процесу амортизаторів, і його математичного опису показує, що при моделюванні динаміки коливань підресорених і безпружинних мас АТЗ в умовах експлуатації цілком коректне використання кусково-лінійної функції. Її досить просто уявити шляхом апроксимації чотирьох функціональних ділянок робочої характеристики амортизатора лінійними рівняннями. При цьому робочі характеристики амортизаторів можна отримати на звичайному динамометричному стенді. Цей метод є досить простим і легко реалізується в умовах експлуатації АТЗ. Він не вимагає великих витрат часу, трудових і матеріальних засобів.

1.2 Аналіз результатів досліджень по стійкості і керованості АТЗ

Питаннями підвищення стійкості і керованості АТЗ займалися багато зарубіжних і вітчизняних вчених. Основоположниками теорії керованості і стійкості були Антонов Д.А. [1,2], В.П. Ветчинкин Н.С. [4], Литвинов А.С. [12,13], Малюгин П.М. [15], Певзнер Я.М. [21], Хачатуров А.А [31] і ін.

Дослідження стійкості і керованості АТЗ почали розвиватися на початку ще в 20-х роках минулого століття. Це були дослідження криволінійного руху автомобілів, проведені Жуковським Н.С., в яких він визначав сили інерції, що діють на двовісний автомобіль, при змінному куті повороту керованих коліс і постійній швидкості руху. Колеса при цьому вважали жорсткими в бічному напрямку.

Я. М. Певзнер в теорії стійкості автомобіля основну увагу приділяв його руху з великими швидкостями і малими кутами бічного відведення керованих коліс. Його рівняння руху автомобіля виведені в припущенні сталості швидкості руху. Спроба обійти це обмеження була зроблена в роботі В.М. Кленнікова. У ній розглядається, як повинен змінюватися кут керованих коліс, щоб при рівномірному збільшенні швидкості руху автомобіль рухався по колу.

Так само Певзнером Я.М були виконані роботи, присвячені виявленню залежності стійкості і керованості від деяких конструктивних параметрів АТЗ і перш за все по конструкції елементів підвіски [21]. Трохи пізніше Ротенберг Р.В. [24] більш детально розглянув ці питання.

Важливо відзначити, що основна частина наукових праць, присвячених дослідженню питань керованості і стійкості АТЗ, виконана з допущенням про відсутність обурюючих факторів від нерівностей дороги.

Хачатуров А.А. досліджував рух автомобіля під впливом бічних сил з урахуванням деформацій шини у всіх напрямках, використовуючи теорію Келдиша [31]. Автор враховував динаміку переміщень підресорених і безпружинних мас при відомих типах підвіски і збурень з боку профілю дороги.

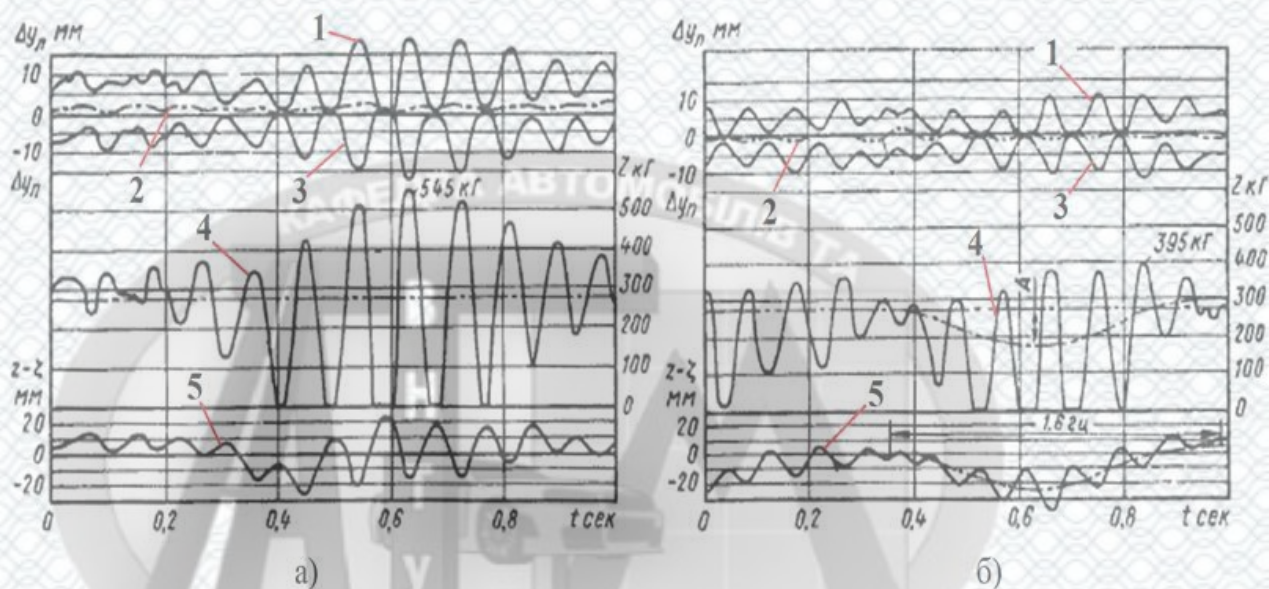
Хачатуров А.А. пропонує оцінювати стійкість автомобіля експериментальним методом руху по колу з зафіксованим кермом з наїздом його коліс на нерівність заввишки від 4 до 8 см і довжиною 1 м. За даними експерименту визначають: імпульс бічного прискорення на передньому і задніх мостах, за час переїзду коліс одиничною нерівності і імпульси бічних деформацій шин [31].

Більш сучасні дослідження представлені в роботах Бахмутова С.В. і його учнів [3]. Їх роботи спрямовані на розробку наукових основ параметричної оптимізації АТЗ за критеріями керованості і стійкості.

Не дивлячись на колосальний обсяг виконаних досліджень вченими жодна з перерахованих вище робіт не містить інформацію про вплив технічного стану амортизаторів на стійкість і керованість АТЗ.

Одним з перших учених, хто встановлював безпосередній вплив амортизаторів на стабільність зони контакту шин АТЗ є Ф.І. Бомхард. Дослідження мали експериментальний характер і проводилися на ділянці шосе з невеликою кривизною проїжджої частини. Цю ділянку Ф.І. Бомхард охарактеризував як «небезпечну» і «аварійну». Автомобілі, що рухаються з великою швидкістю, виїжджали на цю ділянку, і їх зносило в дерева, висаджені вздовж шосе.

Запис вертикальних переміщень мас автомобіля, виконана на небезпечній ділянці дороги (автомобіль рухався зі швидкістю 70 км/год) з несправними амортизаторами показала, що сильні резонансні коливання коліс викликали їх частий відрив від поверхні дороги. Наприклад, на одній з ділянок (рис.1.4, а) протягом 0,366 с (на відстані 7,2 м) колеса 5 разів втрачали контакт з дорогою.



а) і б) – швидкість 70 км/год, амортизатори «відключені»

Рисунок 1.4 - Результати дослідження руху легкового автомобіля на аварійній ділянці дороги, отримані Ф.І. Бомхардом

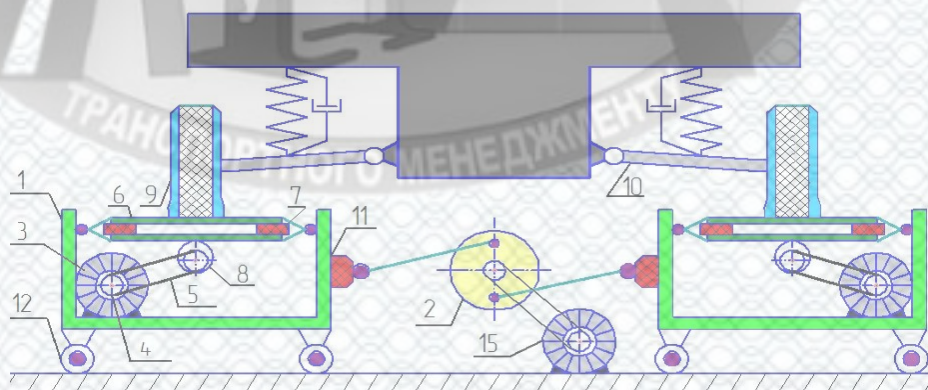
На іншій ділянці (рис.1.4, б) високочастотні коливання коліс накладалися на низькочастотні коливання кузова. При цьому колесо в зоні резонансу майже 50% часу перебувало в повітрі, що відповідало пройденого шляху близько 2,8 м. Ф.І. Бомхард констатував: «... в таких умовах досить було необережно повернути рульове колесо, щоб виникли бічні сили, пропорційні бічним деформаціям шини Δy_l і Δy_n , вивели автомобіль за проїжджу частину дороги». Аналізуючи результати експерименту Бомхард Ф.І., представлені на рис. 1.6, б, варто зазначити, що різниця бічних деформацій лівої і правої стінок шини $\Delta y_l - \Delta y_n$, приймає значення як позитивні, так і негативні.

Це говорить про те, що процес формування шиною бічних реакцій, при впливі збурення дороги має нестационарний характер. Він пов'язаний з коливаннями шин в бічному напрямку щодо диска колеса. Результати

дослідження підтверджують припущення про те, що стійкість і керованість АТЗ в більшій мірі залежить від стабільності контакту шини з опорною поверхнею дороги, що має змінний профіль. Аналіз дослідження, проведеного Ф.І. Бомхард, дає можливість стверджувати, що параметром, що визначає стабільність контакту шини з опорною поверхнею, може бути відносна величина, яка показує шлях пройдений колесом з відсутністю контакту шини на окремо взятій ділянці.

Але і цей показник не можна вважати достатньо інформативним, оскільки він не враховує зчпні властивості шини з опорною поверхнею при коливанні нормального навантаження. Властивості щеплення шини можна визначити, тільки знаючи значення бічних реакцій, які складно виміряти в дорожніх умовах.

Дослідник Н.В. Ньан в своїй роботі пропонує вирішити цю проблему за допомогою створення додаткового силового впливу на шини за рахунок переміщення АТЗ в бічному напрямку на опорних платформах вібростенда, що реалізує метод EUSAMA (рис. 1.5).



1 – двокоординатна платформа; 2 – кривошипний механізм рівних переміщень; 3 – електродвигун вертикальних коливань; 4 – шків електродвигуна; 5 – пасова передача; 6 – опорна платформа; 7 – датчики вимірювання нормального навантаження R_z ; 8 – кулачок вертикальних коливань; 9 – колесо; 10 – діагностуєма вісь автомобіля; 11 – датчик вимірювання бокової сили R_y ; 12 – ролики; 15 – електродвигун бокових переміщень [17].

Рисунок 1.5 - Функціональна схема вібростенду з кривошипним механізмом

рівних переміщень і активними опорними платформами

За результатами досліджень (рис. 1.6), Ньан Н.В. встановив, що мінімальна величина реалізованого коефіцієнта бокового зчеплення при коливаннях безпружинних мас АТЗ на вібростенді знижувалася тим більше, чим більше знижувався коефіцієнт демпфірування амортизаторів.

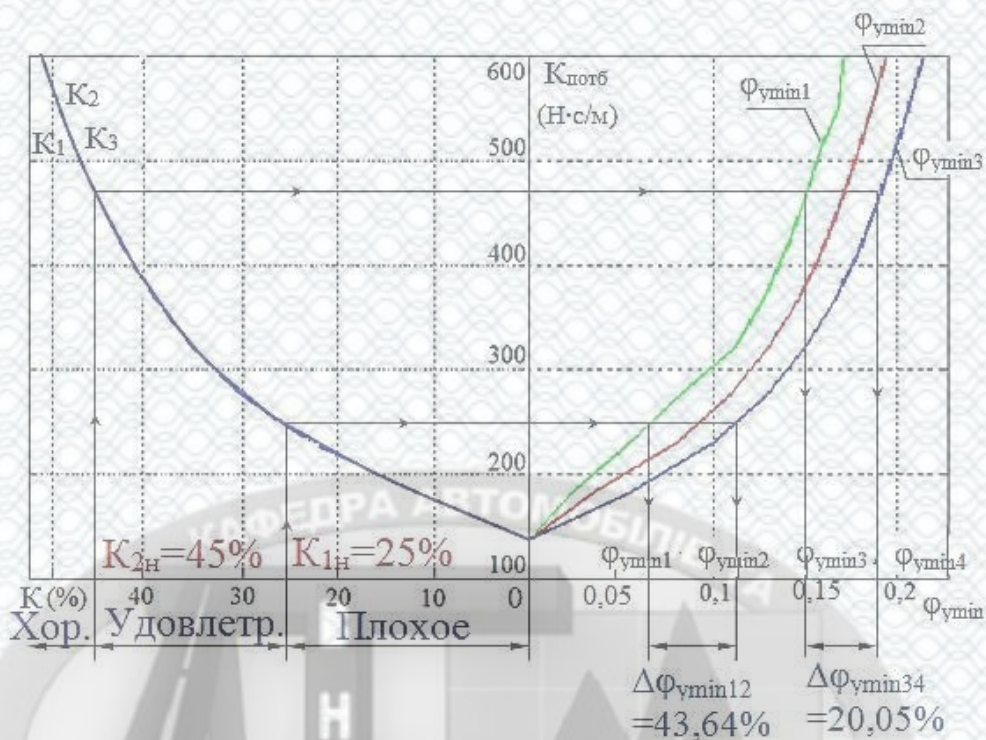


Рисунок 1.6 - Графіки залежності коефіцієнтів ϕ_{ymin} і $K_{потб}$ від зміни технічного стану підвіски і висоти протектора шин, отримані Н.В. Ньяном [17]

Таким чином Н.В. Ньяном був науково обгрунтований і експериментально апробований мінімальний коефіцієнт бокового зчеплення ϕ_{ymin} , який характеризує вплив технічного стану підвіски АТЗ на характеристики зчеплення шин в процесі їх діагностування на вібростенді.

Не дивлячись на те, що розроблений Н.В. Ньяном метод дозволяє виконувати контроль технічного стану підвіски АТЗ на основі функціональних залежностей коефіцієнта зчеплення шини ϕ_{ymin} з опорною поверхнею від коефіцієнтів опору амортизатора $K_{нст}$ і $K_{відб}$ і враховує коливання безпружинних мас АТЗ, він не позбавлений недоліків.

По-перше, в процесі контролю колеса АТЗ не обертаються. При цьому механіка процесу зчеплення шин з опорною поверхнею значно відрізняється від дорожніх умов експлуатації АТЗ;

По-друге, зниження ефективності роботи амортизатора кількісно враховується за рахунок зниження значень двох коефіцієнтів демпфування амортизаторів при ході стиснення і відбою, що характерно для амортизаторів з

лінійною характеристикою, в той час, коли більшість сучасних гідравлічних амортизаторів АТЗ мають нелінійні характеристики зміни сил опору в робочому діапазоні швидкостей переміщення поршня щодо циліндра.

Тому на наступному етапі був виконаний огляд оціночних показників, що характеризують зниження ефективності роботи амортизаторів і враховують нелінійність їх робочих характеристик.

1.3 Оціночні показники ефективності роботи амортизаторів

Закономірності зміни сил опору амортизаторів у вигляді статичних функцій (1.1) - (1.4) використовують при оцінці ефективності їх роботи. Контроль зміни характеристик амортизаторів виконують в процесі їх нагрівання [7, 20]. Таким чином, контролюють стабільність роботи амортизатора.

Показником стабільності роботи амортизатора є коефіцієнт енергоємності η_A , що характеризує зміну поглинаючої ним механічної енергії при нагріванні. Коефіцієнт η_A визначають процентним відношенням площ робочих діаграм [7, 20], тобто:

$$\eta_A = \frac{|N_{cp1} - N_{cp2}|}{N_{cp1}} \cdot 100\%, \quad (1.6)$$

де: N_{cp1} – середня потужність опору, розвиваема амортизатором після його нагрівання;

N_{cp2} – середня потужність опору, яка розвиваема амортизатором до його нагріву.

Коефіцієнт енергоємності η_A вважають найбільш точним показником, що дозволяє кількісно оцінювати ефективність роботи амортизатора, оскільки його визначають безпосередньо по принцип роботи даного продукту.

Зниження ефективності роботи гідравлічного амортизатора також може бути наслідком зменшення кількості робочої рідини в його камерах, порушення роботи клапанної системи (поломка дисків і пружин, засмічення клапанів, усадка пружин), зношування тертьових пар: «поршень-циліндр», «шток-направляюча».

Діаграма (рис.1.7), побудована на основі аналізу результатів дослідження, представлених у роботі О.Д. Златовратського і Ю.Ф. Конасова показує, що втрата працездатності гідравлічних амортизаторів в основному відбувається через підтікання рідини і порушення роботи системи клапанів [10].

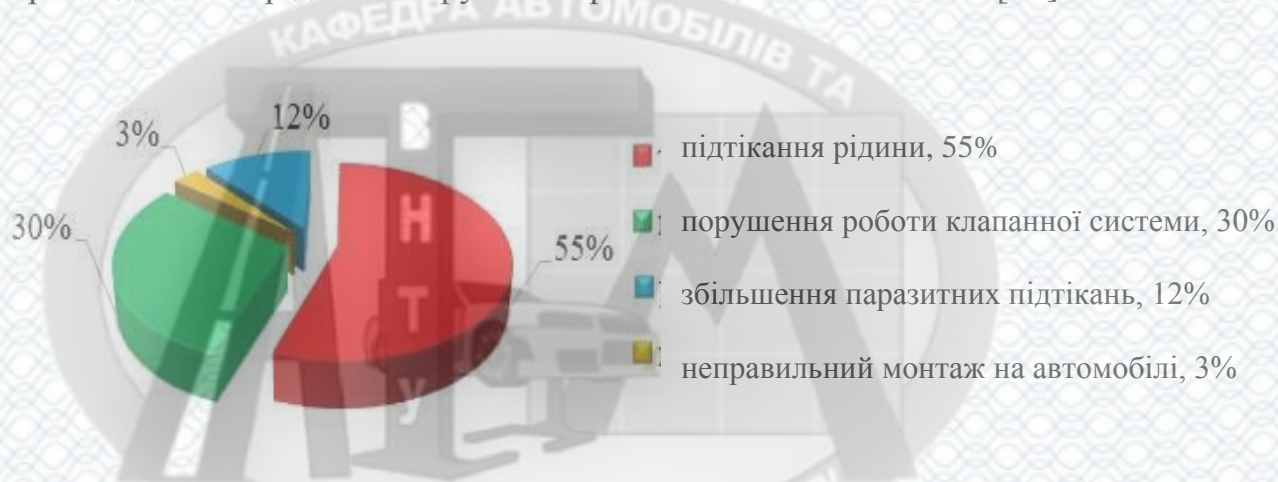


Рисунок 1.7 - Статистика причин втрати працездатності гідравлічних амортизаторів

Підтікання рідини з'являється в основному через порушення герметичності ущільнень, пов'язане з їх зносом, через ослаблення затяжки гайки циліндра і взаємної ексцентричності направляючої втулки штока, обойми, сальників, робочого циліндра, поршня. Наслідком підтікання рідини, а також деформацій дисків клапанів і нерівномірності зносу їх сідел є вільне переміщення штока на початку ходу віддачі і стиснення і так звані «провали», які провокують втрату потужності опору амортизатора при його робочому процесі [10].

Аналізуючи вищевикладене можна зробити висновок про те, що кількісним показником погіршення технічного стану амортизатора, яке характеризується зниженням потужності його опору при ході відбою і стиснення

може служити величина, аналогічна коефіцієнту енергосмності η_A , що характеризує зміну поглинаючої амортизатором енергії в умовах експлуатації.

1.4 Аналіз методів і засобів діагностики і контролю технічного стану підвіски і амортизаторів

У різний час вченими розроблялися методи контролю та діагностики технічного стану амортизаторів АТЗ, які знайшли поширення. Конструкторами було розроблено чимало обладнання для реалізації цих методів.

Для виявлення несправностей амортизаторів широке поширення, отримали стендові методи, оскільки вони дозволяють виключати вплив зовнішніх чинників, викликаних кліматичними умовами, на процес контролю.

Контроль технічного стану амортизаторів виконують як у складі підвіски АТЗ, так і окремо. Більшого поширення набули методи, контролю та діагностики технічного стану амортизаторів АТЗ реалізовані на вібростендах.

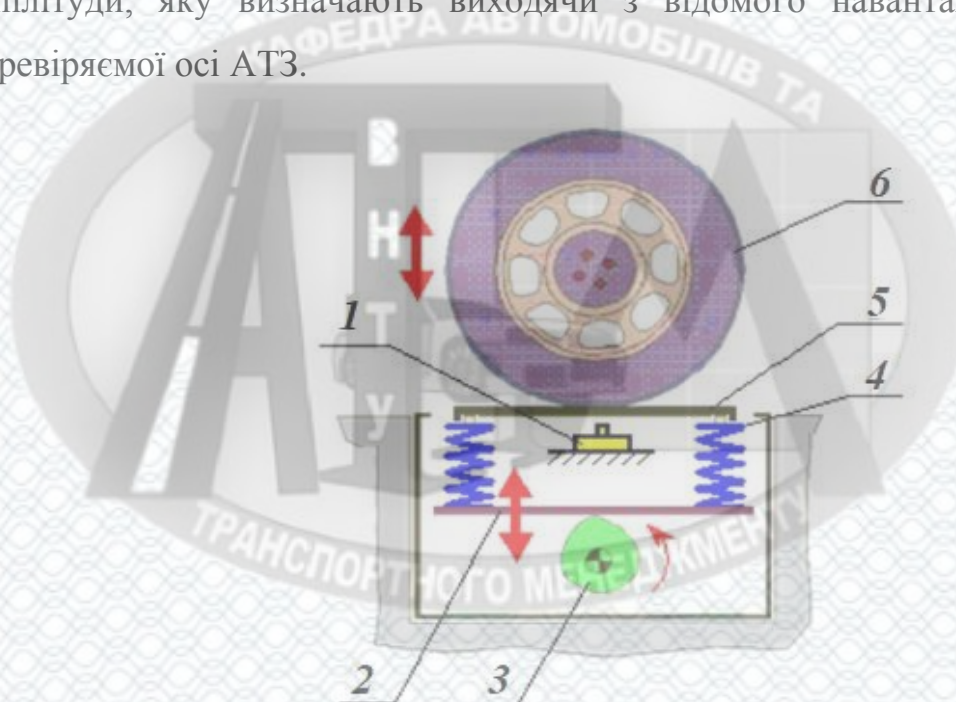
1.4.1. Контроль технічного стану амортизаторів в складі підвіски АТЗ

В даний час широке застосування отримали методи контролю технічного стану амортизаторів, на спеціальних вібростендах.

Конструкції вібростендів мало відрізняються один від одного, хоча і реалізують різні принципи контролю. Тестовий вплив на об'єкт контролю (амортизатор) здійснюється за допомогою вертикальних впливів через платформи стенду на колеса діагностуємої осі автомобіля. Відмінність методів контролю технічного стану амортизаторів полягає в діагностичних параметрах які контролюються вимірювальними системами стенду.

Одним з відомих методів контролю технічного стану амортизаторів є *амплітудно-резонансний метод (метод BOGE/МАНА)*. Даний метод (рис.1.8) полягає у вимірюванні амплітуд вертикальних переміщень платформ вібростенда з встановленими на них колесами діагностуємої осі АТЗ [9, 17, 30].

Платформи стенду роблять вертикальні коливання примусово (за рахунок приводу електродвигуна) з поступовим збільшенням частоти коливань до 16 Гц, після чого привід відключається. У міру загасання коливань безпружинних мас, амплітуда коливань платформи збільшується і перетинає точку резонансу. Вимірювальні системи стенду контролюються максимальною величиною амплітуди коливань майданчиків вібростенду в зоні резонансу, яка виводиться у вигляді відносної величини K , вираженою у відсотках до нормованого значення амплітуди, яку визначають виходячи з відомого навантаження на колеса перевіряємої осі АТЗ.



1 – датчик амплітуди вертикальних переміщень опорної платформи; 2 – направляюча рама; 3 – ексцентрик; 4 – пружина; 5 – опорна платформа; 6 – колесо АТЗ

Рисунок 1.8 - Функціональна схема модуля вібростенду, реалізуючого метод BOGE/МАНА

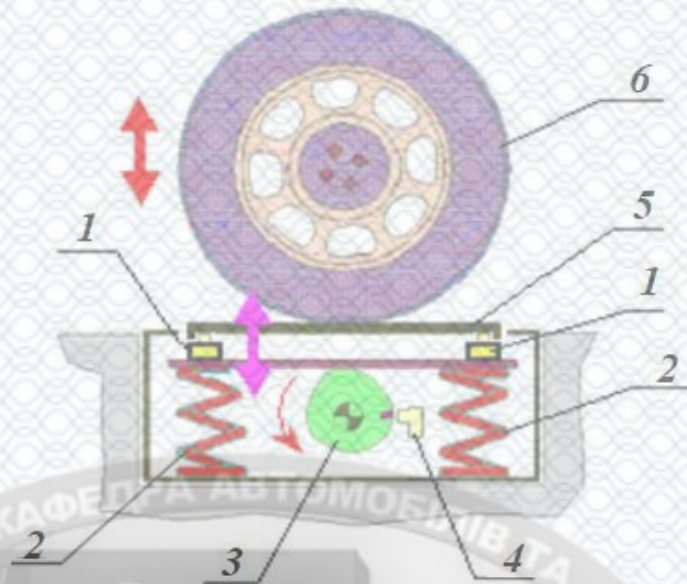
Висновок про технічний стан амортизатора роблять на основі коефіцієнта ефективності роботи амортизатора:

$K > 60\%$ – амортизатор забезпечує стабільний контакт шин з дорогою;

$40 < K < 60\%$ – амортизатор забезпечує поганий контакт шин з дорогою;

$K < 40\%$ – амортизатор не забезпечує контакт шин з дорогою.

Не менш відомим є *метод EUSAMA*, який полягає в безперервному вимірі навантаження, яке діє від коліс осі АТЗ на платформи стенду, при їх коливанні (рис.1.9) [9, 17, 30].



1 – датчики вимірювання ваги; 2 – опорні пружини; 3 – ексцентрик; 4 – датчик частоти коливань; 5 – опорна платформа; 6 – колесо АТЗ

Рисунок 1.9 - Функціональна схема модуля вібростенду, реалізуючого метод EUSAMA

За результатами вимірювань розраховується коефіцієнт «прилипання» КП, виражений у відсотках, який дорівнює відношенню мінімального навантаження, під час коливань, до статичного навантаження, що припадає на нерухому платформу [9, 17, 30]:

$$K_{\Pi} = \frac{F_{z\text{мін}}}{F_{z\text{стат}}} \cdot 100\%, \quad (1.7)$$

За отриманими значеннями K_{Π} для кожного колеса діагностуємої осі АТЗ проводиться оцінка працездатності амортизаторів.

Якщо $K_{\Pi} \geq 45\%$, то амортизатор забезпечує стабільний контакт шин з дорогою;

Якщо $25\% \leq K_{\Pi} < 45\%$, то амортизатор забезпечує слабкий контакт шин з дорогою;

Якщо $K_{\Pi} < 25\%$, то амортизатор не забезпечує контакт шин з дорогою.

Метод Тета полягає у визначенні коефіцієнта демпфування θ по Леру [9, 17, 30]. Коефіцієнт демпфування по Леру - це безрозмірна величина, що характеризує властивості коливальної системи поглинати енергію. Теоретично коефіцієнт демпфування знаходиться в межах $0 \leq \theta \leq 1$ і визначає в числовому вигляді якість демпфування.

Якщо $\theta = 0,2$, то це відповідає комфортабельній підвісці і хорошій плавності ходу. Якщо $\theta = 0,35$, то це відповідає підвісці з високою ефективністю роботи амортизаторів. Така підвіска здатна гасити коливання і підтримувати постійний контакт шин з дорогою.

Для визначення коефіцієнта демпфування θ по Леру колеса діагностуємої осі встановлюються на підпружинені платформи стенду, які збуджують коливання коліс АТЗ з частотою 10 Гц. У міру загасання коливань платформ стенду, його вимірювальна система реєструє амплітуди резонансних коливань. За результатами вимірювань амплітуд розраховується коефіцієнт демпфування θ [9, 17, 30]:

$$\theta = \frac{d}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}}, \quad (1.8)$$

де: d – коефіцієнт затухання;

c – жорсткість пружного елемента стенду;

m – маса, яка приходиться на площадку стенда.

Оцінка працездатності амортизаторів при їх діагностиці за методом Тета проводиться на основі коефіцієнта демпфування θ :

Якщо $\theta > 0,2$, то амортизатор забезпечує стабільний контакт шин з дорогою;

Якщо $0,1 < \theta < 0,2$, то амортизатор забезпечує слабкий контакт шин з дорогою;

Якщо $\theta < 0,1$, то амортизатор не забезпечує контакт шин з дорогою.

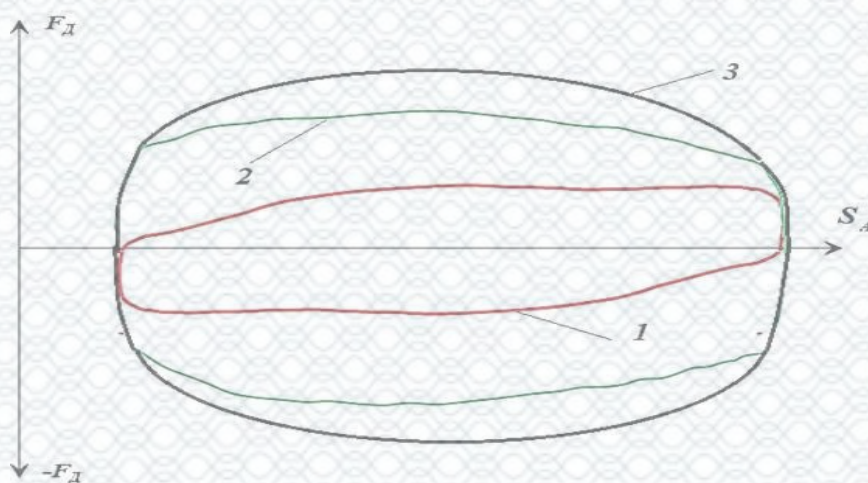
Головна перевага принципу Тета полягає в тому, що для однозначного визначення ефективності роботи амортизатора не потрібно враховувати специфічні дані автомобіля [9, 17, 30].

Аналіз вищевикладених методів контролю технічного стану амортизаторів показує, що параметри, які визначаються на вібростендах, лише побічно характеризують стабільність зони контакту і не дають кількісної оцінки якості зчеплення шин з опорною поверхнею.

1.4.2 Контроль технічного стану амортизаторів поза АТЗ

Контроль технічного стану амортизаторів поза АТЗ реалізують на динамометричних стендах [11]. При випробуваннях на таких стендах зазвичай реєструють силу опору F_D і хід поршня S_A , отримуючи так звану робочу діаграму амортизатора.

У процесі контролю технічного стану амортизаторів на стенді, найчастіше, хід його поршня становить 80% від максимально можливого, а частота - 100 ходів в хвилину. При цьому швидкість поршня амортизатора в середині ходу має максимальне значення, рівне приблизно $V_A = 0,5$ м/с. Форма кривої, що характеризує зусилля опору амортизатора, залежить від виду несправності (рис.1.10) [11].



1 і 2 – несправних амортизаторів; 3 – справного амортизатора.

Рисунок 1.10 - Робочі характеристики амортизаторів

Прикладом динамометричних стендів є установки DynoLab, MSG і GMF для випробувань амортизаторів як окремих вузлів [14] (рис.1.11).

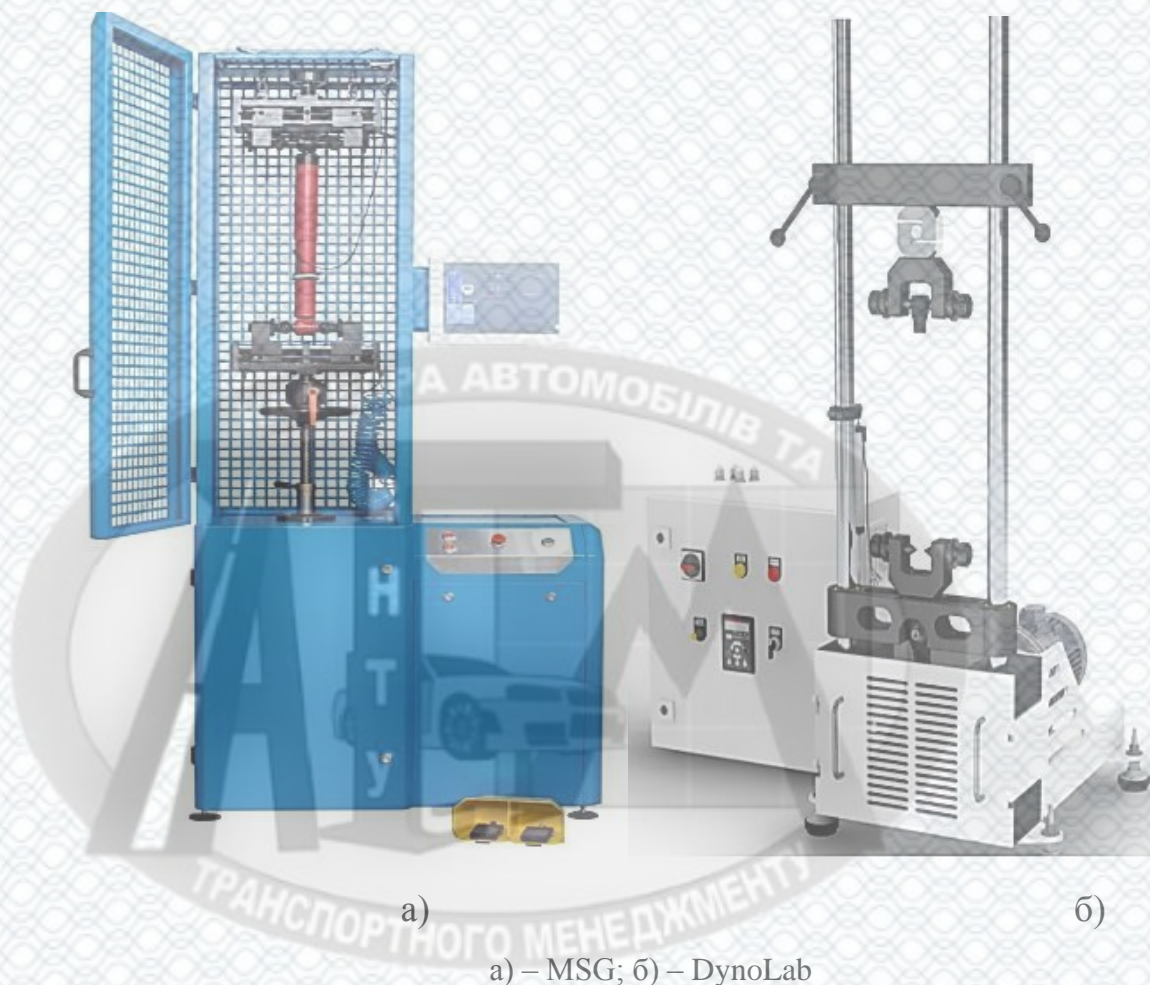


Рисунок 1.11 - Динамометричні стенди для діагностики амортизаторів

Стенди такого типу широко застосовують у виробництві амортизаторів, але в експлуатації їх використовують не дуже часто через значні витрат на демонтаж амортизатора, які у підвіски Макферсон, співмірні з ціною деяких нових амортизаторів [11].

Перевагою даного типу стендів є висока точність контролю технічного стану основного гасильного пристрою підвіски автомобіля. Даний стенд дозволяє виявляти, наприклад, конкретні несправності амортизатора підвіски автомобіля, що поки недосяжно для інших типів контрольно-діагностичного обладнання.

Аналіз динамометричних стендів, проведений на прикладі установки GMF, показує, що дані стенди дозволяють [11]:

1. Отримувати робочу діаграму амортизатора;
2. Оцінювати гучність роботи амортизатора, виявляти його несправності;
3. Оцінювати роботу амортизатора при різних температурах нагріву в умовах безперервної прокачування протягом 5-10 хвилин;
4. Оцінювати зміну характеристики амортизатора в процесі його експлуатації на АТЗ або в ході зношувальних випробувань;
5. Визначати механічні аномалії в амортизаторі ("заїдання", "заклинювання").

1.4.3 Тестові впливи на амортизатори при стендових методах контролю їх технічного стану

Огляд відомих стендових методів контролю технічного стану амортизаторів дозволив виявити такі їх переваги та недоліки:

1) Методи контролю амортизаторів, які реалізують на вібростендах, не здатні оцінювати вплив їх технічного стану на параметри, що характеризують зчеплення шин з опорною поверхнею. Запропонований Н.В. Ньан метод, не дивлячись на те, що він дозволяє проводити контроль технічного стану амортизаторів безпосередньо за показниками, які характеризують якість зчеплення шини, має суттєві недоліки:

- по-перше, при тестовому впливі на об'єкт контролю відсутній обертання коліс, що не відповідає реальним умовам експлуатації АТЗ;

- по-друге, зниження працездатності амортизатора кількісно оцінюється за рахунок зниження двох коефіцієнтів демпфування при ході стиснення і відбою відповідно. При цьому велика частина сучасних гідравлічних амортизаторів АТЗ мають нелінійний характер зміни сил опору в робочому діапазоні швидкостей переміщення поршня;

- по-третє, на точність вимірювання контрольованих параметрів великий вплив робить технічний стан інших елементів підвіски, що створюють непружний опір.

2) Метод контролю технічного стану амортизатора поза підвіскою АТЗ, що реалізовується на спеціальних динамометричних стендах, пов'язаний з необхідністю його зняття з автотранспортного засобу. Це робить його економічно недоцільним для більшості автомобілів, у яких вартість робіт з демонтажу порівнянна з ціною нового амортизатора.

Однак, як зазначає у своїй роботі О.Д. Златовратський «... на практиці не поодинокі випадки, коли на автомобілі продовжують експлуатуватися амортизатори, ефективність роботи яких вже не відповідає встановленим вимогам. Але буває і зворотна ситуація, коли з АТЗ при ремонті його підвіски знімають і замінюють практично справні амортизатори» [10].

З огляду на вищевикладене можна констатувати, що метод контролю, який реалізується на динамометричних стендах, може бути цілком економічно вигідним, для випадку, коли амортизатор вже демонтований з АТЗ в процесі ремонту підвіски. А якщо врахувати, що цей метод дозволяє отримувати інформацію про технічний стан амортизатора безпосередньо по його принципу роботи даного продукту, то можна його визнати більш точним і ефективним в порівнянні з методами, реалізованими на вібростендах.

Ефективність методу контролю технічного стану амортизатора поза підвіскою АТЗ можна значно підвищити, якщо виявити закономірність між показником зміни його робочої характеристики при зниженні працездатності, і показниками, що характеризують стабільність зчеплення шини в плямі її контакту з опорною поверхнею, яка надає рівноважний вплив на систему «Шина - безпружинна маса - підвіска - підресорена маса».

Силовий вплив на систему має здійснюватися в бічному і вертикальному напрямках. При цьому має проводитися замір бічних і нормальних реакцій шини.

Для створення бічних реакцій, що діють на шини АТЗ від опорної поверхні, задають рух АТЗ або при русі по колу, або на поперечному схилі. Рух АТЗ в обох випадках супроводжується бічною деформацією шин і коченням його коліс з кутами відведення.

З роботи А.А. Хачатурова [31] відомо, що для вертикального обурює впливу на еластичні шини АТЗ з боку опорної поверхні, досить переїхати колесами через одиничну нерівність. Це підтверджує гіпотезу про те, що ефективність контролю амортизаторів АТЗ в умовах експлуатації можна значно підвищити, якщо враховувати вплив їх технічного стану на процес формування бічної реакції шини при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності.

Закономірність між показником, що характеризує зміну робочих характеристик амортизаторів при зниженні їх працездатності, і показником, що характеризує зчеплення шини з опорною поверхнею, можна встановити в ході аналітичного та експериментального досліджень цього процесу. Результати дослідження можуть бути основою методики ефективного контролю технічного стану амортизаторів АТЗ з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції.

Для аналітичного дослідження необхідно розробити математичну модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», що описує процес формування шиною колеса, що рухається з кутом відведення бічних реакцій, при переїзді ним через одиничну нерівність. Вона повинна враховувати вплив на досліджуваний процес, зчіпних властивостей шин, технічного стану амортизаторів, динаміки коливань підресорених і безпружинних мас, а також характеристик опорної поверхні з одиничною нерівністю.

1.5 Аналіз діяльності СТО "КРЕДО АВТО"

Підприємство "КРЕДО АВТО" зареєстроване 20.09.2007 року як юридична особа і знаходиться за адресою: 21100 м. Вінниця, Ленінський район, вул. Максимовича 43б та має організаційно правовий статус товариства з обмеженою відповідальністю.

Основною метою діяльності ТОВ є отримання прибутку та задоволення потреб населення в якісних транспортних засобах з подальшим сервісним обслуговуванням.

Ефективність діяльності підприємства багато в чому залежить від його організаційної структури, принципів її побудови та постійного удосконалення.

ТОВ "КРЕДО АВТО" у своїй структурі має наступні відділи:

1. Відділ з продажу автомобілів, що включає в себе керівника, адміністратора та двох менеджерів з продажу автомобілів.
2. Відділ реалізації запасних частин складається з експерта по замовленню і реалізації запасних частин Mazda, експерта по реалізації запасних частин та завідуючого складом.
3. Відділ післяпродажного обслуговування включає в себе директора (сервіс-менеджера) та референта секретаря.

Станція технічного обслуговування має у своїй структурі старшого майстра виробництва, майстра малярно-рихтовочної ділянки, майстра виробництва, майстра прийомщика, експерта по калькуляції малярно-рихтовочних робіт, слюсаря по ремонту обладнання СТО, вісьмох автослюсарів, налагоджувальника розвалу-сходження та світла, шиномонтажника, автомаляра, арматурника, моториста, двох автоелектриків.

Загалом на підприємстві працює 21 чоловік.

Усі керівні посади займають високоосвічені спеціалісти.

Всі замовлення можна індивідуально обговорити з майстром, щоб той урахував усі побажання власника автомобіля. На СТО виконують гарантійний ремонт і заміну за необхідністю несправного компонента. На СТО також є мастильні матеріали від провідних виробників за цінами виробників.

При покупці автомобіля клієнтом одразу виконується передпродажна підготовка, антикорозійна обробка за бажанням клієнта, тонування тощо.

Серед персоналу СТО працюють кваліфіковані робітники, які пройшли навчання закордоном на спеціальних курсах компанії для підвищення своєї кваліфікації.

Основним показником, за яким проводиться оцінка діяльності підприємства, є обсяг реалізації побутових послуг з ТО і ремонту автомобілів, що належать населенню.

Під обсягом реалізації послуг з ТО і ремонту автомобілів, що належать населенню, розуміється вартість:

- всіх робіт з обслуговування і ремонту автомобілів;
- послуг по виконанню шиноремонтних робіт;
- послуг по діагностуванню автомобілів;
- прибирально-мийних робіт;
- послуг по збереженню транспортних засобів на відкритій стоянці;
- послуг по транспортуванню автомобілів з лінії;
- технічних консультацій;
- робіт по виготовленню і ремонту автоприладів;
- робіт по зарядці акумуляторних батарей;
- робіт по перевірці загального технічного стану легкових автомобілів.

В таблиці 1.1 проведемо оцінку узагальнюючих показників фінансово-господарської діяльності СТО.

Таблиця 1.1 – Аналіз узагальнюючих показників, що визначають фінансово-господарський стан ТОВ "КРЕДО АВТО"

п/п	Показники	2018 р.	2019 р.	Відхилення 2019р. від 2018р.	
				Абс. (+/-)	відн, %
1	Чистий дохід (виручка від реалізації), тис. грн.	9951,20	14456,80	4505,60	45,28
2	Чистий прибуток (збиток), тис. грн.	954,30	1352,30	398,00	41,71
3	Середньооблікова чисельність працівників, осіб	21	21	-	-
4	Фонд оплати праці, тис. грн.	127,40	174,50	47,10	36,97
5	Власний капітал, тис. грн.	3226,10	4578,40	1352,30	41,92
6	Необоротні активи, тис. грн.	985,3	1190,00	204,7	20,7
7	Довгострокові зобов'язання, тис. грн.	-	1,80	1,80	-
8	Короткострокові кредити та позики, тис. грн.	-	300,20	300,20	-
9	Дебіторська заборгованість, тис. грн.	41,70	-	-41,70	-
10	Запаси, тис. грн.	902,20	1245,60	343,40	38,06

Аналізуючи показники таблиці 1.1 можна відзначити наступну тенденцію, що склалася по основних показниках діяльності підприємства:

- чистий дохід, або виручка від реалізації у звітному періоді в порівнянні з 2018 роком на 4505,6 тис. грн., що є позитивним моментом у господарській діяльності підприємства і можна зазначити, що даний ріст відбувся завдяки зростанню обсягів товарної продукції та вдалому вивченню ринку збуту автомобілів та надання послуг;

- чистий прибуток також зріс за аналізуємий період, а саме у порівнянні з 2018 роком на 398 тис. грн., або 41,70%, що також є позитивним моментом у господарській діяльності підприємства так як постійно прослідковується тенденція до зростання прибутковості підприємства;

- показник фонду оплати праці також зріс, адже змінилася мінімальна заробітна плата та відбулося зростання середньомісячної оплати праці, що є позитивним моментом в діяльності підприємства, а саме у порівнянні з 2018 роком на 47,1 тис. грн., або на 36,97%;

- власний капітал підприємства у звітному періоді, у порівнянні з 2018 роком на 47,1 тис. грн. або на 36,97%, що є позитивним моментом у діяльності підприємства і свідчить про стабільну роботу підприємства;

- необоротні активи підприємства також зростають, а саме у порівнянні з 2018 роком на 651,7 тис. грн., або на 42,36%, що є досить позитивним моментом в діяльності підприємства і відбулося це за рахунок оновлення технічного стану підприємств на що було виділено 2,6 млн. грн.;

- зростання запасів на підприємстві є негативним моментом в діяльності підприємства. Даний ріст за аналізуємий період складає у порівнянні з 2018 роком на 343,4 тис. грн., або 38,06%.

1.6 Дослідження ринку послуг СТО

До клієнтів СТО можна віднести усіх, хто придбав автомобіль в мережі ТОВ "Кредо Авто", також це можуть бути просто відвідувачі, які придбали

автомобіль у іншому місці, але хочуть отримувати послуги з обслуговування і ремонт на даній СТО.

Всі хто придбав нові автомобілі в мережі ТОВ «Кредо Авто» зобов'язані на протязі певних проміжків пробігу проходити технічне обслуговування на СТО для того, щоб не позбавитися гарантії на автомобілі. Багато з тих хто проходить ТО на станції технічного обслуговування в гарантійний період, приїздить виконувати ремонт та обслуговування і після закінчення гарантії на автомобіль, тут можна замовити оригінальні запчастини для автомобілів, мастильні матеріали, виконати додаткові роботи.

За результатами другої половини 2019 року лідером продажів автомобілів класу А в став Mazda 2. За інформацією Auto-Consulting, за цей час власниками нових автомобілів Mazda 2 стали більше 4 тисяч чоловік, що складає 64% від всіх проданих у А-класі машин. Автомобіль доступний в різних комплектаціях, обладнаний різними двигунами. Крім того на вибір встановлюється автоматична або механічна коробка передач.

Для розрахунку рівня конкурентоспроможності автомобіля, необхідно провести маркетингове дослідження. Метод збору даних - опитування. При проведенні опитування приділяється увага наступним питанням:

1. Наскільки проінформовані респонденти про автомобілі в цілому й досліджувані автомобілі зокрема.
2. Який атрибут автомобіля найбільше значимий для покупця.
3. Які марки мають найвищий рейтинг у покупців.

У ході маркетингового дослідження з'ясовано, що при покупці автомобіля покупці звертають увагу, у першу чергу, на споживчі властивості, ціну автомобіля й рівень його якості, і вже потім - на престижність і фактори індивідуалізації. У ході опитування була виявлена наступна залежність: чим вище рівень доходу респондента, тим вище для нього грають престижність і фактори індивідуалізації.

Асортимент автомобілів ТОВ "КРЕДО АВТО" формується з асортименту автомобілів японської компанії сучасного виробництва, також можуть бути

доставлені автомобілі відповідної марки яку замовляє споживач (покупець). За останні два роки асортимент марок автомобілів є наступним: Mazda 2; Mazda 3 Hatchback; Mazda 3 MPS; Mazda 3 Sedan; Mazda 5; Mazda 6 Hatchback; Mazda 6 Sedan; Mazda 6 Universal; Mazda BT-50; Mazda CX-7; Mazda CX-9.

Окрім того так як ТОВ "Кредо Авто" здійснює після продажне обслуговування автомобілів та поточний ремонт і планові технічні обслуговування згідно пробігу автомобіля то в асортименті є весь перелік запасних частин та необхідних блоків.

Не виходячи із салону, покупець може: застрахувати своє авто, скористатися послугою trade-in (обмін старого автомобіля на новий із доплатою), поставити автомобіль на облік ДАІ, зробити авто більш стильним завдяки оригінальним аксесуарам, а також може скористатися спеціально розробленою програмою лояльності Mazda Service Club.

Менеджери з продажу та спеціалісти СТО центру Mazda пройшли спеціальне навчання і мають відповідну до стандартів японської якості кваліфікацію. У сервісному центрі технічного обслуговування Mazda працює спеціальне оригінальне японське обладнання для діагностики та ремонтних робіт.

ТОВ «КРЕДО АВТО» запрошує всіх власників автомобілів Mazda у Вінниці та області провести гарантійне та післягарантійне обслуговування на новій СТО. Першу діагностику кожного автомобіля можна провести безкоштовно.

За місяць роботи дилерський центр «КРЕДО АВТО» вийшов у лідери з продажу Mazda у центрі України, не враховуючи м. Київ реалізувавши 46 авто.

Окрім того на сучасному етапі розвитку велике значення має електронна комерція, тому одним із напрямків вдосконалення збутової політики в ТОВ може мати місце створення сайту Товариства з усім переліком та характеристиками автомобілів, запасних частин та видами робіт по технічному обслуговуванню та діагностиці. Це дасть змогу залучити додаткових клієнтів і сформувати думку

про той чи інший автомобіль та ті види робіт і обладнання на якому проходить технічне обслуговування.

На СТО є представник банку та представник страхової компанії, тут можна отримати кредит на автомобіль та оформити страховку. На СТО обладнаний зручний кабінет для відпочинку клієнтів, встановлені автомати з кавою та іншими напоями. На вулиці обладнана зручна альтанка для відпочинку.

Конкуренцію даній СТО складають малі майстерні в яких ціни на обслуговування і ремонт нижчі, проте вони не мають такого високого рівня професіоналізму, як тут, більшість обладнання на них застаріла і використовується з порушенням норм експлуатації.

СТО такого класу як ТОВ «Кредо Авто» не можуть конкурувати з даними СТО тому що при майже однаковому рівні цін, а в деяких випадках і вище, тут роботи надаються на обладнанні яке найкраще пристосоване до таких марок, які реалізуються в мережі ТОВ «Кредо Авто». Тому рівень якості тут буде більший ніж у конкурентів.

До сильних сторін СТО можна віднести зручне розташування, потужну матеріально-технічну базу, наявність висококваліфікованих працівників, якісний сервіс, наявність комфортних приміщень для клієнтів, ізольованих від запаху бензину, газу та інших шкідливих випарів.

На рисунку 1.12 подане графічне відображення вільної частини ринку та частин, які займають конкуренти.



Рисунок 1.12 - Графічне відображення вільної частини ринку та частин, які займають конкуренти

1.7 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази ТОВ «Кредо Авто»

1.7.1 Огляд існуючої структури виробничо-технічної бази

Структурний склад СТО включає в себе кілька складових, а саме:

- головний виробничий корпус;
- стоянка для працівників СТО;
- стоянка для нових автомобілів;
- стоянка для автомобілів, що очікують обслуговування.

Головний виробничий корпус містить в собі всі необхідні приміщення для функціонування СТО. Зараз до нього прибудовано приміщення автосалону, виконано ремонт виробничих і побутових приміщень.

В табл. 1.2 наведемо основні техніко-економічні показники для типової СТО та СТО ТОВ «Кредо Авто».

Таблиця 1.2 – Техніко-економічні показники для типової СТО та СТО ТОВ «Кредо Авто»

Назва показника	Показники		$\frac{П_i^ф}{П_i^н} \cdot 100 \%$
	Існуючої СТО, Пфі	Типової СТО, Пні	
1. Автомобілезайди, тис. в рік	6,24	6,4	97,2
2. Площа ділянки, га	0,32	1,01	31,6
3. Чисельність виробничих працівників, чол.	21	25	0,84
4. Корисна площа виробничих приміщень, м ²	862,7	1426	60
5. Корисна площа адміністративно - побутових приміщень без торгової зали, м ²	982	863	113
6. Число автомобіле-місць на постах, шт	18	11	163

Проаналізувавши стан ВТБ СТО можна зазначити, що вона придатна для виконання якісного ремонту і ТО легкових автомобілів, але їй необхідно оптимізувати роботу зони ТО і ПР, щоб покращити якість і швидкість надання послуг.

Аналіз техніко-економічних показників СТО показує:

- кількість працюючих ремонтних і допоміжних робітників менша нормативної на 16%, що вказує на необхідність збільшення чисельності персоналу, або підвищені продуктивності праці робітників за рахунок засобів механізації та автоматизації праці. При підвищені продуктивності праці з'явиться можливість обслуговування більшого числа автомобілів інших організацій і приватних осіб;

- ВТБ забезпечена постами ТО і ПР на 163%, що показує необхідність оптимізації роботи зони ТО і ПР;

- ВТБ забезпечена площами виробничо-складських та допоміжних приміщень, стоянки і території, що дає можливість проведення робіт по підвищенню ефективності використання ВТБ;

- зони і дільниці СТО в цілому укомплектовані устаткуванням, але частина устаткування є фізично спрацьованим і морально застарілим (приблизно 15%), воно підлягає оновленню.

1.7.2 Аналіз і оцінка стану виробничо-технічної бази і ступеня використання виробничої потужності

Більшість автомобілів, що обслуговуються на СТО це сучасні автомобілі зроблені за сучасними технологіями, проте обслуговуються і такі, конструкції яких є неперспективними і застарілими, при модернізації ВТБ, потрібно враховувати тенденції розвитку автомобільного транспорту для того щоб можна було пристосувати СТО до сучасних автомобілів.

Рівень праці на СТО досить високий. СТО працює за шестиденним робочим тижнем, але існує необхідність оптимізації виробничого процесу для збільшення продуктивності та швидкості обслуговування.

Виходячи з виробничих потреб адміністрація, за погодженням з представницьким органом, або обумовивши це в колективному договорі, може встановлювати з урахуванням характеру й умов праці максимальну тривалість роботи протягом дня за підсумованим обліком робочого часу не більше 12 годин.

За наявності письмової згоди працівника допускається встановлення більшої тривалості щоденної роботи, якщо характер та умови праці передбачають періоди очікування ситуації, коли працівник повинен негайно стати до виконання роботи, і якщо в нього є можливість відпочивати протягом зміни.

Комплексну оцінку стану ВТБ виконують за такими напрямками: характеристика виробничих приміщень, стан технологічного устаткування, характеристика рівня технології ТО і ПР, рівень організації та управління виробництвом.

У відповідності до матеріалів річної фінансової звітності у 2018 та 2019 роках ТОВ «Кредо Авто» мало показники подані в таблиці 1.3. Показники ефективності розраховані за наступними формулами і результати занесені до таблиці 1.3.

Фондовіддача розраховується за формулою:

$$\Phi_v = \frac{OP}{OZ}, [\text{грн.}] \quad (1.1)$$

де ОП – обсяг реалізованої продукції, тис. грн.;

ОЗ – вартість основних засобів, тис. грн.

Фондомісткість розраховується за формулою:

$$\Phi_m = \frac{OZ}{OP}, [\text{грн.}] \quad (1.2)$$

Фондоозброненість розраховується за формулою:

$$\Phi_{озб} = \frac{OZ}{ЧП}, [\text{тис. грн.}] \quad (1.3)$$

де ЧП – чисельність працівників, осіб.

Таблиця 1.3 – Основні засоби та показники ефективності їх використання

Найменування показника	2018 рік	2019 рік	Відхилення 2019 р. від 2018р.
Залишкова вартість основних засобів, тис. грн.	985,3	1190,8	205,5
Чистий дохід (виручка від реалізації), тис. грн.	12951,2	14456,8	1505,6
Чисельність працівників, осіб	21	21	-
Показники ефективності використання виробничо-технічної бази СТО			
Фондовіддача, грн.	10,1	12,1	2
Фондомісткість, грн.	0,09	0,08	0,01
Фондоозброєність, тис. грн.	46,91	56,7	9,8

1.8 Висновки до розділу 1

Виконаний аналіз літературних джерел за темою дослідження, дозволили встановити наступне:

1. Сучасні амортизатори повинні забезпечувати гасіння коливань підресорених і безпружинних мас АТЗ. Їх основним призначенням є забезпечення плавності ходу АТЗ і стабільності зчеплення шин з дорогою. Останнє - визначає стійкість і керованість АТЗ. Таким чином, амортизатори є елементами активної безпеки АТЗ. Їх технічний стан необхідно регулярно контролювати в умовах експлуатації АТЗ. Метод контролю технічного стану амортизаторів на динамометричному стенді дозволяє виявляти несправності амортизатора, але при цьому його не можна визнати ефективним, оскільки він не дозволяє давати кількісну оцінку здатності амортизаторів забезпечувати зчеплення шин з дорогою;

2. Ефективність методів стендового контролю технічного стану амортизаторів поза підвіскою АТЗ можна значно підвищити, якщо враховувати їх вплив на процес бокового зчеплення шини з опорною поверхнею при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності. Для цього необхідно виявити закономірність між показником, що характеризує зміну потужності опору амортизаторів при зниженні їх працездатності, і показником,

що характеризує зчеплення шини з опорною поверхнею. Для цього необхідне проведення наукового дослідження, результати якого будуть основою методики ефективного контролю технічного стану амортизаторів АТЗ з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції;

3. Для виконання аналітичного дослідження необхідно розробити математичну модель яка описує процес формування шиною, що рухається з кутом відведення бічних реакцій, при переїзді колесом через одиничну нерівність в системі «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса». Модель повинна враховувати вплив на досліджуваний процес, зчіпних властивостей шин і динаміку її коливань, технічного стану амортизаторів, динаміки коливань підресорених і безпружинних мас, а також характеристики опорної поверхні з одиничною нерівністю;

4. Для математичного опису динамічних процесів коливань підресореної і непідресореної маси, при переїзді колеса через одиничну нерівність досить застосувати традиційну двох-масову модель, що враховує згладжувальну здатність шини;

5. Для математичного опису процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною і опорною поверхнею, при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності і зміні технічного стану амортизатора, доцільно використовувати математичну модель [8], розроблену А.Б. Диком, оскільки вона є простою, зручною для розрахунків, зі зрозумілими з фізичної точки зору параметрами і дозволяє розраховувати вихідні параметри з мінімальними похибками. Дана модель містить добре вивчені параметри шин, які просто визначаються в ході експерименту на спеціальних шинних тестерах;

6. Виконавши аналіз маркетингового середовища ТОВ "Кредо Авто", його виробничо-технічної бази, та провівши аналіз виробничо-господарської діяльності і організаційної структури управління, можна зробити висновок, що СТО має потенціал для виконання більшого об'єму робіт, але для цього необхідно оптимізувати роботу зони ТО і ПР.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ СТЕНДОВОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ АТЗ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НИМИ ВЛАСТИВОСТІ ШИН СТВОРЮВАТИ БІЧНІ РЕАКЦІЇ

З метою вирішення поставлених завдань наукового дослідження розроблені теоретичні передумови методу контролю технічного стану амортизаторів АТЗ по забезпеченню ними здатності шин створювати бічні реакції. Для цього була розроблена математична модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», що дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу формування шиною бічних реакцій R_Y при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність.

Математична модель дозволяє виконувати розрахунок силових і кінематичних параметрів досліджуваного процесу кочення колеса з урахуванням робочих характеристик і технічного стану амортизаторів АТЗ. Модель дозволяє виконувати розрахунок нормальної $R_{ХД}$ і бічної $R_{YД}$ реакцій, що діють з боку колеса на підресорену масу АТЗ.

2.1 Припущення, прийняті в розробленій моделі

Як було встановлено в першому розділі на процес формування бічних реакцій R_Y між еластичною шиною і опорною поверхнею дороги в умовах експлуатації АТЗ впливають характеристики шин, кінематика і технічний стан елементів підвіски, а також динаміка руху підресореної і непідресореної мас. У зв'язку з цим досліджуваний процес будемо розглядати в системі «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса».

При розробці математичної моделі даної системи звернемо особливу увагу на динаміку руху підресореної і непідресореної мас АТЗ, які з'єднані елементами підвіски. Також будемо враховувати динаміку елементарних мас шини в околиці

плями контакту і її вплив на нестационарний характер зміни силових і кінематичних параметрів, що характеризують здатність шин створювати бічні реакції.

Нестационарність режиму роботи шини пов'язана з несталим режимом її деформацій. Деформації шини не нахиленого колеса, як правило, визначаються трьома параметрами: поздовжнім x_s , боковим y_s лінійним зсувами плями контакту шини щодо диска колеса і кутом повороту ψ_z плями контакту (рис. 2.1.) Навколо вертикальної осі [8].



Рисунок 2.1 - Схема зміщення плями контакту шини з опорною поверхнею відносно обода колеса

Процес кочення колеса з кутами відведення, будемо розглядати без його гальмування, тобто при відсутності гальмівного моменту. Тому, несталий характер деформацій шини будемо враховувати швидкістю бічного зсуву y'_s плями контакту. При цьому наявністю і величиною швидкості поздовжнього зсуву плями контакту шини x'_s будемо нехтувати, через її незначні величини. Запізнення кута повороту ψ_z плями контакту шини навколо вертикальної осі також необхідно враховувати, так як в даній роботі не розглядаються характеристики стабілізуючого моменту.

Початок руху колеса по опорній поверхні задамо від того моменту часу, коли підресорена і безпружинна маси будуть знаходитися в положенні статичної рівноваги. Швидкість поступального руху колеса в горизонтальному напрямку V_x приймемо постійною, що не залежить від вертикальної складової.

Початок взаємодії шини з одиничною нерівністю задамо від того моменту коли шлях пройдений центром колеса s буде більшим значення довжини бічної релаксації шини l_r , тобто бічна реакція R_Y в плямі контакту шини з опорною поверхнею повинна досягти сталого значення R_{YS} .

Опорну поверхню дороги до і після одиничної нерівності приймемо рівною, горизонтальною. Фрикційні властивості опорної поверхні дороги з одиничною нерівністю будемо вважати стабільними як по довжині, так і по часу.

Характеристику пересування і бічного зчеплення шини з опорною поверхнею у всьому діапазоні зміни пересування і бічного проковзування будемо вважати однаковими (важливо врахувати, що це справедливо для радіальних еластичних шин).

Вищевказані допущення, дозволять дещо спростити математичну модель досліджуваного процесу.

2.2 Структурна схема системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса»

Для найбільш повного і обгрунтованого відображення взаємозв'язку елементів системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», за методикою, представленою в роботі Федотова А.І. [1], була складена структурна схема.

Внутрішніми параметрами елементів системи є коефіцієнти і функції: коефіцієнти бічного φ_Y і поздовжнього φ_X зчеплення шини з опорною поверхнею; геометричні параметри профілю одиничної нерівності q_0 і l_0 ; поздовжня C_{SX} і поперечна C_{SY} жорсткості проковзування; радіальна C_Z і бічна C_Y жорсткості шини; коефіцієнти демпфування шини в бічному K_{SY} і радіальному K_{SZ} напрямку; радіус кочення колеса в підпорядкованому режимі r_{ko} ; безпружинна m_n і підресорена M_n маси; жорсткість C_{PZ} і непружний опір підвіски K_A ; сила опору амортизатора F_d і т.д.

В якості керуючих параметрів досліджуваних процесів виступають: швидкість руху центру колеса в горизонтальному напрямку V_x , і кут відведення δ .

На об'єкт дослідження впливають зовнішні фактори. До зовнішніх факторів віднесемо діючі параметри навколишнього середовища: температура $t_{окр}$, атмосферний тиск $p_{атм}$, вологість повітря та ін.

Вихідними параметрами системи, є нормальна R_z і бічна R_y реакції, що діють на шину з боку опорної поверхні.

Схема досліджуваного процесу дозволяє представити діючу на шину з боку опорної поверхні нормальну реакцію R_z у вигляді функціоналу:

$$R_z = F \left[g(g_0, l_0, a_{ПК}, V_x), F_D(V_A, K_A), C_{pz}, C_z, K_{sz}, F_{jh}, F_{jn}, G_z \right], \quad (2.1)$$

Аналогічно в вигляді функціоналу представимо і бокову реакцію R_y , діючу на шину в пятні контакту з опорною поверхнею:

$$R_y = F \left[f(S, C_{sx}, C_{sy}, \eta_{sy}, \varphi_x, \varphi_y, f_{\delta x}, f_{\delta y}), S_y(\delta, V_x, Y_s), R_z, \varphi_{y \max} \right], \quad (2.2)$$

Функціонали (2.1) і (2.2) дають уявлення про структуру розробляємої математичної моделі, про входні в неї функції, параметри, константи і коефіцієнти, які повинні складати основу математичних описів елементів досліджуваного процесу.

2.3 Математична модель процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною і опорною поверхнею при переїзді колесом, яке рухається з кутами відведення, одиничної нерівності

Як вже було зазначено, структурна схема системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» дозволила виявити

взаємозв'язки елементів, які беруть участь в досліджуваному процесі і вихідні параметри досліджуваного процесу, у вигляді функціоналів (2.1 і 2.2).

На їх основі при розробці математичної моделі були складені наступні математичні описи:

1. Математичний опис процесу формування бічних реакцій R_Y в плямі контакту шини з опорною поверхнею;
2. Математичний опис нормальної реакції R_Z , що діє від опорної поверхні на шину колеса, а також нормальної реакції $R_{ZД}$, що діє від невідпруженої на відпружену масу;
3. Математичний опис динаміки коливань елементарних мас шин в околиці її плями контакту з опорною поверхнею.

2.3.1 Математичний опис процесу формування бічних реакцій R_Y шини в режимі руху з кутом відведення

Розрахунок бічних реакцій R_Y , [Н] для нестационарного режиму кочення колеса будемо виконувати на підставі математичної моделі, розробленої А.Б. Діком і представленої в його дисертації [8]:

$$R_y = R_z \cdot \varphi_{y\max} \cdot \sin \left(a \cdot \arctg \left(b \cdot \sin \delta - b \cdot \frac{Y_s}{V_x} \right) \right), \quad (2.3)$$

де: R_Z – нормальна реакція, діюча від опорної поверхні на шину, [Н],

$\varphi_{Y\max}$ – максимальний реалізований коефіцієнт бокового зчеплення шини з опорною поверхнею;

δ – кут відводу [рад],

Y_s – швидкість зміщення плями контакту в боковому напрямі [м/с],

V_x – швидкість руху центра колеса [м/с],

a і b – коефіцієнти, які визначають характер нормованих функцій проковзування $f(S)$.

Коефіцієнти, які входять в формулу (2.3) будемо визначати також по методиці А.Б. Дика, відповідно до якої коефіцієнти a і b визначаються по формулам [8]:

$$a = \frac{\eta_s}{b}, \quad (2.4)$$

$$b = \frac{(1 + Z_1^2) \cdot \operatorname{arctg} Z_1 - Z_1}{K_z \cdot (1 + Z_1^2) - 1}. \quad (2.5)$$

Коефіцієнт Z_1 визначимо по формулі [8]:

$$Z_1 = \frac{\pi}{K_z \cdot 2}, \quad (2.6)$$

Прийнявши до уваги припущення до розробленої математичної моделі, коефіцієнт K_z визначимо по формулі [8]:

$$K_z = \frac{\pi - \operatorname{arctg} \left(\frac{f_{\sigma_y}}{\sqrt{(1 - f_{\sigma_y})^2}} \right)}{\eta_s}, \quad (2.7)$$

де η_s – питомий коефіцієнт опору проковзуванню, який необхідно знаходити за формулою [8]:

$$\eta_s = \eta_{sx} \cdot \xi_{nc}. \quad (2.8)$$

η_{sx} – це коефіцієнт опору повздовжньому проковзуванню.

Приймаючи до уваги припущення, які прийняті до розробленої моделі, визначимо цей коефіцієнт по формулі:

$$\eta_{sx} = \frac{C_{sx}}{R_z \cdot \varphi_{y\max}}, \quad (2.9)$$

а коефіцієнт коректування ξ_{nc} , визначимо по формулі:

$$\xi_{nc} = \sqrt{\cos^2 \beta_s + n_c^2 \cdot \sin^2 \beta_s}, \quad (2.10)$$

де n_c – відношення коефіцієнтів опору боковому C_{sy} і повздовжньому C_{sx} проковзуванню шин [8]:

$$n_c = \frac{C_{sy}}{C_{sx}}. \quad (2.11)$$

β_s – кут між векторами повздовжнього S_x і сумарного проковзування S_s .

При коченні колеса з кутами відводу повздовжнє проковзування розраховують по формулі [8]:

$$S_x = \cos \delta - \frac{\omega_k \cdot r_{ko}}{V_x}, \quad (2.12)$$

де: ω_k – кутова швидкість колеса [рад⁻¹];

r_{ko} – радіус кочення колеса в ведучому режимі [м].

Сумарне проковзування S_s в пятні контакту шини з опорною поверхнею дороги визначимо по відомій формулі [8]:

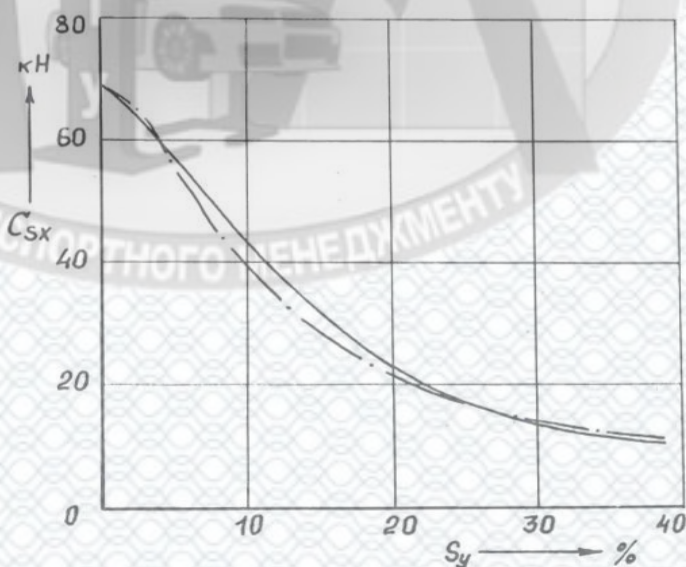
$$S_y = \sin \delta - \frac{Y_s}{V_x}. \quad (2.13)$$

де S_y – бокове проковзування шини.

При коченні колеса з еластичною шиною в режимі нестационарного відводу бокове проковзування шини S_y будемо визначати по формулі [8]:

$$S_y = \sin \delta - \frac{Y_s}{V_x}. \quad (2.14)$$

Раніше проведені дослідження [8] показують, що зі збільшенням бокового проковзування до $S_y=0,2$ значення коефіцієнта опору повздовжньому проковзуванню C_{sx} зменшуються приблизно в 3 рази (рис 2.2).



— · — Розрахунок — Експеримент

Рисунок 2.2 – Графіки функціональної залежності коефіцієнта опору повздовжньому проковзуванню від бокового проковзування S_y , отримані Диком А.Б.

Прийнявши до уваги припущення до розробленої математичної моделі: $C_{sx}=C_{sy}$ при $S_y=0$, математичний опис кривої, отриманої А.Б. Диком (рис. 2.2), опишемо експоненціальною функцією:

$$C_{sx} = C_{sy} \cdot e^{-d \cdot s_y}, \quad (2.15)$$

де: e – число Ейлера, $e = 2,718$;

d – величина, обернена значенню бокового проковзування S_y , при якому коефіцієнт C_{sx} знижується в 2,718 раз, $d = \text{const}$.

Швидкість поступального руху колеса V_x і величина кута відведення шини δ , в даному випадку є керуючими параметрами. Тому в даній системі «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», при розрахунку параметрів досліджуваного процесу будемо ставити їх у вигляді постійних значень.

Параметри φ_{Ymax} , $f_{\delta Y}$ і C_{SY} , що характеризують нормовану функцію проковзування колеса з еластичною шиною, що рухається з кутами відведення будемо визначати експериментально на шинному тестері.

Швидкість y_s зміщення центру плями контакту в бічному напрямку визначимо з рівнянь, що описують динаміку елементарної маси еластичною шини в околиці її плями контакту з опорною поверхнею. Нормальну реакцію R_z будемо визначати з рівнянь, що описують динаміку коливань підресореної і непідресореної мас, в результаті впливу з боку дороги.

2.3.2 Математичний опис процесу формувань нормальних реакцій, що діють на шину від опорної поверхні

Нормальна реакція R_z , діюча на шину з боку опорної поверхні при коченні колеса і переїзді ним одиничної нерівності, може змінюватися в досить широкому діапазоні. Її величина, зокрема, залежить від нормального навантаження на колесо F_k , пружних і демпфуючих властивостей шини, геометричних параметрів одиничної нерівності і від характеристик амортизаторів.

Для математичного опису процесу зміни нормальної реакції на колесі при його збурюючому впливі викликаною переїздом через одиничну нерівність, розглянемо розрахункову схему, представлену на рис. 2.3.

При визначенні нормальної реакції R_Z важливо враховувати ознаку $p_{ок}$, який встановлює факт наявності або відсутності контакту шини з опорною поверхнею. Чисельне значення ознаки визначимо з умови:

$$\begin{aligned} \text{якщо } \Delta_{g\xi} > 0, \text{ тоді } p_{ок} &= 1 \\ \text{якщо } \Delta_{g\xi} \leq 0, \text{ тоді } p_{ок} &= 0 \end{aligned} \quad (2.16)$$

де: $\Delta_{q\xi}$ – радіальна деформація шини, [м].

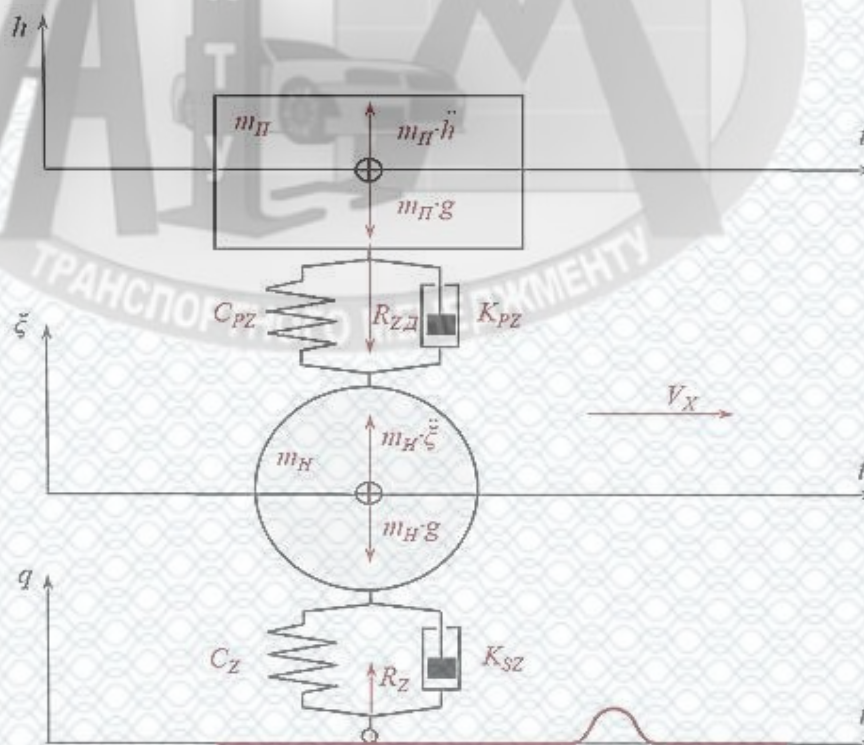


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема для визначення нормальної реакції R_Z опорної поверхні, переданої на колесо

Радіальну деформацію шини $\Delta_{q\xi}$ визначимо по формулі:

$$\Delta_{g\xi} = g - \xi, \quad (2.17)$$

де: ξ – вертикальне переміщення непідресореної маси [м];

q – ордината функції, яка враховує згладжуючі властивості еластичної шини при переїзді через одиничну нерівність, [м].

Таким чином, величину нормальної реакції, яка діє на колесо з боку опорної поверхні, визначимо по формулі:

$$R_z = P_{ok} \cdot (R_{zs} + R_{zd}), \quad (2.18)$$

де: R_{zs} і R_{zd} – статична і динамічна складові нормальної реакції R_z , [Н];

P_{ok} – ознака, яка встановлює наявність контакту шини з опорною поверхнею. Статичну складову нормальної реакції визначимо по формулі [17]:

$$R_{zs} = C_z \cdot \Delta_{g\xi s}, \quad (2.19)$$

а динамічну складову визначимо як [17]:

$$R_{zd} = C_z \cdot \Delta_{g\xi} + K_{sz} \cdot (g - \xi), \quad (2.20)$$

де: ξ – швидкість переміщення непідресореної маси вздовж вісі OZ, [м/с];

q – швидкість зміни висоти нерівності опорної поверхні, [м/с];

C_z – радіальна жорсткість шини, [Н/м];

K_{sz} – радіальний непружний опір шини, [Н·с/м];

$\Delta_{g\xi s}$ – статична радіальна деформація шини, [м].

Статичну радіальну деформацію шини визначимо по формулі [17]:

$$\Delta_{g\xi s} = \frac{(m_n + m_h) \cdot g}{C_z}, \quad (2.21)$$

де: m_n – підресорена маса, яка припадає на одне колесо АТЗ, [кг];

m_n – непідресорена маса, [кг];

g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с².

Нормальну реакцію $R_{z\partial}$, діючу від непідресореної маси на підресорену, використовуючи рисунок 2.3 визначимо по формулі:

$$R_{z\partial} = C_{pz} \cdot (\xi - h + \Delta_{\xi hs}) + F_D, \quad (2.22)$$

де: C_{pz} – нормальна жорсткість підвіски, [Н/м];

$\Delta_{\xi hs}$ – статична деформація підвіски, [м];

F_D – сила опору амортизатора, [Н].

Статичну деформацію підвіски, визначимо по формулі [17]:

$$\Delta_{\xi hs} = \frac{m_n \cdot g}{C_{pz}}, \quad (2.23)$$

Силу опору амортизатора F_D представимо в вигляді кусково-лінійної функції

$$F_D = \begin{cases} F_{\partial 1}(V_A), & \text{якщо } V_A \leq V_1 \\ F_{\partial 2}(V_A), & \text{якщо } V_1 < V_A \leq 0 \\ F_{\partial 3}(V_A), & \text{якщо } 0 < V_A \leq V_2 \\ F_{\partial 4}(V_A), & \text{якщо } V_A > V_2 \end{cases} \quad (2.24)$$

де: V_1 і V_2 – значення швидкості переміщення поршня амортизатора, відносно його циліндра, при яких відбувається відкриття (закриття) перепускного клапана на ході відбою (стиску), [м/с];

V_A – швидкість переміщення поршня амортизатора відносно його циліндра.

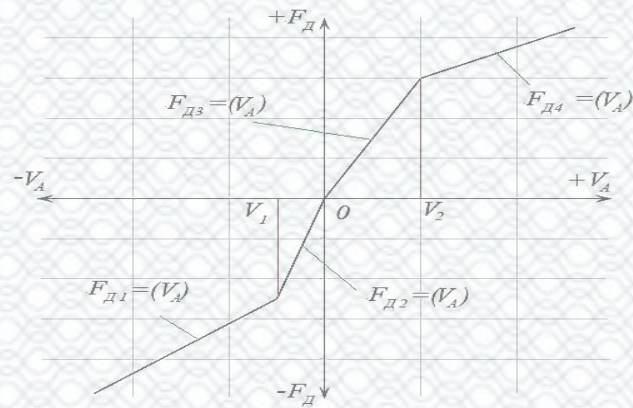


Рисунок 2.4 – Графік кусково-лінійної функції

Швидкість переміщення поршня амортизатора V_A знайдемо як першу похідну деформації підвіски $\Delta_{\xi h}$:

$$V_A = \Delta_{\xi h} = \dot{\xi} - \dot{h}, \quad (2.25)$$

де \dot{h} – швидкість переміщення підресореної маси вздовж вісі OZ, [м/с].

2.3.3 Описання процесу коливань підресореної і непідресореної мас

Для визначення силових і кінематичних параметрів коливального процесу підресореної і непідресореної мас досліджуваної системи, при наїзді колеса на одиничну нерівність, складемо рівняння її динамічної рівноваги, використовуючи розрахункову схему 2.2 і принцип Даламбера:

$$\begin{aligned} m_n \cdot \ddot{h} &= F_D + C_{pz} \cdot (\dot{\xi} - \dot{h} + \Delta_{\xi hs}) - m_n \cdot g \\ m_n \cdot \ddot{\xi} &= m_n \cdot g - C_{pz} \cdot (\dot{\xi} - \dot{h} + \Delta_{\xi hs}) - F_D + P_{ок} \cdot (C_z \cdot (g - \dot{\xi} + \Delta_{\xi hs}) + K_{sz} \cdot (g - \dot{\xi})), \end{aligned} \quad (2.26)$$

де: m_n – підресорена маса, яка припадає на одне колесо АТЗ, [кг];

\ddot{h} – прискорення переміщення підресореної маси вздовж вісі OZ, [м/с²];

g – прискорення вільного падіння, [м/с²];

m_H – невідресорена маса, [кг];

ξ - прискорення невідресореної маси вздовж вісі OZ, [м/с²].

Рішення диференційного рівняння будемо виконувати численим методом Ейлера. Швидкість переміщення відресореної маси в напрямку вісі OZ в i -ий момент часу визначимо по формулі:

$$h_i = h_{i-1} + \dot{h}_i \cdot dt, \quad (2.27)$$

Тоді переміщення відресореної маси вздовж вісі OZ знайдемо по формулі:

$$h_i = h_{i-1} + \dot{h}_i \cdot dt, \quad (2.28)$$

Аналогічно визначимо швидкість переміщення невідресореної маси вздовж вісі OZ в i -ий момент часу по формулі:

$$\xi_i = \xi_{i-1} + \dot{\xi}_i \cdot dt, \quad (2.29)$$

а переміщення невідресореної маси будемо розраховувати по формулі:

$$\xi_i = \xi_{i-1} + \dot{\xi}_i \cdot dt, \quad (2.30)$$

Враховуючи згладжуючі властивості еластичних шин, процес переїзду ним одиничної нерівності задамо в вигляді згладжуючої функції. Будемо визначати ординату q в кожен i -ий момент часу по формулі [18]:

$$g = \frac{g_0}{2} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t_g}{T} \right) \right), \quad (2.31)$$

де: q_0 – максимальна висота одиничної нерівності, [м],

t_q – час з початку взаємодії шини з одиничною нерівністю, [с];

T – період гармонічної згладжуючої функції, [с].

$$T = \frac{l_0}{V_x} = t_{g \max}, \quad (2.32)$$

де: l_0 – шлях пройдений колесом при взаємодії шини з одиничною нерівністю, [м];

V_x – швидкість кочення колеса по опорній поверхні, $V_x = \text{const}$, [м/с].

Шлях l_0 пройдений колесом при взаємодії шини з одиничною нерівністю знайдемо формулі (рис. 2.5):

$$l_0 = a_{ПК} + 2 \cdot b_{ПК}, \quad (2.33)$$

де: $a_{ПК}$ – довжина пята контакту шини з опорною поверхнею, [м];

$b_{ПК}$ – відстань від одиничної нерівності до найближчої точки пята контакту шини [м].

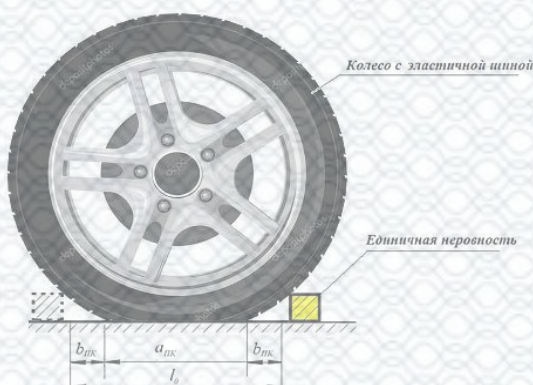


Рисунок 2.5 – Схема визначення параметрів згладжуючої функції шини

Взаємодія колеса з одиничною нерівністю починається з того моменту як шлях L , пройдений центром колеса, в режимі уводу, буде більший значення довжини релаксації шини l_r . Тому при математичному описі досліджуваного

процесу, необхідно розрахувати шлях, пройдений точкою опорної поверхні бігового барабана стенда, відносно центра колеса по формулі:

$$L = V_x \cdot t, \quad (2.34)$$

де: t – час від початку кочення колеса, [с].

Поточне i -е значення часу t від моменту початку кочення колеса задамо формулою:

$$t_i = t_{i-1} + dt, \quad (2.35)$$

де: dt – крок інтегрування часу процесу, [с];

t_{i-1} – значення часу процесу на попередньому кроці інтегрування, [с].

Перед початком взаємодії шини з профілем дороги координати q повинні рівнятися нулю. Із формули (2.31) бачимо, що умова буде виконуватись тільки в тому випадку, якщо t_q буде рівне нулю.

В цьому випадку дану умову запишемо наступним чином:

$$\begin{aligned} \text{якщо } L_i \leq l_r, \text{ тоді } t_{gi} &= 0 \\ \text{якщо } L_i > l_r, \text{ тоді } t_{gi} &= t_{gi-1} + dt, \\ \text{якщо } t_{gi} \geq T, \text{ тоді } t_{gi} &= 0 \end{aligned} \quad (2.36)$$

2.3.4 Математичний опис динаміки маси еластичної шини в околиці її плями контакту з опорною поверхнею

Швидкість y зміщення центру плями контакту шини з опорною поверхнею в бічному напрямку (вздовж осі ОУ) визначимо з рівняння, що описує динаміку коливання елементарних мас еластичною шини.

В процесі проведення дослідження з'ясувалося, що крім коливань елементарних мас еластичної шини щодо її плями контакту з опорною

поверхнею, не менш важливо розглядати коливання колеса в бічному напрямку, щодо підресореної маси АТЗ, які виникають в результаті пружних і непружних деформацій сайлентблоків, напрямних елементів підвіски (важелів і ін.).

Для складання рівняння динамічної рівноваги коливальної системи розглянемо розрахункову схему (рис. 2.6).

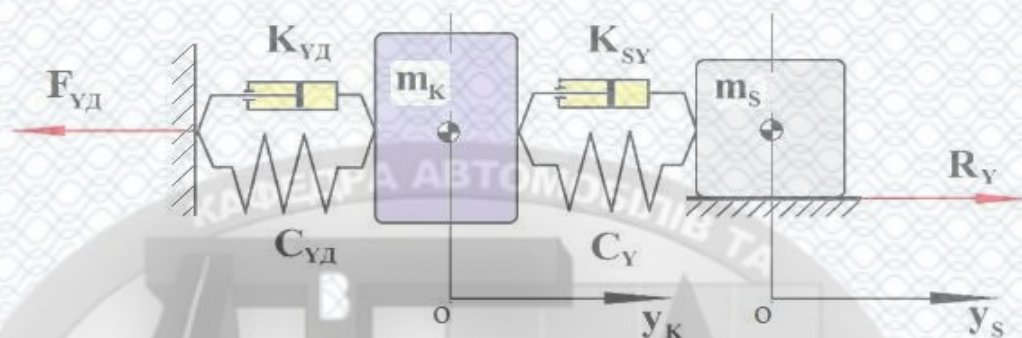


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема коливальної системи колеса з еластичною шиною під дією зовнішньої сили $F_{уд}$ і бокової реакції R_y

Схема враховує: пружні і демпфуючі характеристики елементів підвіски ($C_{уд}$ і $K_{уд}$) і шини (C_y і K_{sy}), масу колеса m_k і елементарну масу еластичною шини m_s в околиці плями контакту, бічну реакцію R_y , діючу від опорної поверхні на шину, а також зовнішню силу $F_{уд}$, діючу від підресореної маси на елементи підвіски.

На підставі розрахункової схеми (рис. 2.6) було складено рівняння динамічної рівноваги даної системи, з використанням принципу Даламбера, яка записана у вигляді:

$$\begin{aligned} R_y - C_y \cdot (y_s - y_k) - K_{sy} \cdot (y_s - y_k) - m_s \cdot y_s &= 0 \\ C_y \cdot (y_s - y_k) + K_{sy} \cdot (y_s - y_k) - C_{уд} \cdot y_k - K_{уд} \cdot y_k - m_k \cdot y_k &= 0, \end{aligned} \quad (2.37)$$

де: C_y – динамічна бокова жорсткість шини, [Н];

K_{sy} – коефіцієнт демпфування шини, [Н·м/с];

$C_{уд}$ – жорсткість направляючих елементів підвіски, [Н];

$K_{уд}$ – коефіцієнт демпфування направляючих елементів підвіски, [Н·м/с];

m_K – маса колеса з еластичною шиною, [кг];

m_S – маса еластичної шини, в окрузі пятна контакту з опорною поверхнею, [кг].

Динамічну жорсткість шини C_Y визначимо по формулі [8]:

$$C_Y = \frac{C_{SY}}{l_r}, \quad (2.38)$$

де: C_{SY} – Коефіцієнт опору боковому проковзуванню, [Н];

l_r – довжина релаксації шини, [м].

Рішення рівнянь системи рівнянь (2.37), щодо старших похідних (чисельним методом Ейлера), дозволяє отримувати швидкості і переміщення плями контакту шини і обода колеса в бічному напрямку в i -ий момент часу. Швидкість зміщення плями контакту шини в бічному напрямку будемо розраховувати на основі рівняння виду:

$$y_{Si} = y_{Si-1} + y_{Si} \cdot dt. \quad (2.39)$$

Зміщення пятна контакту шини вздовж осі OY:

$$y_{Si} = y_{Si-1} + y_{Si} \cdot dt. \quad (2.40)$$

Швидкість зміщення центра обода колеса вздовж осі OY:

$$y_{Ki} = y_{Ki-1} + y_{Ki} \cdot dt. \quad (2.41)$$

Зміщення центра ободу колеса вздовж осі OY:

$$y_{Ki} = y_{Ki-1} + y_{Ki} \cdot dt. \quad (2.42)$$

Бокову силу, діючу на колесо від підресореної маси, розрахуємо по формулі:

$$F_{yD} = C_{yD} \cdot y_K - K_{yD} \cdot y_K. \quad (2.43)$$

Математичну модель, представлену в розділі 2.3. необхідно перевірити на адекватність, для цього необхідно провести експериментальні дослідження процесу формування бокової і нормальної реакції в пятні контакту шини з опорною поверхнею.

2.4 Алгоритм розрахунку вихідних параметрів системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса»

Для аналітичного дослідження процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною і опорною поверхнею при переїзді колесом, що рухаються з кутами відведення, одиничної нерівності був розроблений алгоритм розрахунку. Алгоритм передбачає наступні процедури:

1. Введення вихідних даних елементів системи «Опорна поверхня – Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса»;
2. Розрахунок початкових умов (початкових переміщень і швидкостей переміщень непідресореної і підресореною мас, а також колеса з еластичною шиною, маси шини в околиці плями контакту, статичного прогину шини, статичного прогину пружних елементів підвіски, статичної нормальної реакції і т.д.); Виконання розрахунків з кроком інтегрування $dt = 0,001$ с;
3. Розрахунок пройденого колесом шляху L ;
4. Розрахунок по функції згладжування q
5. Розрахунок сили опору амортизатора F_D ;

6. Розрахунок кінематичних параметрів підресореної і непідресореної мас $h, \dot{h}, \xi, \dot{\xi}$;
7. Розрахунок нормальної реакції, діючої від опорної поверхні на шину R_Z ;
8. Розрахунок бокового проковзування шини S_Y ;
9. Розрахунок коефіцієнтів a і b , характеризуючих протікання нормованої функції проковзування $f(S)$;
10. Розрахунок бокової реакції R_Y , діючої від опорної поверхні на шину;
11. Розрахунок кінематичних параметрів $y_s, \dot{y}_s, y_k, \dot{y}_k$ елементарної маси шини від кола пята контакту і колеса;
12. Розрахунок нормальної $R_{ZД}$ і бокової $R_{YД}$ реакцій, діючих від непідресореної маси на підресорену;
13. Виведення результатів розрахунку в вигляді графіків залежностей $R_{ZД}=f(L), F_{YД}=f(L), R_Z=f(L), R_{ZД}=f(L)$ в виді графіків на комп'ютер.

Розроблений алгоритм встановлює послідовність розрахунку вихідних параметрів системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса».

2.5 Контроль технічного стану амортизаторів АТЗ із забезпечення здатності шин створювати бічні реакції

Стендовий метод контролю технічного стану амортизаторів щодо їх забезпечення здатності шин створювати бічні реакції пропонує тестовий вплив на колесо з еластичною шиною і підвіску (з амортизатором), вимір контрольованих параметрів, порівняння їх з нормативними значеннями і віднесення пред'явленого амортизатора до одного з можливих станів по працездатності.

Тому в даному розділі магістерської кваліфікаційної роботи були представлені теоретичні передумови кожного елемента процесу контролю технічного стану амортизаторів АТЗ, щодо їх забезпечення здатністю шин створювати бічні реакції. Послідовність процесу контролю включає:

а) Тестовий вплив на об'єкт (систему «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса»);

б) Визначення показника λ_L , що дозволяє кількісно оцінювати вплив технічного стану амортизатора на здатність шин створювати бічні реакції;

в) Вимірювання сил опору амортизатора в діапазоні робочих швидкостей переміщення його поршня щодо стінок циліндра на динамометричному стенді і бічних реакцій шини;

г) Порівняння показника λ_L з його нормативними значеннями і визначення технічного стану амортизатора щодо забезпечення ним можливості шин створювати бічні реакції.

2.5.1 Оптимізація параметрів тестового впливу на об'єкт дослідження

Від коректності і стабільності завдання тестового впливу на об'єкт дослідження залежать не тільки результати контролю, але і життєздатність розробленого методу. Тому при розробці стендового методу контролю технічного стану амортизаторів щодо їх забезпечення здатності шин створювати бічні реакції, необхідно визначити оптимальні значення параметрів тестових впливів, на об'єкт дослідження,

У нашому випадку параметрами тестових впливів на систему «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» з метою контролю технічного стану амортизатора, є:

- Вага, що припадає на колесо G_K ;
- Геометричні параметри одиничної нерівності: висота q_0 і довжина l_0 ;
- Швидкість поступального руху колеса V_X ;
- Кут відведення шини δ , з яким рухається колесо.

З огляду на те, що зі збільшенням навантаження на колесо, здатність шини до створення бічних реакцій зростає (див. Рис. 2.7.), Оптимальним значенням нормального навантаження, що припадає на колесо з еластичною шиною, прийняте рівним половині ваги, що припадає на вісь АТЗ в спорядженому стані.

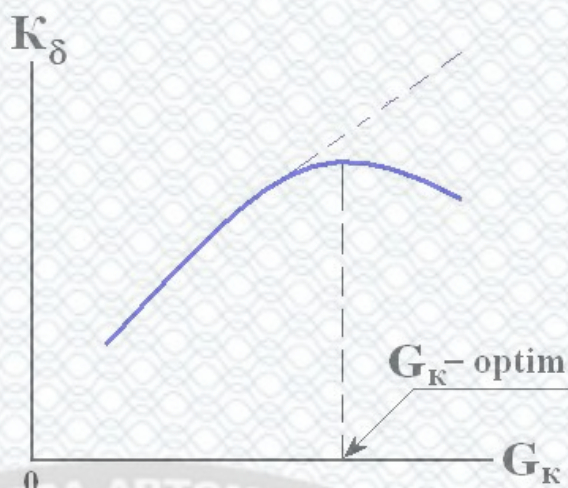


Рисунок 2.7 – Залежність коефіцієнта K_δ опору боковому відведенню шини від навантаження на колесо G_K [31]

Оптимальні геометричні параметри q_0 і l одиничної нерівності потрібно вибирати із наступних умов:

1. Тестова дія на колесо, при його наїзді на нерівність з заданим значенням висоти q_0 , не повинна руйнувати шину, тобто не повинна створювати в ній напруги $[\sigma_p]$, що перевищують його допустимі значення, встановлені заводом-виробником шини, тобто $\sigma_p \leq [\sigma_p]$;

2. Значення довжини l одиничної нерівності має бути кратно менше довжини $a_{нк}$ плями контакту шини з опорною поверхнею, інакше силовий вплив з боку дороги буде не достатнім для збудження коливань невідвісоленої і відвісоленої мас, тобто $l < a_{нк}$;

В процесі *оптимізації швидкості* V_X кочення колеса необхідно враховувати три фактори.

По-перше, зі збільшенням швидкості V_X зростає ударне навантаження на шину при її наїзді на одиничну перешкоду. Можливий режим, при якому буде порушено умова $\sigma_p \leq [\sigma_p]$, що призведе до руйнування шини або окремих її елементів.

По-друге, зі збільшенням швидкості V_X знижується здатність шини до створення бічних реакцій.

По-третє, необхідно враховувати, що швидкість V_X сильно впливає на згладжуючу і поглинаючу здатності еластичних шин.

Тому оптимізація швидкості V_X повинна вестися так, щоб в процесі переїзду колесом одиничної нерівності були забезпечені:

- достатня рівноваги вплив на колесо з найбільшими амплітудами коливань непідресореної маси;
- принцип неруйнівного контролю (амортизатора, колеса, шини);

Оптимізація кута відведення шини δ , з одного боку, повинна забезпечити достатньо велику бічну реакцію R_Y і при цьому знаходиться в зоні «чистого відведення» (відведення без бокового ковзання, коли немає зриву плями контакту шини), коли між бічною силою і кутом відведення шини має місце лінійна залежність (див. рис. 2.8) [31].

У більшості сучасних автомобільних шин граничне значення кута δ в зоні 1 - зоні «чистого відведення» досягає $10^0 \dots 12^0 \dots 15^0$. Важливо, щоб в режимі кочення колеса без збурюючого впливу, кут відведення сягав зони 2, і вже тим більше зони 3 - критичного значення кута відведення $\delta_{кр}$, де відбувається зрив плями контакту, тобто необхідно, щоб $\delta \ll \delta_{кр}$.

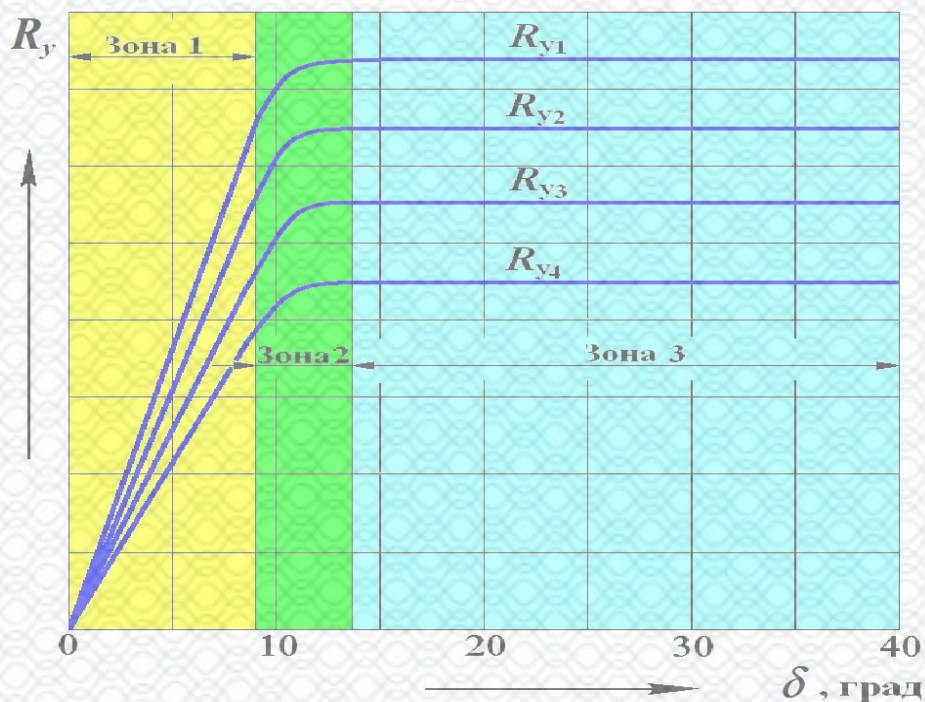


Рисунок 2.8 - Графіки залежностей бокових реакцій еластичної шини від кутів відводу (стаціонарні характеристики) [31]

Рішення задачі оптимізації параметрів тестових впливів повинно бути направлено на забезпечення найбільшої чутливості і стабільності показника λ_L , що характеризує здатність шин створювати бічні реакції в процесі коливань, викликаних переїздом колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності і зміні технічного стану амортизатора.

2.5.2 Визначення показників для контролю рівня працездатності амортизаторів по забезпеченню ними здатності шин створювати бічні реакції

Для об'єктивного контролю в стендових умовах технічного стану пред'явленого амортизатора, щодо забезпечення ним можливості шин створювати бічні реакції, необхідно вирішити два основні завдання.

На першому етапі слід встановити шкалу рівнів працездатності амортизаторів (зміна їх робочої характеристики) від 100% працездатного стану, до повністю не працездатного стану.

На другому етапі слід обґрунтувати показник λ_L , що враховує вплив рівня працездатності амортизаторів на здатність шин створювати бічні реакції.

Під показником λ_L будемо розуміти фізичну величину, що дозволяє кількісно оцінювати вплив рівня працездатності амортизатора на здатність шин створювати бічні реакції в процесі коливань, викликаних переїздом колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність.

2.5.2.1 Обґрунтування шкали рівнів працездатності амортизаторів по їх робочій характеристиці

Для вирішення першого завдання (позначеної на початку розділу 2.5.2) необхідно виконати теоретичне обґрунтування рівнів працездатності амортизаторів, для чого необхідно виконати аналіз зміни сил опору амортизатора на ділянках його робочої характеристики в процесі експлуатації. Робочі характеристики амортизаторів можна отримати експериментально на

динамометричному стенді. За результатами вимірювань визначити функціональну залежність $F_D = f(V_A)$ у вигляді кусочно-лінійної функції:

$$F_D = \begin{cases} F_{D1}(V_A), V_{від} \leq V_A \leq V_1 \\ F_{D2}(V_A), V_1 < V_A \leq 0 \\ F_{D3}(V_A), 0 < V_A \leq V_2 \\ F_{D4}(V_A), V_{см} \geq V_A \geq V_2 \end{cases} \quad (2.44)$$

де: $V_{від}$ і $V_{см}$ – границі ділянок робочої характеристики амортизатора, задані швидкостями переміщення поршня амортизатора, відносно його циліндра при ході відбиття і стискання відповідно, [м/с];

V_1 і V_2 – значення швидкості на ділянках робочої характеристики амортизатора, при яких відбувається відкриття (закриття) перепускного клапана на ході відбиття (стиску);

V_A – швидкість переміщення поршня амортизатора відносно його циліндра.

Зниження технічного стану амортизаторів характеризується зниженням створюємих ними сил опору коливанням елементів підвіски, як на ході стиску, так і на ході відбиття. Як наслідок, на ділянках робочої характеристики амортизаторів, обмежених швидкістю переміщення їх поршнів V_A , значення сумарних потужностей $N_{см}$ і $N_{відб}$, створюваних силою їх опору на ході стиску і відбиття, за один повний цикл коливання підвіски, також зменшиться.

Сумарну потужність опору, створювану амортизатором на ділянці робочої характеристики при ході стиску $N_{сж}$ визначимо по формулі:

$$N_{см} = \int_0^{V_2} F_{D3}(V_A) \cdot dV_A + \int_{V_2}^{V_{см}} F_{D4}(V_A) \cdot dV_A; \quad (2.45)$$

де $V_{см}$ – максимальна, задана тестовим режимом швидкість переміщення поршня амортизатора, відносно його циліндра на ході стискання, [м/с].

Сумарну потужність опору, створювану амортизатором на ході відбою $N_{відб}$, на ділянках робочої характеристики, визначимо по формулі:

$$N_{відб} = \int_{V_{відб}}^{V_1} F_{Д1}(V_A) \cdot dV_A + \int_{V_1}^{V_0} F_{Д2}(V_A) \cdot dV_A; \quad (2.46)$$

де $V_{відб}$ – максимальна швидкість переміщення поршня амортизатора, відносно його циліндра на ході відбою, [м/с].

В якості показника, який дозволяє встановлювати шкалу рівнів роботоздатності амортизаторів, від 100% роботоздатного стану, до нероботоздатного, прийємо відносну різницю x сумарних потужностей, створюваних силами опору амортизатора.

Відносну різницю x сумарних потужностей опору амортизатора можна визначити по формулі, %:

$$x = 100\% - \frac{\left(\frac{|N_{см} - N_{смj}|}{N_{см}} + \frac{|N_{відб} - N_{відбj}|}{N_{відб}} \right) \cdot 100\%}{2}; \quad (2.47)$$

де: $N_{смj}$ - сумарна потужність, створювана силою опору досліджуваного амортизатора при стисканні, [Вт];

$N_{см}$ - сумарна потужність, створювана силою опору справного амортизатора при стисканні, [Вт];

$N_{відбj}$ - сумарна потужність, створювана силою опору досліджуваного амортизатора при відбитті, [Вт];

$N_{відб}$ - сумарна потужність, створювана силою опору справного амортизатора при відбитті, [Вт].

Формула (2.47) показує, що при варіації технічного стану амортизатора від 100% роботоздатного до нероботоздатного, показник x буде приймати значення від 100% до 0%.

2.5.2.2 Наукове обґрунтування показника, який враховує вплив рівня роботоздатності амортизаторів на здатність шин створювати бокові реакції

Здатність шин створювати бічні реакції R_Y в процесі коливань невіднесеної маси, викликаних переїздом колесом, що рухаються з кутом відведення через одиничну нерівність, можна оцінювати за допомогою показника, що характеризує втрату корисної роботи, виконаної бічною реакцією R_Y шини, пов'язану з погіршенням технічного стану амортизатора.

Корисна робота бічної реакції R_Y шини може бути визначена як добуток середнього значення бічних реакцій, реалізованих в плямі її контакту з опорною поверхнею на шляху, пройденому колесом від моменту його наїзду на одиничну нерівність L_0 до заданого значення L_1 .

На рисунку 2.9 представлені графіки, що ілюструють втрату корисної роботи бічної реакції R_Y шини при зміні технічного стану амортизатора.

Корисна робота A_{RY1} бічної реакції R_Y шини в процесі коливань невіднесеної маси, викликаних переїздом колесом, що рухаються з кутом відведення через одиничну нерівність з працездатним амортизатором, буде пропорційна площі, під графіком функції $R_{Y1} = f(L)$. Величину цієї корисної роботи A_{RY1} визначимо за формулою:

$$A_{RY1} = \int_{L_0}^{L_1} R_{Y1}(L) \cdot dL, \quad (2.48)$$

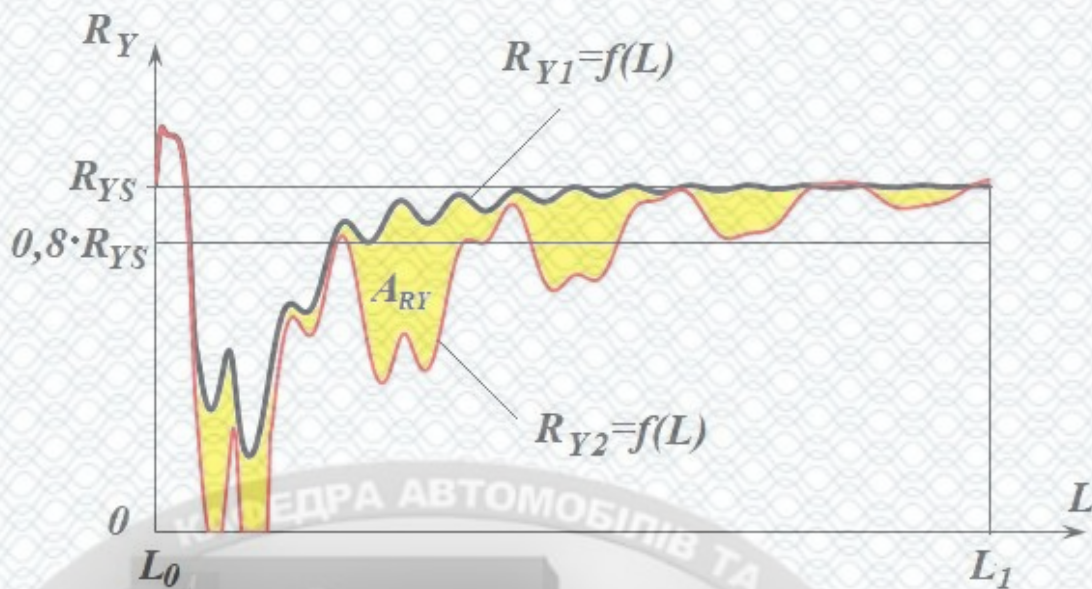


Рисунок 2.9 - Графіки зміни бокових реакцій R_Y в процесі коливань невіднесеної маси, викликаних переїздом колесом, яке рухається з кутом відводу через одиничну нерівність: $R_{Y1}=f(L)$ - з роботоздатним амортизатором; $R_{Y2}=f(L)$ з роботоздатним амортизатором

Корисна робота, виконана боковою реакцією R_Y шини з непрацездатним амортизатором пропорційна площі, під графіком функції $R_{Y2}=f(L)$:

$$A_{RY2} = \int_{L_0}^{L_2} R_{Y2}(L) \cdot dL, \quad (2.49)$$

Як наслідок, втрату корисної ΔA роботи бокової реакції R_Y шини, викликану зниженням демпфуючих властивостей амортизатора, можна визначити, як різницю площ під графіками функції $R_{Y1}=f(L)$ і $R_{Y2}=f(L)$:

$$\Delta A = A_{RY1} - A_{RY2}, \quad (2.50)$$

На графіках (рис. 2.9) видно, що робота бокової реакції на пройденому колесом шляху від моменту наїзду на одиничну нерівність, при зниженні

роботоздатності амортизатора, знижується. Що викликано зниженням стабільності пятна контакту шини з опорною поверхнею і її боковою реакції R_Y .

Стабільним бокове зчеплення шини з опорною поверхнею будемо рахувати тоді, коли реалізована бокова реакція R_Y , приймає значення не менше 80% від встановленого значення бокової реакції R_{Ys} .

Кількісним показником, характеризуючим здатність шин створювати бокові реакції, можуть бути відносна величина λ_L , яка відображає збільшення шляху, пройденого колесом при нестабільному боковому зчепленні шини в пятні контакту з опорною поверхнею.

Цей параметр λ_L названий коефіцієнтом зниження бокової реакції шини при дії на неї змінного нормального навантаження R_Z , %:

$$\lambda_L = \frac{L_{80}}{L_k} \cdot 100\%, \quad (2.51)$$

де L_{80} – шлях, пройдений колесом, з куту відводу, при значенні реалізованою боковою реакції R_Y на рівні 80% і менше, від встановленого значення бокової реакції R_{Ys} , на заданій ділянці шляху L_k від моменту наїзду колесом на одиничну.

Розрахунок пройденого шиною шляху L_{80} можна буде виконати, виходячи з умови:

$$\text{якщо } R_{y_i} > R_{ys} \cdot 80\%, \text{ то } L_{80} = \sum V_x \cdot dt, \quad (2.52)$$

Віднесення контрольованого амортизатора до одного із можливих рівнів технічного стану, будемо виконувати на основі коефіцієнта λ_L . Для цього необхідні його нормативні значення $[\lambda_L]$.

2.5.2.3 Обґрунтування нормативних значень коефіцієнта $[\lambda_L]$

Нормативні значення $[\lambda_L]$ коефіцієнта зниження бокової реакції шини доцільно визначати на основі його залежності $\lambda_L=f(\chi)$ від параметра технічного стану амортизатора (рис. 2.10). Залежність $\lambda_L=f(\chi)$ можна встановлювати, як по розрахунковим, так і по експериментальним значенням бокових реакцій R_y , діючих на еластичну шину при переїзді колесом, яке рухається з заданим кутом відводу, одиничної нерівності.

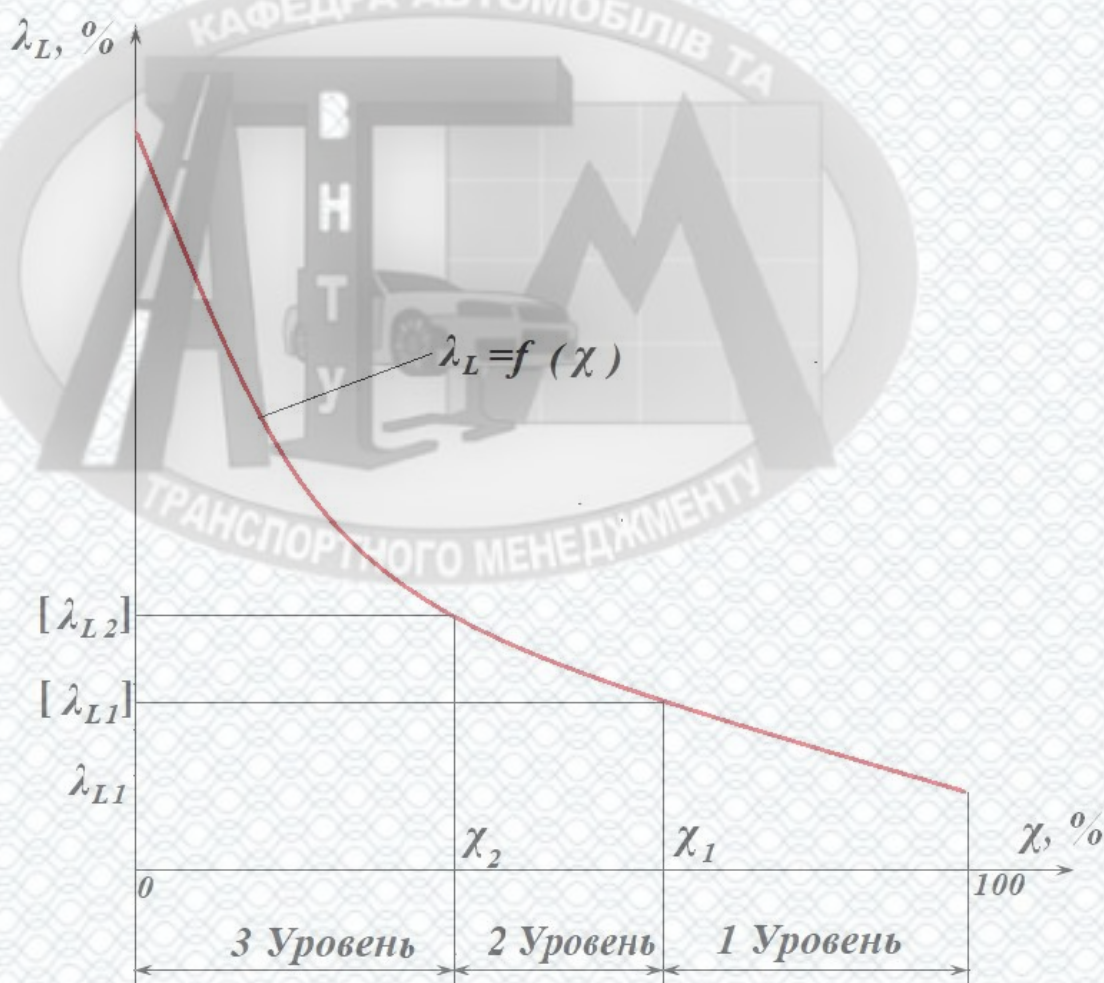


Рисунок 2.10 - Графік залежності коефіцієнта зниження бокової реакції шини, від параметра технічного стану амортизатора

Технічний стан амортизатора будемо ідентифікувати за трьома рівнями їх працездатності:

До 1 рівня працездатності віднесемо повністю працездатні і справні амортизатори, які забезпечують максимально можливе зчеплення шини з опорною поверхнею;

До 2 рівня працездатності віднесемо амортизатори, які працюють менш ефективно, але їх застосування в умовах експлуатації АТЗ ще допустимо;

До 3 рівня працездатності віднесемо амортизатори, технічний стан яких не забезпечує достатнє зчеплення плями контакту шини з опорною поверхнею, і їх будемо ідентифікувати як несправні.

Значення показників працездатності амортизатора χ_1 і χ_2 (рис. 2.10), визначають діапазон технічних станів амортизаторів, в якому вони ще забезпечують стійкість АТЗ і знаходження його в коридорі руху на сухому асфальтобетонному покритті $\varphi_{Ymax} \geq 0,8$.

Як додатковий критерій оцінки стійкості АТЗ приймемо його вихід з коридору руху шириною 3 метри, при його русі з постійною швидкістю по колу і впливом з боку дороги. Для цього доцільно використовувати результати дослідження вчених ВСГУТУ і ІРНІТУ [14]. Це дозволило встановити граничні значення у вигляді нормативів $[\lambda_{L1}]$ і $[\lambda_{L2}]$.

Нормативне значення коефіцієнта зниження бічної реакції шини $[\lambda_{L1}]$ встановлено з умови, що при $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ амортизатори забезпечують знаходження АТЗ, в межах коридору руху навіть на мокрому асфальті, тобто при $\varphi_{Ymax} \geq 0,6$. Таким чином, амортизатори, технічний стан яких знаходиться в межах $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ слід віднести до 1 рівня.

Нормативне значення коефіцієнта зниження бічної реакції шини $[\lambda_{L2}]$ встановлено з умови, що при $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ амортизатори не забезпечують знаходження АТЗ, в межах коридору руху навіть на сухому асфальті, тобто при $\varphi_{Ymax} \geq 0,8$. Таким чином, амортизатори, технічний стан яких знаходиться в межах $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ слід віднести до 3 рівня працездатності, тобто ідентифікувати як несправні.

Амортизатори, технічний стан яких знаходиться в межах $[\lambda_{L1}] < \lambda_L \leq [\lambda_{L2}]$ слід віднести до 2 рівня працездатності, оскільки вони забезпечують стійкість АТЗ в тестовому режимі тільки на сухому асфальті, тобто при $\varphi_{Ymax} \geq 0,8$ [31].

Вищевикладені нормативні значення коефіцієнта λ_L зниження бічної реакції шини $[\lambda_{L1}]$ і $[\lambda_{L2}]$ можуть бути використані в розробленій методиці контролю технічного стану амортизаторів.

2.6 Висновки до розділу 2

Представлений у другому розділі матеріал дозволяє зробити наступні висновки:

1. Розроблена структурна схема системи «*Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса*», дозволяє виконувати аналіз впливу на об'єкт дослідження зовнішніх і внутрішніх факторів, а також керуючих параметрів. В результаті аналізу схеми була сформована математична модель досліджуваного процесу;

2. Розроблена математична модель системи «*Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса*», дозволяє проводити аналітичне дослідження процесу формування бічних реакцій, що діють від опорної поверхні на еластичну шину і при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності. Модель враховує зміну технічного стану амортизаторів в умовах експлуатації. Вона описує процеси зміни бічних реакцій, що діють в зоні контакту еластичної шини з плоскою опорною поверхнею при закритичних кутах відведення;

3. Розроблена математична модель враховує вплив на процес формування бічних реакцій: коливань плями контакту еластичної шини в бічному напрямку, профілю опорної поверхні, робочих характеристик амортизатора, а також коливань підресорених і безпружинних мас;

4. Розроблений алгоритм розрахунку параметрів системи «*Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса*», дозволив

написати й налагодити програму розрахунку вихідних параметрів досліджуваного процесу;

5. Розроблені теоретичні передумови контролю технічного стану та робочих характеристик телескопічних амортизаторів підвіски АТЗ в умовах експлуатації, враховують зміну бічних реакцій в зоні контакту еластичної шини з опорною поверхнею при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності;

6. Виявлений показник x технічного стану амортизатора встановлює шкалу рівнів працездатності амортизаторів, від 100% працездатного стану, до непрацездатного, на основі зниження потужності їх опорів;

7. Науково обгрунтований коефіцієнт λ_L зниження бічної реакції шини і його нормативні значення $[\lambda_{L1}]$ і $[\lambda_{L2}]$ дозволяють виконувати кількісну оцінку впливу технічного стану амортизатора на здатність шин створювати бічні реакції в процесі коливань безпружинних мас. Коефіцієнт λ_L зниження бічної реакції шини змінюється в результаті зниження роботи ΔA , виконуваної бічною реакцією R_y шини при її русі з відведенням і переїзді через одиничну нерівність, при зниженні працездатності амортизатора і його демпфуючих властивостей.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЬНИХ АМОРТИЗАТОРІВ НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК ЗЧЕПЛЕННЯ ШИН З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

У цьому розділі представлені основні результати досліджень процесу формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність.

У розділі представлені результати пошукового експерименту, а також експериментів, спрямованих на визначення внутрішніх параметрів елементів системи *«Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса»*, з метою перевірки адекватності математичної моделі.

Показані виявлені функціональні залежності параметрів досліджуваного процесу, які лягли в основу розроблюваної методики контролю технічного стану амортизаторів АТЗ в умовах експлуатації.

У розділі представлені дві методики, що дозволяють здійснювати контроль технічного стану амортизаторів АТЗ з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження.

3.1. Характеристики амортизаторів і шин для проведення пошукового експерименту процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності

Результати дослідження, спрямованого на розробку ефективного контролю автомобільних амортизаторів, залежать від точності виконаних розрахунків вихідних параметрів системи *«Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса»* на математичній моделі, представлений в 2 розділі. Тому перше завдання дослідження полягає в оцінці адекватності цієї математичної моделі.

Адекватність математичної моделі досліджуваного процесу в першу чергу залежить від того, наскільки точно розроблена структура і задані значення внутрішніх параметрів елементів «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса».

Прийнявши до уваги вимоги та допущення до розробленої математичної моделі, для проведення наукового дослідження необхідно було визначити значення довжини бічної релаксації l_r шини; радіусу r_{ko} кочення колеса в підпорядкованому режимі, а також коефіцієнтів: зниження зчепних властивостей $f_{\delta y}$; опору бічному проковзуванню шини C_{SY} ; бокового зчеплення φ_{Ymax} . З огляду на специфіку процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності при варіації швидкості кочення колеса V_X , вищевказані параметри шини визначали у вигляді функціональних залежностей, виду: $l_r = f(R_Z)$, $r_{ko} = f(R_Z)$, $\varphi_{Ymax} = f(R_Z, V_X)$, $C_{SY} = f(R_Z, V_X)$ і $f_{\delta y} = f(R_Z, V_X)$.

Для цього були проведені експериментальні дослідження, результати яких представлені в даному розділі.

Розроблена математична модель досліджуваного процесу враховує зміну робочих характеристик амортизаторів, які були визначені в результаті експериментальних досліджень. Тому при перевірці адекватності математичної моделі важливо було провести пошуковий експеримент процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності при варіації швидкості, а також технічного стану амортизатора, який характеризується величиною показника χ .

3.1.1 Результати експериментального дослідження характеристик амортизаторів в умовах експлуатації АТЗ

Експериментальне дослідження характеристик амортизаторів, прийнятих для проведення пошукового експерименту процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності, виконували на спеціально розробленому динамометричному стенді.

Експериментальні дослідження проводили з метою визначення функціональних залежностей сили опору амортизаторів F_d від швидкості переміщення його поршня щодо циліндра V_A і їх технічного стану, який оцінює показник χ .

Для цього використовували чотири амортизатори передньої підвіски АТЗ категорії M_1 марки *FoMoCo* (рис. 3.1.): Один новий, повністю працездатний №1 і три амортизатори які раніше перебували в умовах експлуатації АТЗ №2, №3 і №4 з різним ступенем працездатності.

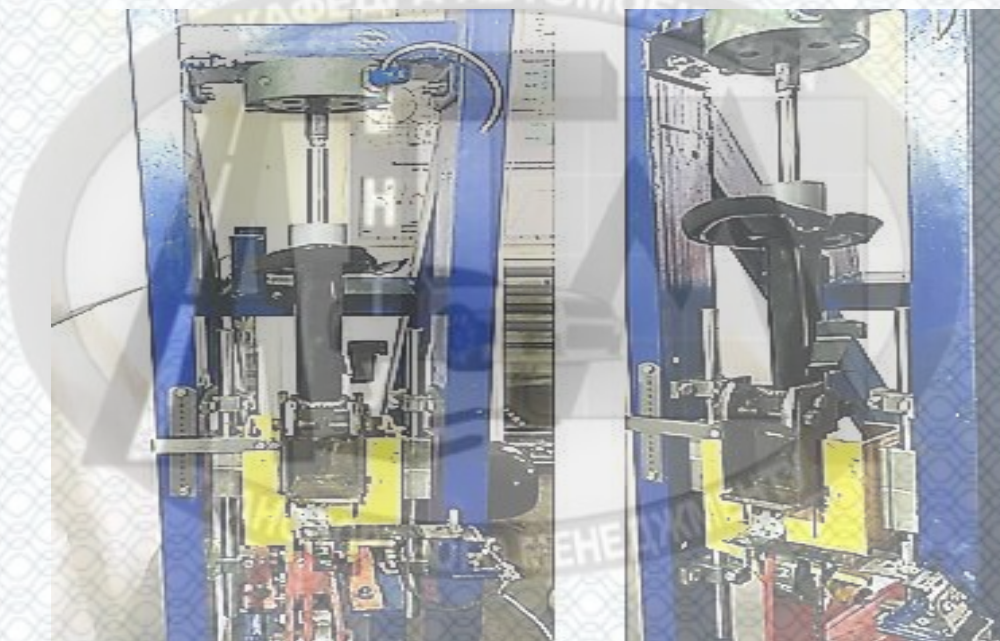


Рисунок 3.1 - Амортизатор марки *FoMoCo* передньої підвіски *Ford Focus* 2, встановлений на динамометричному стенді

Перед проведенням експериментальних досліджень була виконана підготовка обладнання і випробуваних амортизаторів.

У процесі досліджень робочих характеристик амортизаторів на стенді отримані осцилограми, на яких були виділені інформативні ділянки.

Це ділянка часу T , на якому амортизатор виконує повний робочий цикл на ході стиснення і відбою в заданому тестовою дією діапазоні переміщень його поршня. Для прикладу, на рисунку 3.2. представлені осцилограми, отримані при проведенні експериментального дослідження робочих характеристик амортизатора №1.

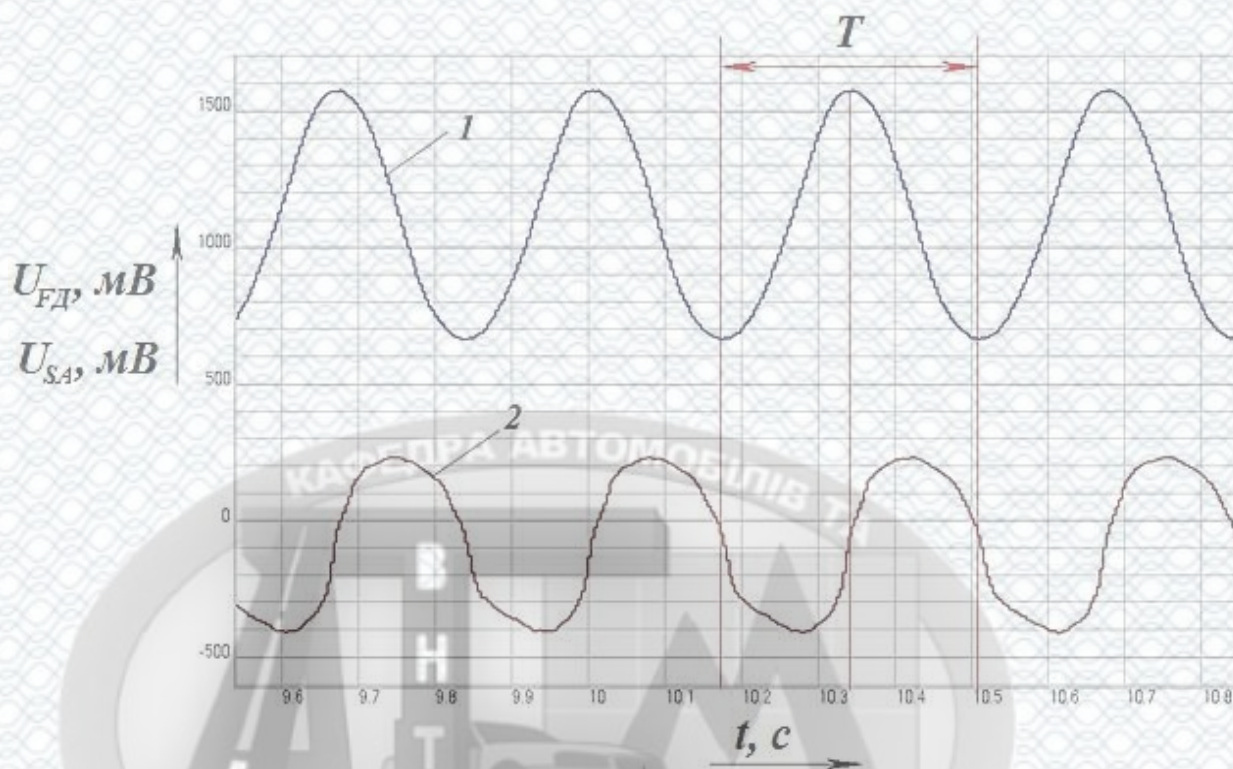


Рисунок 3.2 - Осцилограми робочого процесу амортизатора №1 при ході стиснення і відбою

Аналогічно були отримані графіки робочих характеристик всіх амортизаторів (рис. 3.3).

Значення вихідних напруг сигналів вимірювальних систем на виділених ділянках осцилограм експортували в середовище Microsoft Excel і склали з них масив. Далі за допомогою рівнянь отриманих в результаті тарування систем вимірювання стенда, сигнали систем вимірювання були переведені в реальні фізичні величини (сили опорів F_d і переміщення поршня S_A амортизатора). Продиференціювавши отримані значення переміщень S_A поршня амортизатора, були знайдені швидкості V_A переміщень його поршня.

За отриманими графіками, використовуючи відомі методи апроксимації, для кожного з амортизаторів, були визначені функціональні залежності $F_d = f(V_A)$ у вигляді кусково-лінійних функцій і зведені в таблицю 3.1.

Потім за виявленими функціональними залежностями для кожного амортизатора, були визначені значення показника χ технічного стану (див. Таблицю 3.1).

Графіки робочих процесів показують, що амортизатори №2, №3 і №4 мають характер роботи відмінний один від одного і від нового працездатного амортизатора №1. Відзначено, що амортизатори, що раніше знаходилися в експлуатації, мають меншу демпфуючу здатність, ніж новий амортизатор, і меншу здатність забезпечувати контакт шини з дорогою.

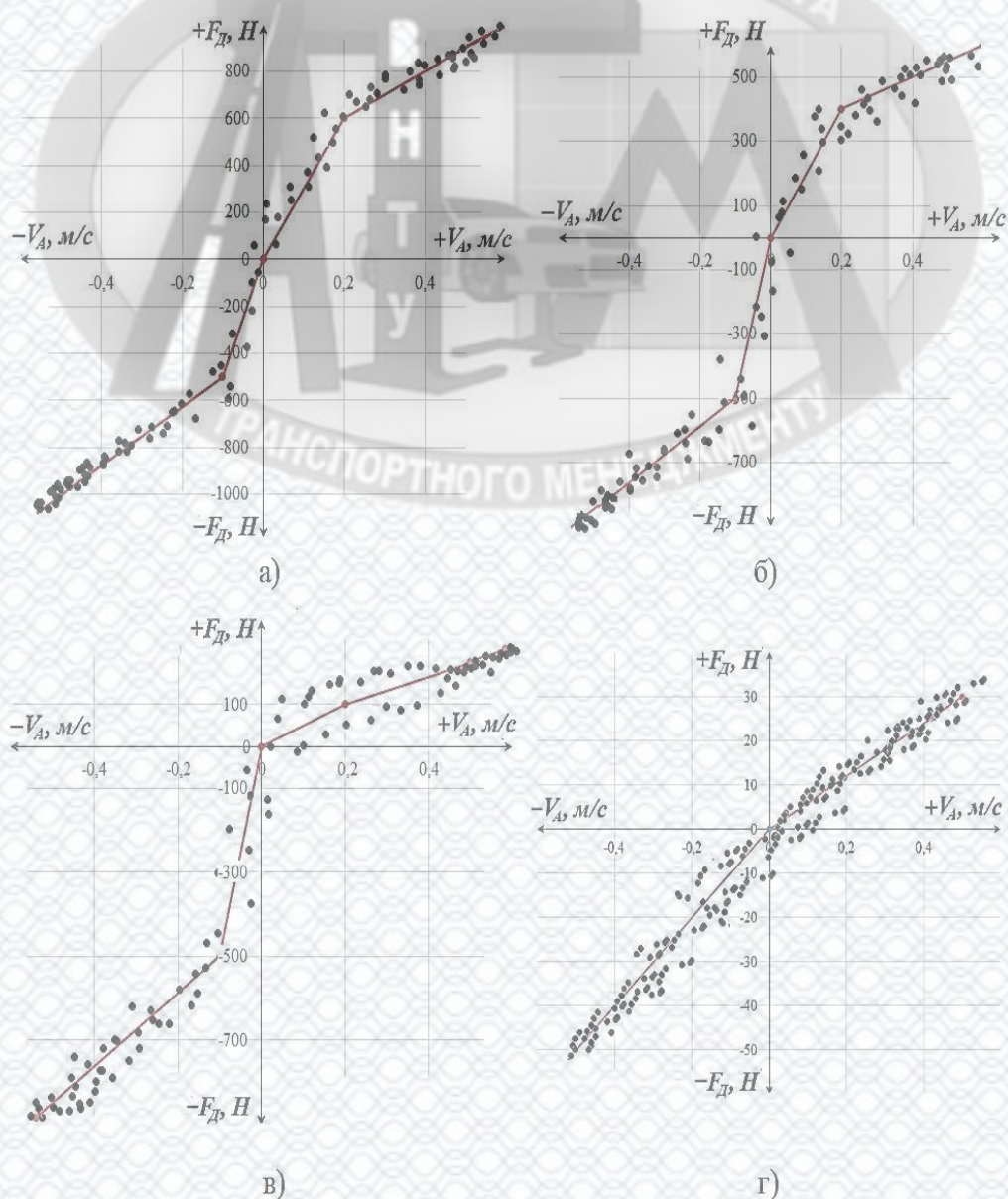


Рисунок 3.3 - Робочі характеристики амортизаторів: а) №1; б) №2; в) №3; г) №4

Таблиця 3.1 - Функціональні залежності робочих характеристик амортизаторів, прийнятих для проведення пошукового експерименту і значення їх показників χ технічного стану.

Номер амортизатора	Виявлена функціональна залежність	Показник χ технічного стану амортизатора, %
№1	$F_{Д№1} = \begin{cases} 1226,8 \cdot V_A - 376,32, & V_A < -0,1 \\ 5000 \cdot V_A, & -0,1 \leq V_A < 0 \\ 3000 \cdot V_A, & 0 \leq V_A < 0,2 \\ 781,25 \cdot V_A - 443,75, & V_A \geq 0,2 \end{cases}$	100
№2	$F_{Д№2} = \begin{cases} 875 \cdot V_A - 402,48, & V_A < -0,1 \\ 4900 \cdot V_A, & -0,1 \leq V_A < 0 \\ 2050 \cdot V_A, & 0 \leq V_A < 0,2 \\ 481,28 \cdot V_A + 325,24, & V_A \geq 0,2 \end{cases}$	76
№3	$F_{Д№3} = \begin{cases} 875 \cdot V_A - 502,48, & V_A < -0,1 \\ 3998 \cdot V_A, & -0,1 \leq V_A < 0 \\ 1001,5 \cdot V_A, & 0 \leq V_A < 0,2 \\ 333,3 \cdot V_A + 60,21, & V_A \geq 0,2 \end{cases}$	54,6
№4	$F_{Д№4} = \begin{cases} 112,2 \cdot V_A, & V_A < 0 \\ 66,8 \cdot V_A, & 0 \leq V_A \end{cases}$	6

Отримані в результаті проведення експериментального дослідження функціональні залежності (див. Таблицю 3.1) використовували при розрахунку параметрів системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», в процесі перевірки адекватності математичної моделі.

3.1.2 Результати експериментальних досліджень характеристик еластичної шини при стаціонарному і нестаціонарному відведеннях

В даному розділі наведено докладний опис результатів експериментальних досліджень характеристик дослідної еластичною шини MICHELIN при

стаціонарному і нестаціонарному її відведенні. Для проведення пошукового експерименту по дослідженню характеристик еластичних шин при стаціонарному і нестаціонарному відведенні, була прийнята літня шина марки MICHELIN 195/95 R15 91H (рис. 3.4).



Рисунок 3.4 - Колесо з експериментальною еластичною літньою шиною марки MICHELIN 195/95 R15 91H.

Шина мала наступні основні параметри:

- максимальне допустиме навантаження на шину $G_K = 6900$ Н;
- знос рисунка протектора шини $\Delta_{ш} \approx 3-5\%$;
- вільний радіус колеса з еластичною шиною рівний $r_{св} = 0,310$ м;
- рекомендований тиск повітря в шині $p_{ш} = 0,21$ МПа.

3.1.2.1 Результати експериментального дослідження характеристик еластичної шини MICHELIN 195/95 R15 91H при стаціонарному відведенні

Експериментальне дослідження характеристик еластичної шини MICHELIN 195/95 R15 91H при стаціонарному відведенні проводили на шинному тестері з бігових барабаном (рис. 3.5.).



Рисунок 3.5 - Загальний вигляд колеса з еластичною шиною на шинному тестері в процесі проведення експерименту

Дане дослідження було проведено з метою виявлення функціональних залежностей параметрів, що визначають вид нормованих функцій проковзування $f(S)$, а також впливу на досліджувані процеси змін нормальних реакцій R_Z , що діють на колесо і варіації лінійної швидкості руху колеса з кутами відведення V_X . Такими параметрами є коефіцієнти: зниження зчіпних властивостей $f_{\delta y}$; опору бічному проковзуванню шини C_{SY} і бічного зчеплення φ_{Ymax} .

Перед проведенням експериментального дослідження були виконані підготовчі операції з еластичною шиною і шинним тестером.

Нормальне навантаження, чисельно рівне нормальній реакції R_Z , діючій від опорної поверхні на колесо, дискретно змінювали від 1500 Н до 4500 Н з кроком 500 Н, при кутових швидкостях V_X поверхні бігового барабана 3,6 м/с, 6,7 м/с і 12,6 м/с.

Кут відведення δ варіювали від 0° до 30° при кожному навантажувальному і швидкісному режимі, який визначається параметрами R_Z і V_X .

При проведенні експериментального дослідження характеристик шин при стаціонарному відведенні були отримані осцилограми процесу кочення колеса з кутами відведення по опорній поверхні. Осцилограма, отримана в процесі кочення колеса з кутом відведення $\delta = 4^\circ$ по опорній поверхні бігового барабана шинного тестера зі швидкістю $V_X = 3,6$ м / с під дією нормального навантаження на колесо $R_Z = 4000$ Н представлена на рисунку 3.6.

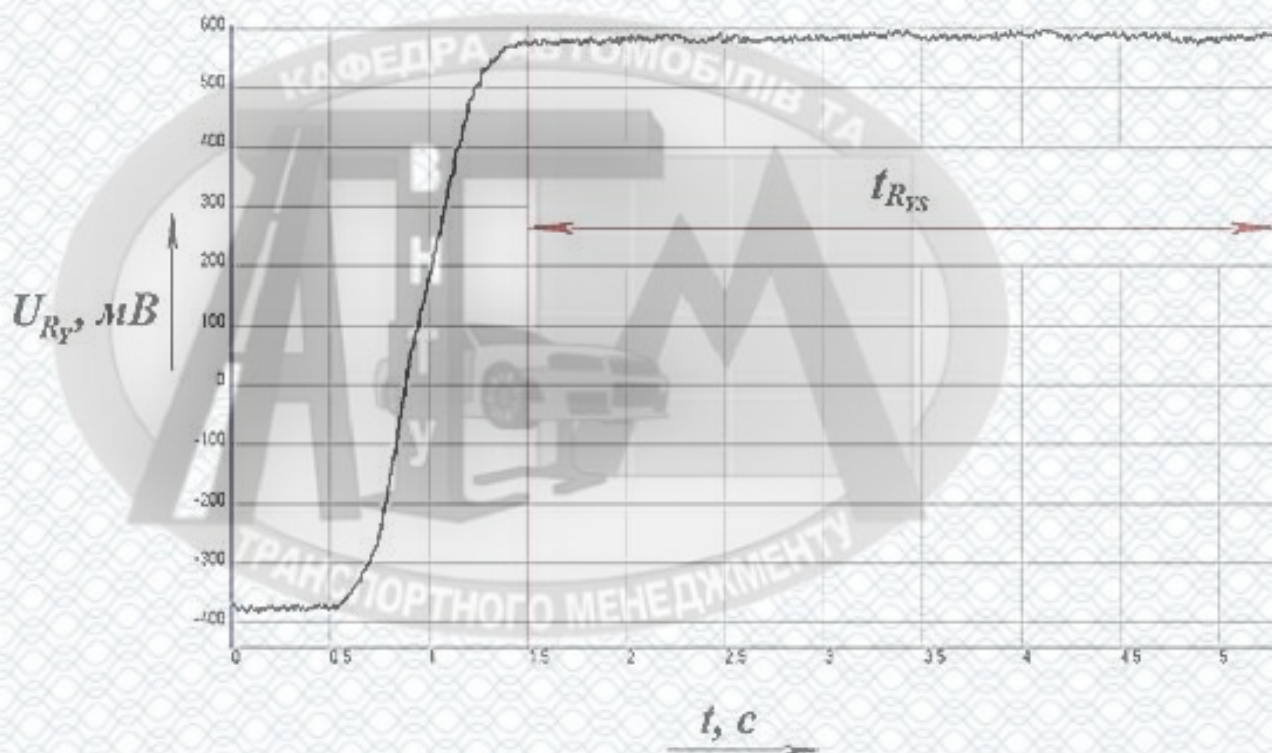
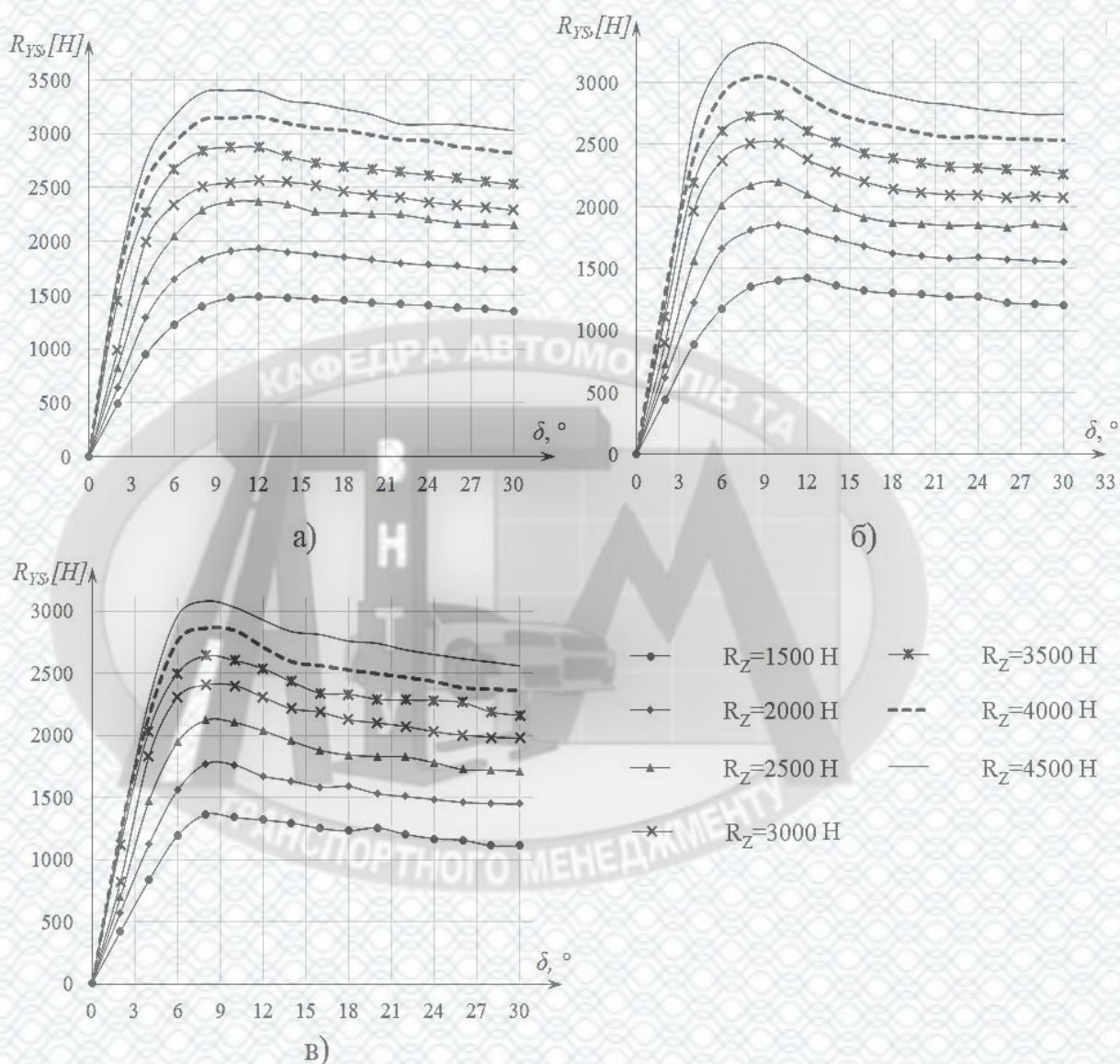


Рисунок 3.6 - Осцилограма процесу кочення колеса з шиною MICHELIN 195/95 R15 91 з кутом відведення $\delta=4^\circ$ по поверхні бігового барабана: швидкість $V_X=3,6$ м/с; нормальне навантаження на колесо $R_Z=4000$ Н

Потім були виділені інформативні ділянки осцилограм. В даному випадку це ділянка часу t_{RYS} рівна 4 секундам (рис. 3.6), при якій кочення колеса з кутом відведення здійснювалось в режимі встановлених значень бокових реакцій R_{YS} , діючих від опорної поверхні на колесо.

Після цього знаходили середні значення бокових реакцій R_{YS} . Знайдені значення бокових реакцій R_{YS} і відповідні їм значення параметрів тестових дій, заносили їх в таблицю, створену в програмі Microsoft Excel. По отриманому

масиву даних були побудовані графіки (рис. 3.7.) функціональної залежності $R_{YS}=f(\delta)$.



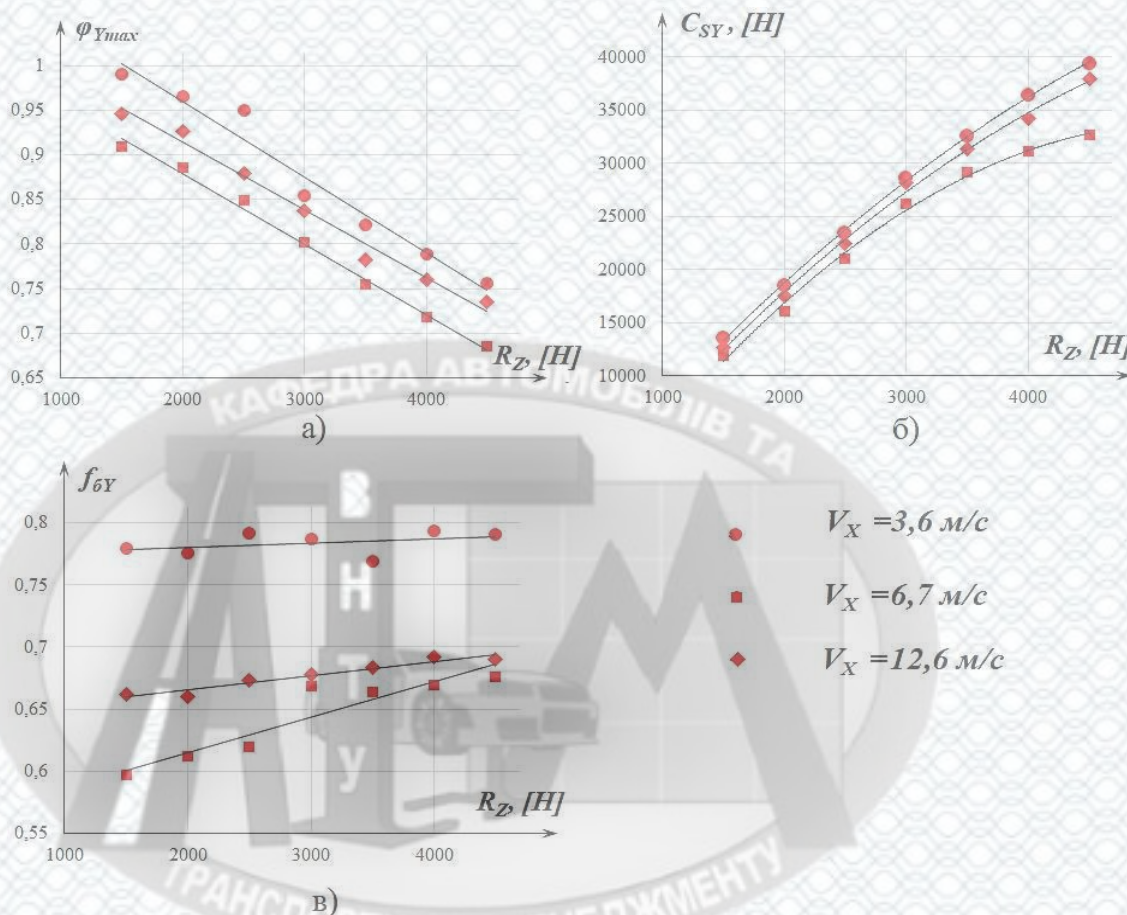
а) $V_X=3,6$ м/с; б) $V_X=6,7$ м/с; в) $V_X=12,6$ м/с (експеримент, стаціонарний режим)

Рисунок 3.7 - Графіки залежності бокової сили від кута відводу шини MICHELIN 195/95 R15 91H

Також були визначені значення шуканих параметрів $f_{\delta y}$, C_{SY} і φ_{Ymax} і побудовані графіки їх залежностей від нормальної реакції R_Z при швидкостях 3,6 м/с; 6,7 м/с і 12,6 м/с (рис. 3.8. - 3.10).

Графіки представлені на рисунках 3.8.а і 3.8.б, показують нам, як при варіації нормального навантаження діючого на колесо і швидкості кочення колеса значення параметрів C_{SY} і φ_{Ymax} змінюються в широкому діапазоні. Тому

для виявлення функціональних залежностей $C_{SY} = f(R_Z, V_X)$ і $\varphi_{Ymax} = f(R_Z, V_X)$ створили багатофакторні регресійні моделі.



а) коефіцієнта бокового зчеплення φ_{Ymax} ; б) коефіцієнта опору боковому проковзуванню шини C_{SY} ; в) коефіцієнт зниження зчіпних властивостей $f_{\delta Y}$.

Рисунок 3.8 - Графіки залежності параметрів, визначаючих вид функцій проковзування $f(S)$, літньої шини MICHELIN 195/95 R15 91H

Для створення багатофакторної регресійної моделі, всі отримані значення «жорсткості» бокового ковзання C_{SY} і значення параметрів тестових дій на досліджуваній процес були зведені в єдину таблицю.

3.1.2.2 Результати експериментального дослідження процесу наростання бічних реакцій по шляху при малих кутах відведення δ

Експериментальне дослідження процесу наростання бічної реакції по шляху, при малих кутах відведення δ , проводили з метою виявлення

функціональної залежності довжини релаксації l_r від нормальної реакції R_Z , необхідної для розрахунку бічної динамічної жорсткості шини C_Y .

Експеримент проводили на шинному тестері з бігових барабаном. Перед проведенням експериментального досліджень були виконані підготовчі операції колеса з еластичною шиною і шинного тестера.

Завдання тестової дії здійснювали наступним чином:

- 1) Колесо повертали на кут $\delta = 2^\circ$ і притискали до бігового барабану з заданим навантаженням;
- 2) Включали привід бігового барабана. При цьому вимірювальні системи шинного тестера реєстрували частоту n_b обертання бігового барабана і значення бічних реакцій R_Y до їх сталих значень;
- 3) Відключали привід бігового барабана, колесо відводили від його поверхні.

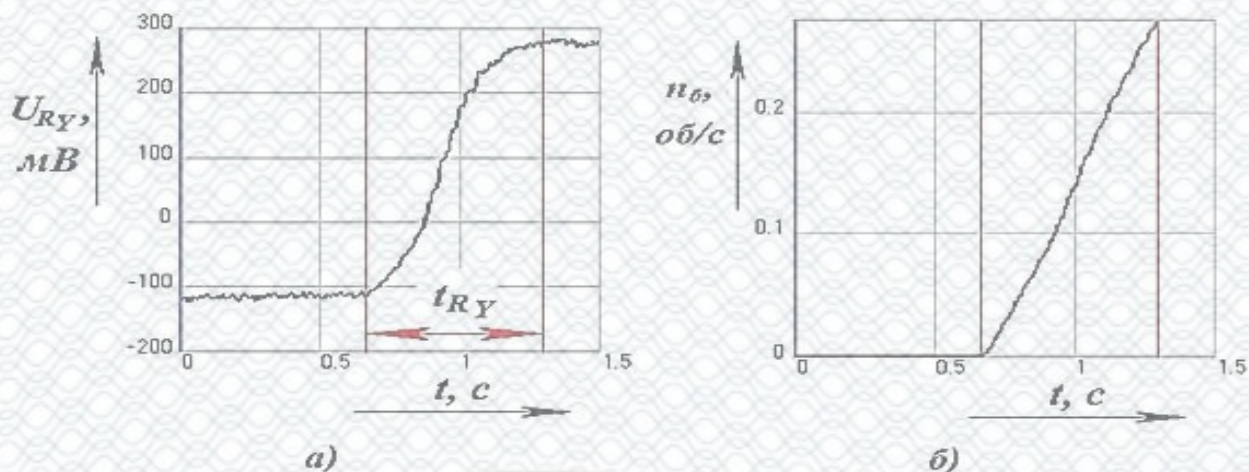
Нормальне навантаження G_K , що діє на колесо, чисельно рівне нормальній реакції R_Z , варіювали від 1500 Н до 5000 Н з кроком 500 Н.

Отримані осцилограми і табличні значення вихідних сигналів вимірювальних систем обробляли в середовищі Zetlab і зберігали в пам'яті комп'ютера. Як приклад на рисунку 3.6. представлені осцилограми бічної реакції, отримані при коченні колеса, під дією нормального навантаження 4000 Н, з кутом відведення $\delta = 2^\circ$ в режимі невстановлених бічних деформацій шини.

На наступному етапі були виділені інформативні ділянки осцилограм. В даному випадку це ділянки часу t_{RY} (рис. 3.9), при яких кочення колеса з кутом відведення здійснювалося при невстановлених значеннях бічних реакцій R_Y , що діють від опорної поверхні на колесо.

Проводилась обробка сигналів системи вимірювання частоти обертання бігового барабана. Значення частоти обертання бігового барабана n_b були переведені в значення кутової швидкості бігового барабана в кожний i -ий момент часу по формулі:

$$V_{xi} = \frac{\pi \cdot r_B \cdot n_{Bi}}{30}, \quad (3.1)$$



а) бокова реакція R_Y ; б) частота обертання барабана

Рисунок 3.9 - Осцилограми процесу кочення колеса з еластичною шиною в нествановленому режимі бокових деформацій шини, при нормальному навантаженні 4000 Н, з кутом відведення $\delta=2^\circ$:

де: r_B – радіус бігового барабана, [м];

n_{Bi} - частота обертання бігового барабана в кожний i -ий момент часу, [об/хв].

В результаті експериментального дослідження отриманий графік залежності довжини бокової релаксації еластичної шини l_r від нормальної реакції R_Z (див. рис. 3.10).

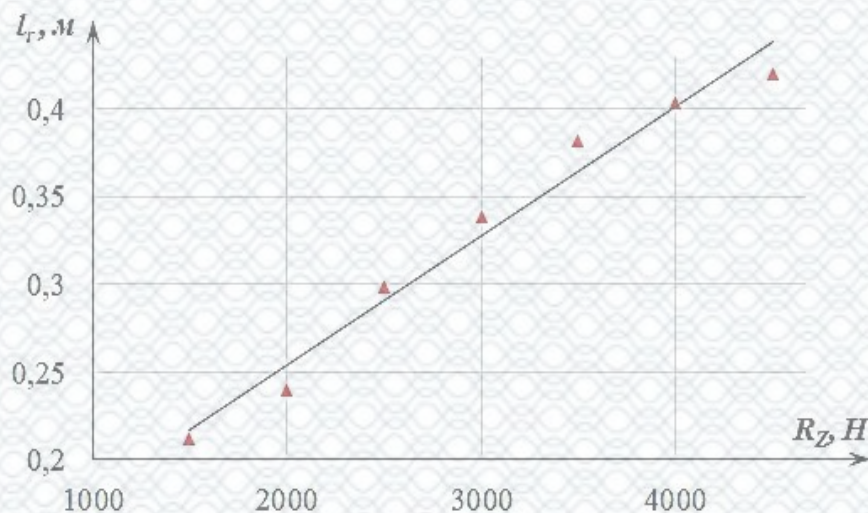


Рисунок 3.10 - Графік залежності довжини бокової релаксації l_r еластичної шини MICHELIN 195/95 R15 91H від нормальної реакції R_Z

Використовуючи відомі методи апроксимації результатів експерименту, була отримана залежність довжини бокової релаксації l_r еластичної шини MICHELIN 195/95 R15 91H від нормальної реакції R_z , виду:

$$l_r = -0,0000739 \cdot R_z + 0,106. \quad (3.2)$$

Отримана в результаті проведення експериментального дослідження характеристика еластичної шини MICHELIN 195/95 R15 91H (залежність 3.2) необхідна при розрахунку параметрів системи «Опорна поверхня – Шина – Непідресорена маса – Підвіска – Підресорена маса».

3.1.3 Результати експериментального дослідження радіуса кочення колеса в веденому режимі

Дослідження радіусу r_{ko} кочення колеса з еластичною шиною MICHELIN 195/95 R15 91H в підпорядкованому режимі проводили на шинному тестері. Метою дослідження було виявлення функціональної залежності $r_{ko} = f(R_z)$.

Перед проведенням експериментальних досліджень виконували підготовчі операції - установку колеса з еластичною шиною на шинний тестер, а також перевірку тиску p_s повітря в шині ($p_s = 0,21$ МПа).

У процесі проведення експерименту варіювали величиною нормальної реакції R_z , від 1000 Н до максимальної, встановленої заводом виробником шини, тобто до 6900 Н, з кроком 1000 Н. При кожному значенні нормального навантаження повертали біговий барабан шинного тестера на 10 повних обертів.

Далі вимірювали довжину дуги барабана, якої не вистачає до його повного його оберту l_∂ . Визначали значення радіуса r_{ko} колеса з еластичною шиною MICHELIN 195/95 R15 91H в підпорядкованому режимі.

Після проведення експериментальних досліджень значення нормальної реакції R_z і отримані в результаті розрахунку значення радіуса r_{ko} заносили в таблицю, створену в середовищі Microsoft Excel.

За отриманим в результаті експерименту масиву даних, будували графік функціональної залежності $r_{ko} = f(R_Z)$ (див. рис. 3.11).

Апроксимація графіка дозволила, виявити залежність зміни радіуса r_{ko} колеса з еластичною шиною MICHELIN 195/95 R15 91H в підпорядкованому режимі від нормальної реакції R_Z у вигляді квадратичного полінома другого ступеня:

$$r_{ko} = -1E-10 \cdot R_z^2 - 1E-06 \cdot R_z + 0,31. \quad (3.3)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації результатів експерименту функцією (3.3) склав $R^2 = 0,9994$

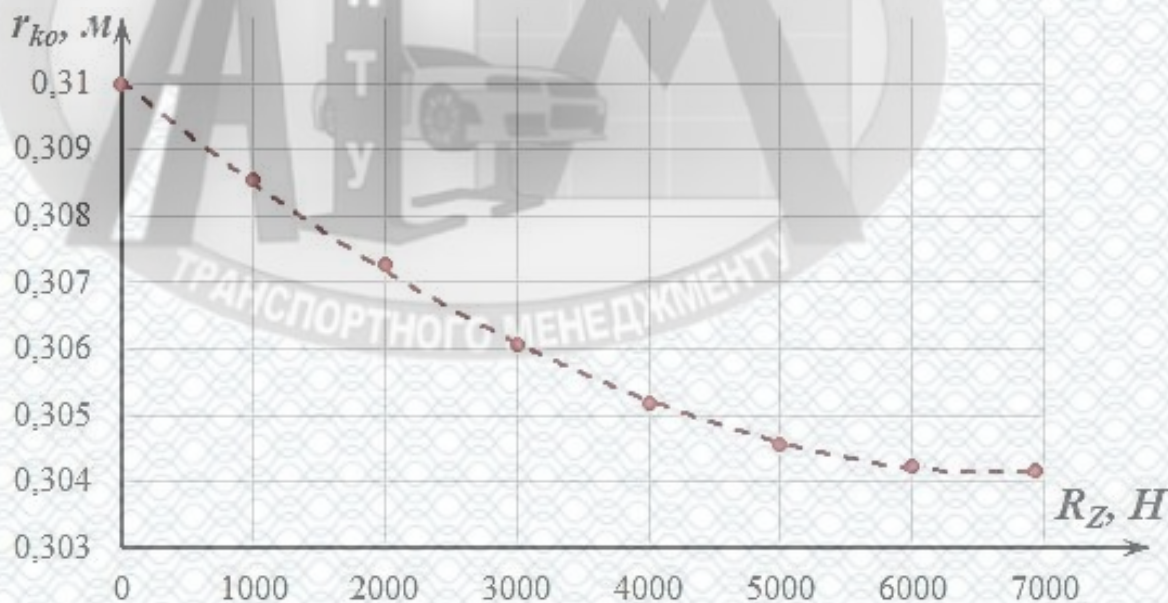


Рисунок 3.11 - Графік залежності радіуса r_{ko} кочення колеса в веденому режимі з шиною MICHELIN 195/95 R15 91H, від нормальної реакції R_Z

Виявлену функціональну залежність (3.3) використовували при проведенні аналітичного дослідження процесу формування бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутами відведення одиничної нерівності і зміні технічного стану амортизаторів.

3.1.4 Результати пошукового експерименту процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності зі зміною технічного стану амортизатора

Пошуковий експеримент процесу переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності зі зміною технічного стану амортизатора проводили з метою перевірки адекватності математичної моделі системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», представлені у другому розділі магістерської кваліфікаційної роботи.

Як устаткування для проведення експерименту використовували стенд, розроблений на базі шинного тестера. Зовнішній вигляд стенду представлений на рис. 3.12.



Рисунок 3.12 - Вигляд стенду, розробленого на базі шинного тестера одинична нерівність напівкруглого профіля радіусами 0,03 м і 0,04 м.

Для проведення експериментального дослідження використовували нову літню шину MICHELIN 195/95 R15 91H і чотири амортизатори передньої підвіски АТЗ категорії М1 марки *FoMoCo*: один новий працездатний №1 і три амортизатора які раніше перебували в експлуатації №2, №3 та №4.

На колесо з еластичною шиною, що рухається з кутом відведення задавали тестовий вплив, що характеризується наступними параметрами:

- кутова швидкість V_x опорної поверхні бігового барабана 3,6 м/с і 6,7 м/с;
- нормальне навантаження на колесо, що дорівнює $R_Z = 3500$ Н, оскільки вага, що припадає на передню вісь АТЗ категорії М1 в спорядженому стані, приблизно дорівнює $R_{ZHO} = 7000$ Н;
- кут відведення шини встановлювали 3° .

Згідно з методикою планування експериментальних досліджень було знайдено необхідну кількість експериментів для проведення дослідження: при заданій надійності $H = 0,9$ і відносній помилці $\delta_M = 1\%$, визначено необхідну кількість вимірювань, рівну $n = 4$.

Перед проведенням експерименту були виконані підготовчі операції включають установку колеса, одиничної нерівності і амортизатора на стенд, а також прогрів шини та електронних вимірювальних систем стенду.

Експерименти проводили в такій послідовності:

- а) повертали колесо на кут (кут відведення δ) рівний 3° ;
- б) встановлювали нормальне навантаження на колесо рівне 3500 Н;
- в) встановлювали одиничну нерівність напівкруглого профілю радіусом 0,03;
- г) запускали привід бігового барабана з включеною I першою передачею і встановлювали кутову швидкість V_x його поверхні дорівнює 3,6 м/с;
- д) після наїзду колеса на одиничну нерівність зі сталим значенням швидкості V_x привід стенда відключали;
- е) включали II передачу, яка забезпечує кутову швидкість V_x поповерхні бігового барабана 6,7 м/с .;

ж) встановлювали наступний амортизатор і повторювали операції від пункту «а» до пункту «е»;

з) встановлювали одиничну нерівність напівкруглого профілю радіусом 0,04 і повторювали операції від пункту «а» до пункту «ж».

В процесі експерименту проводили вимірювання і реєстрацію параметрів, які контролюються, тобто бічний R_{YD} і нормальної R_{ZD} реакцій, що діють від невіднесеної маси на віднесено. В результаті в програмному середовищі Zetlab були отримані осцилограми і значення вихідних сигналів U_{RYD} і U_{RZD} вимірювальних електронних систем стенду. Як приклад на рисунку 3.13 представлена осцилограма, отримана в процесі переїзду колесом, що рухаються з кутом відведення еластичною шини рівним 3° , через одиничну нерівність напівкруглого профілю радіусом 0,04 м з амортизатором №1 (кутова швидкість опорної поверхні бігового барабана $V_X = 3,6$ м / с).

На отриманих осцилограмах виділяли інформативні ділянки. В даному випадку цей час t_L , за яке колесо проходить шлях, від моменту наїзду шини на одиничну нерівність, рівний 5 метрам. Вихідні сигнали U_{RYD} і U_{RZD} вимірювальних систем стенду експортували в середовище Microsoft Excel.

Використовуючи формули отримані в результаті тарування, значення напруг були переведені в реальні фізичні величини бічної R_{YD} і нормальної R_{ZD} реакцій. Час в момент наїзду колеса на одиничну нерівність взяли рівним нулю. З отриманих в середовищі Microsoft Excel значень був створений масив за яким були побудовані графіки функціональних залежностей $R_{YD} = F(t)$ і $R_{ZD} = f(t)$ (див. Рис. 3.13).

У процесі проведення експерименту з'ясувалося, що при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення $\delta = 3^\circ$, зі швидкістю бігового барабана рівною $V_X = 6,7$ м/с, одиничної нерівності напівкруглого профілю радіусом 0,03 м при технічному стані амортизатора №4 ($\chi = 6\%$), довжина кола бігового барабана діаметром 1,8 м, не достатня для того щоб бічна реакція R_{YD} досягала сталого значення R_{YS} . Тобто силовий вплив одиничної нерівності на колесо було в той момент, коли шина здійснювала коливання в бічному напрямку - що згубно

впливало на точність результатів експерименту. Тому подальші дослідження в даному швидкісному режимі проводити не стали, а для перевірки адекватності моделі розглядали значення бічні реакції R_{YD} в процесі переїзду колеса через одиничну нерівність з амортизаторами №1, №2 та №3.

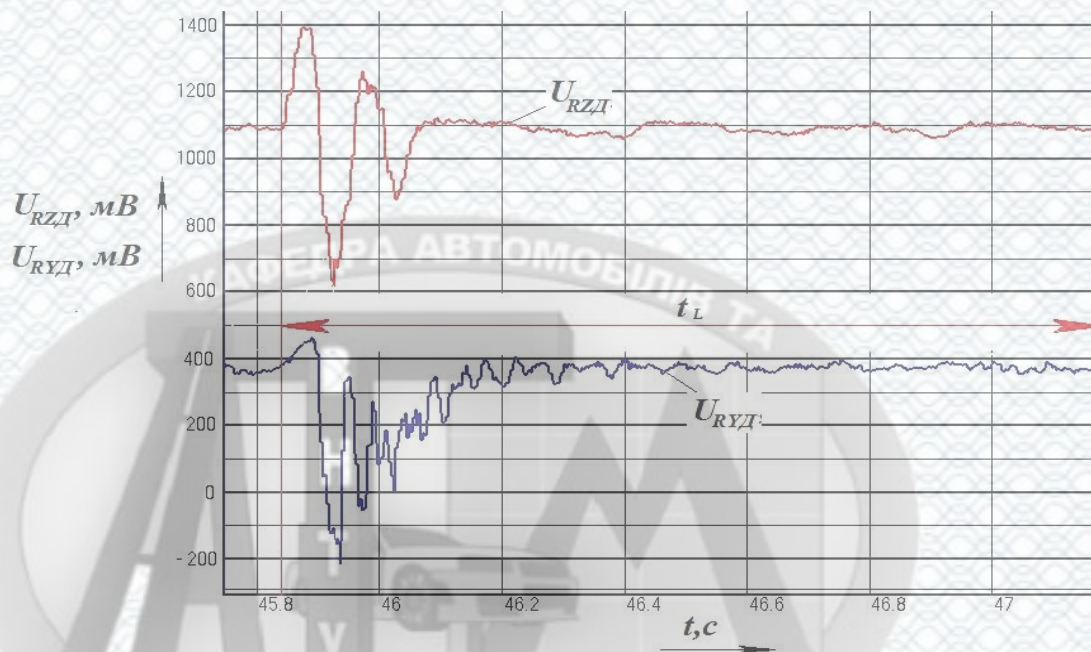
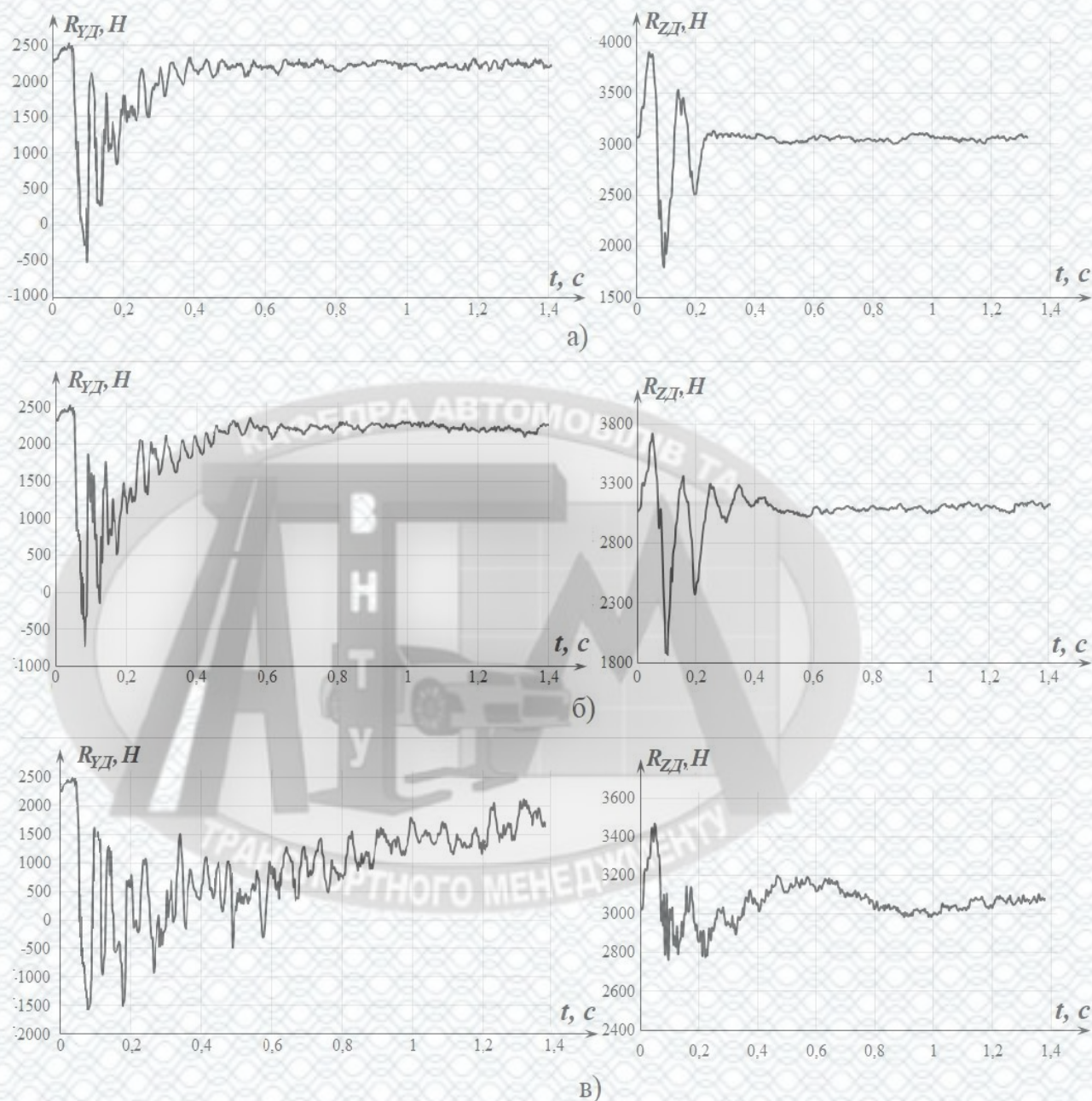


Рисунок 3.13 - Осцилограма процесу переїзду колесом з шиною MICHELIN 195/95 R15 91H, які рухаються з кутом відведення 3° , через одиничну нерівність напівкруглого профіля радіусом 0,04 м, з амортизатором №1: кутова швидкість поверхні бігового барабана $V_x = 3,6$ м/с.

Оброблені графіки залежностей $R_{YD} = f(t)$ і $R_{ZD} = f(t)$, отримані в результаті пошукового експерименту при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення $\delta = 3^\circ$, одиничних нерівностей напівкруглого профілю радіусами 0,04 м зі швидкістю $V_x = 3,6$ м/с, при змінах технічного стану амортизатора, показані на рисунку 3.14. Аналіз графіків, зображених на рисунку 3.14 показує, що при зниженні технічного стану амортизатора (показника χ) амплітуди коливання нормальної реакції R_{ZD} , що діє від невіднесеної маси на піддресорену, зменшуються. Це пов'язано з тим, що амортизатор при зниженні демпфуючих властивостей в меншій мірі знижує опір коливань колісного вузла. Це призводить до зниження нормальної реакції R_Z і як наслідок, до зниження бічної реакції R_Y , реалізованої в плямі контакту шини з опорною поверхнею.



а) $\chi = 100\%$; б) $\chi = 54,6\%$; в) $\chi = 6\%$.

Рисунок 3.14 - Графіки бокових $R_{yД}$ і нормальних $R_{zД}$ реакцій, при переїзді колесом, яке рухається з кутом відведення 3° , через одиничну нерівність напівкруглого профіля, радіусом $0,04$ м з кутовою швидкістю бігового барабана $V_x = 3,6$ м/с, при зміні технічного стану амортизатора

Аналіз графіків, зображених на рис. 3.14 показує, що зниження технічного стану амортизатора (зниження показника χ), викликає зростання амплітуд коливань бічної реакції $R_{yД}$. Як наслідок, це веде до збільшення часу і шляху,

пройденого колесом зі зниженим коефіцієнтом бічного зчеплення шини з опорною поверхнею.

Отримані в результаті пошукового експерименту графіки і числові значення бічних реакцій R_{YD} є інструментом для перевірки адекватності розробленої математичної моделі досліджуваного процесу.

Коефіцієнт λ_L зниження бічної реакції шини в результаті коливань нормального навантаження R_Z на заданій ділянці шляху $L_K = 5$ м від моменту наїзду колесом на одиничну нерівність, розраховували за формулою (2.51).

Результати розрахунків показують:

а) при переїзді колесом одиничної нерівності радіусом 0,03 м:

- новий працездатний амортизатор №1 ($\chi = 100\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 19,2\%$;

- амортизатор №2 ($\chi = 76\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 20,1\%$;

- амортизатор №3 ($\chi = 54,6\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 23,9\%$;

- амортизатор №4 ($\chi = 6\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 76\%$;

б) при переїзді колесом одиничної нерівності радіусом 0,04 м:

- новий працездатний амортизатор №1 ($\chi = 100\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 20,3\%$;

- амортизатор №2 ($\chi = 76\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 22,2\%$;

- амортизатор №3 ($\chi = 54,6\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 25,7\%$;

- амортизатор №4 ($\chi = 6\%$) забезпечує величину коефіцієнта зниження бічної реакції шини $\lambda_L = 78,3\%$.

Аналіз графіків, представлених на рис. 3.15. показує, що новий працездатний амортизатор здатний забезпечити величину коефіцієнта зниження

бічної реакції шини λ_L на рівні 19,2% і 20,3% при переїзді колесом одиночної нерівності радіусами 0,03 і 0,04 м відповідно.

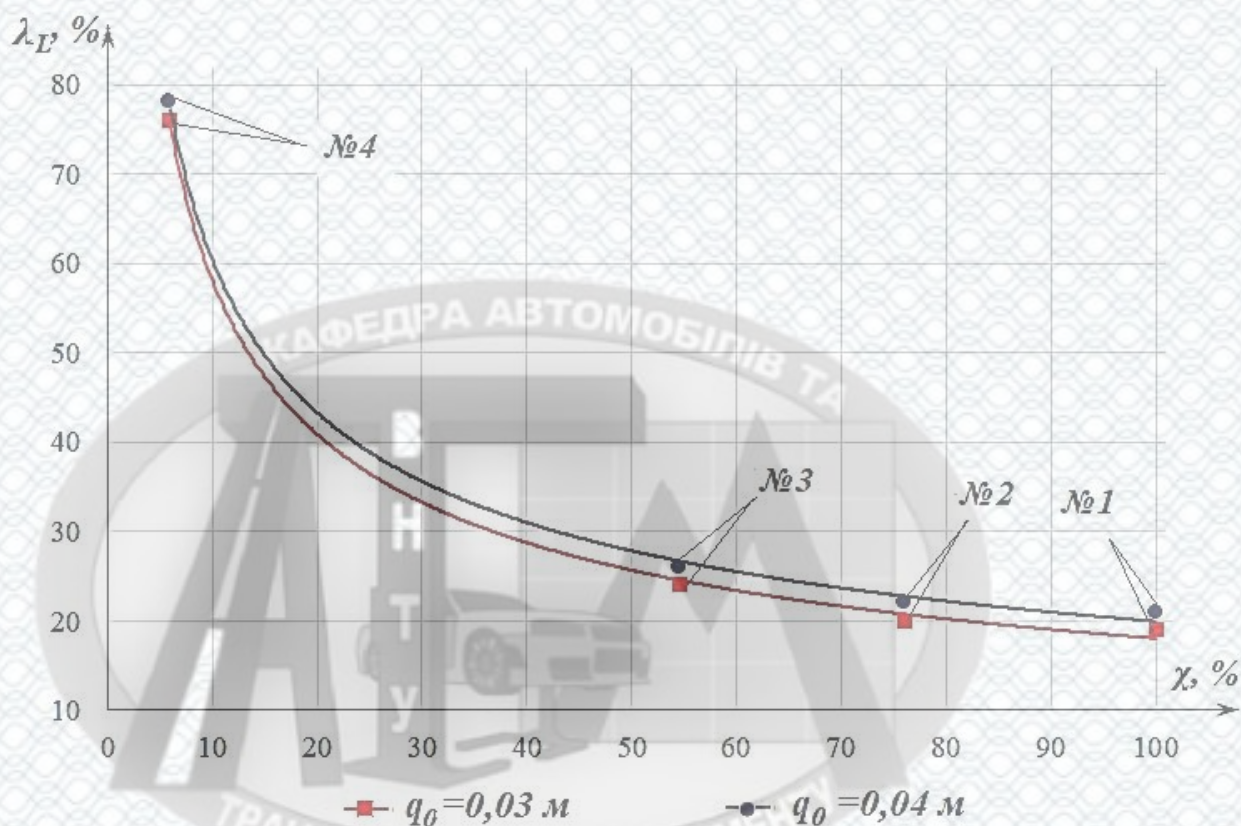


Рисунок 3.15 - Графік залежності коефіцієнта λ_L зниження бокової реакції шини MICHELIN 195/95 R15 91H, від технічного стану амортизатора χ , отримані в процесі переїзду колесом, яке рухається з кутом відведення $\delta=3^\circ$, одиночної нерівності напівкруглого профілю радіусом 0,03 м зі швидкістю $V_X=3,6$ м/с.

Зниження технічного стану амортизатора, супроводжуване зниженням показника χ , веде до зниження фрикційних властивостей шини, що рухається з відведенням, в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження на шину. При цьому коефіцієнт, що показує зниження фрикційних властивостей шини λ_L , зростає.

Величина показника χ технічного стану амортизатора в процесі експериментального дослідження була в діапазоні від 6% до 100%.

Коефіцієнт λ_L визначали на підставі бічних реакцій R_{YD} , що діють від колеса на безпружину масу. Визначити бічну реакцію R_Y , діючу від опорної поверхні на

шину можна на підставі розрахунків, використовуючи математичну модель, представлену у другому розділі.

3.2 Оцінка адекватності математичної моделі процесу формування бічних реакцій шини при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності

Згідно з розробленою методикою була виконана оцінка адекватності математичної моделі системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса».

Оцінку виконували на основі результатів пошукового експерименту і розрахованих значень бічної реакції R_{yD} , що діє від колеса на безпружинну масу. Вихідними даними для виконання розрахунків були значення внутрішніх параметрів елементів системи, які при розрахунках мали ті ж значення, що і при проведенні пошукового експериментального дослідження параметрів процесу переїзду колесом з шиною MICHELIN 195/95 R15 91H, через одиничну нерівність.

Нормальне навантаження, що припадає на колесо взяли рівним $R_Z = 3580$ Н так, як вага, що припадає на передню вісь АТЗ категорії М1 в спорядженому стані, дорівнює 7000Н.

В умовах стенду нормальне навантаження $R_Z = 3580$ Н забезпечує безпружинна маса $m_H = 45$ кг і підресорена маса $M_n = 320$ кг. Значення кута відведення було задано на рівні $\delta = 3^\circ$. Кутову швидкість V_x поверхні бігового барабана задавали 3,6 м/с і 6,7 м/с.

Коефіцієнти зниження зчіпних властивостей $f_{\delta y}$ шини MICHELIN 195/95 R15 91H, опору бічному проковзуванню шини C_{SY} і бічного зчеплення φ_{Ymax} , розраховували за виявленими залежностями.

Довжину релаксації шини l_r , необхідну для визначення бічної жорсткості шини C_Y , розраховували по виявленій залежності (3.2).

Коефіцієнт бокового опору шини K_{SY} прийнятий рівним 150 Н·м/с. Елементарна маса шини $m_S = 2$ кг, маса колеса з колісним вузлом $m_K = 25$ кг. Радіус кочення колеса в підпорядкованому режимі розраховували за формулою (3.3).

Жорсткість підвіски колісного вузла C_z прийняли рівною 23000 Н/м. Жорсткість силовимірювального датчика нормального навантаження стелу (або напрямних елементів підвіски АТЗ) задавали на рівні $C_{YD} = 900000$ Н / м.

Для аналізу результатів розрахунку і експерименту були побудовані графіки зміни бічних реакцій на ділянці шляху рівній 5 м, пройденій колесом від моменту наїзду шини на одиничну нерівність напівкруглого профілю 0,04 м.

У досліджуваному процесі колесо рухалося з кутом відведення, рівним 3° зі швидкістю 3,6 м/с (рис.3.16).

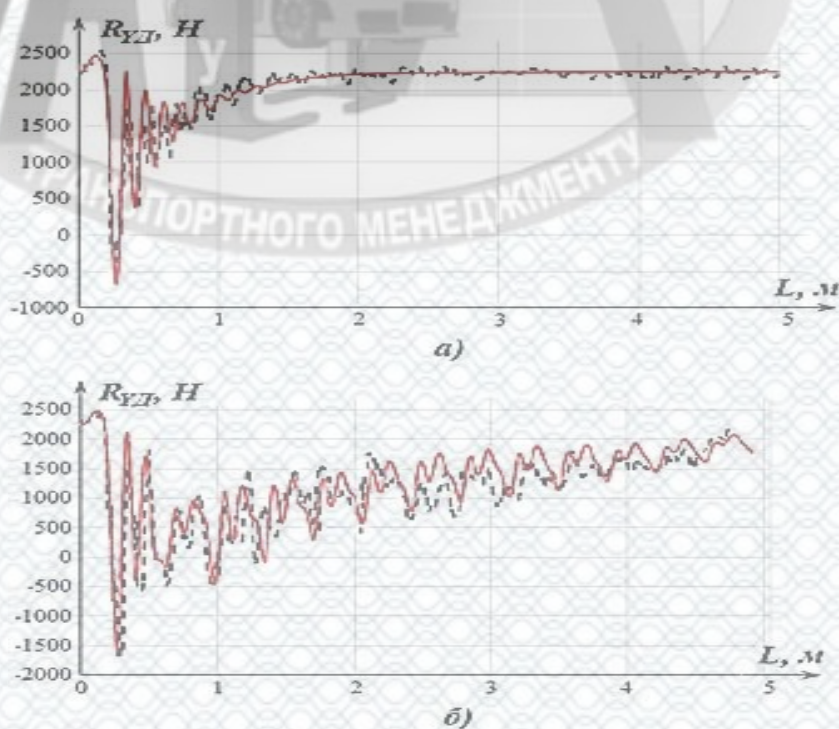


Рисунок 3.16 - Графіки зміни бокових реакцій на шляху 5 м, які пройде колесо з шиною MICHELIN 195/95 R15 91H від наїзду шини на одиничну нерівність напівкруглого профілю 0,04 м, з кутом відведення рівним 3° при зміні технічного стану амортизатора: а) $\chi = 76\%$; б) $\chi = 6\%$ (- розрахунок; - - - - - експеримент).

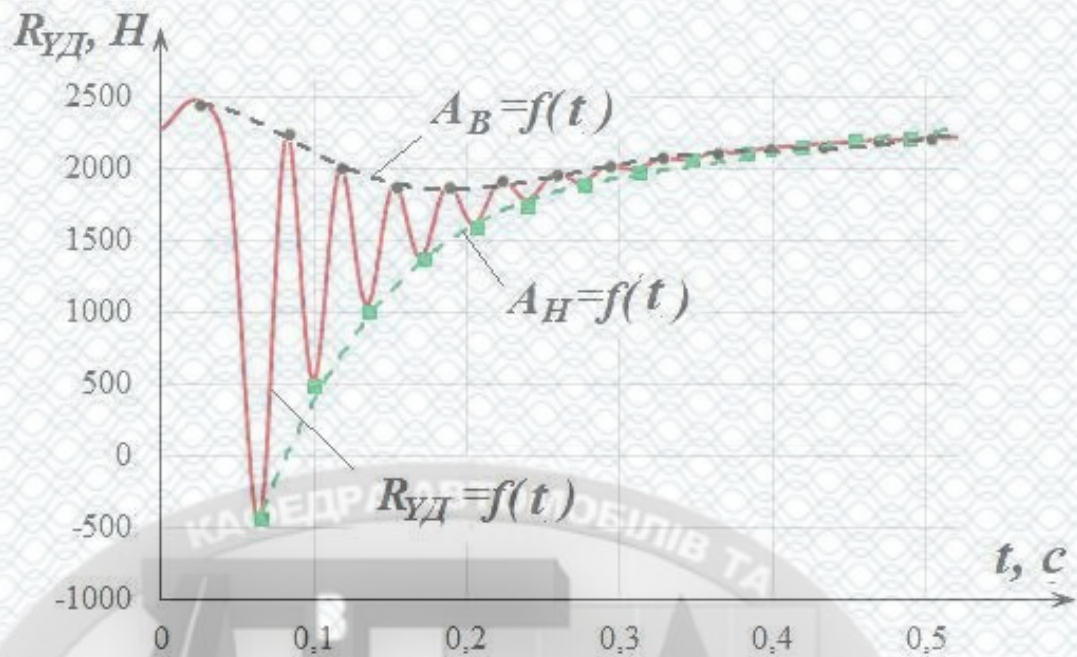


Рисунок 3.17 - Графіки екстремумів A_B і A_H бокової реакції R_{yD} за час коливань колісного вузла після переїзду одиничної нерівності

Аналіз графіків (рис. 3.17) переконливо показує, що зміни бічних реакцій R_{yD} , отриманих в результаті експерименту і розрахунку, мають якісно і кількісно схожий характер згасаючих коливань. Частоти коливань бічних реакцій R_{yD} отримані при розрахунку відрізняються від частот, отриманих експериментально, менш ніж на 1,5%, при кожному технічному стані, що цілком прийнятно для досліджень даного процесу.

При оцінці адекватності математичної моделі враховували залежності зміни вершин A_B і A_H коливань бічної реакції R_{yD} (рис.3.17) за часом.

Отримані розрахунковим шляхом значення вершин A_B і A_H коливань бокової реакції R_{yD} зберегли в вільній таблиці, куди раніше уже були занесені результати експериментальних досліджень даного процесу з аналогічними параметрами.

На наступному етапі, значення вершин A_B і A_H коливань бокової реакції R_{yD} апроксимування і знаходили кількість коефіцієнтів k в рівнянні апроксимації. Для прикладу представлені графіки функціональних залежностей $A_B=f(t)$ і $A_H=f(t)$ на рисунку 3.18, отримані в результаті розрахунку і експерименту.

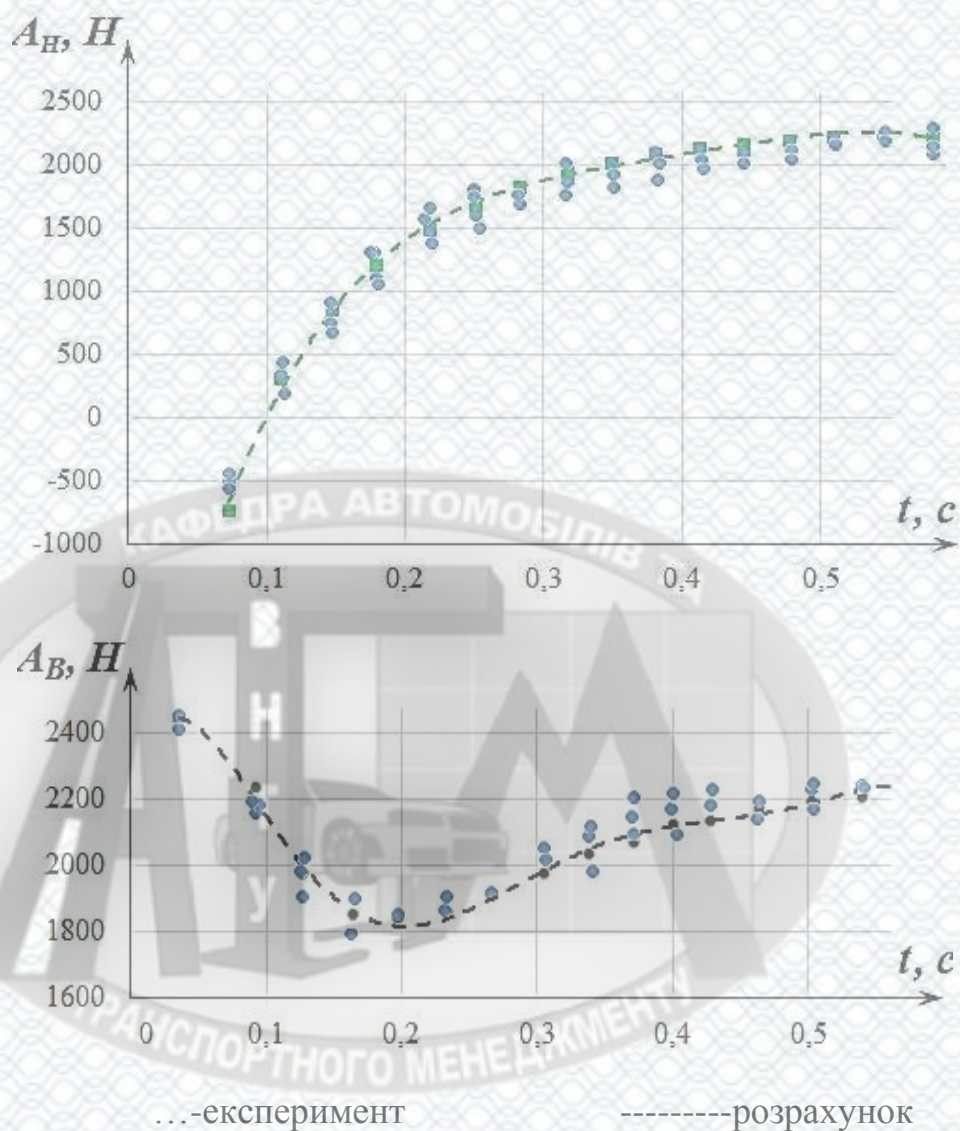


Рисунок 3.18 - Графіки амплітуд A_B і A_H коливань бокової реакції R_{UD} , в процесі переїзду колесом з шиною MICHELIN 195/95 R15 91H, які рухаються з кутом відводу $\delta=3^\circ$, зі швидкістю 3,6 м/с, через одиничну нерівність радіусом 0,04 м, при технічному стані амортизатора на рівні $\chi=76\%$

Залежності $A_B=f(t)$ і $A_H=f(t)$ отримані в процесі переїзду колесом, яке рухається з кутом відводу $\delta=3^\circ$ зі швидкістю 3,6 м/с, одиничної нерівності напівкруглого профілю радіусом 0,04 м при технічному стані амортизатора $\chi=76\%$. Вони показують їх якісне і кількісне співпадання.

Далі були визначені дисперсії адекватності S_A і відтворюваності S_B , після чого визначали значення F-критерію Фішера і зрівнювали його з табличними значеннями при рівні значимості 5% (таблиця 3.4).

Таблиця 3.4 - Розраховані при перевірці адекватності математичної моделі і табличні значення F-критерію Фішера

Досліджуваний амортизатор	Досліджуваний параметр	Розрахункове значення F-критерію Фішера	Табличне значення F-критерію Фішера
Швидкість $V_x=3,6$ м/с			
№1	A_B	1,86	3,59
	A_H	1,74	3,49
№2	A_B	1,35	3,59
	A_H	1,98	3,49
№3	A_B	1,94	3,59
	A_H	1,10	3,49
№4	A_B	2,24	3,86
	A_H	2,03	3,86
Швидкість $V_x=6,7$ м/с			
№1	A_B	1,86	3,35
	A_H	1,74	3,49
№2	A_B	1,35	3,59
	A_H	1,98	3,49
№3	A_B	1,94	3,59
	A_H	1,10	3,49

Порівняльний аналіз значень F-критерію Фішера, отриманих при перевірці адекватності розробленої математичної моделі з табличними значеннями, показує, що математична модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» адекватно описує процес формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухається з кутом відведення, через одиничну нерівність.

3.3 Результати дослідження процесу формування бічних реакцій при переїзді колесом, що рухається з кутом відведення, одиничної нерівності

Для дослідження процесу формування бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності використовували розроблену математичну модель, яка успішно пройшла перевірку на адекватність.

Оперативні розрахунки виконували за розробленим алгоритмом на основі програми, складеної в середовищі «Scilab». Програма дозволяє розраховувати параметри досліджуваного процесу у вигляді масиву, в кожному i -му рядку якого розміщені значення:

- часу t досліджуваного процесу при проходженні колесом заданої ділянки шляху від моменту наїзду шини на одиничну нерівність;
- шляху L_K пройденого колесом від моменту наїзду шини на одиничну нерівність;
- бічної R_Y і нормальної R_Z реакцій, що діють від опорної поверхні на шину;
- бічної $R_{YД}$ і нормальної $R_{ZД}$ реакцій, що діють від колеса на безпружинну масу, і від непідресореної маси на підресорену.

Масив, що складається з значень вищевказаних параметрів був експортований в середовище Microsoft Excel, для побудови графіків, необхідних для наочного відображення робочих процесів шини при зміні технічного стану амортизаторів.

3.3.1 Оптимізація параметрів тестового впливу

Рішення задач оптимізації параметрів тестових впливів направлено на забезпечення найбільшої чутливості і стабільності коефіцієнта λ_L , зниження бічної реакції шини в результаті коливань нормального навантаження R_Z яке характеризує здатність шини створювати бічні реакції R_Y в процесі коливань, викликаних переїздом колесом, що рухаються з кутом відведення, одиничної нерівності при зміні технічного стану амортизатора.

Оптимізацію тестових впливів виконували, використовуючи математичну модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», представлену у другому розділі.

Вихідні дані - значення внутрішніх параметрів елементів системи при розрахунку були прийняті ті ж, що і при проведенні пошукового експерименту процесу переїзду колесом через одиничну нерівність.

Оптимальну нормальну навантаження, що припадає на колесо взяли рівною $R_Z = 3580$ Н так, як вага, що припадає на передню вісь АТЗ категорії М1 в спорядженому стані, дорівнює $R_{ZHO} = 7000$ Н. В умовах стенду нормальне навантаження $R_Z = 3580$ Н забезпечують безпружинна маса $m_H = 45$ кг і підресорена маса $M_n = 45$ кг.

Оптимальне значення кута відведення $\delta = 3^\circ$ визначили по результату експериментального дослідження характеристик шини MICHELIN 195/95 R15 91Н в режимі її стаціонарного відведення. Тобто процес роботи шини:

по-перше, перебувати в зоні «чистого відведення» (без бокового ковзання, коли немає зриву плями контакту шини) [31];

по-друге, забезпечує досить велику бічну реакцію R_{YS} (понад 60% від значення $R_{YS\phi}$) і при цьому забезпечує мінімальну інтенсивність зносу шини.

Оптимальною окружною швидкістю бігового барабана стенду, як показав пошуковий експеримент процесу переїзду колесом одиничної нерівності, слід вважати швидкість рівну 3,6 м / с.

Коефіцієнти зниження зчіпних властивостей $f_{\phi Y}$; опору бічному проковзуванню шини C_{SY} і бічного зчеплення ϕ_{Ymax} , визначали з залежностей (3.1-3.3).

Довжину релаксації шини l_r , необхідну для визначення бічної жорсткості C_Y , розраховували по виявленій залежності (3.2). Коефіцієнт бокового опору шини K_{SY} був прийнятий рівним 150 Н·м/с, елементарна маса шини була прийнята рівною $m_S = 2$ кг, маса колеса з колісним вузлом $m_K = 25$ кг. Радіус кочення колеса в підпорядкованому режимі розраховували за формулою (3.3).

Жорсткість підвіски колісного вузла C_z прийняли рівним 23000 Н/м. Жорсткість силовимірювального датчика нормального навантаження стенду (або напрямних елементів підвіски АТЗ) задавали на рівні $C_{YD} = 900000$ Н / м.

Профіль одиничної нерівності прийнятий напівкруглим, щоб не створювати небезпечних напруг при наїзді на неї шини. Радіуси профілю одиничної нерівності, рівні її висоті q_0 варіювали від 0,03 м до 0,05 м з кроком 0,01 м. Довжину l нерівності варіювали як 0,06 м; 0,08 м; і 0,1 м. Дані геометричні

параметри одиничної нерівності забезпечують шлях l_0 , пройдений колесом при взаємодії шини з одиничною нерівністю 0,25 м, 0,27 м і 0,29 м.

Далі на математичній моделі був зроблений розрахунок бічних реакцій R_Y , що діють від опорної поверхні на шину, на ділянці шляху, що дорівнює $L = 5,6$ метрам (довжина кола бігового барабана радіусом 1,8 м), пройдений колесом, з кутом відведення

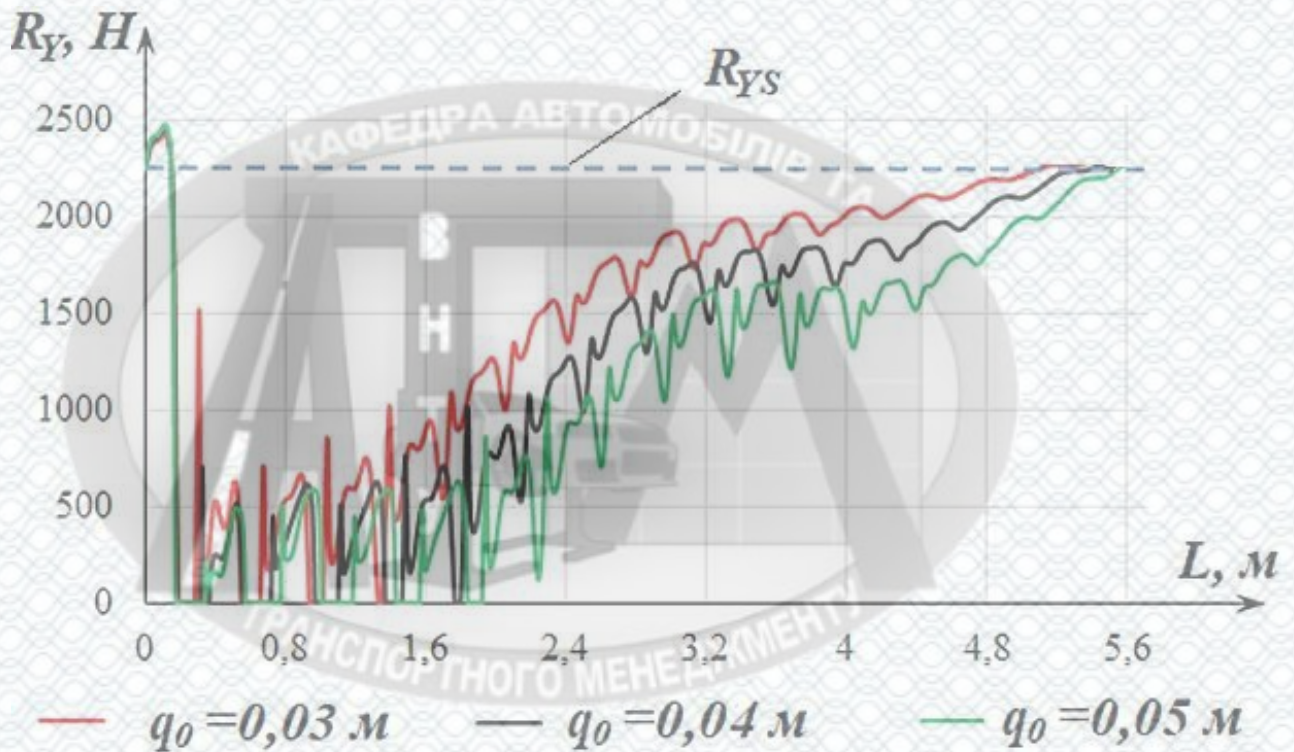
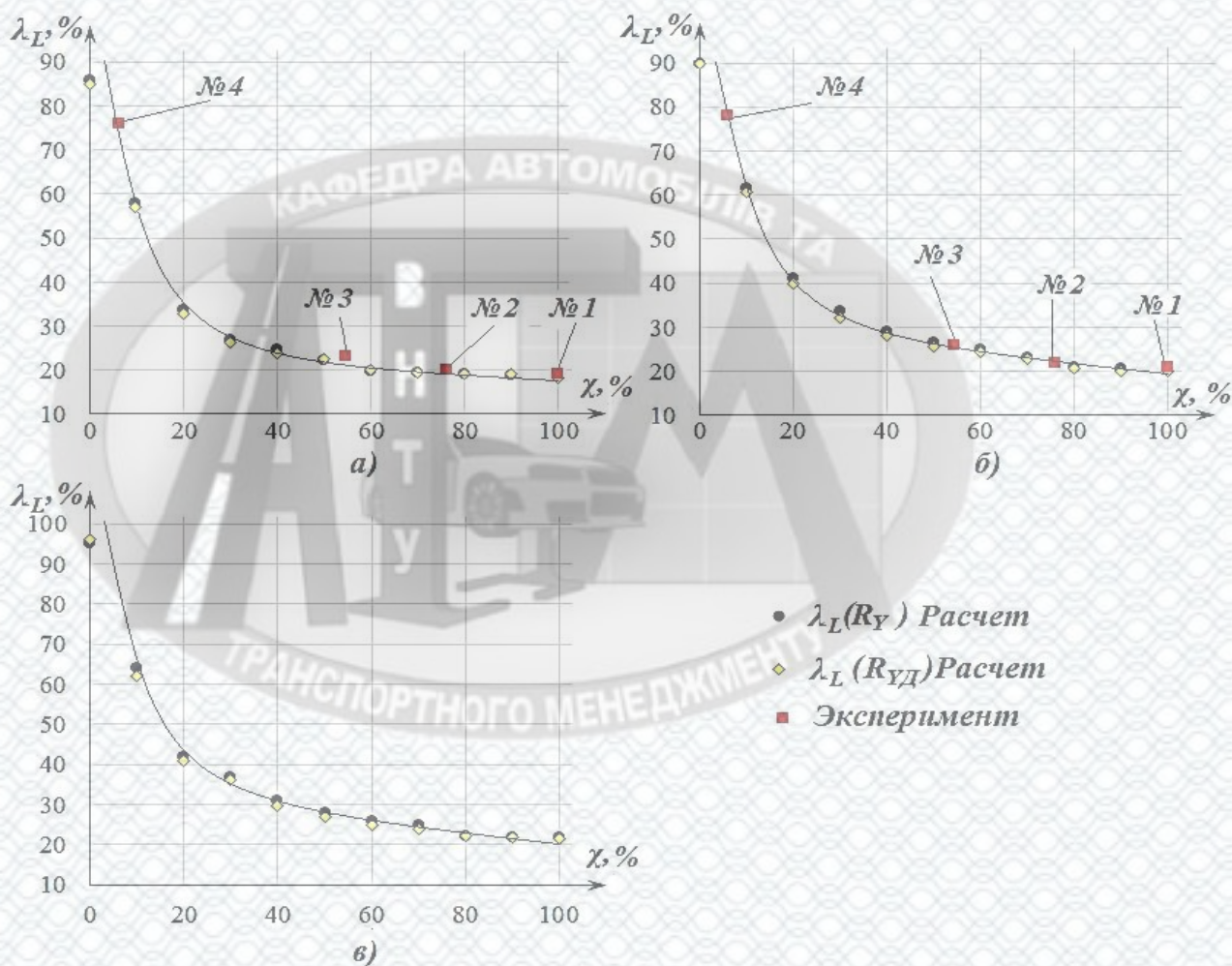


Рисунок 3.19 - Графіки зміни бокових реакцій R_Y , на ділянці шляху $L=5,6$ м, пройденому колесом, з кутом відводу шини $\delta=3^\circ$ від моменту наїзду шини на одиничну нерівність зі швидкістю $V_X=3,6$ м/с при показникові технічного стану амортизатора $\chi = 0\%$

Коефіцієнт λ_L зниження бічної реакції шини в результаті коливань нормального навантаження визначали, як за значеннями бічної реакції R_Y , що діє від опорної поверхні на шину, так і за значеннями бічної реакції R_{Yd} . Це було зроблено для того, щоб визначити наскільки точно при контролі будуть враховані процеси формування бічних реакцій R_Y в плямі контакту шини з опорною поверхнею, які дуже складно визначити в чистому вигляді, а також для

перевірки отриманих значень коефіцієнта λ_L в результаті проведення експерименту.

За результатами розрахунку були побудовані графіки функціональних залежностей $\lambda_L = f(\chi)$, при варіації геометричних параметрів одиничної нерівності і показника χ технічного стану амортизатора, які представлені на рисунку 3.20.



а) $q_0 = 0,03$ м; б) $q_0 = 0,04$ м; в) $q_0 = 0,05$ м.

Рисунок 3.20 - Графіки залежності коефіцієнта λ_L від технічного стану амортизатора і висоти одиничної нерівності q_0

Аналізу результатів дослідження показує, що:

1. Оптимальне значення висоти одиничної нерівності напівкруглого профілю (яке може бути задане при контролі технічного стану амортизатора на стенді з бігових барабаном діаметром 1,8 метрів), дорівнює $q_0 = 0,05$ метра - оскільки забезпечує найбільшу чутливість показника λ_L при зміні технічного

стану амортизатора. Але в результаті було виявлено, що тестова рівновага впливу на колесо, при наїзді шини на нерівність з заданим значенням висоти 0,05 м, створює в ній напруги $[\sigma_p]$, що перевищують допустимі значення, встановлені заводом-виробником шини.

Таким чином, з метою збереження з шини оптимальним значенням висоти одиничної нерівності слід вважати $q_0 = 0,04$ м;

2. Максимальна різниця показників $\lambda_L (R_Y)$ і $\lambda_L (R_{YD})$, визначених за величиною бічних реакцій R_Y і R_{YD} , при кожному прийнятому для розрахунку технічному стані амортизатора склала 0,56%. Це свідчить про те, що показник λ_L зниження бічної реакції шини можна визначати, вимірюючи реакції R_{YD} , що діють від колісного вузла на безпружину масу;

3. Максимальна різниця коефіцієнта λ_L , зниження бічної реакції шини отриманого в результаті проведення пошукового експерименту і розрахунку склала 3%. Це підтверджує адекватність математичної моделі і науково обґрунтовує можливість реалізації методу контролю технічного стану амортизатора, на стенді з бігових барабаном діаметром 1,8 метрів.

3.3.2 Результати визначення шкали рівнів працездатності амортизаторів і нормативних значень коефіцієнта λ_L зниження фрикційних властивостей шини

У другому розділі наведено теоретичне обґрунтування нормативних значень коефіцієнта $[\lambda_L]$, що дозволяють ідентифікувати технічний стан амортизаторів з позиції їх впливу на ефективність бічного зчеплення шини з опорною поверхнею. Наведені теоретичні передумови дозволяють визначати нормативні значення коефіцієнта $[\lambda_L]$, за рівнем працездатності амортизатора x .

Для визначення нормативних значень коефіцієнта λ_L необхідно використовувати шкалу рівнів працездатності амортизатора x , зображену на рисунку 3.21. Графік (рис. 3.21.) отримано на підставі розрахунку параметрів процесу формування бічних реакцій, при переїзді колесом, що рухаються з кутом

відведення 3° , одиничної нерівності напівкруглого профілю заввишки $q_0 = 0,04$ м, зі швидкістю 3,6 м / с.

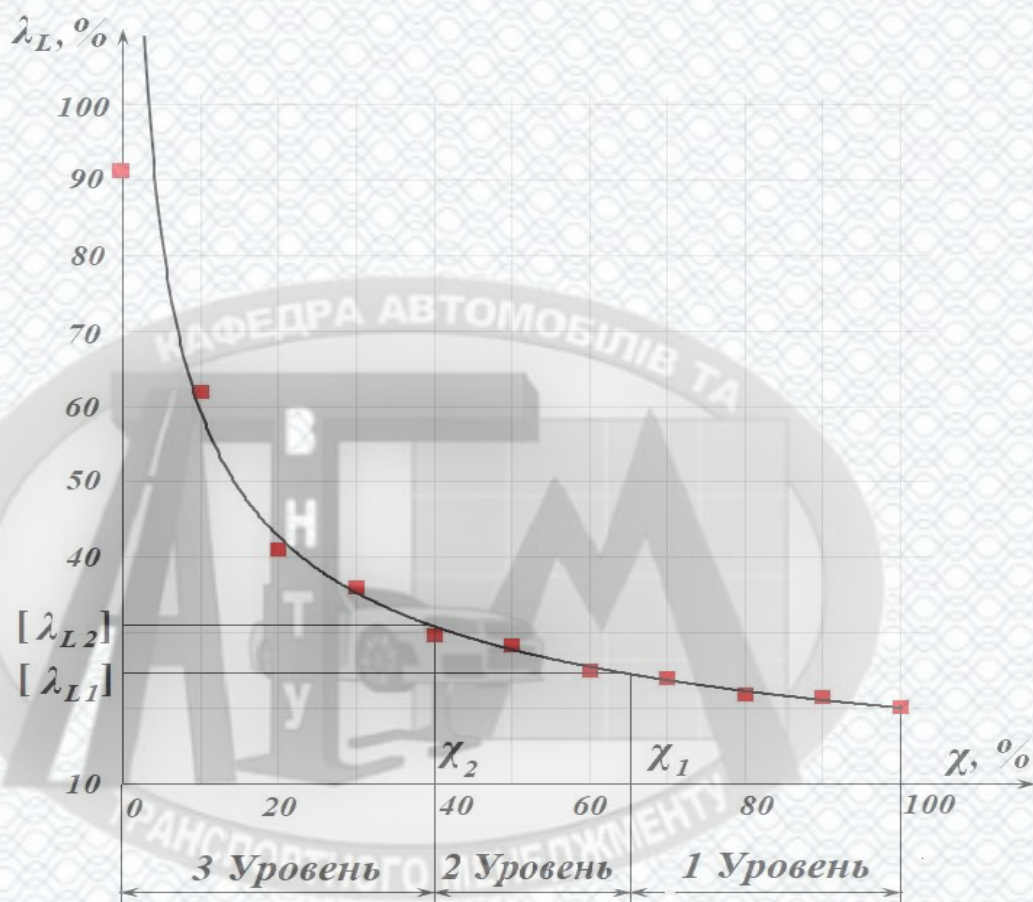


Рисунок 3.21 - Графік функціональної залежності $\lambda_L=f(\chi)$ отриманий по результатам розрахунку бокових реакцій R_{yD} , при переїзді колесом, яке рухається з кутом відведення 3° , одиничної нерівності напівкруглого профілю висотою $q_0 = 0,04$ м, зі швидкістю 3,6 м/с.

Апроксимація, представленого на рис. 3.21 графіка, дозволила отримати функціональну залежність виду:

$$\lambda_L = 174,1 \cdot \chi^{-0,466}. \quad (3.4)$$

Згідно з теоретичними передумовами, розробленими в розділі 2 нормативне значення коефіцієнта зниження бічній реакції шини $[\lambda_{L1}]$

встановлено з умови, що при $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ амортизатори забезпечують знаходження АТЗ, в межах коридору руху рівному 3-м метрам, навіть на мокрому асфальті, тобто при $\varphi_{Ymax} \geq 0,6$. За результатами дослідження, було встановлено, що ця умова забезпечена амортизаторами при показнику технічного стану $\chi_1 \geq 65\%$, а нормативне значення коефіцієнта зниження бічної реакції шини, розраховане по закономірності (3.4), так само $[\lambda_{L1}] = 24,9\%$. Таким чином, амортизатори слід віднести до 1 рівня, технічний стан яких знаходиться в межах $\lambda_L \leq 24,9\%$.

Нормативне значення коефіцієнта зниження бічної реакції шини $[\lambda_{L2}]$ встановлено з умови, що при $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ амортизатори не забезпечують знаходження АТЗ, в межах коридору руху навіть на сухому асфальті, тобто при $\varphi_{Ymax} \geq 0,8$. За результатами дослідження, було встановлено, що цю умову забезпечили амортизатори при показнику технічного стану $\chi_2 \geq 40\%$, а нормативне значення коефіцієнта зниження бічної реакції шини, розраховане по закономірності (3.4), так само $[\lambda_{L2}] = 31,2\%$. Таким чином, амортизатори, технічний стан яких знаходиться в межах $\lambda_L > 31,2\%$, слід віднести до 3 рівня працездатності, тобто ідентифікувати як несправні.

Тоді амортизатори, технічний стан яких знаходиться в межах $24,9\% < \lambda_L \leq 31,2\%$ слід віднести до 2 рівня працездатності, оскільки вони забезпечують стійкість АТЗ в тестовому режимі тільки на сухому асфальті, тобто при $\varphi_{Ymax} \geq 0,8$.

Результати дослідження показують:

- якщо $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ і $65\% \leq \chi \leq 100\%$ - технічний стан амортизатора відповідає 1 рівню. Він є справним і працездатним, оскільки забезпечує надійний контакт шини з опорною поверхнею при коливаннях нормального навантаження, і високих бічних реакціях. Його технічний стан здатний забезпечувати стійкість АТЗ навіть на мокрому асфальті;

- якщо $[\lambda_{L1}] < \lambda_L \leq [\lambda_{L2}]$ і $40\% \leq \chi < 65\%$ технічний стан амортизатора відповідає 2 рівню. Даний амортизатор працює менш ефективно, але його застосування в умовах експлуатації АТЗ ще допустиме. Він здатний менш ефективно забезпечувати контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань

нормального навантаження, і задовільно забезпечувати стійкість АТЗ в умовах експлуатації;

- якщо $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ і $\chi < 40\%$ і $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ - технічний стан амортизатора відповідає 3-му рівню. Він є непрацездатним, оскільки не забезпечує надійного контакту і зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в умовах експлуатації АТЗ.

Результати дослідження дозволяють реалізувати дві науково-обґрунтовані методики контролю технічного стану амортизаторів АТЗ з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції: пряму і непряму.

Пряму методику можна реалізувати на стенді з бігових барабаном діаметром 1,8 м, який здатний забезпечувати встановлені тестові режими контролю і проводити вимірювання бічних реакцій на ділянці шляху рівному 5-ти метрам.

Непряма методика полягає у визначенні на динамометричному стенді, робочої характеристики амортизатора на підставі якої визначаються показник χ його технічного стану і коефіцієнт λ_L по виявленій закономірності (3.4).

3.4 Методика контролю технічного стану амортизаторів АТЗ з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції

На основі результатів проведеного дослідження, із застосуванням обґрунтованих тестових режимів і виявлених функціональних залежностей, були розроблені методики контролю технічного стану амортизаторів АТЗ з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції: методика прямого контролю та методика непрямого контролю.

Методика прямого контролю технічного стану амортизаторів

Методика прямого контролю технічного стану амортизаторів, дозволяє визначати їх працездатність, в процесі безпосереднього вимірювання коефіцієнта λ_L зниження бічної реакції шини.

Методика реалізується на стенді з бігових барабаном, діаметром 1,8 м. Вона включає в себе наступні дії:

- 1 Встановити амортизатор на стенд з бігових барабаном;
- 2 Прогріти шину шляхом обкатки її по опорній поверхні бігового барабана протягом десяти хвилин при нормальному навантаженні рівному 75% від максимально допустимого для даної шини;
- 3 Повернути колесо на кут 3° (кут відведення);
- 4 Створити нормальне навантаження на колесо, рівне половині ваги, що припадає на вісь АТЗ в спорядженому стані;
- 5 Включити і прогріти електронні вимірювальні системи стенду;
- 6 Виміряти сталі значення бічної реакції R_{YS} шляхом обкатки шини з заданим кутом відведення 3° при кутовій швидкості опорної поверхні бігового барабана 3,6 м/с;
- 7 Закріпити одиничну нерівність напівкруглого профілю радіусом 0,04 м на біговому барабані;
- 8 Привести біговий барабан в обертання з кутовою швидкістю $V_X = 3,6$ м/с і уможливити відбір проб борових реакцій R_{YD} (переїзд через одиничну нерівність повинен здійснюватися мінімум 1 раз з усталеною швидкістю $V_X = 3,6$ м/с);
- 9 Результати вимірювання бічної реакції на ділянці шляху, що дорівнює 5 метрам, пройденого колесом від моменту наїзду шини на одиничну нерівність з сталою швидкістю $V_X = 3,6$ м/с, зберегти на диску комп'ютера;
- 10 Визначити значення коефіцієнта λ_L зниження бічної реакції шини під дією змінного нормального навантаження;
- 11 Порівняти отримане значення коефіцієнта λ_L з нормативними значеннями $[\lambda_{L1}]$ і $[\lambda_{L2}]$ і визначити його технічний стан:
 - якщо $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 1 рівню. Він є повністю працездатним, оскільки забезпечує надійний контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, а також її

здатність створювати бічні реакції. Його технічний стан здатний забезпечувати активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації АТЗ;

- якщо $[\lambda_{L1}] < \lambda_L \leq [\lambda_{L2}]$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 2 рівню. Даний амортизатор працюють менш ефективно і його застосування в умовах експлуатації АТЗ ще допустиме. Він здатний менш ефективно забезпечувати контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, і задовільно забезпечувати активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації;

- якщо $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 3-му рівню. Він є непрацездатним, оскільки не забезпечує надійного контакту і зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в умовах експлуатації АТЗ.

Методика непрямого контролю технічного стану амортизаторів

Методика непрямого контролю технічного стану амортизаторів, дозволяє визначати їх працездатність на основі вимірювання показника χ технічного стану, а потім, використовуючи виявлену залежність $\lambda_L = f(\chi)$, визначати коефіцієнт λ_L зниження бічних реакцій шини.

Методика непрямого контролю технічного стану амортизаторів реалізується на динамометричних стендах для визначення робочих характеристик амортизаторів. Вона включає в себе наступні дії:

- 1 Встановити амортизатор на динамометричний стенд;
- 2 Прогріти амортизатор шляхом його обкатки на стенді протягом 10 секунд, забезпечивши максимальну швидкість переміщення поршня $V_A = 0,6$ м/с;
- 3 Включити і прогріти електронні вимірювальні системи стенду;
- 4 Запустити привід стенда задавши максимальну швидкість переміщення поршня амортизатора $V_A = 0,6$ м/с;
- 5 Виміряти силу опору і швидкість переміщення поршня амортизатора;
- 6 Побудувати функціональну залежність сили опору від швидкості переміщення поршня амортизатора;

7 Визначити значення показника χ технічного стану амортизатора і віднести його до відповідного рівня технічного стану на шкалі, сформованій на основі закономірності зміни коефіцієнта λ_L , виходячи з умов:

- якщо $65\% \leq \chi \leq 100\%$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 1 рівню. Він є повністю працездатним, оскільки забезпечує надійний контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, а також її здатність створювати бічні реакції. Його технічний стан здатний забезпечувати активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації АТЗ;

- якщо $40\% \leq \chi < 65\%$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 2 рівню. Даний амортизатор працює менш ефективно і його застосування в умовах експлуатації АТЗ ще допустиме. Він здатний менш ефективно забезпечувати контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, і задовільно забезпечувати активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації;

- якщо $\chi < 40\%$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 3-му рівню. Він є непрацездатним, оскільки не забезпечує надійного контакту і зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в умовах експлуатації АТЗ.

3.5 Висновки до розділу 3

1 Аналіз результатів розрахунку і пошукового експерименту з використанням F -критерію Фішера, дозволив встановити, що математична модель системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» адекватно описує процес формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність. Модель враховує вплив на досліджуваний процес: зчіпних властивостей шин, технічного стану амортизаторів, динаміки коливань підресорених і безпружинних мас і профілю опорної поверхні.

2 Оптимізовано установки тестового впливу на систему «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» в процесі контролю технічного стану амортизатора з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції на стенді з бігових барабаном. Встановлено такі значення оптимізованих параметрів:

- Діаметр бігового барабана не менше 1,8 м;
- Єдина нерівність напівкруглого профілю, висотою $q_0 = 0,04$ м;
- Кутова швидкість бігового барабана $V_X = 3,6$ м/с;
- Навантаження на колесо $R_Z = 3580$ Н;
- Кут відведення колеса з еластичною шиною $\delta = 3^\circ$;

3 В результаті дослідження процесу формування шиною, що рухається з кутом відведення, бічних реакцій, виявлена залежність зміни коефіцієнта λ_L зниження бічної реакції шини в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження, від технічного стану амортизатора;

4 Виявлена залежність дозволила визначити нормативні значення коефіцієнта зниження бічної реакції шини $[\lambda_{L1}] = 24,9\%$ і $[\lambda_{L2}] = 31,2\%$, а також сформувані шкалу рівнів технічного стану амортизаторів виходячи з таких умов:

- якщо $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ і $65\% \leq \chi \leq 100\%$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 1 рівню. Він є повністю працездатним, оскільки забезпечує надійний контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, а також її здатність створювати бічні реакції. Його технічний стан здатний забезпечувати активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації АТЗ;

- якщо $[\lambda_{L1}] < \lambda_L \leq [\lambda_{L2}]$ і $40\% \leq \chi < 65\%$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 2-му рівню. Даний амортизатор працює менш ефективно і його застосування в умовах експлуатації АТЗ ще допустиме. Він здатний менш ефективно забезпечувати контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, і задовільно забезпечує активну безпеку АТЗ в умовах експлуатації;

- якщо $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ і $\chi < 40\%$ - технічний стан пред'явленого амортизатора відповідає 3-му рівню. Він є непрацездатним, оскільки не забезпечує надійного контакту і зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в умовах експлуатації АТЗ;

5 Контроль технічного стану амортизаторів АТЗ категорії М1, з урахуванням впливу їх працездатності на здатність шин створювати бічні реакції в умовах коливань нормального навантаження на колесо, може бути реалізований на стенді з бігових барабаном, діаметром не менше 1,6 м. При цьому колесо, що рухається з кутом відведення $\delta = 3^\circ$, має переїжджати через одиничну нерівність напівкруглого профілю заввишки $q_0 = 0,04$ м з кутовою швидкістю поверхні бігового барабана $V_x = 3,6$ м/с і проводиться вимірювання бічних реакцій, які діють на колесо.

6 Контроль технічного стану амортизатора щодо його забезпечення здатності шин створювати бічні реакції, можна реалізувати на динамометричному стенді, який здатний здійснювати робочий процес амортизатора зі швидкістю переміщення його поршня 0,6 м/с.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз умов праці

В даній роботі розглядаються умови праці при виконанні роботи. До обладнання для роботи входять робочі столи та обчислювальна техніка.

В приміщенні проводять наукові роботи, різного роду розробки, розрахунки, виконують креслення та інше.

Для притоку свіжого повітря використовується природна вентиляція.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються за природою дії на фізичні, хімічні, психофізіологічні та біологічні.

В приміщенні на працівників діють тільки дві групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів - фізичні та психофізіологічні.

До групи фізичних небезпечних факторів відносять такі підгрупи небезпечної дії: підвищена чи понижена вологість повітря, підвищена чи понижена температура повітря, недостатність природного освітлення, недостатність освітлення робочого місця.

Групу психофізіологічних небезпечних і шкідливих виробничих факторів по характеру дії поділяють на такі підгрупи: фізичні та нервово -психічні перевантаження. До фізичних перевантажень відносять -статичне; до нервово-психічних - монотонність праці, розумові та емоційні навантаження.

4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Визначається як система організаційних, технічних засобів, які запобігають або зменшують дію на робітників шкідливих факторів.

4.2.1 Санітарні вимоги до приміщення

По санітарним нормам на одного працюючого повинно припадати не менше $S=6 \text{ м}^2$ виробничої площі та $V=15 \text{ м}^3$ об'єму, при кількості персоналу до 20 чоловік.

Без врахування обладнання в нашій аудиторії на одну людину припадає $S=5 \text{ м}^2$ та $V=14 \text{ м}^3$, без врахування обладнання,

Враховуючи площу обладнання, одержимо $S=4,4 \text{ м}^2$ та $V=12,8 \text{ м}^3$

4.2.2 Мікроклімат

Категорія робіт в даній зоні: легка 1б. До даної категорії відноситься робота, що виконується сидячи і не потребує переміщення.

Інтенсивність теплового випромінювання працівників від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних пристроїв на постійних робочих місцях не повинна перевищувати 100 Вт/м^2 при опроміненні 25% поверхні тіла.

В приміщенні повинні підтримуватись оптимальні параметри мікроклімату. Так як робота пов'язана з нервово-емоційною напругою.

4.2.3 Вентиляція

Для очищення повітря в приміщенні застосовується природна вентиляційна система.

При природній вентиляції повітрообмін проходить внаслідок різниці температур повітря в приміщенні і зовні, а також в результаті дії повітря. В якості природної вентиляції використовуємо неорганізовану вентиляцію при якій попадання або видалення повітря проходить через нещільності і пори зовнішніх огорожень, через вікна.

4.2.4 Освітлення

Освітлення здійснюється природнім та штучним освітленням. Коефіцієнт освітленості нормується з врахуванням найменшого розміру об'єкта розрізнення, характеристики зорової роботи, системи освітлення фону і контрасту об'єкта з фоном. Значення коефіцієнта сонячного освітлення наведено в табл. 4.1, параметри штучного та природного освітлення відповідно до ДСТУ EN 12464-1:2016 наведено в табл. 4.2.

Таблиця 4.1 - Вибір коефіцієнта сонячності клімату

Пояс клімату	світлового	Коефіцієнт сонячності клімату		
		При світлових проїмах, що орієнтуються по сторонах горизонту (азимут, град)		
		136-225	226-315, 46-135	316-45
IV 50 с.ш. і південніше		0,7	0,75	0,95

Таблиця 4.2 - Параметри штучного та природного освітлення

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір розрізн об'єкта, мм	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізно з фоном	Характеристика фона	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення	
						Освітленість, лк		КЕОен III %		КЕОен III %	
						При комбінованому освітненні	При верхньому освітненні	При верхньому	При боковому	При верхньому	При боковому
Високі точності	0,3-0,5	III	б	середній	малий	1000	300	5	2	2,3	0,7-1,2

Коефіцієнт природної освітленості

$$e_{IV} = e_{III} \cdot m \cdot c = 1,9 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 0,35. \quad (4.1)$$

Таким чином діюче значення освітленості лежить нижче нормативного. Тому проведемо розрахунок загального освітлення.

4.2.5 Шум

Походження шумів у даному приміщенні пов'язано з роботами у прилеглих приміщеннях.

Дані в таблиці 4.3 відповідають виду трудової діяльності, що потребує сконцентрованості над виконанням всіх видів робіт на постійних робочих місцях.

Таблиця 4.3 - Рівні звукового тиску

Рівні звукового тиску									Еквівалентні рівні звуку в дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
93	76	70	63	59	54	51	50	40	60

Методи і засоби боротьби з шумом:

Для захисту від шуму у приміщенні аудиторії, який виникає від неякісної роботи оргтехніки слід застосувати столи з спеціальним відділенням для встановлення системних блоків.

Зниження шуму на шляху його розповсюдження в значній мірі досягається проведенням будівельних акустичних заходів з застосуванням звукоізолюючих перегородок між приміщеннями.

4.2.6 Вібрації

При роботі працюючий може піддаватися дії вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева - окремі частини тіла. Працюючий відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації (“комбінована вібрація”).

Характеристики вібрації, що діють на дільниці, наведено в табл. 4.4 – 4.5.

Таблиця 4.4 - Категорія вібрацій

Категорія вібрації по санітарним нормам критерій оцінки	Характеристика умов праці	Приклад джерел вібрацій
Тип «а» Границя зниження рівня виробничої праці	Технологічна вібрація діє на операторів стаціонарних машин і обладнання або на робочі місця від інших джерел вібрації	Верстати, електричні машини, насосні агрегати, вентилятори

Таблиця 4.5 - Характеристики вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Нормативне коректування по частоті і еквівалентне коректування значень			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с ² ·10 ⁻²	дБ	м/с ² ·10 ⁻²	дБ
Локальна	—	Хл, Ул, Зл	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип “а”	Z0.Y0.X0	0,1	100	0,2	92

Основні заходи щодо захисту людини від шкідливої дії вібрації у виробничих умовах можна бути поділити на технічні, організаційні і лікувально-профілактичні, а також колективні та індивідуальні. До технічних заходів належать: - зниження вібрації в джерелі її виникнення (вибір на стадії проектування кінематичних і технологічних схем, які знижують динамічні навантаження в устаткуванні та ін.); - зниження діючої вібрації на шляху розповсюдження від джерела виникнення (вібропоглинання, віброгасіння, віброізоляція). До організаційних заходів належать: - організаційно-технічні (своєчасний ремонт та обслуговування обладнання за технологічним регламентом, контроль допустимих рівнів вібрації, дистанційне керування вібронебезпечним обладнанням); - організаційно-режимні (забезпечення відповідного режиму праці та відпочинку, заборону залучення до вібраційних робіт осіб молодших 18 років, тощо); До лікувально-профілактичних заходів належать: - періодичні медичні огляди; - лікувальні процедури (фізіологічні процедури, вітамінно- та фітотерапія).

4.3 Пожежна безпека

За ступенем вогнестійкості приміщення відноситься до I ступені - приміщення з несучими і огорожуючими конструкціями з природних чи штучних матеріалів, бетону, залізобетону з використанням листових чи плитних перегороджуючих матеріалів.

Пожежі на підприємствах являють собою велику небезпеку для працюючих і можуть спричинити велику матеріальну шкоду. Можливими причинами виникнення пожеж можуть бути: порушення технологічного режиму, несправність системи опалення і вентиляції, несправність електрообладнання, несправність запираючої арматури, samozapalennya матеріалів, схильних до горіння. Усі виробництва поділяються на декілька категорій по пожежній вибуховій і вибуховопожежній безпеці. Приміщення відноситься до категорії Д - негорючі речовини і матеріали в холодному стані, визначення категорії приміщення занесено до таблиці 4.6

Таблиця 4.6 - Визначення категорії приміщення

Категорія приміщення	Допустима кількість поверхів	Ступінь вогнестійкості	Площа поверхів в межах пожежного відділення, м ²
Д	6	1	не обмежується

4.3.1 Визначення категорії приміщення

При проектуванні приміщень передбачаємо безпечну евакуацію людей на випадок виникнення пожежі: висота від підлоги донизу виступаючих конструкцій перекриття повинна бути не менше 2,2 (м); висота від підлоги донизу виступаючих частин комунікацій і обладнання в місцях регулярного надходження людей і на шляхах евакуації не менше 2(м).

Кількість евакуаційних виходів не повинна складати менше двох з кожного поверху. Евакуаційні виходи повинні розташовуватись окремо. Кількість людей на 1(м) евакуаційного виходу (дверей) для приміщень I ступені вогнестійкості

категорії Д - 260 чоловік. Відповідно до таблиці визначасмо відстань по коридорам до виходу і розміщення виходів. У таблиці 4.7 вказані значення відстані до виходу.

Таблиця 4.7 – Значення відстані до виходу

Розміщення виходів	Категорія приміщення	Ступінь вогнестійкості	Відстань по коридорам до виходу, м
Між двома зовнішніми виходами	Д	1	Більше/120

Для запобігання необхідно провести ряд заходів по ПБ:

- установити пожежні сповісники;
- навчити робітників елементарним правилам вогнегасіння;
- проводити своєчасні профілактичні огляди обладнання;
- підвести аварійне водопостачання.

4.4 Техніка безпеки

До роботи повинний допускатися обслуговуючий персонал, що добре знає вимоги до роботи техніки, електроживлення, а також особливості його застосування.

Вентиляція, що відсмоктує, повинна бути забезпечена пиловловлюючим фільтром. Необхідно стежити за своєчасним очищенням пиловловлюючого фільтра. Додаткові заходи безпеки при роботі з конкретними матеріалами повинні бути зазначені у відповідних технологічних інструкціях.

Кожен споживач зобов'язаний (у залежності від конкретних умов) розробити свою інструкцію з техніки безпеки.

4.4.1 Електробезпека

В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори:

- а) наявність електричних розеток;

б) наявність освітлювальних пристроїв;

в) наявність оргтехніки.

Виходячи з перелічених факторів вибираємо спосіб захисту - занулення.

Вимоги до електрообладнання:

Обладнання занулене, що забезпечує захист від ураження електричним струмом. Відповідністю з ПУЕ занулення застосовується і являється ефективною мірою захисту електрообладнання.

4.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.5.1 Дія іонізуючих випромінювань на людей

Усі джерела радіоактивного випромінювання становлять так званий природний радіаційний фон. При вивченні дії випромінювання на організм людини встановлено такі особливості:

навіть незначна кількість поглиненої енергії випромінювання спричинює глибокі біологічні зміни в організмі;

наявність прихованого (інкубаційного) періоду дії іонізуючого випромінювання;

випромінювання має генетичний ефект;

органи живого організму мають різну чутливість до випромінювання;

окремі організми неоднаково реагують на опромінювання;

опромінювання залежить від частоти, одноразове опромінювання у великій дозі спричинює більш глибокі зміни.

Радіоактивні речовини потрапляють в організм людини при вдиханні зараженого повітря, із зараженою їжею чи водою, крізь шкіру, відкриті рани. Проникненню радіоактивних забруднень крізь шкіру і рани можна запобігти, дотримуючись певних заходів захисту.

Основним джерелом опромінювання людини є радіоактивні речовини, які потрапляють з їжею. Ступінь небезпеки забруднення радіонуклідами залежить

від частоти вживання забруднених радіоактивними речовинами продуктів, а також від швидкості виведення їх з організму. Деякі речовини харчових продуктів (пектинові, барвники) утворюють нерозчинні сполуки зі стронцієм, кобальтом, свинцем, кальцієм та іншими важкими металами, які не перетравлюються і виводяться з організму. Отже, ці речовини виконують радіозахисну функцію. Тому пектин, а також пектиномісткі продукти (чорна смородина, агрус, полуниці та ін.), використовують у спеціальному харчуванні для виведення радіоактивних елементів з організму.

Первинним процесом дії радіоактивних речовин в організмі людини є іонізація. Збуджена при цьому енергія іонізуючого опромінювання передається на різні речовини організму людини. У разі дії на прості речовини (гази, метали та ін.) будь-яких змін фізико-хімічної природи у них не спостерігається. При дії на складні речовини, молекули яких складаються з багатьох різних атомів, вони розпадаються (дисоціація). Це так звана пряма дія на прості або складні речовини організму людини. Більш суттєву роль відіграє механізм непрямой дії іонізуючого випромінювання, під яким треба розуміти радіаційно-хімічні зміни у певній розчинній речовині, зумовлені продуктами радіолізу (розпаду) води.

Для захисту працівників об'єкта господарювання в таких умовах роботи також необхідно вжити додаткові заходи, такі як:

- евакуація працівників, що не зайняті на виробництві;
- укриття в сховищі незайнятої зміни;
- надання працівникам засобів індивідуального захисту;
- систематичне проведення прибирання у виробничих приміщеннях;
- герметизація виробничого приміщення і обладнання вентиляційної системи фільтрами;
- здійснення йодної та медикаментозної профілактики персоналу;
- обмеження перебування працівників на відкритій місцевості.

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

За підсумками науково-дослідної роботи була виконана оцінка економічної ефективності розробленої методики та реалізуючого її обладнання.

Розрахунок економічної ефективності здійснюється по різниці приведених витрат і величині додаткового економічного ефекту, що полягає в підвищенні продуктивності і якості виконаних робіт та зниження матеріальних витрат.

Економічний ефект, отриманий за рік застосування методики контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею визначається за виразом:

$$\Xi = \left[3_1 \frac{Q_1}{Q_2} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{(U'_1 - U'_2) - E_H(K'_1 - K'_2)}{P_2 + E_H} - 3_2 \right] \cdot N_2 \quad (5.1)$$

де 3_1 і 3_2 - наведені витрати на виробництві, що припадають на один базовий і новий технічний засіб діагностування, [грн.];

$\frac{Q_2}{Q_1}$ - коефіцієнт, що враховує зростання продуктивності при застосуванні нових технічних засобів діагностування в порівнянні з базовими засобами діагностування;

Q_1 і Q_2 - річні обсяги робіт, вироблених при використанні базового і нового технічного засобу діагностування, в натуральних одиницях;

$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H}$ - коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового технічного засобу діагностування в порівнянні з базовим технічним засобом діагностування;

P_1 і P_2 - частки відрахувань від балансової собівартості на повне відновлення базового і нового технічного засобу діагностування;

$\frac{(U'_1 - U'_2) - E_H(K'_1 - K'_2)}{P_2 + E_H}$ - економія споживача на поточних витратах експлуатації і відрахуваннях від відповідних капітальних вкладень за весь термін

служби нового технічного засобу діагностування в порівнянні з використанням базового технічного засобу діагностування, [грн.];

U'_1 і U'_2 - річні експлуатаційні витрати споживача, проведені без урахування амортизації на реновацію, при використанні базового і нового технічного засобу діагностування відповідно, в розрахунку на річний обсяг роботи Q_2 , який забезпечувався б новим технічним засобом діагностування, [грн.];

K'_1 і K'_2 - супутні капітальні вкладення споживача в сфері експлуатації, виконані без урахування собівартості розглянутих технічних засобів діагностування, при використанні базового і нового технічних засобів діагностування, відповідно в розрахунку на річний обсяг Q_2 , [грн.];

N_2 – річний обсяг виробництва нових технічних засобів діагностування в розрахунковому році [натуральні одиниці].

Визначимо за наступним виразом наведені витрати Z_i :

$$Z_i = C_i + E_H \cdot K_i \quad (5.2)$$

де C_i – собівартість виготовлення технічного засобу діагностування, (грн.);

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень в нову техніку, приймаємо $E_H = 0,15$;

K_i – капітальні вкладення на виготовлення технічного засобу діагностування, [грн.];

При розрахунку економічної ефективності приймаємо такі припущення.

1) Рівні частки відрахувань від балансової собівартості на повне відновлення (реновацію) базового і нового технічного засобу діагностування приймаємо $P_1 = P_2 = 0,15$.

2) Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового технічного засобу діагностування в порівнянні з базовим засобом приймаємо $\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} = 1$.

3) Річний обсяг виробництва нових технічних засобів діагностування в розрахунковому році приймаємо $N_2 = 1$.

4) Наведені витрати нового технічного засобу діагностування в сфері виробництва, зважаючи на відсутність даних, приймаємо рівними його витратам за оптовою ціною $Z_2 = Ц_2$.

Визначаємо річні експлуатаційні витрати при використанні i -го варіанта технічного засобу діагностування за формулою:

$$U'_1 = C_{ЗП1} + C_{ПР2} + C_{Е1} + C_{НВ1}; \quad (5.3)$$

де $C_{ЗП1}$ – річні витрати на заробітну плату операторів-діагностів, включаючи витрати, пов'язані з відрахуваннями єдиного соціального податку [грн.];

$C_{ПР2}$ – витрати на поточний ремонт та утримання діагностичного обладнання, [грн.];

$C_{Е1}$ – витрати на електроенергію, [грн.];

$C_{НВ1}$ – інші накладні витрати, [грн.].

Річні витрати на заробітну плату оператора-діагноста разом з нарахуваннями визначаються за виразом:

$$C_{З1} = Q_i \cdot T_i \cdot C_d \cdot K_{доп}; \quad (5.4)$$

де T_i – тривалість діагностування i -м технічним засобом діагностування, [год.];

C_d – годинна ставка оператора-діагноста, [грн./год.];

$K_{доп}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування єдиного соціального податку, приймаємо $K_{доп} = 1,262$.

Визначаються витрати на поточний ремонт та планово-технічне обслуговування i -го діагностичного обладнання за формулою:

$$C_{\text{ТР}1} = \frac{B_i \cdot K_{\text{ТР}}}{100}; \quad (5.5)$$

де $K_{\text{ТР}}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування на поточний ремонт і зміст i -го діагностичного обладнання.

Витрати на електроенергію визначаються за виразом:

$$C_{E1} = g_i \cdot T_E \cdot Q_i; \quad (5.6)$$

де g_i – витрата електроенергії на виконання одного контролю при використанні i -го технічного засобу діагностування, [кВт.];

T_E – відпускний тариф, [грн./кВт.].

Інші накладні витрати визначаються за формулою:

$$C_{\text{НР}1} = C_{\text{ЗП}1} \cdot K_{\text{дон}} / K_{\text{НР}}. \quad (5.7)$$

Супровідні капітальні витрати:

$$K'_1 = \frac{B_i}{T_{\text{СС}i}}. \quad (5.8)$$

де $T_{\text{СС}i}$ – середній термін служби i -го технічного засобу діагностування.

Для розрахунку очікуваного річного економічного ефекту від впровадження розробленої методики контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею були приведені експлуатаційні витрати і супутні капітальні вкладення споживача до річної продуктивності нового технічного засобу діагностування в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Основні техніко-економічні показники до розрахунку річних експлуатаційних витрат споживача на контроль технічного стану автомобільних амортизаторів на базовому і модернізованому обладнанні

Найменування показників	Позначення	Од. вим.	Показники при застосуванні:	
			Базове обладнання	Модернізоване обладнання
1	2	3	4	5
Оптова ціна	C	грн.	198000	175000
Коефіцієнт, що враховує витрати на транспортування і монтаж обладнання	K_o	-	1,2	1,2
Балансова вартість обладнання	B	грн.	205000	185000
Кваліфікація і розряд працівника	-	-	оператор-діагност 4 розряду	оператор-діагност 4 розряду
Кількість операторів-діагностів	n	чол.	2	2
Годинна тарифна ставка	$C_{ч}$	грн/год	50	50
Трудомісткість діагностування	$T_{д}$	хв.	28	20
Коефіцієнт, що враховує відрахування до фондів.	$K_{доп}$	-	1,262	1,262
Плановий річний фонд робочого часу	$\Phi_{п}$	год.	2086	2086
Коефіцієнт використання устаткування за часом	$K_{и}$	-	0,8	0,8
Дійсний річний фонд робочого часу	$\Phi_{д}$	год.	1668,8	1668,8
Річні обсяги робіт	Q	од.	3180	4170
Коефіцієнт відрахування на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування	$K_{тр}$	-	0,05	0,05
Середній термін служби	$T_{сл}$	років	6	6
Коефіцієнт реновації	$K_{р}$	-	0,15	0,15
Тариф за електроенергію	$T_{е}$	грн./кВт	0,95	0,95
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	$E_{н}$	-	0,12	0,12
Коефіцієнт, що враховує інші накладні витрати	$K_{нр}$	-	1,89	1,89

Річні витрати на заробітну плату з нарахуваннями:

$$C_{зп1} = 3180 \cdot (28/60) \cdot 50 \cdot 2 \cdot 1,262 = 193445,18 \text{ грн.};$$

$$C_{зп2} = 4170 \cdot (20/60) \cdot 50 \cdot 2 \cdot 1,262 = 175418 \text{ грн.}$$

Відрахування на поточний ремонт і обслуговування технічного засобу діагностування:

$$C_{TP1} = 198000 \cdot 0,05 = 9900 \text{ грн.};$$

$$C_{TP2} = 175000 \cdot 0,05 = 8750 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію:

$$C_{Э1} = 0,95 \cdot 3180 \cdot 7 \cdot (28/60) = 10647,8 \text{ грн.};$$

$$C_{Э2} = 0,95 \cdot 4170 \cdot 7,5 \cdot (20/60) = 9973,2 \text{ грн.};$$

де: 7,5 - потужність шинного тестера, [кВт];

$T_{д}/60$ - час роботи шинного тестера в розрахунку на один АТЗ, [год].

Інші накладні витрати:

$$C_{НР1} = 188286,6 \cdot 1,262/1,89 = 125723,7 \text{ грн.}; C_{НР2} = 170740,19 \cdot 1,262/1,89 = 114007,5 \text{ грн.}$$

Супутні капітальні витрати:

$$K_1' = 198000/6 = 33000 \text{ грн.}; \text{ або } K_1' = 33000/3180 = 10,38 \text{ грн.};$$

$$K_2' = 175000/6 = 29166,7 \text{ грн.}; \text{ або } K_2' = 29166,7/4170 = 7 \text{ грн.}$$

Річні експлуатаційні витрати:

$$U_1' = 188286,6 + 9900 + 10647,8 + 125723,7 = 334558,1 \text{ грн.}$$

Або на один автомобіль $U_1' = 334558,1/3180 = 105,2 \text{ грн.};$

$$U_2' = 170740,19 + 8750 + 9973,2 + 114007,5 = 303470,9 \text{ грн.};$$

Або на один автомобіль $U_2' = 303470,9/5270 = 218,34 \text{ грн.}$

Результати розрахунків за розробленими методами діагностування відображені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку річних експлуатаційних витрат споживача на контроль технічного стану автомобільних амортизаторів на базовому і модернізованому обладнанні

№	Елементи витрат	Позначення	Од. Вим.	Показники при діагностуванні	
				Базове обладнання	Модернізоване обладнання
1	2	3	4	5	6
1	Заробітна плата з нарахуваннями	$C_{ЗП}$	грн.	188286,6	170740,19
2	Витрати на поточний ремонт та утримання обладнання	$C_{ТР}$	грн.	9900	8750
3	Витрати на електроенергію	C_E	грн.	10647,8	9973,2
4	Інші накладні витрати	$C_{НР}$	грн.	125723,7	114007,5
5	Супутні капітальні витрати, пов'язані з придбанням, доставкою, монтажем	K'	грн.	33000	29246,1
6	Річні експлуатаційні витрати на діагностування	U'	грн.	334558,1	303470,9

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження розробленої методики визначається виразом:

$$E = E' + E'' \quad (5.9)$$

де E' - економія на експлуатаційних та супутніх капітальних витратах споживача, що визначається за формулою (5.1);

E'' - економія матеріальних ресурсів.

Економія матеріальних ресурсів визначається за формулою:

$$E'' = C_{ртс} \cdot Q'[(\beta_1 - \beta_2)/100]; \quad (5.10)$$

де Q' - кількість непрацездатних амортизаторів при перевірці на базовому технічному засобі діагностування;

β_1 і β_2 - ймовірності помилок і роду при використанні, відповідно, базового і нового технічного засобу діагностування, [%];

$C_{ртс}$ – середня вартість ремонту підвіски автотранспортного засобу, [грн.].

Економія на експлуатаційних та супутніх капітальних витратах споживача для розробленого шинного тестера визначається за виразом:

$$E' = (U'_1 - U'_2) \cdot Q_2 \quad (5.11)$$

і становить: $E' = 135219,2$ грн.;

Економія матеріальних ресурсів при використанні шинного тестера складе $E'' = 218529,1$ грн.;

Тоді загальний річний економічний ефект при діагностуванні з використанням шинного тестера становить $E_1 = 357081,95$ грн., або в розрахунку на один транспортний засіб $E_{\text{тим}} = 357081,95 / 4270 = 83,63$ грн./АТЗ.

Проведені розрахунки економічної ефективності, отриманої за рахунок застосування розробленої методики контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Кредо Авто» місто Вінниця

Виходячи з вищевикладеного розрахунку, приймаємо економічну ефективність розробленої методики 85,63 грн. на один АТЗ. Беручи до уваги, що річна кількість діагностувань, виконуваних на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Кредо Авто» становить 1315 АТЗ, економічний ефект впровадження розробленої методики та обладнання складе 112603,5 грн.

Розрахунковий термін окупності впровадженої методики і реалізуючого її обладнання визначається за формулою:

$$O_1 = C_1 / \Delta_1; \quad (5.11)$$

і становить $O_1 = 175000 / 112603,5 = 1,55$ років.

Висновки по п'ятому розділу

1) Економія матеріальних витрат, пов'язаних з модернізацією серійного обладнання, розрахована як різниця собівартості його штатних деталей і вузлів, що підлягають заміні, і собівартості знову встановлюваних деталей і вузлів становить 12180 грн. на одиницю без урахування виконуваних робіт. Таким чином, собівартість модернізованого обладнання стає менше існуючого приблизно на 10%.

2) Річний економічний ефект, отриманий в результаті впровадження розробленої методики контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Кредо Авто» становить 112603,5 грн., Або 85,63 грн. на один АТЗ. Термін окупності модернізованого стенду складає 1,55 року.

ВИСНОВКИ

Магістерська кваліфікаційна робота є завершеною науково-кваліфікаційною роботою, в якій викладено нові науково-обґрунтовані технічні, і технологічні рішення, що мають істотне значення для безпеки автотранспортних засобів в умовах експлуатації. За результатами дослідження зроблено такі основні висновки:

1. Розроблена математична модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення, через одиничну нерівність. Вона враховує вплив на досліджуваний процес, зчіпних властивостей шини, динаміки її вертикальних і бічних коливань, технічного стану амортизаторів, коливань підресорених і безпружинних мас, а також профілю опорної поверхні;

2. Виявлена функціональна залежність між параметром χ технічного стану амортизаторів і параметром λ_L , що характеризує зниження бічних реакції шини при переїзді колесом, що рухаються з кутом відведення $\delta = 3^\circ$ зі швидкістю $V_X = 3,6$ м/с, через одиничну нерівність напівкруглого профілю, висотою $q_0 = 0,04$ м, показує:

- При зміні параметра χ , що характеризує технічний стан амортизатора $65\% \leq \chi \leq 100\%$, коефіцієнт λ_L , що характеризує зниження бічної реакції шини, змінюється від 20,3% до 24,9% і характеризують надійний контакт шин з опорною поверхнею, а також ефективну роботу амортизатора;

- При зміні параметра технічного стану в діапазоні $40\% \leq \chi < 65\%$, коефіцієнт λ_L , що характеризує зниження бічної реакції шини, змінюється в діапазоні $31,2\% \leq \lambda_L < 24,9\%$, це показує, що амортизатор працює менш ефективно, але його застосування в умовах експлуатації АТЗ ще допустиме;

- При зміні параметра χ технічного стану менше 40%, а коефіцієнта λ_L більше 31,2% амортизатор є непрацездатним, оскільки не забезпечує надійного контакту і зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального

навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в умовах експлуатації АТЗ ;

3. Науково-обґрунтована методика контролю амортизаторів АТЗ, що враховує вплив їх технічного стану на здатність шин створювати бічні реакції в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження на колесах, включає:

- Тестовий вплив у вигляді кочення шини з кутом відведення $\delta = 3^\circ$, зі швидкістю $V_x = 3,6$ м/с, з переїздом через одиничну нерівність напівкруглого профілю, висотою $q_0 = 0,04$ м і нормальним навантаженням на колесо, що дорівнює половині ваги, що припадає на вісь АТЗ в спорядженому стані;

- Вимірювання бічної реакції R_{yD} , що діє від невіднесеної маси на піддресорену, на ділянці шляху $L_K = 5$ м, від моменту наїзду колесом на одиничну нерівність;

- Визначення коефіцієнта λ_L , зниження бічної реакції шини;

- Порівняння коефіцієнта λ_L з його нормативними значеннями $[\lambda_{L1}]$ і $[\lambda_{L2}]$ і віднесення технічного стану амортизатора до одного з трьох рівнів:

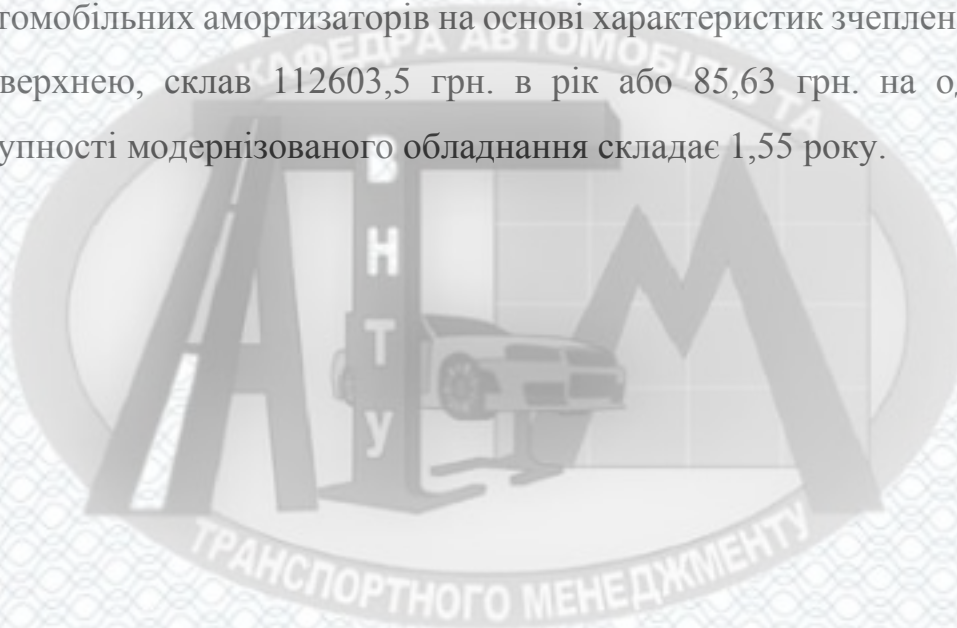
- Якщо $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ - технічний стан амортизатора відповідає першому рівню. Він є справним і працездатним, оскільки забезпечує надійний контакт шини з опорною поверхнею при коливаннях нормального навантаження, і високі бічні реакції. Його технічний стан здатний забезпечувати стійкість АТЗ навіть на мокрому асфальті;

- Якщо $[\lambda_{L1}] < \lambda_L \leq [\lambda_{L2}]$ - технічний стан амортизатора відповідає другому рівню. Даний амортизатор працює менш ефективно, але його застосування в умовах експлуатації АТЗ ще допустиме. Він здатний менш ефективно забезпечувати контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, і задовільно забезпечувати стійкість АТЗ в умовах експлуатації;

- Якщо $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ - технічний стан амортизатора відповідає третьому рівню. Він є непрацездатним, оскільки не забезпечує надійного контакту і зчеплення

шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в умовах експлуатації АТЗ.

4. Виробнича перевірка результатів наукового дослідження на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Кредо Авто» місто Вінниця і їх техніко-економічна оцінка показують: економічний ефект від впровадження розробленої методики на СТО, отриманий за рахунок підвищення якості контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею, склав 112603,5 грн. в рік або 85,63 грн. на один АТЗ. Термін окупності модернізованого обладнання складає 1,55 року.



СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антонов Д.А. Расчет устойчивости и управляемости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 164 с.
2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Бахмутов С.В. Оценка силовых реакций автомобиля на управляющие и возмущающие воздействия. Издательство МО РФ, 2001. – 135с.
4. Ветчинкин В. П. К динамике автомобиля // Мотор. – 1923 г. – № 1.
5. Виробничо-технічна база підприємств автомобільного транспорту. Навчальний посібник / [В.В. Біліченко, В.Л. Крещенецький, С.О. Романюк, Є.В. Смирнов]. – Вінниця, ВНТУ, 2013. – режим доступу : <http://posibnyky.vntu.edu.ua/newauto/5/index.html>.
6. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною : НАПБ Б.03.002-2007. – Київ : ДЕРЖПОЖБЕЗПЕКИ МНС УКРАЇНИ, 2007.
7. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – 2 – изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985 – 200с., ил.
8. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. г. Омск, 1988.
9. Доморозов А.Н., Нгуен Ван Ньань Анализ методов диагностирования технического состояния систем подвесок АТС на современных вибростендах //Вестник ИрГТУ, №5, 2010. – С 131-133
10. Златовратский О.Д., Конасов Ю.Ф. Критерии исправности двух- и однотрубных амортизаторов //Автомобильная промышленность, 1987, №8. С. 16-17
11. Калачев С.М. Экспериментально-расчетный метод контроля качества работы гасящих устройств подвески автомобиля [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. г. Москва, 2006 г.

12. Литвинов А.С. Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М., Машиностроение, 1989. 240 с

13. Литвинов А.С., Беленький Ю.Ю., Азбель А.Б., Гринберг Н.С., Оганесян Г.Д. Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил // Автомобильная промышленность. 1997. - №2. – С. 17-20.

14. Лысенко А.В., Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю., Тихов-Тинников Д.А., Прокопьев И.С., Корректировка математической модели процесса движения автомобиля по окружности// В сборнике: Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация Материалы II Всероссийской заочной научно-практической конференции. Ответственный редактор С.П. Озорнин. Чита, 2018. – С. 211-220

15. Малюгин П.Н. Возможности и пути улучшения устойчивости движения автомобиля при торможении [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. г. Омск, 1985 г.

16. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. [Учебник для вузов] / Г.М. Напольский– М. Транспорт, 1985 – 231с.

17. Нгуен Ван Ньань Повышение эффективности диагностирования технического состояния подвески автотранспортных средств на вибростендах[Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.10. г. Иркутск 2012 г.

18. Неволин Д. Г., Новоселов Л. И. Математическое моделирование динамического процесса в подвеске полуприцепа // Транспорт Урала, № 4.. г. Екатеринбург 2014 г. С. 119–122.

19. Огневий В.О., Ткачук В.В. Тестові впливи на амортизатори при стендових методах контролю їх технічного стану // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020>

20. Парфеньева И.Е. Оценка технического уровня гидравлических амортизаторов автомобилей // Технические науки - от теории к практике: сб. ст. по матер. XXI междунар. науч.-практ. конф. – Новосибирск: СибАК, 2013

21. Певзнер Я.М. Колебания автомобиля: Испытания и исслед. //~Ы., Машиностроение, 1979. 208 с.

22. Правила охорони праці на автомобільному транспорті : ДНАОП 0.00-1.28-97. – К. : Держнаглядохоронпраці, 1997.

23. Раймпель Й Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель. –М.: Машиностроение, 1986. –320 с

24. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля // Колебания и плавность хода. Издание 3-е М., Машиностроение, 1972, 392 с.

25. Рыков С. П., Бекирова Р. С., Коваль В. С., Моделирование случайного микропрофиля автомобильных дорог СИСТЕМЫ. МЕТОДЫ. ТЕХНОЛОГИИ Издательство: ГОУВПО «БрГУ» № 4 (8), 2010 С. 33-37

26. Рыков С.П., Тарасюк В.Н., Сتمплевский П.Н., Куприянов А.П Стендовые исследования демпфирующих свойств гидравлических ГОУ ВПО «БрГУ». 2012. № 2(6) С.55-63.

27. Федоров С.А. Определение технического состояния амортизаторов автомобилей в процессе эксплуатации. //-Ленинград: ЛДНТП, 1971. 32 с.[107]

28. Федотов А. И. Диагностика пневматического тормозного привода автомобилей на основе компьютерных технологий / Диссертация на соискание ученой степени д. т. н. / Иркутск, 1999 – 506 с.

29. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров «эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Иркутск ИрГТУ, 2012 – 476 с.

30. Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств автомобиля: Учебник. Изд-во ИрГТУ, Иркутск. 2016. 288 с.

31. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. //-М., Машиностроение, 1976. 535 с.