

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ ІМ. С. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **“Здійснення контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі параметрів зчеплення шин з опорною поверхнею”**

Виконав: студент групи Ат-62
Спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"
(шифр і назва)

Дмитро КОНАНЕЦЬ
(ім'я та прізвище)

Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 631.3.004.

Конанець Д. Б. Здійснення контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі параметрів зчеплення шин з опорною поверхнею. Дубляни: Львівський НУВМГ, 2025. 82 с.

14 рис., 12 табл., 30 літ. джерел.

У магістерській роботі висвітлено нові науково-обґрунтовані технічні, й технологічні рішення, які важливі для безпеки експлуатації автотранспортних засобів.

Розроблена математична модель системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса», дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухається з кутом відведення, через одиничну нерівність. Ця математична модель враховує вплив на досліджуваний процес, зчїпних властивостей шини, динаміки її вертикальних і бічних коливань, технічного стану амортизаторів, коливань підресорених і непідресорених мас, а також профілю опорної поверхні.

З М І С Т

ВСТУП	6
1. КОНТРОЛЬ ЗА ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ АВТОМОБІЛЬНИХ АМОРТИЗАТОРІВ	7
1.1. Загальні положення	7
1.2. Аналіз характеристик робочих процесів амортизаторів і їх математичних описів	10
1.3. Аналіз результатів досліджень стійкості та керованості автомобіля	15
Висновки до розділу	20
2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ СТЕНДОВОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ	22
2.1. Допущення, прийняті в моделі	22
2.2. Структурна схема досліджуваного процесу	24
2.3. Математична модель процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною і опорною поверхнею	26
2.4. Опис процесу коливань підресореної і непідресореної мас	32
Висновки до розділу	36
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	38
3.1. Методика експериментального дослідження характеристик амортизаторів в умовах експлуатації автомобіля	38
3.2. Обладнання для виконання досліджень	40
3.2.1. Шинний тестер для дослідження характеристик еластичних шин	43
3.2.2. Системи вимірювання силових і кінематичних параметрів шин	47
Висновки до розділу	49
4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ	50
4.1. Характеристики амортизацій і шин для проведення пошукового експерименту процесу переїзду колеса, що рухається з кутом відведення, одиначної нерівності	50
4.1.1. Результати експериментального дослідження характеристик аморти-	

	5
заторів в умовах експлуатації автомобіля	51
4.1.2. Результати експериментальних досліджень характеристик еластичної шини при стаціонарному і нестаціонарному відведенні	55
4.1.3. Результати експериментального дослідження характеристик еластич- ної шини MICHELIN 195/95 R15 91H при стаціонарному відведенні	56
4.2. Виробнича перевірка результатів проведеного дослідження	63
Висновки до розділу	64
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	67
5.1. Охорона праці в майстерні з сервісного обслуговування техніки	67
5.2. Аналіз умов праці під час технічного обслуговування автомобілів	69
5.2.1. Заземлюючі пристрої приміщення майстерні	69
5.2.2. Захист приміщень і споруд від блискавок	71
5.3. Заходи для покращенню умов праці	73
5.4. Захист населення у надзвичайних ситуаціях	74
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	77
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	79

ВСТУП

Керованість і стійкість автотранспортних засобів залежить від повздовжніх та бічних реакцій, які утворюються в плямах контактів шин з опорною поверхнею дороги. Дорожнє полотно має нерівності зі змінний профілем, які надають збурюючі дії на шини. В результаті, кузов автомобіля і його невідрамовані маси здійснюють коливальні рухи, що негативно впливає на стабільність зчеплення шин з опорною поверхнею.

Амортизатори забезпечують стабільність зчеплення шин з опорною поверхнею дороги. Під час експлуатації автотранспортних засобів технічний стан амортизаторів погіршується, і відповідно це викликає погіршення якості зчеплення шин з дорогою, та відповідно керованість, стійкість та активну безпеку автомобіля.

Дослідження компанії Mongroo і TUV Rheinland вказують, якщо легковий автомобіль рухомий із швидкістю 57 км/год по асфальтобетонному покриттю за умови коли всі чотири амортизатори непрацездатних, втрачає стійкість під час повороту на дорозі радіусом 40 метрів. Рухаючись по тому ж радіусу із справними амортизаціями, втрата стійкості автомобіля відбувається на швидкості 65 км/год. Шини втрачають контакт з опорною поверхнею навіть на рівній дорозі без видимих нерівностей, якщо амортизатори несправні [16].

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

У кваліфікаційній роботі заплановано виявлення закономірностей впливу технічного стану амортизатора на якість зчеплення шин з опорною поверхнею під час кочення колеса з відведенням і дії збурень у вигляді коливань.

1. КОНТРОЛЬ ЗА ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ АВТОМОБІЛЬНИХ АМО- РТИЗАТОРІВ

1.1. Загальні положення

Автомобільний транспорт відносять до засобів, які характеризуються підвищеною небезпекою. За останні 4 роки в Україні за офіційними даними в результаті дорожньо-транспортних подій загинуло більше 18 тисяч людей і близько 100 тисяч одержали поранення [4].

Однією з основних причин дорожньо-транспортних пригод вважається недотримання водіями швидкісного режиму (25 % від загального числа) [3, 4], що особливо небезпечно під час руху з маневруванням, оскільки це викликає втрату стійкості та керованості транспортних засобів. Близько 65 % від загального числа всіх дорожньо-транспортних пригод відбувається в процесі зміни траєкторії руху автомобіля. Результатом цього є втрата керованості автомобілем (з виїздом на зустрічну смугу руху), а також їх занесення та перекидання.

Керованість автотранспортного засобу - це сукупність його властивостей, що характеризують можливість змінювати напрям руху і траєкторію відповідно до бажання водія [1].

Стійкість автотранспортного засобу - це сукупність його властивостей протистояти дії сил збурення, викликаних взаємодією коліс з нерівностями дороги, силами інерції, аеродинамічними силами, нахилом дороги, і ін. [1].

Для безпечного руху всі автотранспортні засоби повинні володіти достатньою стійкістю, бо ця властивість разом з іншими експлуатаційними властивостями в умовах експлуатації в значній мірі визначає їх безпеку руху.

З теорії експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів відомо, що вони здатні зберігати стійкий рух під час дії бічної сили, тільки в тому випадку, якщо виконується умова [1]:

$$\Sigma R_y \leq \sqrt{\Sigma R_z^2 \varphi^2 - \Sigma R_x^2}, \quad (1.1)$$

де: R_y , R_z і R_x - відповідно бічна, нормальна та повздовжня реакції, діючі від опорної поверхні на шину;

φ - коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею.

Достатні для стійкого і керованого руху АТС бічні реакції R_y , формовані шинами, будуть забезпечені тільки в тому випадку, якщо їх плями контакту з дорогою будуть стабільними.

В процесі руху автомобіля по дорозі зі змінним профілем, безпружинні та підресорені маси здійснюють вертикальні і кутові коливання. Амортизатори в підвісці виконують функцію гасіння коливань підресорених та не підресорених мас автомобіля. Вони забезпечують як стабільність плям контакту шин з опорною поверхнею дороги, так і плавність ходу автомобіля.

Багато наукових праць присвячено опису вузлів підвіски, аналізу та розрахункам систем підресорювання автотранспортних засобів і на цій основі розглянуті питання їх коливань.

У своїх працях Д. А. Антонов і А. Д. Дербаремдкер [1, 7] представили докладний аналіз коливань багатоосних автомобілів.

З аналізу публікацій по темі кваліфікаційної роботи можна стверджувати, що на даний час достатньо детально вивчені та проаналізовані питання плавності ходу і віброзахисту колісних транспортних засобів. Зокрема, було доведено, що в циклі коливань підвіски існують зони неефективної роботи амортизаторів. Введене поняття - коефіцієнт ефективної роботи амортизатора. Розроблені алгоритми оптимального регулювання амортизаторів по напрямку, частоті та фазі коливань, які виключають неефективні зони робочого процесу.

В науково технічній літературі вказано, що експлуатація автомобіля з несправними амортизаціями приводить до: погіршення курсової керованості та стійкості автомобіля на підвищених швидкостях; зниження швидкості безпечного проїзду повороту; збільшення амплітуд коливань підресореної і безпружинної мас автомобіля; збільшення гальмівного шляху; зниження зчіпних властивостей шин з дорогою, що приводить до втрати частини корисної потужності, погіршення розгінної динаміки транспортного засобу і збільшення витрати

палива; прискороного спрацювання шин, деталей підвіски, трансмісії і кузова; зниження комфорту управління і підвищення стомлюваності водія.

На основі аналізу наукових праць та нормативних документів можна стверджувати, що амортизатори є важливими елементами підвіски автотранспортних засобів, які забезпечують його активну безпеку в умовах експлуатації.

Як правило, амортизатори усіх видів спрацьовуються поступово і непомітно для водія. Потрібно регулярно здійснювати контроль їх технічного стану з позиції забезпечення стабільного зчеплення шини з опорною поверхнею, оскільки це визначає безпечний і стійкий рух автомобіля.

Існуючі методики контролю і діагностики амортизаторів в своїй більшості дозволяють виконувати оцінку їх технічного стану з позиції забезпечення параметрів, що характеризують плавність ходу автомобіля і навантаження на шину [9]. Але в багатьох випадках не враховують таку важливу властивість амортизаторів як їх вплив на стабільність зчеплення шин в плямі контакту з опорною поверхнею дороги. Це зумовлено тим, що для розробки таких методик необхідні знання закономірностей, які характеризують вплив технічного стану амортизатора на якість зчеплення шини з опорною поверхнею. Ці питання у технічній літературі недостатньо відображають шляхи вирішення цієї задачі.

Тому кваліфікаційна робота направлена на підвищення ефективності контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі вивчення характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею під час кочення колеса автомобіля з відведенням, та дії збурень у вигляді коливань. Результати роботи повинні дозволити значно підвищити ефективність методів контролю автомобільних амортизаторів, підвищити стійкість та керованість автомобіля, а також їх активну безпеку в умовах експлуатації.

1.2. Аналіз характеристик робочих процесів амортизаторів і їх тематичних описів

Для гасіння коливань підресореної і безпружинної мас автомобіля, завдяки перетворення енергії їх коливань в теплову енергію, застосовують амортизатори. В конструкції автотранспортних засобів застосовувалися різні види пристроїв для гасіння коливань, класифікація яких приведена на рис. 1.1. [7].

За результатами багатьох аналітичних і експериментальних досліджень встановлено, що якнайменше матеріаломісткими та найкомпактнішими, за однакової потужності опору, є гідравлічні, однострубні і двотрубні телескопічні амортизатори двосторонньої дії. Тому на сучасних автотранспортних засобах в основному їх і застосовують [11].

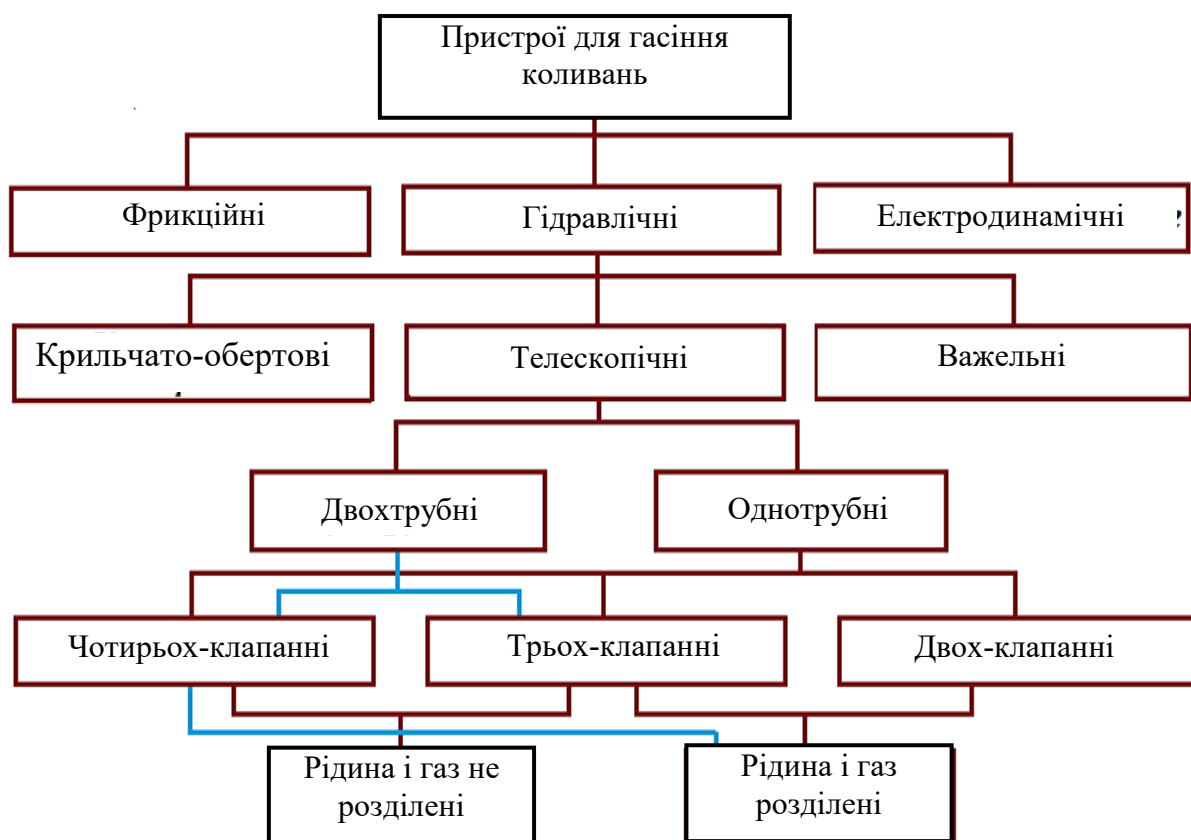
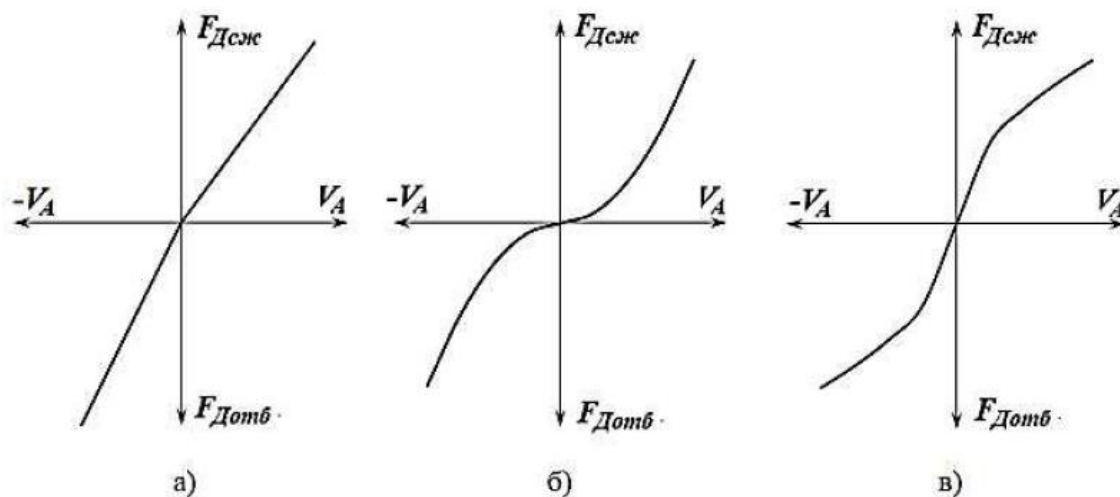


Рисунок 1.1. Класифікація пристроїв для гасіння коливань в підвісках автомобілів [7].

Гасіння коливань мас автомобіля обладнаного гідравлічними амортизаторами, здійснюється за допомогою перетворення їх кінетичної енергії в тепло, в наслідок тертя рідини.

В науково-технічній літературі представлені основні положення теорії коливань автотранспортних засобів і проведені дослідження, направлені на розробку методів розрахунків конструктивних елементів гідравлічних телескопічних амортизаторів, з метою оптимізації їх робочих характеристик для забезпечення безпечного та комфортабельного руху автомобіля.

Учені виділяють 3 основні види робочих характеристик гідравлічних амортизатора, які графічно представлено у вигляді робочих діаграм: лінійні; прогресивні; регресивні (рис.1.2) [7].

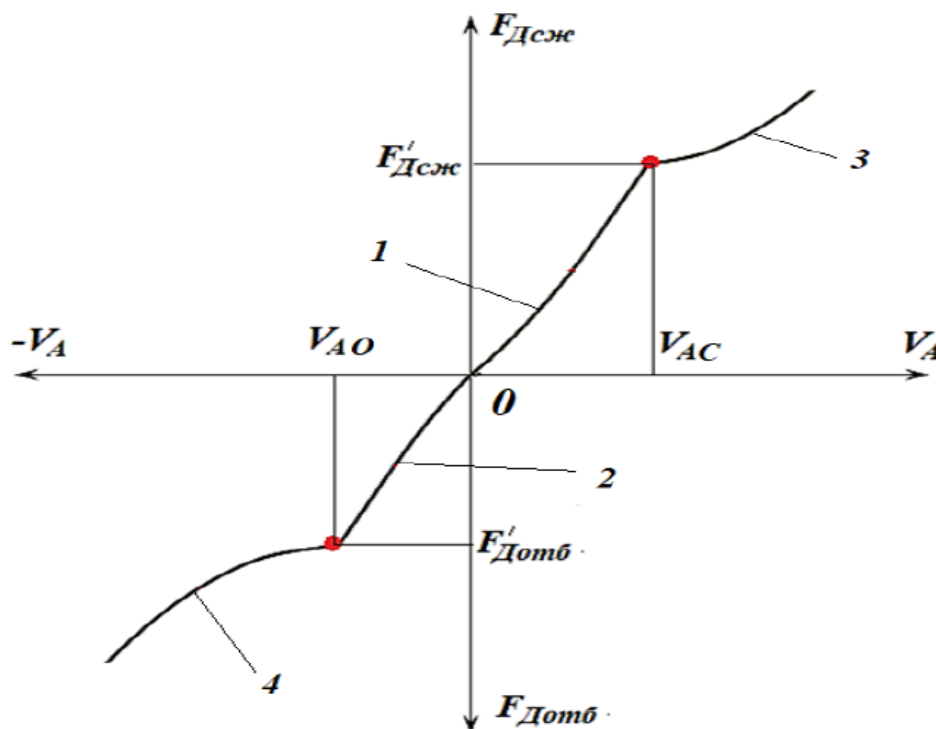


а) - лінійні; б) - прогресивні; в) - регресивні

Рисунок 1.2. Робочі характеристики гідравлічних амортизаторів

На спеціальних динамометричних стендах досліджують робочі характеристики амортизаторів. Принцип роботи цих стендів полягає у тому, що шток амортизатора, жорстко закріплюють на стенді та залишають нерухомим, а циліндр переміщають вниз і вгору в заданому діапазоні швидкості переміщення. Або навпаки, шток амортизатора переміщають а циліндр жорстко закріплюють на стенді. Під час роботи стенду вимірюють переміщення S_A , швидкість V_A переміщення поршня амортизатора і силу опору F_d .

Для опису закономірностей зміни сил опору, які створює амортизатор під час його роботи, його робочу характеристику розділяють на 4 ділянки, кожна з яких має вигляд, представлений на рис.1.3.



1 і 2 - початкові ділянки (дросельний режим); 3 і 4 - клапанні ділянки, відповідно під час ходу стиснення і відбою

Рисунок 1.3. Робоча характеристика гідравлічного амортизатора

Закономірності зміни сил опору амортизатора від швидкості V_A переміщення поршня на початкових ділянках під час ходу стиснення $F_{дсж}$ і відбою $F_{дотб}$ представляють степеневими функціями у наступному вигляді [11]:

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

$$F_{дотб} = k_{но} \cdot |V_A|^n \cdot \text{sign} V_A, \quad (1.3)$$

де $k_{нс}$ і $k_{но}$ - коефіцієнти опору на початкових ділянках під час ходу стиснення і відбою відповідно.

Зміни сил опору амортизатора на клапанних ділянках функції під час ходу стиснення і відбою представляють в наступному вигляді:

$$F_{\text{Дсж}} = (F'_{\text{Дсж}} + k_{mc} \cdot (|V_A| - |V_{AC}|)^m) \cdot \text{sign} V_A, \quad (1.4)$$

$$F_{\text{Дотб}} = (F'_{\text{Дотб}} + k_{mo} \cdot (|V_A| - |V_{AO}|)^m) \cdot \text{sign} V_A, \quad (1.5)$$

де: V_{AC} і V_{AO} - швидкості переміщення поршня, які відповідають початку відкриття клапанів під час ходу стиснення і відбою;

k_{mc} і k_{mo} - коефіцієнти опору на клапанних ділянках відповідно під час ходу стиснення і відбою;

$F'_{\text{Дсж}}$ і $F'_{\text{Дотб}}$ - сили опору амортизатора, у момент відкриття клапанів під час ходу стиснення і відбою.

Для моделювання динаміки коливань не підресорених і підресорених мас автомобіля використовують формули (1.2) - (1.5), які описують зміни сил опору амортизатора. Зокрема, такий підхід до моделювання робочого процесу амортизаторів застосовували в своїх дослідженнях Хачатуров А. А., Ротенберг Р.В, J. Reimpell та ін. вчені.

Для точного математичного опису динаміки коливань підресорених і не підресорених мас транспортного засобу, робочий процес амортизатора достатньо описати функцією змінної структури [11]:

$$P(v) = \begin{cases} P_1(v) = a_1 v + b_1; & v \in [v_1; v_2] \\ P_2(v) = a_2 v^2 + b_2 v + c_1; & v \in [v_2; v_3] \\ P_3(v) = a_3 v; & v \in [v_3; v_4] \\ P_4(v) = a_4 v; & v \in [v_4; v_5] \\ P_5(v) = a_5 v^2 + b_3 v + c_2; & v \in [v_5; v_6] \\ P_6(v) = a_6 v + b_4; & v \in [v_6; v_7] \\ P_7(v) = a_7 v^2 + b_5 v + c_3; & v \in [v_7; v_8] \end{cases}, \quad (1.6)$$

де v - швидкість відносного переміщення поршня амортизатора.

Ця функція була отримана на підставі робочої характеристики амортизатора передньої підвіски автомобіля Renault Symbol. Для цього вона була розділена на сім ділянок (рис.1.4.). Такий підхід до моделювання робочого процесу амортизатора дозволяє з високим ступенем точності описувати кожен ділянку робочої характеристики амортизатора. Одночасно такий підхід значно ускладнює розрахунок сил опору амортизатора і вимагає великого об'єму експеримен-

тальних досліджень. Тому застосування цієї функції не завжди коректне та доцільне.

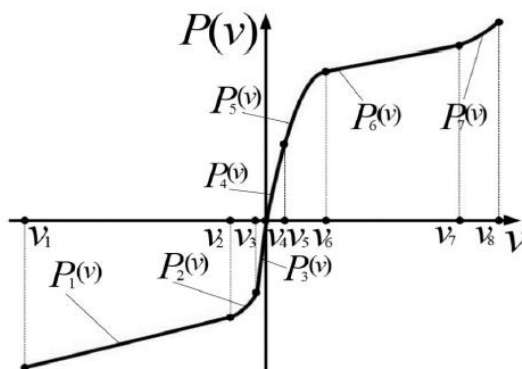


Рис.1.4. Вид робочої характеристики амортизатора передньої підвіски автомобіля Renault Symbol [17].

В процесі дослідження впливу характеристик амортизатора підвіски на плавність ходу легкового автомобіля застосовують характеристику амортизатора у вигляді частково-лінійної функції [17]:

$$F_{\mathcal{A}} = \begin{cases} F_{\mathcal{A}1} = K_1 \cdot V_A + b_1, & V_A \leq V_1 \\ F_{\mathcal{A}2} = K_2 \cdot V_A, & V_1 < V_A \leq 0 \\ F_{\mathcal{A}3} = K_3 \cdot V_A, & 0 < V_A \leq V_2 \\ F_{\mathcal{A}4} = K_4 \cdot V_A + b_2, & V_A \geq V_2 \end{cases}, \quad (1.7)$$

де: V_1 і V_2 - швидкості переміщення поршня амортизатора по відношенню до циліндра, які відповідають початку відкриття клапанів під час ходу відбою і стиснення;

V_A - швидкість переміщення поршня амортизатора щодо його циліндра; K_1 , K_2 , K_3 і K_4 - коефіцієнти опору амортизатора на початкових і клапанних ділянках характеристики амортизатора.

Робочу характеристику амортизатора відображають у вигляді частково-лінійної функції, що складається з чотирьох ділянок - двох початкових і двох клапанних, кожна з яких апроксимована лінійними залежностями (рис. 1.5).

Аналіз літературних джерел присвячених вивченню робочого процесу амортизаторів, і його математичному опису показує, що в процесі моделювання динаміки коливань підресорених і непідресорених мас автомобіля в умовах експлуатації цілком коректне використання частково-лінійної функції. Її відно-

сно просто представити шляхом апроксимації чотирьох функціональних ділянок робочої характеристики амортизатора лінійними рівняннями. Робочі характеристики амортизатора можна отримати на звичному динамометричному стенді. Цей метод дає точні результати і легко реалізується в умовах експлуатації автомобіля. Він не вимагає великих витрат праці та часу, а також дорогих матеріальних засобів.

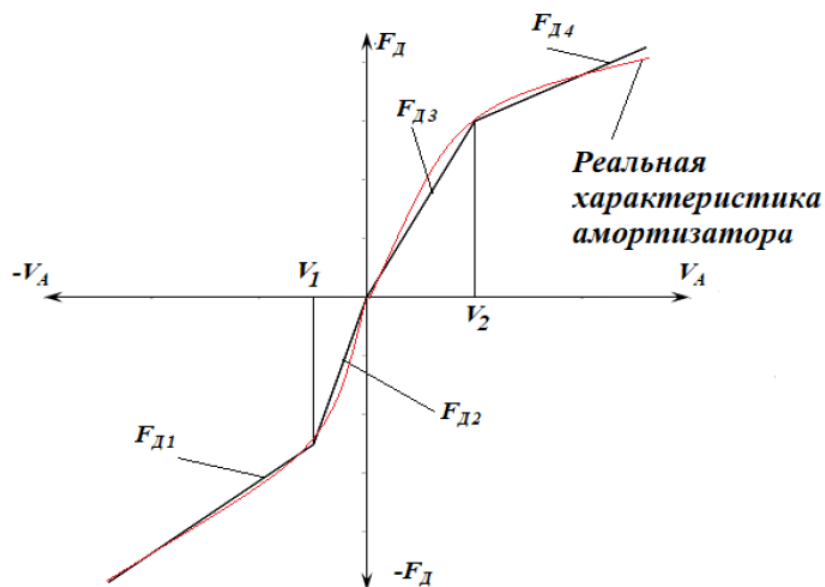


Рисунок 1.5. Графік частково-лінійної функції, що описує робочу характеристику амортизатора

1.3. Аналіз результатів досліджень стійкості та керованості автомобіля

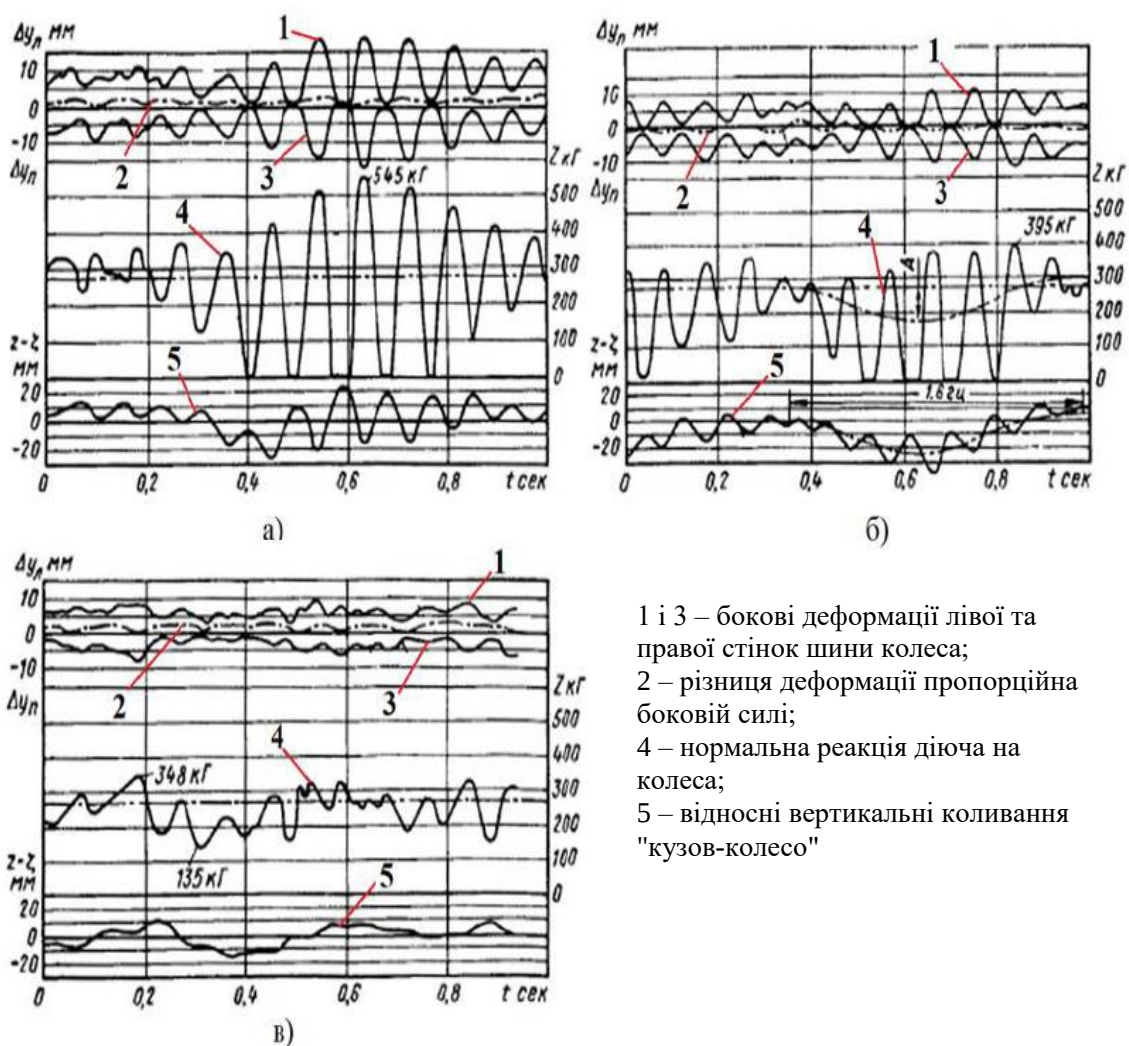
На початку 20-х років минулого століття почали активно досліджувати стійкість та керованість автомобіля. Це були дослідження криволінійного руху автомобілів, в яких визначено сили інерції, діючі на двовісний автомобіль, за умови змінного кута повороту керованих коліс і постійної швидкості руху. Колеса в бічному напрямі вважали жорсткими.

В теорії стійкості автомобіля основна увага надається його руху на великій швидкості та з малими кутами бічного відведення керованих коліс. Рівняння руху автомобіля виведені за умови прийняття постійності швидкості руху. Були виконані роботи, присвячені виявленню залежності стійкості та керованості від деяких конструктивних параметрів автотранспортних засобів і перш за все про конструкцію елементів підвіски.

Важливо відзначити, що значна частина наукових праць, присвячених дослідженню питань керованості та стійкості автомобіля, виконана з допущенням про відсутність чинників збурення, від нерівностей дороги. Досліджено рух автомобіля під впливом бічних сил з урахуванням деформацій шини на всіх напрямках, використовуючи теорію Келдиша [11-12]. Автори враховували динаміку переміщень підресорених і непідресорених мас на відомих типах підвіски і збурень з боку профілю дороги.

Хачатуров А.А. пропонує оцінювати стійкість автомобіля експериментальним методом руху по колу із зафіксованим кермом з наїздом його коліс на нерівність висотою від 4 до 8 см і завдовжки 1 м. В таких умовах визначають імпульси бічних деформацій шин та імпульс бічного прискорення на передньому і задніх мостах, за час переїзду коліс одиничної нерівності. Також досліджено вплив нерівностей мікро профілю дороги на параметри керованості та стійкості з позицій вибору оптимальних характеристик амортизаторів.

Сучасніші дослідження направлені на розробку наукових основ параметричної оптимізації автомобіля за критеріями керованості та стійкості. Встановлено безпосередній вплив амортизаторів на стабільність плями контакту шин автотранспортних засобів під час досліджень на ділянці шосе з невеликою кривизною проїжджої частини. Запис вертикальних переміщень мас автомобіля, виконаний на небезпечній ділянці дороги (автомобіль рухався із 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.1.6, а) впродовж 0,366 с (на відстані 7,2 м) колеса 5 разів втрачали контакт з дорогою [11].



а) і б) – швидкість 70 км/год, амортизатори не працюють;

в) – швидкість 75 км/год, амортизатори працюють

Рисунок 1.6. Результати дослідження руху легкового автомобіля на аварійній ділянці дороги

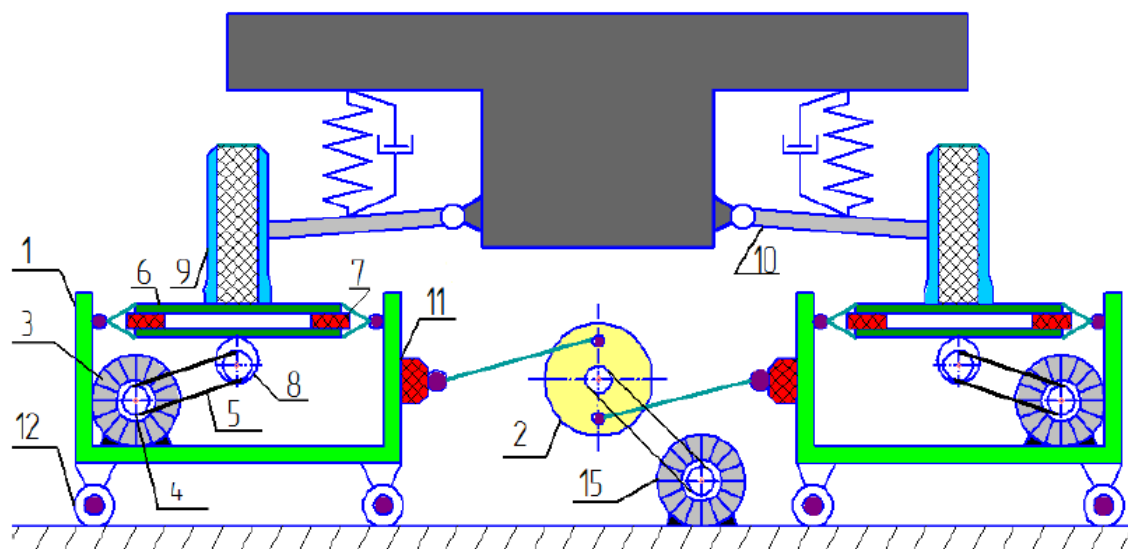
На іншій ділянці (рис.1.6, б) високочастотні коливання коліс накладалися на низькочастотні коливання кузова. Колесо в зоні резонансу майже 50 % часу знаходилося в повітрі, що відповідало пройденому шляху близько 2,8 м. У таких умовах достатньо було необережно повернути рульове колесо, щоб виниклі бічні сили, пропорційні бічним деформаціям шини вивели автомобіль за проїжджу частину дороги. У тому ж експериментальному дослідженні за наявності справних амортизаторів (рис.1.6, в) величина вертикальних реакцій не виходила за допустимі межі.

Різниця бічних деформацій лівої та правої стінок шини, приймає значення як позитивні, так і негативні. Це говорить про те, що процес формування шиною бічних реакцій, під дією збурювань від дороги, має нестаціонарний характер. Він пов'язаний з коливаннями шин в бічному напрямі щодо диска колеса. Представлені результати дослідження підтверджують припущення про те, що стійкість та керованість автомобіля в більшій мірі залежить від стабільності контакту шини з опорною поверхнею дороги, яка має змінний профіль. В нашому випадку стабільність контакту забезпечує амортизатор.

Параметром, що визначає стабільність контакту шини з опорною поверхнею, може бути відносна величина, яка показує шлях пройдений колесом з відсутністю контакту шини з дорогою на окремо взятій ділянці. Але і цей показник не можна вважати достатньо інформативним, через те що він не враховує зчіпні властивості шини з опорною поверхнею в процесі зміни нормального навантаження. Зчіпні властивості шини визначають, тільки знаючи значення бічних реакцій, які дуже складно виміряти в дорожніх умовах.

Цю проблему вирішено за допомогою створення додаткової силової дії на шини за рахунок переміщення автомобіля в бічному напрямі на опорних платформах вібростенда, що реалізовує метод EUSAMA (рис. 1.7). Він дає можливість вимірювати бічну і нормальну реакції на колесі під час вертикальних коливань та визначити значення реалізованого коефіцієнта бічного зчеплення [24].

Визначено, що мінімальна величина реалізованого коефіцієнта бічного зчеплення під час коливання невідвіснених мас автомобіля на вібростенді знижувалася тим більше, чим більше знижувався коефіцієнт демпфування амортизатора. Таким чином був науково обґрунтований і експериментально апробований мінімальний коефіцієнт бічного зчеплення ϕ_{ymin} , який характеризує вплив технічного стану підвіски автотранспортного засобу на характеристики зчеплення шин в процесі їх діагностики на вібростенді.



1 - двох координатна платформа; 2 - кривошипний механізм рівних переміщень; 3 і 15 - електродвигуни вертикальних коливань і бічних переміщень; 4 - шків електродвигуна; 5 - ремінна передача; 6 - опорна платформа; 7 і 11 - сенсори вимірювання нормального навантаження R_z і бічної сили R_y ; 8 - кулачок вертикальних коливань; 9 - колесо; 10 - вісь автомобіля, що діагностується; 12 - ролики.

Рисунок 1.7. Функціональна схема вібростенда з кривошипним механізмом рівних переміщень і активними опорними платформами:

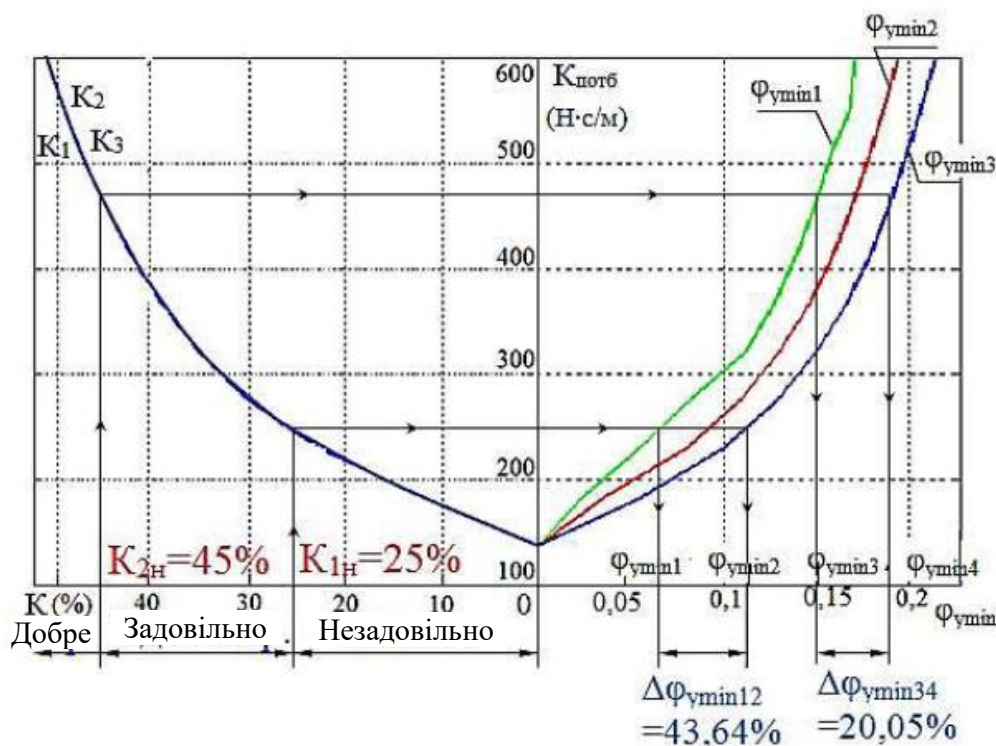


Рисунок 1.8. Графіки залежності коефіцієнтів ϕ_{ymin} і $K_{потб}$ від зміни технічного стану підвіски і висоти протектора шин, [24]

Не дивлячись на те, що цей метод дозволяє виконувати контроль технічного стану підвіски автомобіля на основі функціональних залежностей коефіцієнта зчеплення шини $\varphi_{\min}$ з опорною поверхнею від коефіцієнтів опору амортизатора $K_{\text{псж}}$ і $K_{\text{понтб}}$ (рис. 1.8) і враховує коливання непідресорених мас транспортного засобу, він не позбавлений недоліків. Зокрема в процесі контролю колеса автомобіля не обертаються. При цьому механіка процесу зчеплення шин з опорною поверхнею значно відрізняється від дорожніх умов експлуатації автотransпортного засобу. Зниження ефективності роботи амортизатора кількісно враховується за рахунок зниження значень двох коефіцієнтів демпфування амортизаторів під час ходу стиснення і відбою, що характерне для амортизаторів з лінійною характеристикою, в той час, коли велика частина сучасних гідравлічних амортизаторів автомобілів мають нелінійні характеристики зміни сил опору в робочому діапазоні швидкостей переміщення поршня щодо циліндра.

Висновки до розділу

Представлений аналіз літературних джерел за темою кваліфікаційної роботи дослідження, що містять описи методів контролю технічного стану і характеристик робочих процесів амортизаторів автомобілів, огляд математичних моделей, бічних реакцій, які використовуються для вивчення процесу формування в плямі контакту еластичної шини з опорною поверхнею, дозволили встановити наступне:

1. Сучасні амортизатори забезпечують гасіння коливань підресорених і непідресорених мас автотransпортних засобів. Їх основним призначенням є забезпечення стабільності зчеплення шин з дорогою і плавності ходу автомобіля. Також стабільність зчеплення шин з дорогою визначає стійкість та керованість автомобіля. Технічний стан амортизатора необхідно регулярно контролювати в умовах експлуатації автомобіля, бо це пристрій є елементами активної безпеки. Метод контролю технічного стану амортизаторів на динамометричному стенді дозволяє виявляти його несправності. Оскільки цей метод не дозволяє давати

кількісну оцінку здатності амортизаторів забезпечувати якість зчеплення шин з дорогою, то його ефективний не достатня;

2. Якщо враховувати їх вплив на процес бічного зчеплення шини з опорною поверхнею під час переїзду колесом нерівності, то можна значно підвищити ефективність методів стендового контролю технічного стану амортизаторів поза підвіскою автомобіля. Для цього необхідно виявити закономірність між показником, що характеризує зміну потужності опору амортизатора за умови зниження їх працездатності, та показником, що характеризує зчеплення шини з опорною поверхнею.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ СТЕНДОВОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ

Розглянемо теоретичні передумови методу контролю технічного стану амортизаторів автомобіля для забезпечення ними здібності шин створювати бічні реакції. Для цього представлено математичну модель системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса», яка дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу формування шиною бічних реакцій R_y під час переїзду одиничної нерівності колесом, яке рухається з кутом відведення.

Математична модель дозволить виконати розрахунок кінематичних та силових параметрів досліджуваного процесу кочення колеса з урахуванням робочих характеристик і технічного стану амортизаторів. Модель дозволяє виконувати розрахунок нормальної та бічної реакцій, діючих з боку колеса на підресорену масу автомобіля.

2.1. Допущення, прийняті в моделі

В першому розділі було встановлено, що на процес формування бічних реакцій R_y між еластичною шиною і опорною поверхнею дороги в умовах експлуатації автомобіля роблять вплив характеристики шин, динаміка руху підресорених і непідресорених мас, а також кінематика і технічний стан елементів підвіски. У зв'язку з цим досліджуваний процес розглядатимемо в системі «Опорна поверхня - шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса».

В процесі запису математичної моделі даної системи звернемо особливу увагу на динаміку руху підресорених і непідресорених мас автотранспортного засобу, які сполучені елементами підвіски. Також враховуватимемо динаміку елементарних мас шини в рамках плями контакту і її вплив на характер зміни

силових і кінематичних параметрів, що характеризують здатність шин створювати бічні реакції.

Зміна режиму роботи шини пов'язана з мінливим режимом її деформацій. Деформації шини колеса, як правило, визначаються трьома параметрами: лінійним, повздовжнім x_s , бічним y_s зсувами плями контакту шини щодо диска колеса і кутом повороту плями контакту (рис. 2.1.) навколо вертикальної осі [10].

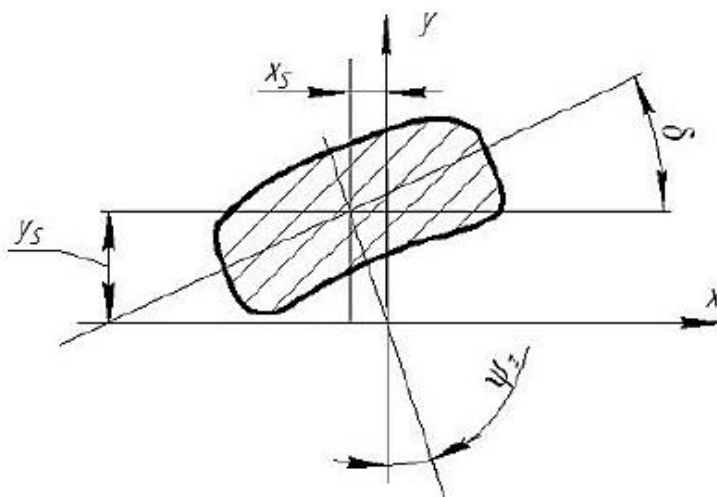


Рисунок. 2.1. Схема зсувів плями контакту шини з опорною поверхнею

Розглянемо процес кочення колеса з кутами відведення, без його гальмування, тобто за відсутності гальмівного моменту. Тому враховуватимемо швидкістю бічного зсуву плями контакту несталий характер деформацій шини. У зв'язку з тим, що величина швидкості повздовжнього зсуву плями контакту шини незначна, ми нею нехтуємо. Запізнювання кута повороту плями контакту шини навколо вертикальної осі також не враховуватимемо, оскільки в даній кваліфікаційній роботі не розглядаються характеристики стабілізуючого моменту.

Вважаємо за початок руху колеса по опорній поверхні від того моменту часу, коли підресорені та непідресорені маси знаходяться в положенні статичної рівноваги. Поступальну швидкість руху колеса в горизонтальному напрямі V_x приймемо не залежною від вертикальної складової та постійною.

Будемо вважати за початок взаємодії шини з одиничною нерівністю від того моменту як шлях пройдений центром колеса s буде більше значення дов-

жини бічного зміщення шини l_r , тобто бічна реакція R_Y в плямі контакту шини з опорною поверхнею повинна досягти сталого значення R_{YS} .

До і після одиничної нерівності приймемо опорну поверхню дороги рівною, горизонтальною і без її деформування під час переїздів. Також вважатимемо стабільними як по довжині, так і за часом фрикційні властивості опорної поверхні дороги з одиничною нерівністю.

Характеристику повздовжнього і бічного зчеплення шини з опорною поверхнею у всьому діапазоні проковзування вважатимемо однаковою (це справедливо для радіальних еластичних шин).

Запропоновані допущення, дозволять спростити математичну модель досліджуваного процесу завдяки виключення додаткових підвищень порядку диференціальних рівнянь, представлених далі в цьому розділі. Це не вплине на адекватність математичної моделі.

2.2. Структурна схема досліджуваного процесу

Для обґрунтованого і як найповнішого відображення взаємозв'язку елементів системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса», складено структурну схему (рис. 2.2). Вона дозволяє наочно представити взаємозв'язок внутрішніх параметрів його елементів, дію на них зовнішніх (параметрів навколишнього середовища) і управляючих параметрів.

Внутрішніми параметрами елементів системи вважаємо такі коефіцієнти і функції як: геометричні параметри профілю одиничної нерівності q_0 і l_0 ; коефіцієнти бічного φ_y і повздовжнього φ_x зчеплення шини з опорною поверхнею; повздовжня C_{SX} і поперечна C_{SY} жорсткості проковзування шини; бічна C_Y та радіальна C_Z жорсткості шини; радіус кочення колеса у режимі руху r_{k0} ; коефіцієнти демпфування шини в бічному K_{SY} та радіальному K_{SZ} напрямі; непідре-

сорена m_H і підресорена m_{Π} маси; сила опору амортизатора F_d ; жорсткість C_{PZ} і непружний опір підвіски K_A .

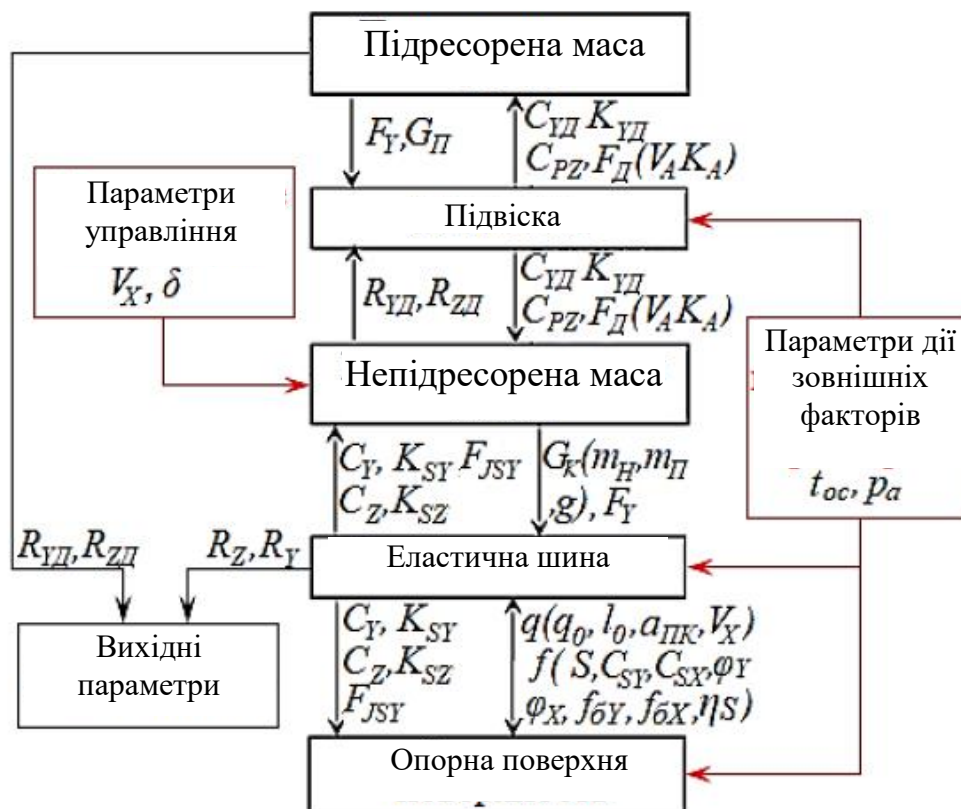


Рисунок 2.2. - Структурна схема системи «Опорна поверхня - еластична шина - невідресорена маса - підвіска - відресорена маса»

Швидкість руху центру колеса в горизонтальному напрямі V_X , і кут відведення δ виступають як управляючі параметри досліджуваного процесу.

На об'єкт дослідження роблять вплив зовнішні чинники, до яких віднесемо діючі параметри навколишнього середовища: вогкість повітря, температура, атмосферний тиск.

Як показано на схемі рис. 2.2, вихідними параметрами системи є нормальна R_Z та бічна R_Y реакції, діючі на шину з боку опорної поверхні. Ця схема дозволяє представити діючу на шину з боку опорної поверхні нормальну реакцію R_Z у вигляді функції:

$$R_Z = F [q(q_0, l_0, a_{\Pi K}, V_X), F_d(V_A, K_A), C_{PZ}, C_Z, K_{SZ}, F_{\Pi}, F_{\Pi}, G_Z]. \quad (2.1)$$

За аналогією представимо і бічну реакцію R_Y , діючу на шину в плямі контакту з опорною поверхнею у вигляді функції:

$$R_Y = F [f(S, C_{SX}, C_{SY} \eta_{SY}, \varphi_X, \varphi_Y, f_{\delta x}, f_{\delta y}), S_Y(\delta, V_X, \dot{y}_S), R_Z, \varphi_{Ymax}] . \quad (2.2)$$

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

2.3. Математична модель процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною і опорною поверхнею

Структурна схема системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса» дозволила виявити взаємозв'язки елементів, що беруть участь в досліджуваному процесі та вихідні параметри у вигляді функції (2.1 та 2.2). На їх основі під час формування 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 , діючої від опорної поверхні на шину колеса, а також нормальної реакції $R_{Zд}$, діючої від непідресореної на підресорену масу;
3. Математичний опис динаміки коливань елементарних мас шин в околі її плями контакту з опорною поверхнею.

Розрахунок бічної реакції для нестационарного режиму кочення колеса виконуємо за формулою:

$$R_Y = R_Z \cdot \varphi_{Ymax} \cdot \sin \left(a \cdot \arctg \left(b \cdot \sin \delta - b \cdot \frac{\dot{y}_S}{V_X} \right) \right), \quad (2.3)$$

де: φ_{Ymax} - максимальний коефіцієнт бічного зчеплення шини з опорною поверхнею;

δ - кут відведення;

$\dot{y}_S$ - швидкість зсуву плями контакту в бічному напрямі;

V_x - швидкість руху центру колеса;

a і b - коефіцієнти, які визначають характер нормованих функції ковзання $f(S)$ визначаються з рівнянь:

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

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

А коефіцієнт Z_1 визначимо з рівняння:

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

Взявши до уваги запропоновані припущення до математичної моделі, коефіцієнт K_z обчислимо з виразу [11]:

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

де η_s - питомий коефіцієнт опору ковзанню, який розраховуємо з рівняння:

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

η_{sx} - це коефіцієнт опору повздовжньому ковзанню, який також визначимо за формулою:

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

а коефіцієнт коректування ξ_{nc} , обчислимо з рівняння:

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

де n_c - відношення коефіцієнтів опору бічному C_{sy} і повздовжньому C_{sx} ковзанню шин:

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

β_s - кут між векторами повздовжнього S_x і сумарного ковзань S_s .

В процесі кочення колеса з кутами відведення повздовжнє ковзання розраховуємо за формулою [11]:

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

де: ω_k - кутова швидкість колеса;

r_{ko} - радіус кочення колеса у режимі руху.

Сумарне ковзання в плямі контакту шини з опорною поверхнею дороги визначимо з виразу:

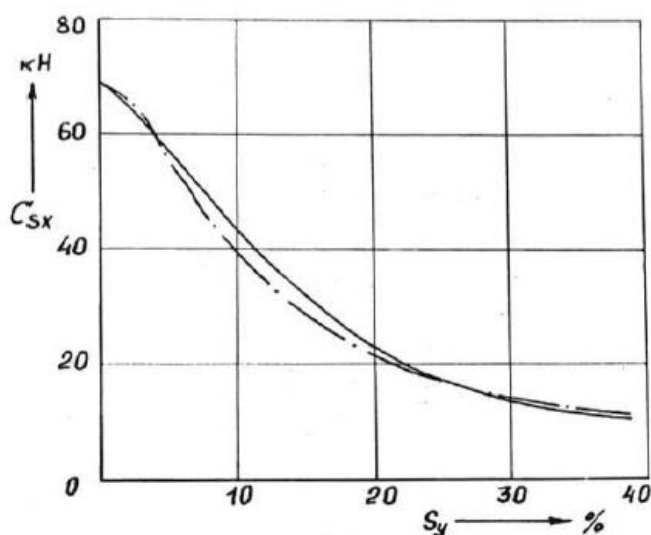
$$S_S = \sqrt{S_X^2 + S_Y^2}, \quad (2.13)$$

де S_Y - бічне ковзання шини.

Під час кочення колеса з еластичною шиною в режимі нестационарного відведення бічне ковзання шини розраховуємо за формулою:

$$S_Y = \sin \delta - \frac{\dot{y}_S}{V_X}. \quad (2.14)$$

В науково-технічній літературі вказано, що зі збільшенням бічного ковзання до $S_Y = 0,2$ значення коефіцієнта опору повздовжньому ковзанню знижуються приблизно в 3 рази (рис 2.3).



— · — Розрахункова — Експериментальна

Рисунок 2.3 Графіки функціональної залежності коефіцієнта опору повздовжньому ковзанню від бічного ковзання

Опишемо криву (рис. 2.3) експоненційною функцією, взявши до уваги прийняті допущення до математичної моделі: $C_{SX} = C_{SY}$ та $S_Y = 0$:

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

де: e - число Ейлера, $e = 2,718$;

d - величина, обернено пропорційна значенню бічного ковзання S_y , за якому коефіцієнт C_{sx} знижується в 2,718 раз, $d = \text{const}$.

В нашому випадку швидкість поступального руху колеса V_x і величина кута відведення шини є керівними параметрами. Тому в даній системі «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса», під час розрахунку параметрів досліджуваного процесу задаватимемо їх у вигляді постійних значень.

Як правило визначають експериментально на шинному тестері параметри $\varphi_{y\text{так}}$, $f_{\delta y}$ і C_{sy} , що характеризують нормовану функцію ковзання колеса з еластичною шиною, яке рухається з кутами відведення.

З рівнянь, що описують динаміку елементарної маси еластичної шини в околиці її плями контакту з опорною поверхнею визначимо швидкість $\dot{y}_s$ зсуву центру плями контакту в бічному напрямі. Відповідно нормальну реакцію R_z визначимо з рівнянь, що описують динаміку коливань підресорених і непідресорених мас, в результаті дії з боку дороги.

Нормальна реакція R_z , діюча на шину з боку опорної поверхні може змінюватися в досить широкому діапазоні. Її величина залежить від нормального навантаження на колесо F_K , характеристик амортизатора, пружних і демпфуючих властивостей шини, геометричних параметрів одиничної нерівності.

Для математичного опису процесу зміни нормальної реакції на колесі під дією збурювань викликаних переїздом через одиничну нерівність, розглянемо розрахункову схему, представлену на рис. 2.4.

Під час визначення нормальної реакції важливо враховувати ознаку $p_{ок}$, що встановлює факт наявності або відсутності контакту шини з опорною поверхнею. Чисельне значення ознаки визначимо з умови:

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

де: $\Delta_{q\xi}$ - радіальна деформація шини.

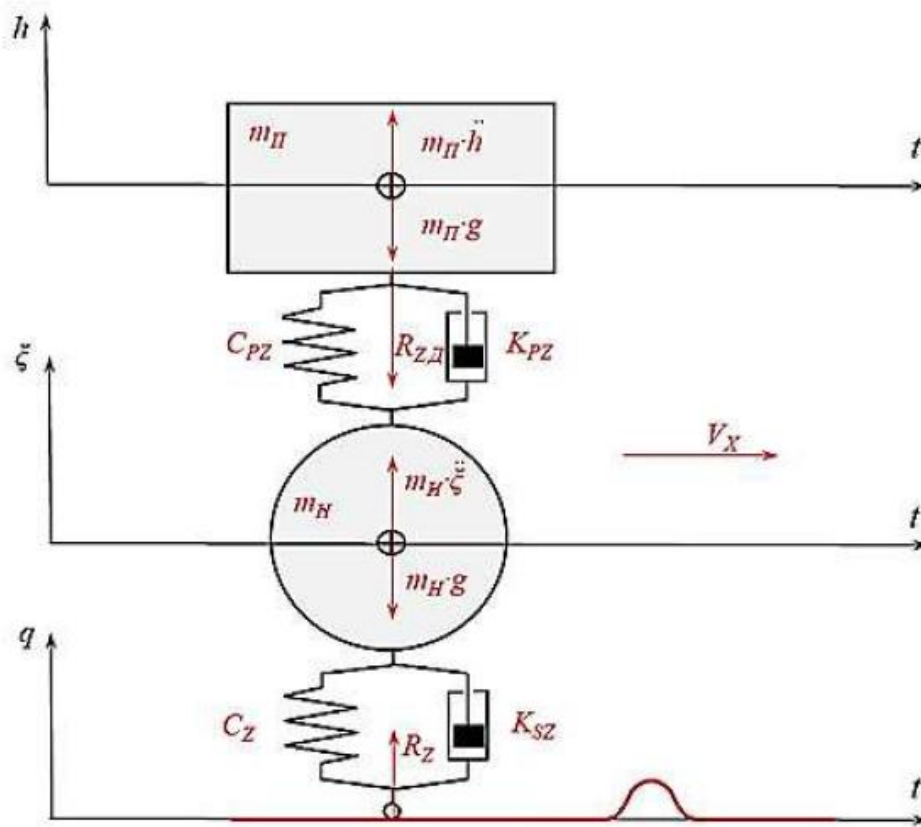


Рисунок. 2.4 Розрахункова схема для визначення нормальної реакції Яг опорної поверхні, переданої на колесо.

Радіальну деформацію шини розрахуємо за формулою:

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

де: ξ - вертикальне переміщення невідресореної маси;

q - ордината функції, що враховує згладжуючі властивості еластичної шини під час переїзду через одиничну нерівність.

Величину нормальної реакції, діючої на колесо з боку опорної поверхні, розрахуємо з рівняння:

$$R_Z = p_{OK} \cdot (R_{Zs} + R_{Zd}), \quad (2.18)$$

де: R_{Zs} і R_{Zd} - статична і динамічна складові нормальної реакції R_Z , що визначаються з рівнянь [11]

$$R_{Zs} = C_Z \cdot \Delta_{q\xi s}, \quad (2.19)$$

$$R_{Zd} = C_Z \cdot \Delta_{q\xi} + K_{SZ} \cdot (\dot{q} - \dot{\xi}), \quad (2.20)$$

$\dot{\xi}$ - швидкість переміщення невіднесореної маси уздовж осі 0Z;

$\dot{q}$ - швидкість зміни висоти нерівності опорної поверхні;

C_Z - радіальна жорсткість шини;

K_{sz} - радіальний непружний опір шини;

$\Delta_{q\zeta s}$ - статична радіальна деформація шини розраховуємо з рівняння, [11]

$$\Delta_{q\zeta s} = \frac{(m_{\Pi} + m_H) \cdot g}{C_Z}, \quad (2.21)$$

m_{Π} - віднесорена маса, що припадає на одне колесо;

m_H - невіднесорена маса;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Відповідно до схеми (рис. 2.4), нормальну реакцію R_{zd} , діючу від невіднесореної маси на віднесорену, обчислимо з рівняння:

$$R_{zd} = C_{PZ} \cdot (\xi - h + \Delta_{\zeta hs}) + F_d, \quad (2.22)$$

де: C_{PZ} - нормальна жорсткість підвіски;

$\Delta_{\zeta hs}$ - статична деформація підвіски розраховуємо з рівняння [11];

$$\Delta_{\zeta hs} = \frac{m_{\Pi} \cdot g}{C_{PZ}}, \quad (2.23)$$

F_d - сила опору амортизатора представимо у вигляді частково-лінійної функції (рис. 2.5):

$$F_d = \begin{cases} F_{d1}(V_A), & V_A \leq V_1 \\ F_{d2}(V_A), & V_1 < V_A \leq 0 \\ F_{d3}(V_A), & 0 < V_A \leq V_2 \\ F_{d4}(V_A), & V_A > V_2 \end{cases}, \quad (2.24)$$

V_1 і V_2 - швидкості переміщення поршня амортизатора по відношенню до циліндра, які відповідають початку відкриття клапанів під час ходу відбою і стиснення;

V_A - швидкість переміщення поршня амортизатора щодо його циліндра визначаємо як першу похідну від деформації підвіски;

$$V_A = \dot{\Delta}_{\text{zh}} = \dot{\xi} - \dot{h},$$

(2.25)

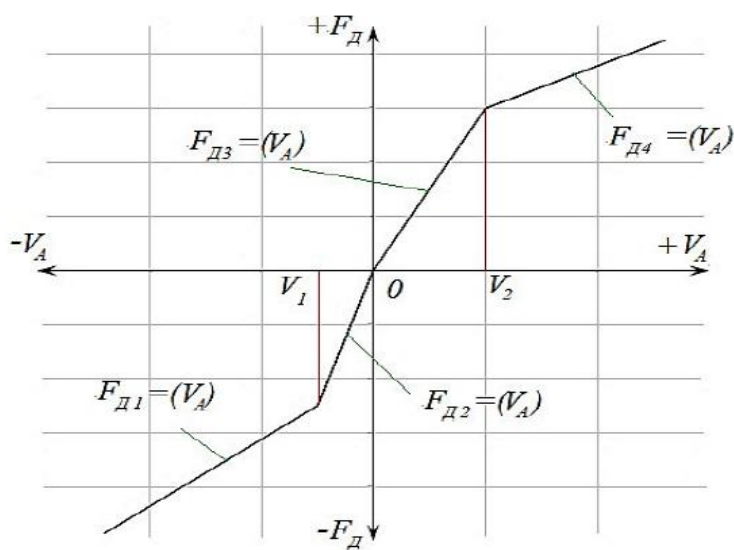


Рисунок 2.5 Графік частково-лінійної функції

2.4. Опис процесу коливань підресореної і невідресореної мас

Для визначення кінематичних та силових параметрів коливального процесу підресорених і невідресореної мас досліджуваної системи, під час наїзду колеса на одиничну нерівність, складемо рівняння її динамічної рівноваги, використовуючи принцип Даламбера і розрахункову схему рис. 2.3:

$$\begin{cases} m_{\Pi} \cdot \ddot{h} = F_D + C_{PZ} \cdot (\xi - h + \Delta_{\text{zhs}}) - m_{\Pi} \cdot g \\ m_H \cdot \ddot{\xi} = -m_H \cdot g - C_{PZ} \cdot (\xi - h + \Delta_{\text{zhs}}) - F_D + p_{OK} \cdot (C_Z \cdot (q - \xi + \Delta_{q\text{zs}}) + K_{SZ} \cdot (\dot{q} - \dot{\xi})) \end{cases} \quad (2.26)$$

де: m_{Π} - підресорена маса, що припадає на одне колесо;

$\ddot{h}$ - прискорення переміщення підресореної маси вздовж осі OZ;

m_H - невідресорена маса;

$\ddot{\xi}$ - прискорення невідресореної маси вздовж осі OZ.

Вирішення диференціальних рівнянь виконаємо чисельним методом Ейлера. Швидкість переміщення підресореної маси у напрямі осі OZ в i -тий момент часу визначимо з виразу:

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

В нашому випадку переміщення підресореної маси вздовж осі OZ знайдемо з рівняння:

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

Відповідно швидкість переміщення непідресореної маси вздовж осі OZ в і-тий момент часу визначимо з виразу:

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

тоді переміщення непідресореної маси розрахуємо за формулою:

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

Беручи до уваги демпферні властивості еластичних шин, процес переїзду колеса одиничної нерівності задамо у вигляді згладжуючої функції. Визначатимемо ординату q в кожен і-тий момент часу з виразу [11]:

$$q = \frac{q_0}{2} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t_q}{T} \right) \right), \quad (2.31)$$

де: q_0 - максимальна висота одиничної нерівності;

t_q - час з початку взаємодії шини з одиничною нерівністю;

T - період гармонійної згладжуючої функції визначено з рівняння:

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

де: V_x - швидкість кочення колеса по опорній поверхні, $V_x = \text{const}$;

l_0 - шлях пройдений колесом під час взаємодії шини з одиничною нерівністю (рис. 2.6) визначено з рівняння:

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

де: $a_{ПК}$ - довжина плями контакту шини з опорною поверхнею;

$b_{ПК}$ - відстань від одиничної нерівності до найближчої точки плями контакту шини.

З тієї миті як шлях L , пройдений центром колеса, в режимі відведення, буде більше значення довжини релаксації шини l_r починається взаємодія ко-

леса з одиничною нерівністю. Тому в процесі математичного опису досліджуваного процесу, необхідно розраховувати шлях, пройдений точкою опорної поверхні бігового барабана стенду, щодо центру колеса за формулою:

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

де: t - час від початку кочення колеса.



Рисунок 2.6 Схема визначення параметрів згладжуючої функції шини

Поточне i -те значення часу t від моменту початку кочення колеса задамо у вигляді формули:

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

де: dt - крок інтеграції часу процесу;

t_{i-1} - значення часу процесу на попередньому кроці інтеграції.

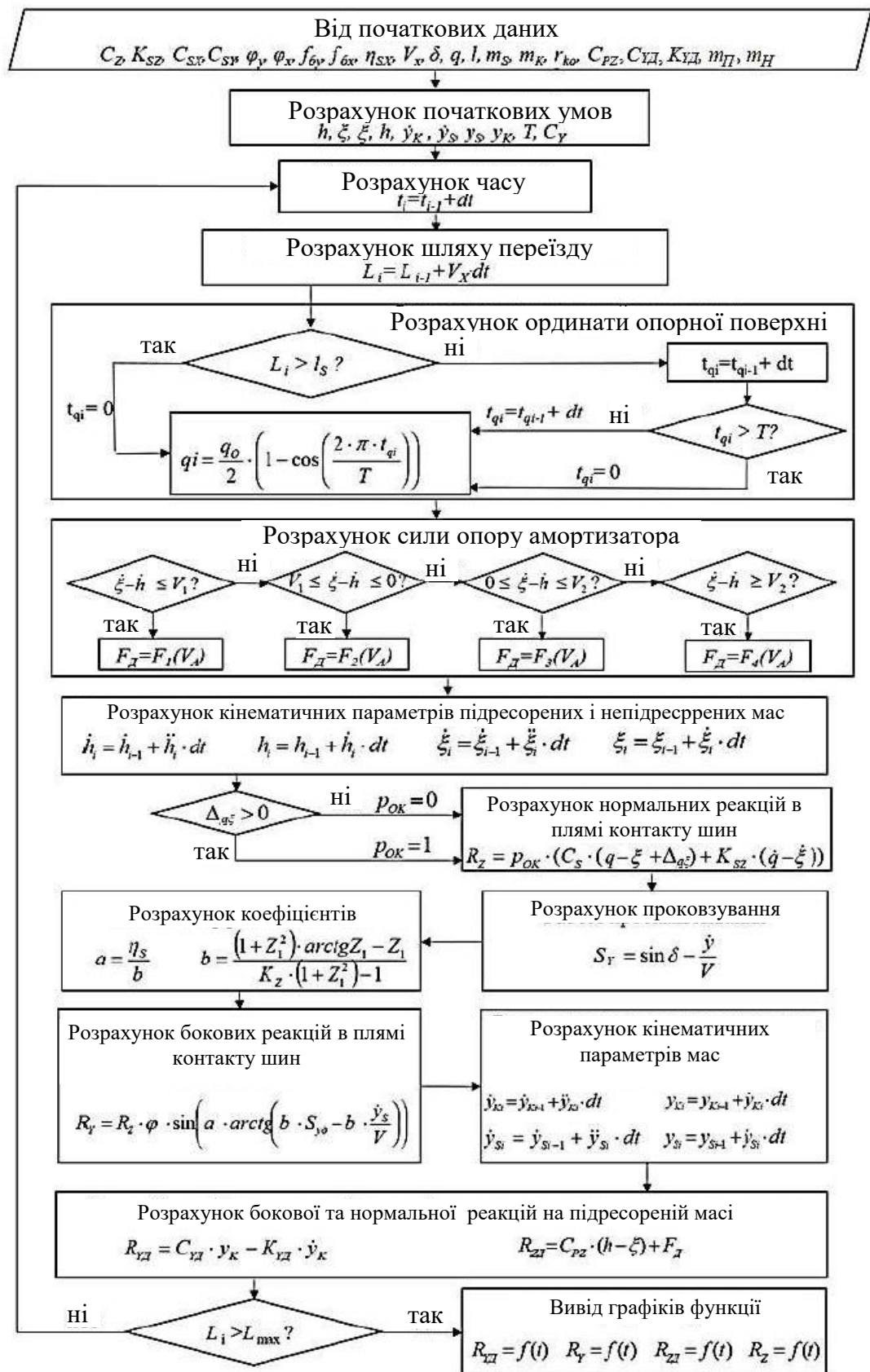


Рисунок 2.7 Алгоритм розрахунку параметрів досліджуваної системи

Координати q повинні дорівнювати нулю перед початком взаємодії шини з профілем дороги. Умова з формули (2.31) виконуватиметься тільки в тому випадку, якщо t_q буде рівне нулю. В цьому випадку дану умову запишемо у вигляді:

$$\text{якщо } L_i \leq l_r, \text{ тоді } t_{qi} = 0 \quad (2.36)$$

$$\text{якщо } L_i > l_r, \text{ тоді } t_{qi} = t_{qi-1} + dt,$$

$$\text{якщо } t_{qi} \geq T, \text{ тоді } t_{qi} = 0$$

Для аналітичного дослідження процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною і опорною поверхнею під час переїзду колесом одиничної нерівності запропоновано алгоритм розрахунку, який представлений на рис.2.7.

Представлений алгоритм встановлює послідовність розрахунку вихідних параметрів системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса».

Для використання математичної моделі складена програма в середовищі Scilab, що дозволяє виконувати розрахунки параметрів досліджуваного процесу за вказаним алгоритмом.

Висновки до розділу

Представлена структурна схема системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса», дозволяє виконувати аналіз впливу на об'єкт дослідження зовнішніх та внутрішніх чинників, а також параметрів управління. В результаті аналізу схеми була сформована математична модель досліджуваного процесу.

Розглянута математична модель системи дозволяє проводити аналітичне дослідження процесу формування бічних реакцій, діючих від опорної поверхні на еластичну шину в процесі переїзду колесом одиничної нерівності, рухаючись з кутом відведення. Модель враховує зміну технічного стану амортизатора

в умовах експлуатації. Вона описує процеси зміни бічних реакцій, діючих в плямі контакту еластичної шини з плоскою опорною поверхнею.

Математична модель враховує вплив на процес формування бічних реакцій: профілю опорної поверхні, коливань плями контакту еластичної шини в бічному напрямі, коливань підресорених і непідресорених мас а також робочих характеристик амортизації.

Завдяки алгоритму розрахунку параметрів системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса», в середовищі Scilab складено програму розрахунку вихідних параметрів досліджуваного процесу.

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

У даному розділі описане експериментальне устаткування і системи вимірювання контрольованих параметрів, приведені їх метрологічні характеристики. Приведені методики експериментального дослідження робочих характеристик амортизаторів в умовах експлуатації транспортних засобів і характеристик еластичних шин.

3.1. Методика експериментального дослідження характеристик амортизаторів в умовах експлуатації автомобіля

Проведення експериментальних і аналітичних досліджень впливу технічного стану амортизатора на процес формування бічних реакцій шини в процесі переїзду колесом одиначної нерівності не можливо без дослідження робочих характеристик амортизатора. Тому в цьому розділі описано методики і устаткування для її реалізації.

Методика дозволяє проводити аналіз процесів зміни робочих характеристик амортизатора з врахуванням зміни їх технічного стану.

Результати експериментального дослідження дозволяють отримати робочі характеристики амортизатора в умовах експлуатації автомобіля у вигляді функціональних залежностей створюваної ними сили опору від швидкості переміщення поршня. На підставі отриманих робочих характеристик визначати показник технічного стану амортизатора.

Розглянемо кожен процедуру методики експериментальних досліджень для визначення характеристик амортизатора детальніше.

Підготовчі операції включають підготовку устаткування та амортизатора до проведення експериментальних досліджень.

До робіт з підготовки амортизатора включають: очищення від забруднень; візуальну перевірку на наявність механічних пошкоджень і за умови їх виявлення амортизатор вибраковується; установку амортизатора на стенд.

Підготовка стенду до проведення експериментальних досліджень амортизатора містить такі функції як: візуальний огляд стенду на наявність сторонніх предметів, перешкоджаючих руху елементів стенду (за наявності усунути); перевірка електронних вимірювальних систем експериментального устаткування.

Завдання тестових режимів, під час експериментальних досліджень амортизатора, полягає у визначення меж швидкості переміщення поршня досліджуваного амортизатора. В процесі руху автомобіля по дорозі з нерівностями, діапазон зміни швидкості переміщення поршня амортизатора складає від 0 до 0,6 м/с, під час руху вгору і вниз на $\pm 0,025-0,030$ м. Тому були прийняті ці значення для виконання тестової дії.

Тривалість безперервної роботи амортизатора t_A не повинна перевищувати 15 секунд, щоб запобігти нагріву робочої рідини,. Температура навколишнього середовища і амортизатора повинна змінюватись в діапазоні 20-25°C.

В процесі виконання експериментальних досліджень повинно здійснюватися безперервне вимірювання сил опору на ходу стиснення і відбою під час переміщення поршня амортизатора. Одночасно необхідно безперервно виконувати вимірювання переміщень поршня і на підставі отриманих даних визначати швидкість методом диференціювання.

За допомогою електронних вимірювальних систем виконуємо вимірювання, оскільки вони дозволяють з високою точністю і частотою досліджень визначати контрольовані параметри. Ці вимірювальні системи передають електричний сигнал на аналого-цифровий перетворювач, який під'єднаний до комп'ютера де інформація зберігається у вигляді таблиць або графіків (осцилограм).

Для отримання якісних сигналів, що поступають від електронних вимірювальних систем контрольованих параметрів необхідно прийняти міри для зменшення перешкод вихідних сигналів щоб вони не збільшували погрішність вимірювань кінематичних та силових параметрів амортизатора. Також здійс-

нюємо підсилення вихідні сигнали, що поступають від сенсорів систем вимірювання контрольованих параметрів, але без підсилення перешкод.

Починаємо обробку результатів вимірювань з виділення ділянки осцилограм, що нас цікавить в процесі роботи амортизатора. Наприклад ділянка часу, на якій амортизатор виконує повний робочий цикл на ходу стиснення і відбою в заданому діапазоні переміщень його поршня.

Далі вихідні сигнали експортуємо в середовище Microsoft Excel і складатимемо з них масив з реальних фізичних величини сил опорів амортизатора і переміщень його поршня.

Після того, як будуть визначені значення переміщень поршня, необхідно розрахувати швидкість переміщення, застосувавши метод диференціювання, тобто визначити приріст шляху на прирості часу:

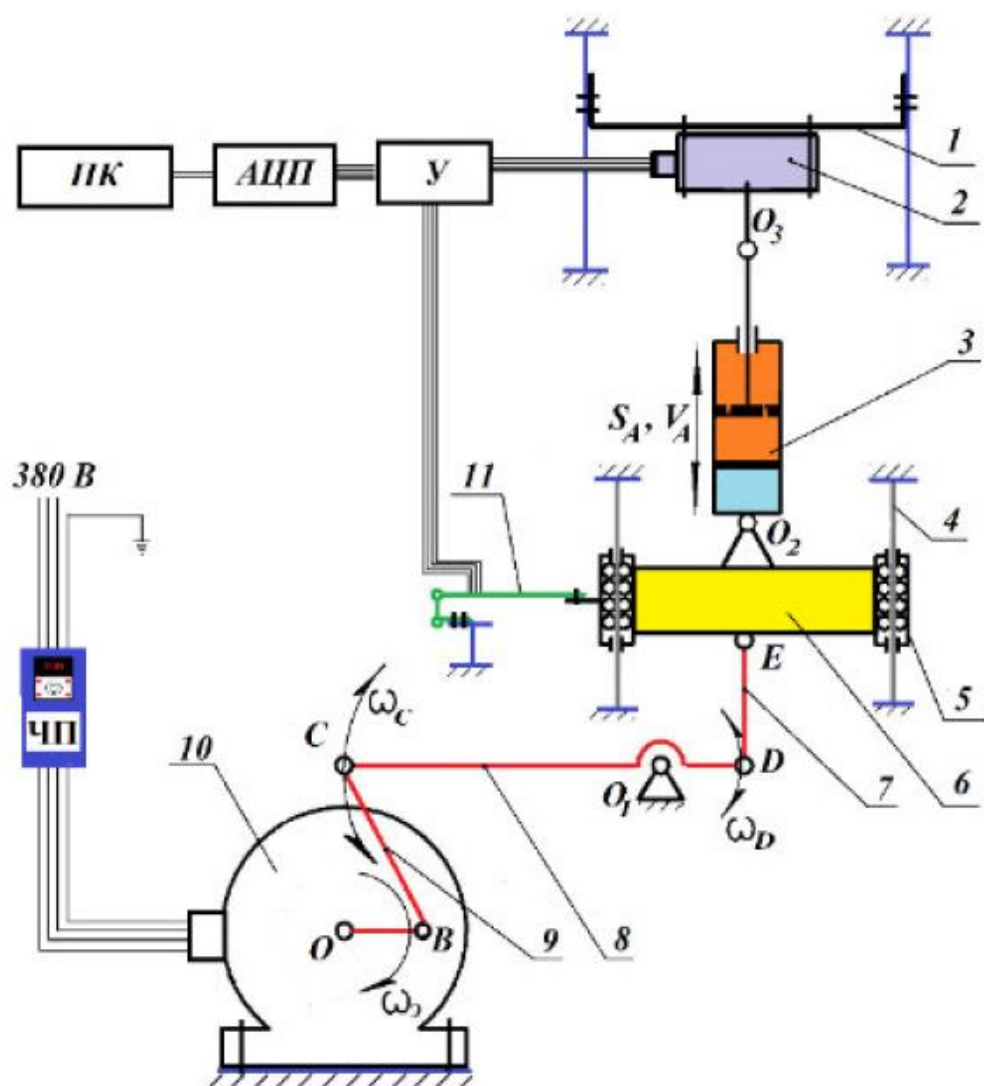
$$V_A = \frac{\Delta S}{dt} = \frac{S_{Ai+1} - S_{Ai}}{dt}. \quad (3.1)$$

Відповідно до отриманих значень швидкості та сил опору амортизатора у середовищі Microsoft Excel побудуємо графіки.

3.2. Обладнання для виконання досліджень

Для визначення характеристик амортизатора автомобіля в кваліфікаційній роботі застосовано стенд, функціональна схема якого представлена на рис 3.1.

До конструкції стенду включено силовий привід, що складається з електродвигуна 10 і системи важелів. Система важелів складається з шатуна 9, силового важеля 8 і важеля 7 які сполучені між собою підшипниковими вузлами в точках С, D. Силовий важіль 8 сполучений з важелем 7 і встановлений на підшипникових опорах. Шатун 9 сполучений з одного боку з кривошипом В, з другого боку з силовим важелем 8.



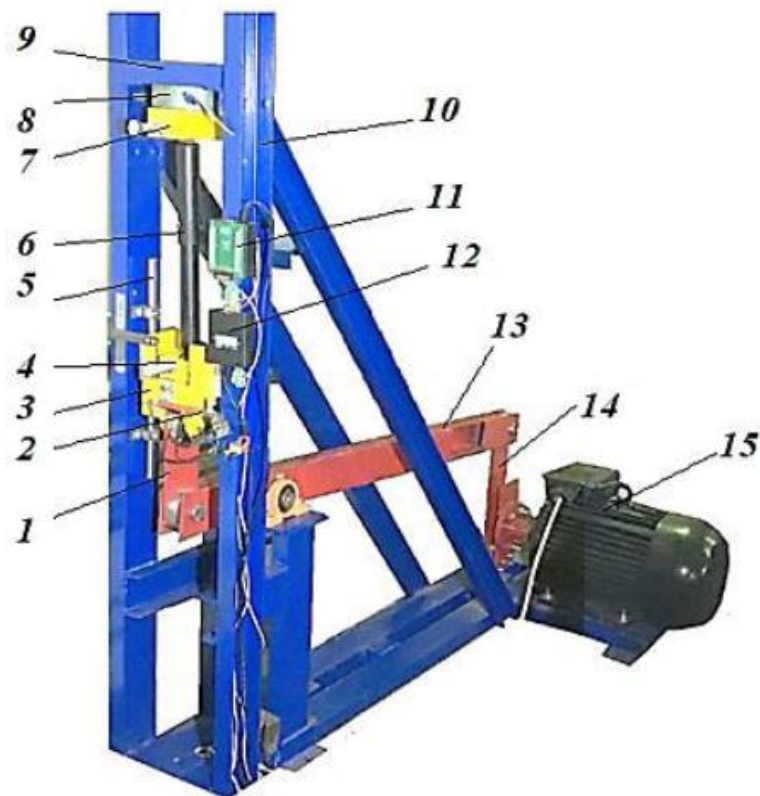
1 – верхнє кріплення; 2 – сенсор вимірювання сили; 3 - амортизатор; 4 - направляючий вал; 5 - лінійний підшипник; 6 - повзун; 7 - важіль; 8 - важіль силовий; 9 - шатун; 10 - електродвигун; 11 - сенсор переміщення поршня амортизатора.

Рисунок. 3.1. Функціональна схема стенду для визначення характеристик автомобільних амортизаторів

Для регулювання частоти обертання ротора двигуна 10 і, як наслідок, швидкості переміщення поршня амортизатора 3, електродвигун підключений до мережі змінного струму через частотний перетворювач.

Амортизатор нижньою частиною кріпиться до опори O_2 , встановленої на повзуні 6, з другого боку приєднаний до сенсора вимірювання сили 2 через опору O_3 .

Для реєстрації сигналу переміщення поршня амортизатора на стенді застосований сенсор 16.



1- важіль; 2 - сенсор вимірювання переміщення поршня амортизатора; 3 - повзун; 4 - нижня опора амортизатора з гвинтовими притискачами; 5 - направляючий вал повзуна; 6 - амортизатор; 7 - верхня опора амортизатора з гвинтовими притискачами; 8 – сенсор вимірювання сили; 9 - верхня опора; 10 - рама стенду; 11 – аналогово-цифровий перетворювач; 12 - підсилювач сигналів; 13 - важіль силовий; 14 - шатун; 15 - електродвигун.

Рисунок 3.2. Загальний вигляд стенду для дослідження характеристик амортизатора

Встановивши досліджуваний амортизатор так, щоб його поршень був середньому положення, запускаємо двигун 2. Регулюємо частоту обертання його ротора і кривошипа *ОВ* за допомогою частотного перетворювача ЧП. Кривошип *ОВ* передає обертовий момент двигуна 10 на важелі 7, 8 і 9. Повзун 6 сприймає зусилля важелів 9, 8, 7 і переміщається на підшипниках 5 по напрямлюючих 4 вгору-вниз.

Разом з повзуном 6 переміщається циліндр досліджуваного амортизатора 3 щодо його поршня, де діють сили опору відбою та стисненню, які шток амортизатора передає через опору O_3 на сенсор вимірювання сили 2. Сигнали з сенсорів надходять через підсилювач і аналого-цифровий перетворювач до ПЕОМ.

Загальний вид стану, відображено на рис. 3.2.

3.2.1. Шинний тестер для дослідження характеристик еластичних шин

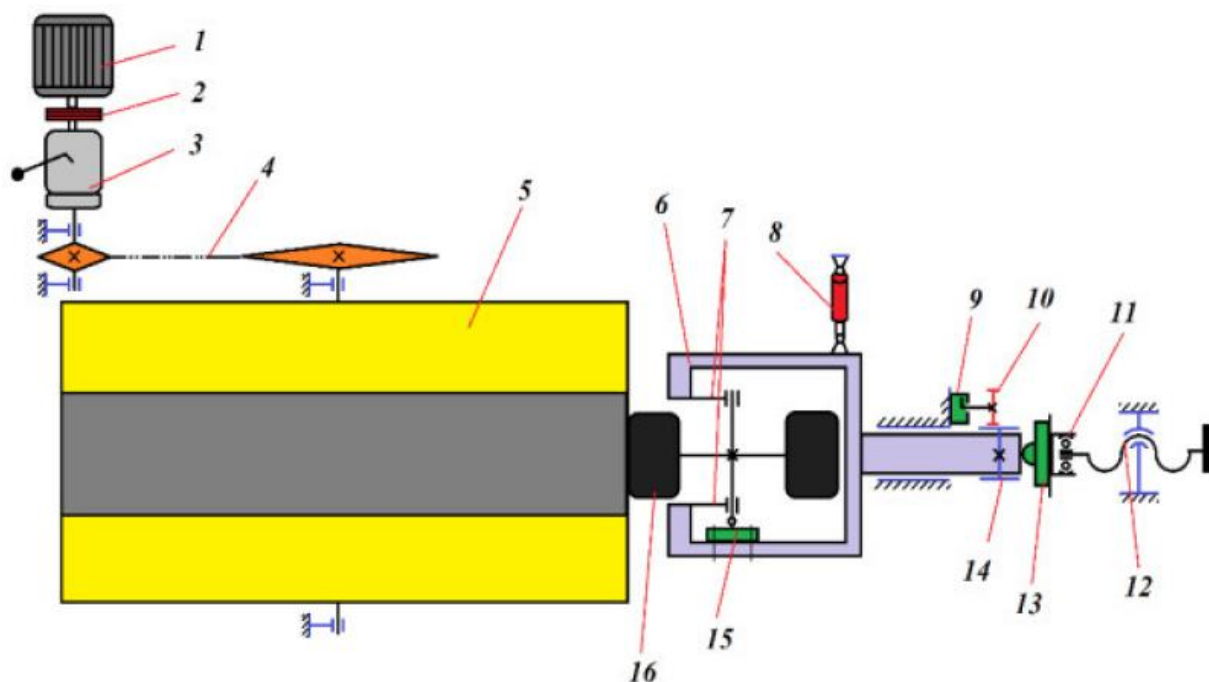
У кваліфікаційній роботі був застосований шинний тестер, який дозволяє проводити експериментальні дослідження стаціонарних та нестаціонарних характеристик еластичних шин під час кочення колеса з кутами відведення. Функціональна схема шинного тестера показана на рис 3.3.

Основою стану є біговий барабан 5, що приводиться в дію приводом 1 - 4. Обертання бігового барабана забезпечує асинхронний електродвигун 1 потужністю $N = 55 \text{ КВт}$.

Передача потужності від двигуна на біговий барабан стану здійснюється через фрикційне дискове зчеплення 2, п'ятиступінчасту коробку передач 3 та ланцюгову передачу 4.

Біговий барабан 5 шинного тестера, є порожнистим циліндровим тілом із зовнішнім діаметром 1,8 м, і шириною 0,6 м. Поверхня бігового барабана була покрита спеціальним фрикційним складом, що забезпечує стабільні зчіпні властивості з шинами. Це забезпечує стабільності характеристик зчеплення та са-

моочищення поверхні бігового барабана. Загальний вигляд шинного тестера для дослідження характеристик шин представлений на рис. 3.4.



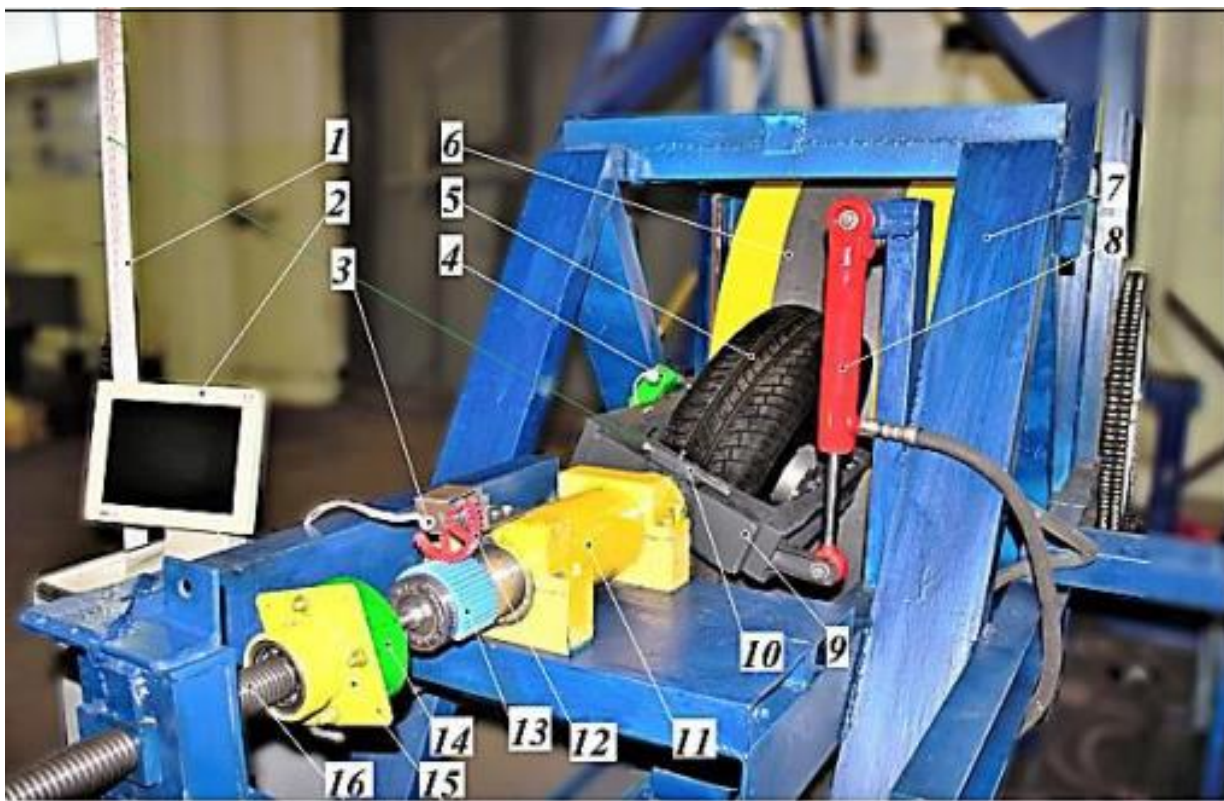
1 - електродвигун; 2 - зчеплення; 3 - коробка передач; 4 - ланцюгова передача; 5 - біговий барабан з покриттям; 6 - поворотна вилка кріплення колеса; 7 - пластини з підшипниками; 8 - гідроциліндр; 9 і 10 сенсор кута повороту колеса; 11 опорний підшипник; 12 - гвинтовий навантажувач; 13 - сенсор нормального навантаження; 14 - шестерня повороту сенсора вимірюючого кут; 15 - сенсор бічної реакції; 16 - колесо з еластичною шиною.

Рисунок 3.3. Функціональна схема шинного тестера з біговим барабаном

Навантаження колеса 16 нормальним навантаженням забезпечує механізму «гвинт - гайка» 12. Коли гвинт обертається, то датчик системи вимірювання нормальної реакції 13, що встановлений на підшипниковому вузлі 11, здійснює тиск на торцеву поверхню валу поворотної вилки 6. Як результат – вилка переміщається у бік барабана 5, навантажує при цьому колесо 16 нормальним навантаженням. Опорна поверхня бігового барабана 5 впливає на колесо нормальною реакцією R_z . Діапазон зміни нормального навантаження складає від 0 Н до 5000 Н.

Колесо 16 може повертатися відносно осі вліво та вправо, на кути δ відведення шини. Кути відведення вимірюються електронною провідною шестернею 14, яка закріплена жорстко на осі поворотної вилки; системою вимірювання, до якої відноситься: датчик-потенціометр 9; ведучу шестерню 10, яка зв'язана віссю з рухомим контактом потенціометра зчеплена з ведучою шестернею 10.

Щоб збільшити точність вимірювання кута відведення шин, на стенді використовуємо оптичну систему вимірювання кутів. Ця система містить лазер 10 та шкали 1 кутів відведення (рис. 3.4). Шкалою 1, на яку падає промінь лазера, з високою точністю вимірюються значення кутів відведення δ .



1 - шкала вимірювання кутів відведення шини; 2 - персональний комп'ютер; 3 - датчик системи вимірювання кута відведення; 4 - датчик системи вимірювання бічної реакції; 5 - колесо з еластичною шиною; 6 - біговий барабан з полімерним покриттям; 7 - рама стенду; 8 - гідроциліндр; 9 - поворотна вилка; 10 лазер; 11 - опора поворотної вилки; 12 і 13 - провідна та ведуча шестерня системи вимірювання кута відведення; 14 - датчик системи вимірювання нормальної реакції; 15 - опора датчика системи вимірювання нормальної реакції; 16 - навантажувачий гвинт механізму «гвинт-гайка».

Рисунок 3.4 – Загальний вигляд шинного тестера для дослідження характеристик еластичних шин по відведенню.

Поворот вилки 9 разом з колесом 5 на кут δ здійснює гідроциліндр двосторонньої дії 8. Керування гідроциліндром 8 здійснюється за допомогою гідравлічної станції.

Пластини кріплення підшипників 7 обертання колеса 16 виконані з тонкої сталі і тому можуть деформуватися при дії на колесо бічної сили, передаючи її на тензометричний датчик 15, який вимірює бічну реакцію.

Сигнали датчиків систем вимірювання нормальної та бічної реакцій, діючих від опорної поверхні на шину, і від датчика потенціометра кута відведення, поступають в підсилювач ZET 410. Підсилений аналоговий сигнал поступає на аналогово-цифровий перетворювач, а потім на персональний комп'ютер із спеціальним програмним забезпеченням Zetlab.

3.2.2. Системи вимірювання силових і кінематичних параметрів шин

В якості стенда використовуємо шинний тестер, що оснащений розробленими та нами виготовленими системами вимірювання силових і кінематичних параметрів ці параметри дають характеристику процесів взаємодії шин автомобільного колеса з опорною поверхнею бігового барабана.

Система вимірювання нормальної реакції R_z складається з тензометричного датчика, що вимірює силу. Датчик встановлено на опорі стенду, операційного підсилювача сигналу сенсора ZET 410 та перетворювача ZET 210. Функціональну схему та загальний вигляд системи вимірювання нормальної реакції R_z представлено на рис. 3.5

Якщо на колесо здійснити нормальне навантаження з допомогою гвинта, то колесо з еластичною шиною притискається до поверхні бігового барабана. Нормальна реакція R_z , що діє від поверхні бігового барабана на колесо через поворотну вилку передає силову дію на датчик.

Тензорезистори R_1 , R_2 , R_3 і R_4 , які є чутливими елементами датчика 6, з'єднані в міст Уїтстона. Вони деформуються під дією сили, при цьому змінюючи свій опір, та створюють струм розбалансування моста [6, 7]

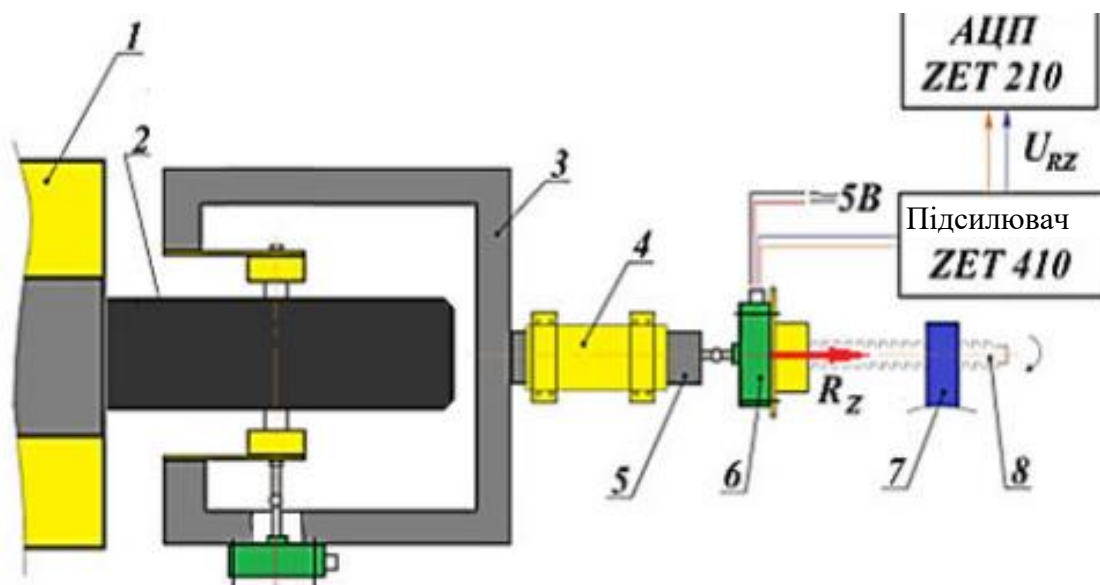


Рисунок 3.5 Функціональна схема системи регулювання і вимірювання нормальної реакції на колесі з еластичною шиною: 1 - біговий барабан стенду; 2 - колесо з шиною; 3 - поворотна вилка; 4 - опора поворотної вилки; 5 - напоегливий підшипник; 6 - датчик нормальної реакції; 7 і 8 - навантажуючий механізм «гвинт – гайка»

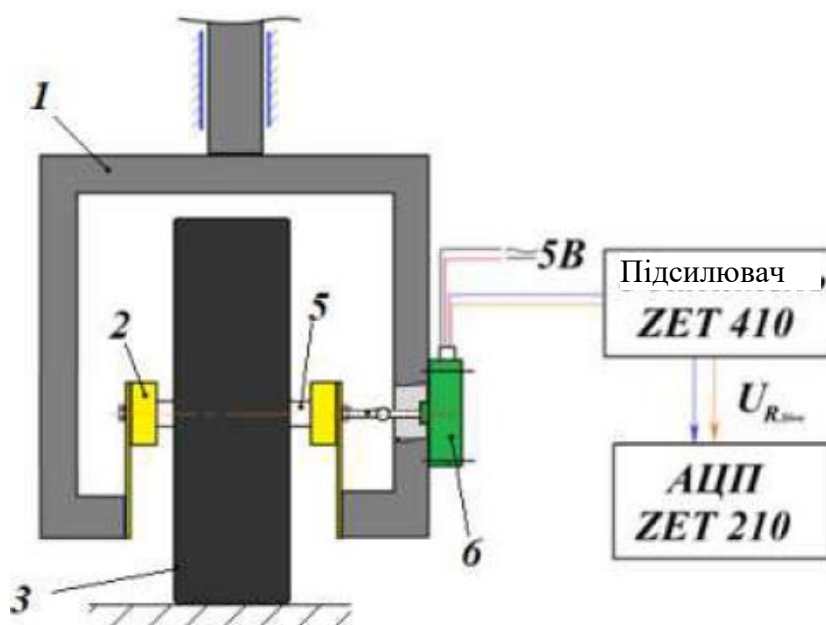
На підсилювач 2ЕТ 410 передається вихідний сигнал сенсора 6, а посилений сигнал поступає на аналогово цифровий перетворювач моделі 2ЕТ 210 і далі у вигляді цифрового коду в персональний комп'ютер.

3.3.1. Система вимірювання бічної реакції

Система вимірювання бічної реакції R_y , діючої від опорної поверхні на колесо складається з тензометричного сенсора вимірювання сили, встановленого на поворотній вилці стенду, перетворювача моделі 2ЕТ 21 і операційного пі-

дсилювача сигналу ZET 410 . Функціональна схема системи вимірювання бічної реакції, переданої від опорної поверхні на колесо зображена на рис. 3.6.

Під час повороту колеса на кут відведення шини, пластини 2 (рис. 3.6), закріплені на вилці 1, сприймають бічну реакцію R_y . Вимірювання реакції здійснює тензометричний сенсор 4. Чутливий елемент сенсора сполучений з шпилькою, що зв'язує вали 5 та пружні пластини з підшипниками 2. Маточина випробовуваного колеса 3 встановлена на валу 5.



1- вилка; 2 - пластина; 3 - колесо; 5 - вал колеса; 6 - сенсор

Рисунок 3.6. Функціональна схема системи вимірювання бічної реакції шини:

Чутливі елементи (тензорезистори) сенсора 6, сполучені в міст Уїтстона, при дії бічної реакції деформуються, внаслідок чого змінюється їх опір і струм розбалансовування моста. За аналогією, отриманий від сенсора сигнал передається на підсилювач, потім поступає в аналогово цифровий перетворювач і далі, в персональний комп'ютер.

Висновки до розділу

Застосовані методики і унікальне устаткування для їх реалізації, дозволяють проводити експериментальні дослідження процесу формування бічних реакцій між еластичною шиною та опорною поверхнею під час переїзду колесом одиничній нерівності, рухаючись з кутом відведення, і зміні технічного стану амортизатора.

Вказані методики експериментального дослідження робочих характеристик амортизатора автомобіля, дозволяють виявляти функціональні залежності між силовими та кінематичними параметрами, що визначають роботу амортизатора. Вони дозволяють виявляти показник технічного стану амортизаторів автомобіля на основі отриманих функціональних залежностей їх робочих характеристик, а також встановлювати шкалу рівня їх працездатності.

Розроблені методики експериментального дослідження стаціонарних і нестаціонарних характеристик еластичних шин за умови лінійної швидкості руху колеса від 3,6 до 12,6 м/с і нормальному навантаженню на колесо від 500Н до 4500Н, дозволяють визначати параметри для розрахунку нормованих функцій проковзування $f(S)$ шин і довжини їх релаксації l_r .

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У цьому розділі описані результати досліджень процесу формування шиною бічних реакцій при переїзді колеса, яке рухається з кутом відведення, через одиничну нерівність.

Представлено як результати пошукового експерименту, так і експериментів, що дозволили визначити внутрішні параметри елементів системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Непідресорена маса - Підвіска - Підресорена маса», щоб перевірити адекватність математичної моделі.

Основою розроблюваної методики контролю технічного стану амортизацій автотранспортних засобів в умовах експлуатації є функціональні залежності параметрів досліджуваного процесу, які показані в розділі.

Описано дві методики, які дають можливість проконтролювати технічний стан амортизацій автотранспортних засобів, враховуючи їх впливу на можливість шин створювати бічні реакції в умовах збурень, що виникли внаслідок коливань нормального навантаження.

4.1. Характеристики амортизацій і шин для проведення пошукового експерименту процесу переїзду колеса, що рухається з кутом відведення, одиничної нерівності

Точність здійснених розрахунків вихідних параметрів системи «Опорна поверхня - Еластична шина - безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» суттєво впливають на результати дослідження розробки ефективного контролю автомобільних амортизацій, представлених у математичну моделі. Тому першочерговим завданням дослідження було оцінити саме адекватність цієї математичної моделі.

Адекватність цієї моделі перш за все залежить від того, наскільки точною є як структура, так і значення внутрішніх параметрів елементів.

Зважаючи на допущення та вимоги до розробленої математичної моделі, для проведення дослідження потрібно визначити значення довжини бічної релаксації l_r шини; радіусу r_{ko} кочення колеса у відомому режимі, а також наступних коефіцієнтів:

- зниження зчіпних властивостей f_{σ} ;
- опори бічному ковзанню шини C_{SY} ;
- бічного зчеплення φ_{Ymax} .

Враховуючи специфіку процесу переїзду колесом одиничної нерівності, з кутом відведення, за умови зміни швидкості кочення, вищезгадані параметри шини визначали у вигляді наступних функціональних залежностей:

$$L_r = F(R_Z)$$

$$r_{ko} = f F(R_Z)$$

$$\varphi_{Ymax} = f F(R_Z, V_X)$$

$$C_{SY} = f F(R_Z, V_X)$$

$$f_{Y\sigma} = f F(R_Z, V_X)$$

Досліджуючи процес, розроблено математичну модель, яка враховує зміну робочих характеристик амортизацій, що визначалися в результаті експериментів. Таким чином, перевіряючи адекватність математичної моделі важливо провести пошуковий експеримент процесу переїзду колесом, що рухається під кутом відведення, одиничної нерівності при варіації швидкості, та технічного стану амортизації, який характеризується показником χ .

4.1.1. Результати експериментального дослідження характеристик амортизаторів в умовах експлуатації автомобіля

Експериментальне дослідження амортизаційних характеристик, прийнятих для проведення пошукового експерименту процесу переїзду колесом, що рухається з кутом відведення, одиничної нерівності, виконували відповідно до

методики, описаній в попередньому розділі на спеціально розробленому динамометричному стенді.

Експериментальні дослідження проводили для того, щоб встановити функціональні залежності між силою опору амортизаторів F_d та швидкості переміщення його поршня відносно циліндра V_A та їх технічного стану, який оцінюється показником χ .

Щоб досягнути цієї мети, використали чотири амортизатори передньої підвіски автотранспортного засобу категорії M1 марки *FoMoCo* (рис. 4.1.). Один з них новий, робочий №1 та три амортизатори авторанспортних засобів, які раніше експлуатувалися №2, №3 і №4 з різними ступенями працездатності.



Рисунок 4.1. Амортизатор марки *FoMoCo* передньої підвіски Ford Focus 2, яка встановлена на динамометричному стенді

Перед проведенням експериментів виконано підготовку устаткування та амортизаторів, які випробовували.

Під час дослідження робочих характеристик амортизаторів на стенді, одержані осцилограми, на яких були виділені інформативні ділянки.

Це відрізок часу T , на якому амортизатор виконує повний робочий цикл на ході стиснення та відбою в заданому тестовою дією діапазоні переміщень його поршня. Як приклад, на рис. 4.2. представлено осцилограми, які отримали

під час експерименту при дослідженні робочих характеристик амортизатора №1.

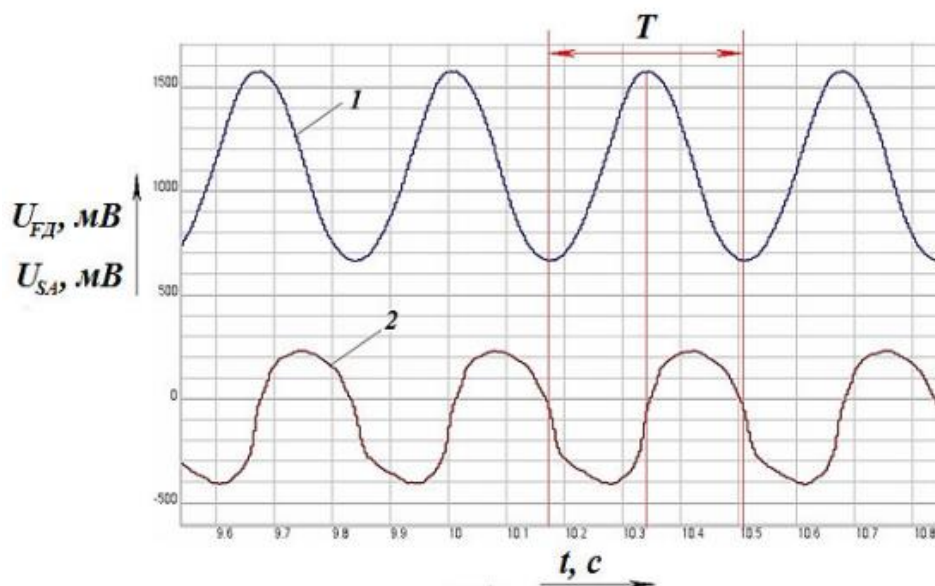


Рисунок 4.2. Осцилограми робочого процесу амортизатора №1 при стисненні та відбої

Аналогічно отримали графіки робочих характеристик всіх амортизаторів (рис. 4.3).

Значення вихідних напруг сигналів вимірювальних систем, які отримали на виділених ділянках осцилограм транспортували в Microsoft Excel та утворили з них масив. Тоді одержані в результаті тарування систем вимірювання стандарту, сигнали системи вимірювання перевели у фізичні величини такі як сили опорів F_d та переміщень поршня S_A амортизатора. Продиференціювавши значення переміщень S_A поршня амортизатора, знайдено швидкості V_A переміщень його поршня.

Проаналізувавши графіки, користуючись методами апроксимації, для кожного амортизатора визначено функціональні залежності $F_d = f(V_A)$ у вигляді кусково-лінійних функцій та занесено в табл. 4.1. Тоді для кожного амортизатора визначено показник χ технічного стану і також занесено в таблицю.

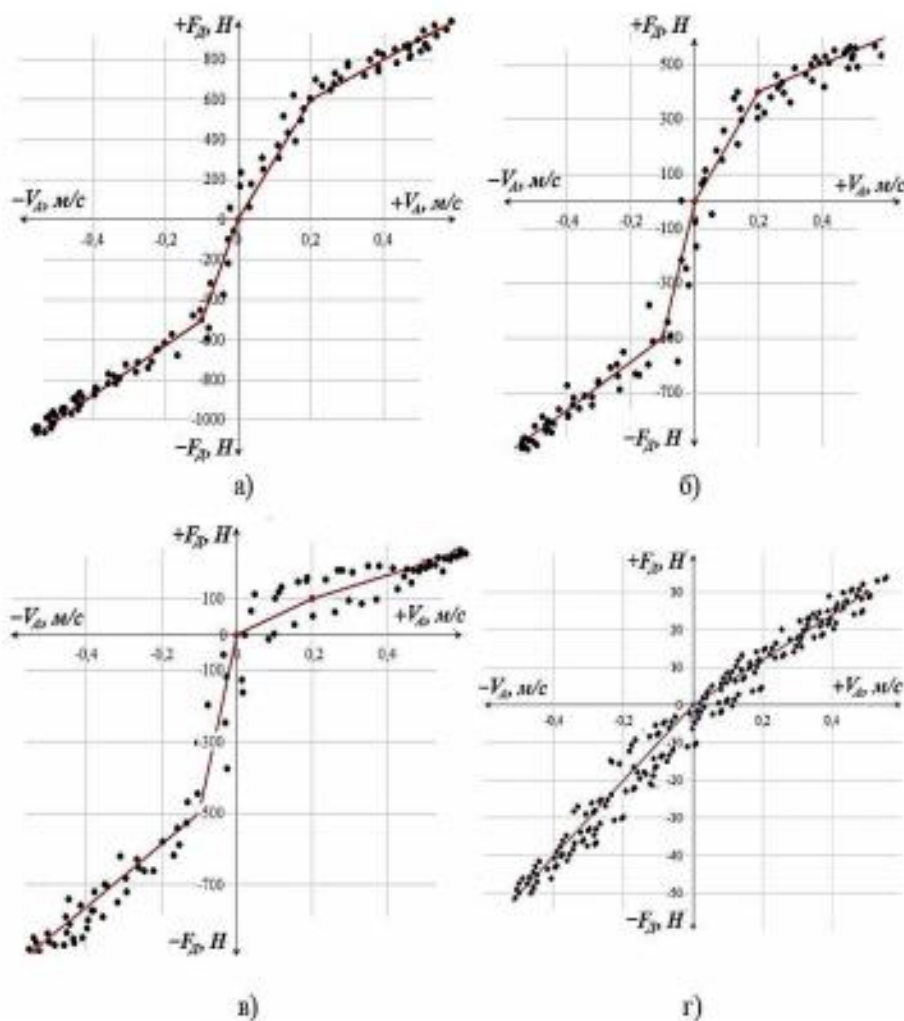


Рисунок – 4.3. Робочі характеристики амортизаторів: а) №1; б) №2; в) №3; г) №4

Аналізуючи графіки робочих процесів, бачимо, що характери роботи амортизатори №2, №3 і №4 відрізняються між собою та від нового робочого амортизатора №1. Слід зауважити, що вживані амортизатори мають меншу демпфуючу здатністю, ніж новий амортизатор, і меншою здатністю контакту шини з дорогою

Таблиця 4.1 – Функціональні залежності робочих характеристик амортизаторів, прийнятих для проведення пошукового експерименту та значення їх показників χ технічного стану

Номер амортизатора	Встановлена функціональна залежність	Показник χ технічного стану амортизатора, %
№1	$F_{до1} = \begin{cases} 1226,8 \cdot V_A - 376,32, & V_A < -0,1 \\ 5000 \cdot V_A, & -0,1 \leq V_A < 0 \\ 3000 \cdot V_A, & 0 \leq V_A < 0,2 \\ 781,25 \cdot V_A - 44375, & 0,2 \leq V_A \end{cases}$	100
№2	$F_{до2} = \begin{cases} 875 \cdot V_A - 402,48, & V_A < -0,1 \\ 4900 \cdot V_A, & -0,1 \leq V_A < 0 \\ 2050 \cdot V_A, & 0 \leq V_A < 0,2 \\ 481,28 \cdot V_A + 325,24, & 0,2 \leq V_A \end{cases}$	76
№3	$F_{до3} = \begin{cases} 875 \cdot V_A - 502,48, & V_A < -0,1 \\ 3998 \cdot V_A, & -0,1 \leq V_A < 0 \\ 10015 \cdot V_A, & 0 \leq V_A < 0,2 \\ 333,3 \cdot V_A + 60,21, & 0,2 \leq V_A \end{cases}$	54,6
№4	$F_{до4} = \begin{cases} 112,2 \cdot V_A, & V_A < 0 \\ 66,8 \cdot V_A, & 0 \leq V_A \end{cases}$	6

Функціональні залежності, отримані під час проведення експериментів (табл. 4.1) використовували, розраховуючи параметри системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», в процесі перевірки адекватності математичної моделі.

4.1.2. Результати експериментальних досліджень характеристик еластичної шини при стаціонарному і нестаціонарному відведенні

У цьому розділі описано результати експериментальних досліджень характеристик досліджуваної еластичної шини MICHELIN при стаціонарному і нестаціонарному її відведенні. Для проведення пошукового експерименту щодо дослідження характеристики еластичних шин за умови стаціонарного та неста-

ціонарного відведення, обрано літню шину марки MICHELIN 195/95 R15 91H (Рис. 4.4)



Рисунок 4.4 – Колесо з експериментальною еластичною літньою шиною марки MICHELIN 195/95 R15 91H

Шина мала наступні основні параметри: зношеність рисунку протектора шини $\Delta_{ш} \approx 3-5\%$; максимальне допустиме навантаження на шину $G_K = 6900$ Н; рекомендований тиск повітря в шині $p_{ш} = 0,21$ МПа; вільний радіус колеса з еластичною шиною $r_e = 0,310$ м.

4.1.3. 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 здійснювали за методикою, описаною в третьому розділі.

Проведення експерименту відбувалося на шинному тестері з біговим барабаном, який описано в третьому розділі (Рис. 4.5).

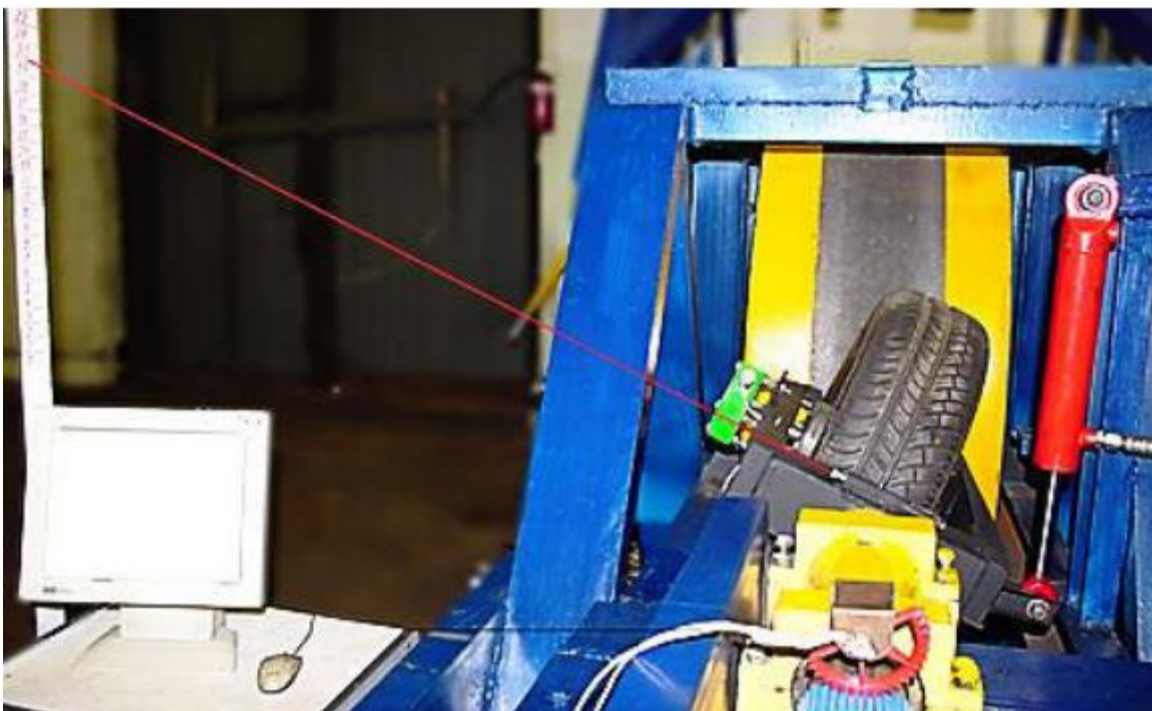


Рисунок 4.5 Загальний вигляд колеса з еластичною шиною на шинному тестері під час експерименту

Ці дослідження проводилися, щоб виявити функціональні залежності параметрів, що визначають вид нормованих функцій проковзування $f(S)$, а також впливи на досліджувані процеси змін нормальних реакцій R_Z , що діють на колесо та варіації лінійної швидкості руху колеса з кутами відведення V_X .

До параметрів відносимо наступні коефіцієнти:

- зниження зчіпних властивостей $f_{\sigma y}$;
- спротив бічному проковзанню шини C_{SY} та бічного зчеплення ϕ_{Ymax}

Перед проведенням експерименту проведено підготовку еластичної шини та шинного тестеру.

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

Кут відведення σ змінювали від 0° до 30° при кожному навантаженні та швидкісному режимі, які визначали параметри R_Z та V_X . В третьому розділі обґрунтовано вибрані режими тестової дії на експериментальний об'єкт.

Під час експериментального дослідження характеристик шин при стаціонарному відведенні отримали осцилограми процесу кочення колеса з кутами відведення по опорній поверхні. Осцилограма, яку отримано в процесі кочення колеса з кутом відведення $\delta=4^\circ$ опорною поверхнею бігового барабана шинного тестера із швидкістю $V_x=3,6$ м/с під дією нормального навантаження на колесо $R_z = 4000$ Н представлено на рисунку 4.6.

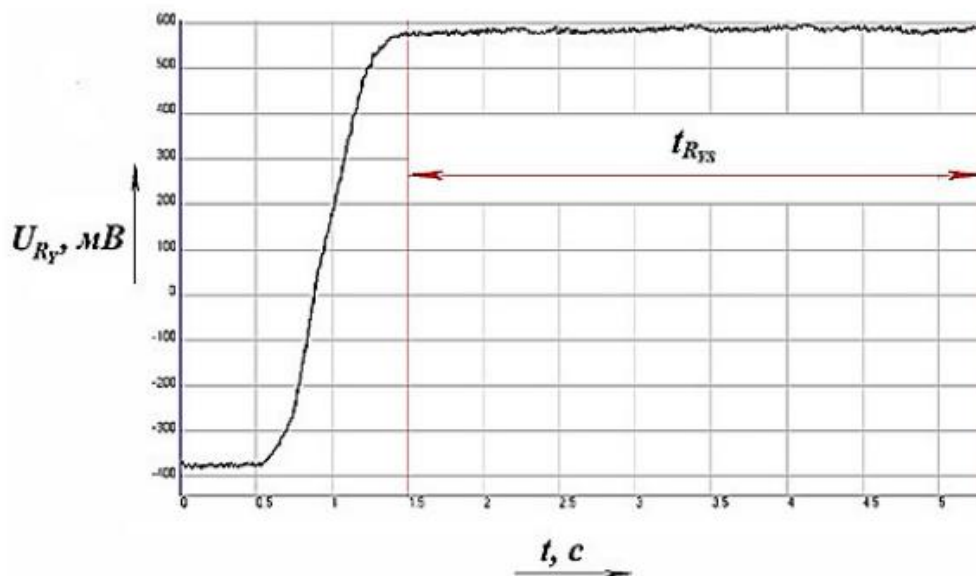


Рисунок - 4.6. Осцилограма процесу кочення колеса з шиною MICHELIN 195/95 R15 91 з кутом відведення $\delta = 4^\circ$ по поверхні бігового барабана: швидкість $V_x = 3,6$ м/с; нормальне навантаження на колесо $R_z = 4000$ Н.

Після цього виділено інформативні ділянки осцилограм. В даному випадку це ділянки часу t_{RYS} , які рівня 4 секундам (рис. 4.6), при якому кочення колеса з кутом відведення здійснювалося в режимі сталих значень бічних реакцій R_{YS} , що діють від опорної поверхні на колесо.

Тоді знаходили середні значення бічних реакцій R_{YS} . Значення бічних реакцій R_{YS} та значення параметрів тестових дій, їм відповідають, записували в таблицю Microsoft Excel. Отримавши певний масив даних, будували графіки (рис. 4.7.) функціональної залежності $R_{YS}=f(\delta)$.

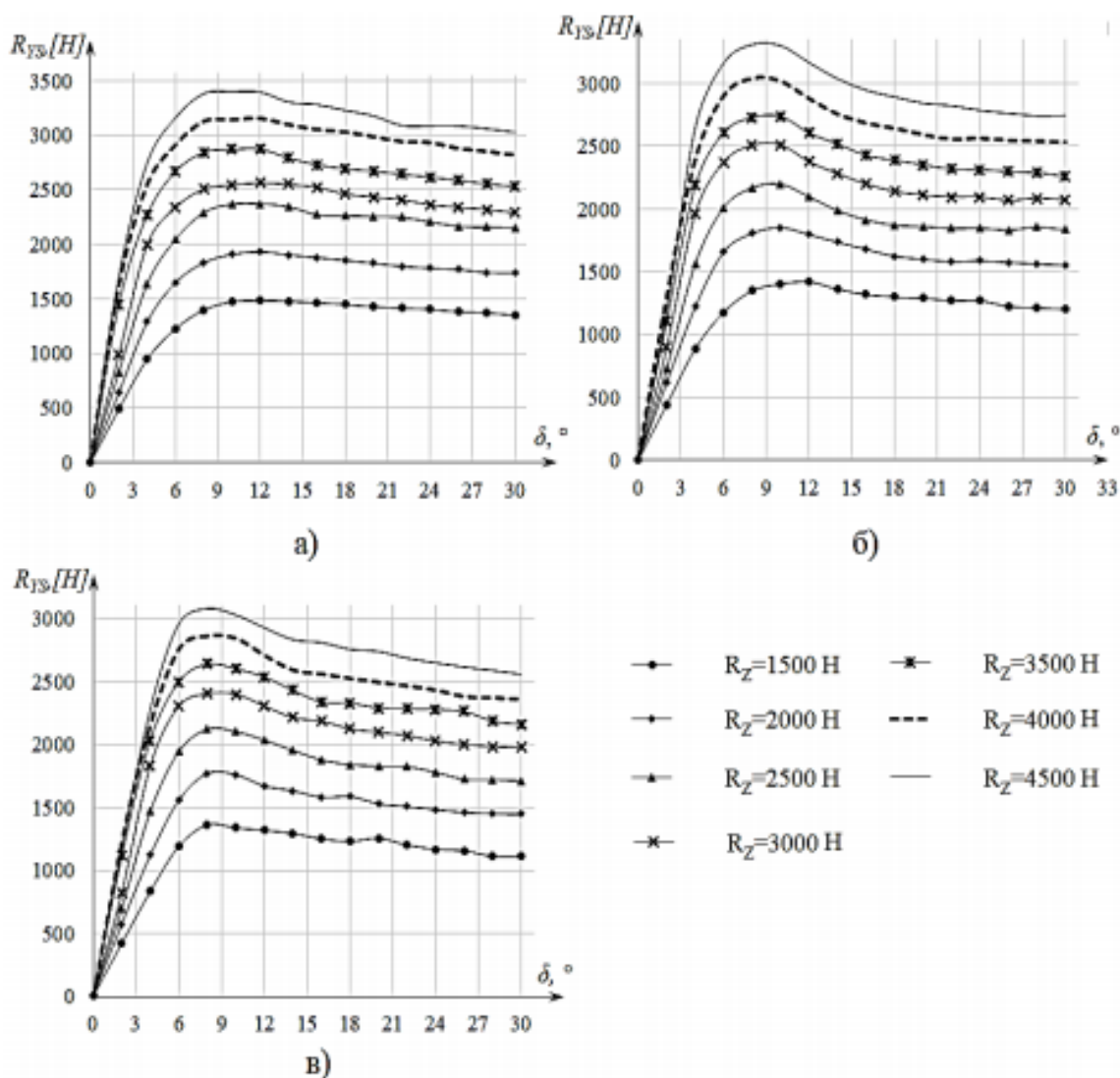
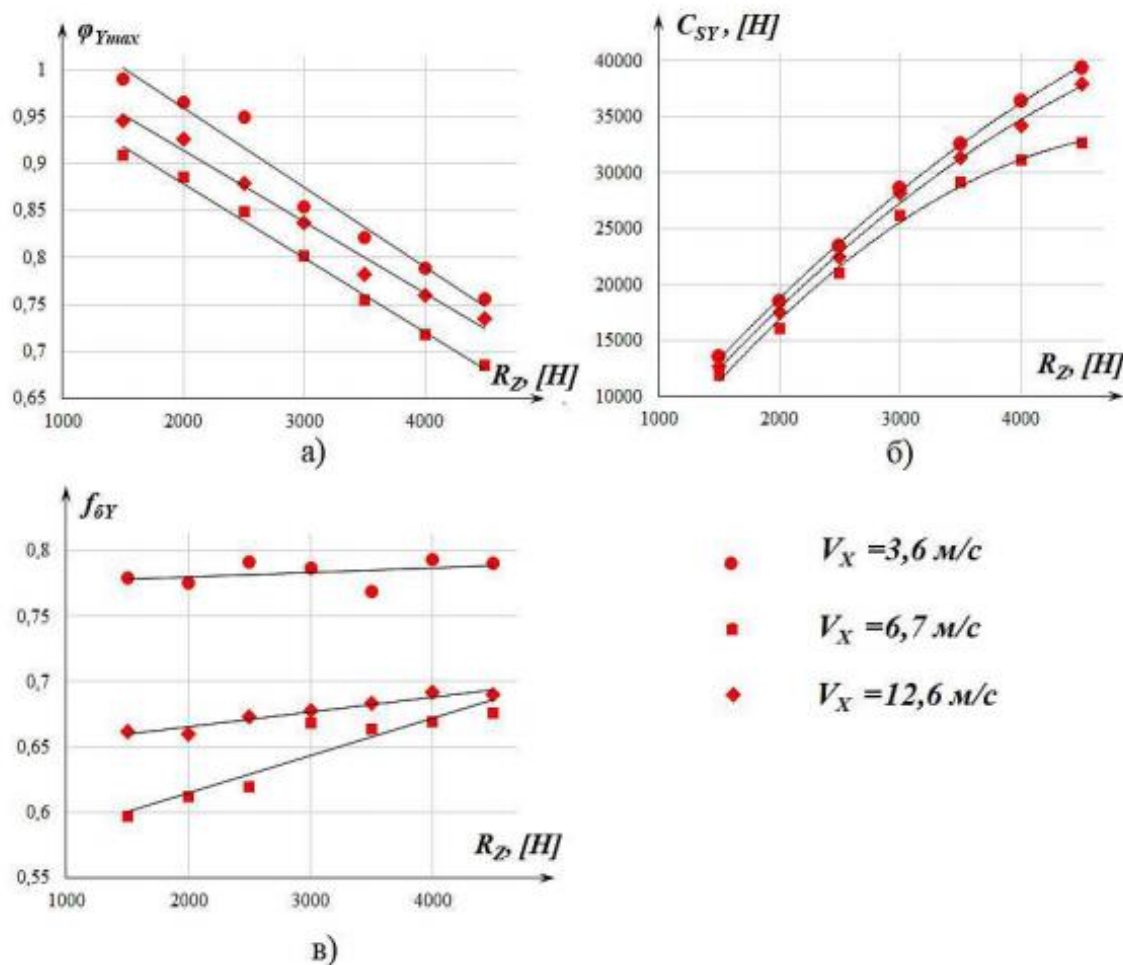


Рисунок – 4.7. Графіки залежності бічної сили від кута відведення шини MICHELIN 195/95 R15 91H при: а) $V_X = 3,6$ м/с; б) $V_X = 6,7$ м/с; в) $V_X = 12,6$ м/с

Використовуючи формули з третього розділу, встановлено значення шуканих параметрів $f_{\sigma Y}$, C_{SY} , φ_{Ymax} та побудовано графіки їх залежностей від нормальної реакції R_Z при швидкостях 3,6 м/с; 6,7 м/с і 12,6 м/с (рис. 4.8.).

Графіки, які представлено на рисунках 4.8.а і 4.8.б, показують нам, що змінюючи нормальне навантаження, що діє на колесо, та швидкість кочення колеса, значення параметрів C_{SY} та $f_{\sigma Y}$ мають широкий діапазон зміни. Тому щоб встановити функціональні залежності $C_{SY} = f(R_Z, V_X)$ та $\varphi_{Ymax} = f(R_Z, V_X)$ створено багатofакторні регресійні моделі.



а) коефіцієнта бічного зчеплення φ_{Ymax} , б) коефіцієнта опору бічному прослизанню шини C_{SY} ; в) коефіцієнта зниження зчіпних властивостей $f_{\sigma Y}$.

Рисунок 4.8. Графіки залежностей параметрів, що визначають вид функцій прослизання $f(S)$, літньої шини MICHELIN 195/95 R15 91H

Для створення таких моделей, всі отримані значення «жорсткості» бічного прослизання C_{SY} та значення параметрів тестових дій на досліджуваній процес були зведені в таблицю. Використовуючи функцію «Аналіз даних» програми Microsoft Excel отримано таблицю 4.2 та регресійна модель (4.1).

Критичне значення t- критерію Ст'юдента для 20 ступенів свободи становить 2,086. Порівнюючи абсолютні значення t статистики з критичним значенням, бачимо, що всі змінні багатofакторної регресійної моделі суттєво впливають на результати розрахунку:

$$C_{sy} = 8,11647 \cdot R_z - 389,338 \cdot V_x + 4582,1. \quad (4.1)$$

Таблиця 4.2. Багатофакторна регресійна модель для розрахунку коефіцієнта опору боковому проковзуванню C_{sy}

<i>Регресійна статистика</i>					
Множинний R	0,987919825				
R-квадрат	0,975985581				
Нормований R-квадрат	0,973317312				
Стандартна помилка	1396,655208				
Спостереження	21				
<i>Дисперсійний аналіз</i>					
	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Значення F</i>
Регресія	2	142694261	713497130,3	365,77483	2,65613E-15
Залишок	18	35111623,87	1950645,771		
Всього	20	1462105884			
	<i>Коефіцієнти</i>	<i>Стандартна помилка</i>	<i>t-статистика</i>	<i>P-значення</i>	<i>Нижні 95%</i>
Y-перетин	4582,09785	1151,823618	3,978124582	0,0008818	2162,206224
Змінна X1	8,116474613	0,304775153	26,63102466	6,541E-16	7,476165777
Змінна X2	-389,3380596	82,37641005	-4,726329532	0,0001685	-562,404475

На наступному етапі експериментального дослідження, всі набуті значення коефіцієнта бічного зчеплення φ_{Ymax} та параметри тестової дії на досліджуваний процес теж внесено в таблицю Microsoft Excel. Використовуючи функцію «Аналіз даних» отримали таблицю 4.3 та регресійну модель (4.2):

$$\varphi_{Ymax} = -0,000079873 \cdot R_z - 0,008083132 \cdot V_x + 1,1393. \quad (4.2)$$

Критичне значення t-статистики для 20 ступенів свободи становить 2,086. Аналіз впливу параметрів, які включені до регресійної багатофакторної моделі

показує, що вони суттєво впливають на результат розрахунку коефіцієнта бічного зчеплення $\phi_{Y_{\max}}$.

Таблиця 4.3. Багатофакторна регресійна модель для розрахунку коефіцієнта бокового зчеплення $\phi_{Y_{\max}}$

<i>Регресійна статистика</i>					
Множинний R	0,987919825				
R-квадрат	0,975985581				
Нормований R-квадрат	0,973317312				
Стандартна помилка	1396,655208				
Спостереження	21				
<i>Дисперсійний аналіз</i>					
	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Значення F</i>
Регресія	2	142694261	713497130,3	365,77483	2,65613E-15
Залишок	18	35111623,87	1950645,771		
Всього	20	1462105884			
	<i>Коефіцієнти</i>	<i>Стандартна помилка</i>	<i>t-статистика</i>	<i>P-значення</i>	<i>Нижні 95%</i>
Y-перетин	1,13900617	0,011784976	96,67398499	6,653E-26	1,114541301
Змінна X1	-0,00007837	0,000003118	-25,60241610	0,000000000	-0,00008639
Змінна X2	-0,008083132	0,000842841	-9,590341395	1,693E-08	-0,00985387

Коефіцієнт зниження зчіпних властивостей $f_{\sigma y}$ мало залежить від нормального навантаження (рис. 4.8, в), але при цьому він суттєво змінюється, якщо змінюється швидкість кочення колеса. Тому взято середні значення цього параметра для кожного швидкісного режиму тестової дії на колесо з еластичною шиною. Одержана залежність коефіцієнта зниження зчіпних властивостей $f_{\sigma y}$ шини при її бічному ковзанні від лінійної швидкості колеса V_X :

$$f_{\sigma y} = -0,0142 \cdot V_X + 0,8094 \quad (4.3)$$

Отримані під час проведення експерименту характеристики еластичної шини MICHELIN 195/95 R15 91H при стаціонарному відведенні залежності (4.1-4.3), використовували при розрахунку параметрів системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», і при перевірці адекватності математичної моделі.

4.2. Виробнича перевірка результатів проведеного дослідження

За результатами досліджень проведено впровадження:

- Методики контролю технічного стану амортизаторів автомобілів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею;
- Діагностичний параметр λ_L для кількісної оцінки роботоздатності амортизаторів, що дає характеристику впливу їх технічного стану на здатність шин забезпечувати стабільність контакту з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колеса;
- Математичну модель системи «Опорна поверхня - Еластична шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса», що дозволяє розраховувати параметри робочих процесів амортизацій в умовах експлуатації, а також досліджувати вплив зміни технічного стану амортизацій на здатність шин забезпечувати стабільність контакту з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колеса.

Під час виробничої перевірки досліджено, що результати дозволяють підвищувати ефективність контролю технічного стану амортизаторів в умовах експлуатації і тим самим, підвищують активну безпеку автотранспортного засобу.

В результаті перевірки встановлено:

- 1) при проведенні планового ремонту підвісок автомобілів, 40 % амортизаторів, які можуть забезпечувати стабільний контакт шини з опорною поверх-

нею, відправляють на утилізацію, або на ремонт. А це призводить до перевитрат, пов'язані із заміною справних амортизаторів;

2) методика дозволяє вибраковувати амортизатори, технічний стан яких не забезпечить стабільний контакт шин автотранспортного засобу з дорогою.

- Методика контролю технічного стану амортизаторів на динамометричному стенді, що враховує вплив їх працездатності на стабільність контакту шин з опорною поверхнею при коливаннях нормального навантаження, а також на їх здатність створювати бічну реакцію;

- Програмне забезпечення, яке дає можливість визначати технічний стан амортизаторів автотранспортних засобів за наслідками стендових випробувань, що враховують показники стійкості транспортного засобу.

Таким чином, виробнича перевірка на підприємстві ВАТ «ГАП .№3» підтвердила економічну ефективність результатів науково-дослідної роботи.

Виконана виробнича перевірка результатів дослідження показує, що розроблені та науково-обґрунтовані методи дозволяють з високою ефективністю проводити контроль технічного стану амортизаторів автотранспортних засобів, враховуючи їх вплив на здатність шин створювати бічні реакції.

Висновки до розділу

Аналіз результатів розрахунку та пошукового експерименту за використання F-критерію Фішера, дав можливість встановити, що математична модель системи «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» адекватно описує процес формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухається з кутом відведення, через одиничну нерівність.

Дана модель враховує вплив на досліджуваний процес: технічного стану амортизаторів, зчіпних властивостей шин, динаміки коливань підресорених і безпружинних мас та профілю опорної поверхні.

Оптимізовано параметри тестової дії на систему «Опорна поверхня - Шина - Безпружинна маса - Підвіска - Підресорена маса» в процесі контролю технічного стану амортизаторів з урахуванням їх впливу на здатність шин створювати бічні реакції на стенді з біговим барабаном. Встановлені наступні значення оптимізованих параметрів:

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

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

Виявлена залежність дала можливість визначити нормативні значення коефіцієнта зниження бічної реакції шини $[\lambda_{L1}] = 24,9\%$ та $[\lambda_{L2}] = 31,2\%$, а також сформувати шкалу рівнів технічного стану амортизаторів виходячи з наступних умов:

- якщо $[\lambda_{L1}] \leq [\lambda_{L1}]$ та $65\% \leq \chi \leq 100\%$ - технічний стан амортизатора відповідає першому рівню. Амортизатор є працездатним, оскільки забезпечує надійний контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, а також її здатність створювати бічні реакції. Технічний стан амортизатора може забезпечувати активну безпеку автотransпортного засобу під час його експлуатації;

- якщо $[\lambda_{L1}] < \lambda_L \leq [\lambda_{L2}]$ та $40\% \leq \chi \leq 65\%$ - технічний стан використовуваного амортизатора відповідає другому рівню. Амортизатори працюють менше ефективно і його використання в автотransпортному засобі ще допустиме. Він дещогірше забезпечує контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження, та задовільно забезпечує активну безпеку автотransпортного засобу в умовах експлуатації;

- якщо $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$ та $40\% \chi < 40\%$ - технічний стан амортизатора відповідає третьому рівню. Його неможливо експлуатувати, оскільки він не забезпечує надійного контакту та зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в умовах експлуатації;

Контроль технічного стану амортизаторів автотransпортних засобів категорії M1, враховуючи вплив їх працездатності на здатність шин створювати бічні реакції в умовах коливань нормального навантаження на колесо, можна провести на стенді з біговим барабаном з діаметром, який є не меншим за 1,6 м. При цьому колесо, яке рухається з кутом відведення $\sigma = 3^\circ$, повинне переїжджати через одиничну нерівність напівкруглого профілю заввишки $q_0 = 0,04$ м з окружною швидкістю поверхні бігового барабана $V_x = 3,6$ м/с та вимірювати бічні реакції, що діють на колесо.

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

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Охорона праці в майстерні з сервісного обслуговування техніки

Майстерня для сервісного обслуговування автомобілів по своїй виробничій діяльності і призначенні відноситься до об'єктів підвищеної небезпеки категорії Б, оскільки при виготовленні деталей використовуються легко спалахуючі матеріали.

Приміщення майстерні відноситься до вогнетривких об'єктів, оскільки стіни приміщення виготовлені з цегли, перекриття шиферне, II ступінь вогнебезпеки. Виникнення пожежі в майстерні неможливе тільки при невиконанні і недотриманні працюючими правил протипожежної безпеки, паління в невідведених місцях, використання легко спалахуючих речовин для промивання вузлів.

Для пожежегасіння в майстерні передбачено обладнання пожежних щитів як в середині, так і зовні приміщення, на яких є гачки, сокири, відра для води. Вода знаходиться в бочках, а пісок в ящиках.

По електробезпеці майстерня відноситься до об'єктів підвищеної небезпеки, оскільки майстерні оснащені значними кількостями станків і обладнання з електроприводом напругою 380, 220, 36В.

Для попередження враження струмові металічні частини пристроїв з'єднані з кульовим проводом мережі і надійно заземлені.

Для швидкого відключення ділянки від мережі на кожній ділянці встановлені рубильники. Для особистого захисту працюючих, які працюють з об'єктами підвищеної небезпеки використовуються електроізоляційні боти, а також інструмент з ізоляцією.

Площа майстерні 900 м². Ширина проходів 1,5м, проїзду 12 м. Відстань від стінки до станків і обладнання, яке встановлене в ділянках майстерні 1,2м.

Температура повітря в майстерні підтримується 18°C, рухомість повітря <0,4м/с, в зварювальних ділянках – трохи більше.

Освітлення природне, бокове (вікна 1200x1550) і штучне. В приміщеннях використовуються лампи денного освітлення.

При обкатуванні двигунів в майстерні виникає потужний шум і сильна вібрація. Характеристика виробничих факторів майстерні наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Характеристика виробничих факторів

Назва	Допустима норма
Температура в приміщенні, t°C	18-23
Вологість, %	40-60
Рухомість повітря, м/с	0,4
Шкідливі хімічні речовини	—
Запиленість мг/ м ³	4
Освітленість, лк	150
Рівень шуму, ДБ	80
Рівень вібрації, ДБ	85

Можливість виникнення пожежі може бути від замикання електричної мережі. В майстерні встановлений щит від якого живиться все обладнання.

В майстерні проводяться такі заходи:

- Обмеження шкідливих зон при обкатуванні двигунів.
- Дотримання міцності при виготовленні деталей.

Приміщення майстерні обладнане блискавкозахистом. Використовуються стержневі блискавковідводи з опором не більше 40 см.

Майстерня обладнано протипожежною сигналізацією і планом евакуації при пожежі.

5.2. Аналіз умов праці під час технічного обслуговування автомобілів

Для забезпечення безпечних і здорових умов праці на робочих місцях, виробничих ділянках, в майстерні, попередження дії на працівників шкідливих і небезпечних виробничих факторів, зберігання високої і довгострокової роботи здатності працівників в дільниці по обкатці двигунів проведені такі організаційно-економічні заходи:

1. Забезпечення безпечного стану приміщення. Всі елементи, які не відповідають цій умові повинні бути реконструйовані, або замінені новими.

2. Забезпечення нормальних санітарно-гігієнічних умов праці. Це завдання полягає у попередженні збільшення допустимих рівнів загазованості та інших шкідливих факторів.

3. Забезпечення працівників засобами індивідуального захисту. Вирішення цієї проблеми передбачає вияв потреби в засобах індивідуального захисту відповідно з діючими нормами видачі і фактичними умовами праці. В дільниці по обкату двигунів підвищений рівень шуму, тому працівникам повинні видаватись засоби захисту від шуму і вібрації.

4. Забезпечення безпечного виробничого обладнання. Це завдання повинно вирішуватись як на стадії виготовлення, так і на стадії експлуатації виробничого обладнання. В майстерні по обкатці двигунів повинно все обладнання бути справним, всі обертові частини повинні бути огорожені.

5.2.1. Заземлюючі пристрої приміщення майстерні

Заземлюючі пристрої (рис. 5.1) складаються із заземлювача 1 і з'єднуючої смуги 2. При закорочуванні фази С на корпус пристрою електричний струм піде в землю через заземлювач, оскільки опір людини значно більший, ніж опір заземлення R_3 , яке повинно бути не більше 100 ом. В якості заземлення використовують металеві труби і кутову сталь довжиною 2-3 м і тов-

щиною стінок не менше 3,5 мм. Вертикальні заземлювачі з'єднують в контур смугою із сталі перерізом не менше 4х12 мм або круглого перерізу діаметром не менше 6 мм з допомогою зварювання.

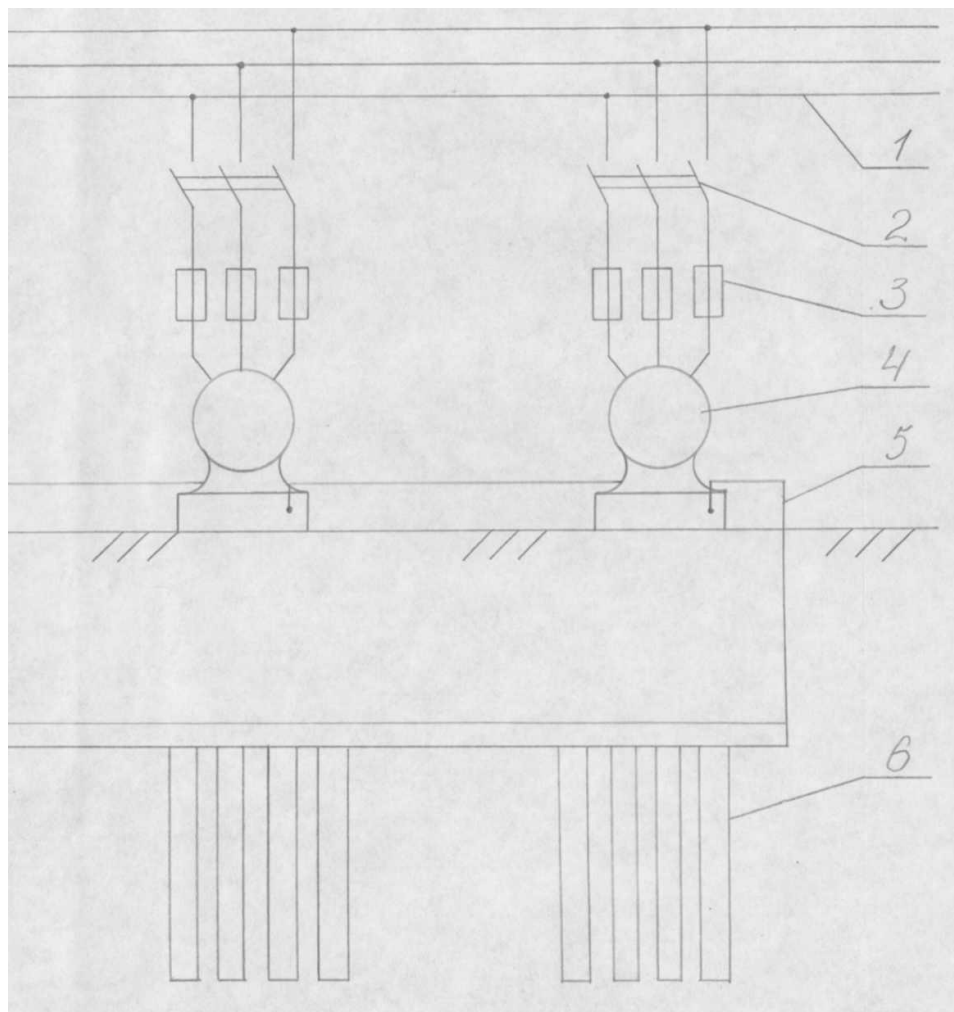


Рисунок 5.1. Схема виконання заземлення

Визначаю необхідну кількість заземлювачів:

$$n = \frac{R_c \cdot K_c}{R_n \cdot \eta_e} \quad (5.1)$$

де R_c – опір розтікання струму одиничного заземлення, Ом;

K_c – коефіцієнт сезонності;

R_n – нормативне заземлення заземлювача, Ом;

η_e – коефіцієнт використання заземлювачів.

Визначаю опір розтікання струму одиничного заземлення:

$$R_c = 0,336 \frac{\rho}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + 0,5 \lg \frac{4h+l}{4h-l} \right) \quad (5.2)$$

де ρ – питомий опір ґрунту, Ом·м;

l – довжина заземлювача, м;

d – діаметр заземлювача, м;

h – глибина закладки труби, м.

$$R_c = 0,336 \frac{100}{2} \left(\lg \frac{2 \cdot 2}{0,02} + 0,5 \lg \frac{4 \cdot 0,6 + 2}{4 \cdot 0,6 - 2} \right) = 8,4 \text{ Ом}$$

Кількість стержнів заземлювача рівна:

$$n = \frac{8,4 \cdot 16}{4 \cdot 0,75} = 4,48 \text{ шт.}$$

Приймаю 5 шт.

Опір заземлюючого корпусу вимірюємо приладом МС–0,8 не рідше 1 разу в три роки. Опір заземлюючих провідників повинні бути не більше 0,1 Ом і вимірюють омметром М–372.

Обладнання зі шкідливими зонами при роботі повинно бути огорожено. До огороження пред'являють такі вимоги: міцність, стійкість, негорючість. Електроприводи пристроїв повинні мати захист від короткого замикання.

5.2.2. Захист приміщень і споруд від блискавок

Розряди атмосферної електрики приносять значний збиток народному господарству. Блискавка може вдарити споруди і приміщення, людину або тварину. Під час зливи можливе проникнення електричного потенціалу в приміщення по металевих спорудах і конструкціях, і ізоляцій від землі.

При відсутності захисту можлива кількість ударів блискавки в рік на один км² поверхні землі рівно:

$$N = (B + 6h)(L + 6h)n \cdot 10^{-6} \quad (5.3)$$

де B – ширина приміщення, м;

h – висота приміщення, м;

L – довжина приміщення, м;

n – середня кількість ударів блискавки в рік на 1 км², шт.;

$$N = (18 + 6 \cdot 8,1)(48 + 6 \cdot 8,1) \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 32 \cdot 10^{-6}.$$

Блискавкозахист – комплекс захисних пристроїв, призначених для забезпечення безпеки приміщень і споруд, обладнання, матеріалів від дії блискавки.

Основним елементом блискавкозахисту є: блискавкоприймач, струмевідвід, заземлювач (рис. 5.2).

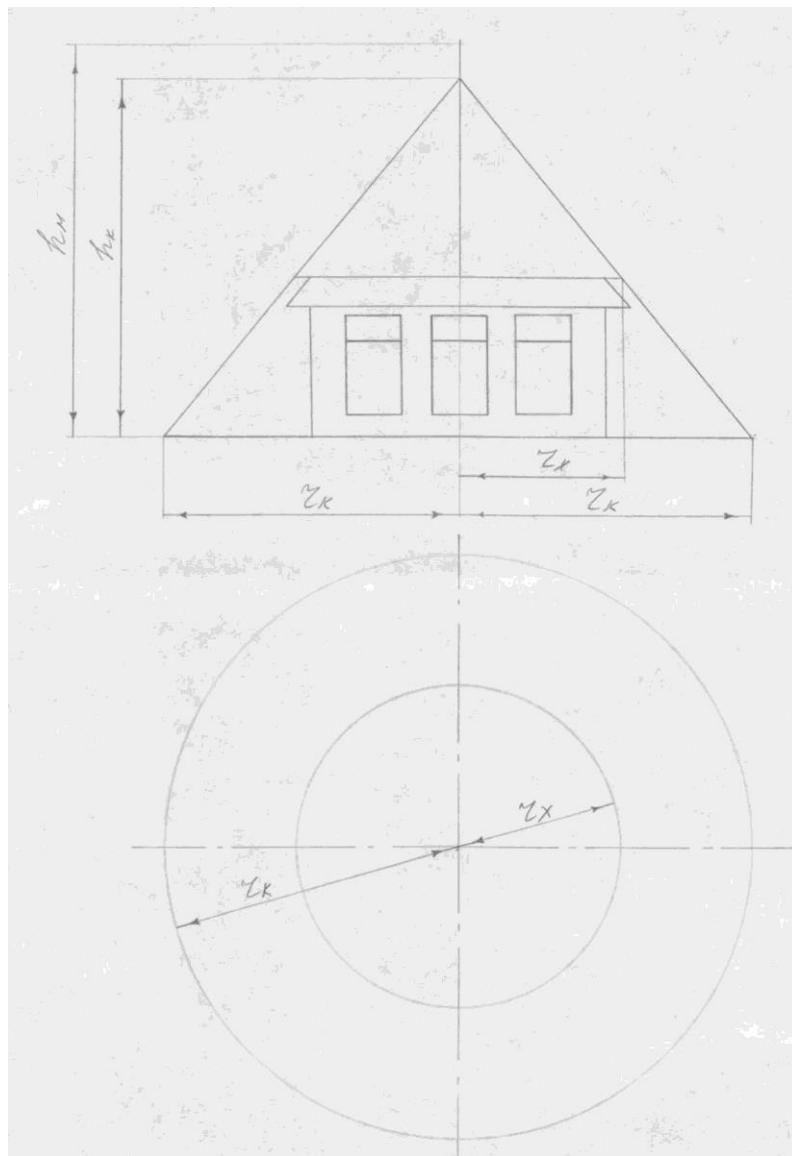


Рисунок. 5.2. Блискавкозахист приміщень

Блискавкоприймач виготовляють із сталюгого стержня довжиною 1–1,5 м, перерізом не менше 100 мм^2 , закріпленого на трубчастих залізобетонних або дерев'яних опорах. Для приміщень приймаємо блискавкозахист у вигляді троса перерізом не менше 35 мм^2 , натягнутому між двома опорами. Струмівідводи і заземлювачі виготовляють із сталюних прутів діаметром 6 мм (в землі до 10 мм). Зона захисту блискавковідводів являє собою простір, всередині якого

об'єкти захищаються від прямих попадань блискавки з певною ступінню надійності, беремо тип Б, який забезпечує надійність більше 95%. Висота стрижневого блискавкоприймача для зони захисту Б визначаємо по формулі:

$$h_M = \frac{V_j + 1,63h_x}{1,5} \quad (5.4)$$

де V_j – ширина приміщення, м;

h – висота приміщення, м;

$$h_M = \frac{V_{12} + 1,63 \cdot 8,1}{1,5} = 16,8 \text{ м.}$$

Розраховую зону захисту: висота захисного корпусу:

$$h_K = 0,92 \cdot h_M, \quad (5.5)$$

$$h_K = 0,92 \cdot 16,8 = 15,45 \text{ м.}$$

Основа захисного корпусу:

$$r_K = 1,5 \cdot h_M, \quad (5.6)$$

$$r_K = 1,5 \cdot 16,8 = 25,2 \text{ м.}$$

Довжина майстерні 41 м, тому при висоті блискавкоприймача 16,8 м потрібно три блискавкоприймача, щоб виконувалася умова, що відстань між опорами повинна бути менше, або рівна висоті блискавкоприймача.

5.3. Заходи для покращенню умов праці

Для покращення захисту потрібно покращувати засоби колективного захисту:

1. Періодично перевіряти стан огорожі обертових частин, керівник підприємства.
2. Вчасно забезпечувати працівників протишумовими навушниками і дерматологічними засобами; керівник підрозділу.
3. Раціоналізувати режими праці та відпочинку робітників, що обслуговують машини; інженер з охорони праці.
4. Встановити необхідну кількість вогнегасників на обладнання, що використовується; керівник пожежної охорони.

5.4. Захист населення у надзвичайних ситуаціях

Одним із найважливіших завдань служби охорони праці є забезпечення захисту населення у випадку виникнення надзвичайних ситуацій. З метою захисту населення, зменшення матеріальних втрат у випадку виникнення надзвичайних ситуацій повинен проводитись комплекс заходів:

оповіщення та інформування, яке досягається утриманням в постійній готовності систем оповіщення, які переважно інформують про прогноз погоди;

евакуаційні заходи, які проводяться на території господарства та за його межами переважно під час виникнення пожеж;

обов'язки гасіння пожеж покладені на плечі добровільної пожежної дружини;

медичний захист проводиться для зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання допомоги потерпілим.

Працівники станції ТО отримали інструктаж з надання першої медичної допомоги під час ураження людини пожежею, електричним струмом чи удару блискавки.

Система попередження пожеж - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання виникненню та розвитку пожежі. Вона передбачає виявлення початкової стадії пожежі, своєчасну інформацію й, у разі необхідності, включення автоматичних систем пожежогасіння.

Як відомо, основною умовою горіння є наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача та джерела вогню. Для того щоб сталося горіння, горюча речовина, окислювач та джерело запалювання повинні мати певні критичні рівні (температуру, концентрацію, енергію).

Оскільки в умовах виробництва завжди є горючі речовини, а у повітрі - достатня кількість кисню, то для виникнення горіння бракує лише джерела займання.

До джерела запалювання належать відкрите полум'я, розжарені предмети, іскри від ударів та тертя, сонячна радіація та ін.

Горюча речовина з окислювачем утворює так зване горюче середовище, яке здатне горіти при наявності джерела запалювання. Тому заходи системи попередження пожежі спрямовані на дотримання безпечної поведінки з джерелом запалювання та запобігання утворенню горючого середовища.

Запобігання появі у горючому середовищі джерела запалювання можна досягти дотриманням Правил пожежної безпеки, використанням електроустаткування, що відповідає за вимогам класу пожежовибухонебезпечних приміщень та зон, ліквідацією умов для самоспалахування речовин (матеріалів) тощо.

Запобігання утворенню горючого середовища досягається дотриманням наступних вимог: заміна, по можливості, у технологічних процесах горючих речовин (матеріалів) на негорючі; ізоляція горючого та вибухонебезпечного середовища; використання інгібіторних та флегматизаційних добавок; застосуванням в установках з горючими речовинами пристроїв захисту від пошкоджень та аварій; жорстким контролем за станом повітря в приміщеннях та якістю вентиляції тощо.

Система попередження пожеж також передбачає зниження пального навантаження в приміщеннях, проведення пожежотехнічних обстежень, використання знаків безпеки, своєчасне виявлення початкової стадії пожежі, передачу інформації про місце і час її виникнення й, у разі необхідності, включення автоматичних засобів пожежогасіння.

Установки автоматичної електричної пожежної сигналізації монтують на складах, базах та інших пожежовибухонебезпечних об'єктах. Основними складовими частинами цих установок є: датчики (сповісники), що монтуються в будівлях або на території об'єктів і призначені для подання сигналу про пожежу; приймальні апарати (станції), що забезпечують приймання сигналів від датчи-

ків, а також автоматичні системи пожежогасіння.

Датчики можуть бути тепловими, димовими, світловими. Принципи роботи їх будуються на дії тепла, продуктів згорання й ультрафіолетових променів.

Вибір пожежних сповіщувачів здійснюється в залежності від характеристики виробництв, технологічних процесів, приміщень.

При виборі димових датчиків не рекомендується використовувати такі, що працюють з радіо затоками, у приміщеннях з довготривалим перебуванням людей (лікарні).

Органами чуття також можна виявити початок горіння за такими показниками, як дим, його дія на очі та дихання, специфічний запах горючих речовин та газів, які утворюються при горінні (фосген, окис азоту, сірководень та ін.), світло, язика полум'я тощо.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В роботі висвітлено нові науково-обґрунтовані технічні, й технологічні рішення, які важливі для безпеки експлуатації автотранспортних засобів. За наслідками досліджень зроблено наступні основні висновки:

1. Розроблена математична модель системи «Опорна поверхня - еластична шина - непідресорена маса - підвіска - підресорена маса», дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу формування шиною бічних реакцій при переїзді колесом, що рухається з кутом відведення, через одиничну нерівність. Ця математична модель враховує вплив на досліджуваний процес, зчепних властивостей шини, динаміки її вертикальних і бічних коливань, технічного стану амортизаторів, коливань підресорених і непідресорених мас, а також профілю опорної поверхні;

2. Встановлена функціональна залежність між параметром χ технічного стану амортизаторів та параметром λ_L , який характеризує зниження бічної реакції шини при переїзді колесом, що рухається з кутом відведення $\delta = 3^\circ$ з швидкістю $V_x = 3,6$ м/с, через одиничну нерівність напівкруглого профілю, заввишки $q_0 = 0,04$ м, показує:

- При зміні параметра χ , який характеризує технічний стан амортизатора $65\% \leq \chi \leq 100\%$, коефіцієнт λ_L , який 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 $40\% \leq \chi \leq 65\%$, коефіцієнт λ_L , який характеризує зниження бічної реакції шини, змінюється в діапазоні $31,2\% \leq \lambda_L \leq 24,9\%$, це показує, що амортизатор працює з меншою ефективністю, але його використання ще допустиме;
- При зміні параметра χ технічного стану менше 40%, а коефіцієнта λ_L більше 31,2 % амортизатор є непридатним для роботи, оскільки не забезпечує надійного контакту і зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коли-

вань нормального навантаження на колесах, і його небезпечно використовувати в автотранспортних засобах;

3. Науково обґрунтована методика контролю амортизаторів автотранспортних засобів, яка враховує вплив їх технічного стану на здатність шин створювати бічні реакції в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження на колесах, містить:

- Тестову дію 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, заввишки $q_0 = 0,04$ м і нормальним навантаженням на колесо, що дорівнює половині ваги, що припадає на вісь автотранспортного засобу;

- Вимірювання бічної реакції R_{YD} , яка діє від безпружинної маси на підресорену, 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 амортизаторів до одного з трьох рівнів:

- Якщо $\lambda_L \leq [\lambda_{L1}]$ – то технічний стан амортизатора відповідає I рівню. Амортизатор знаходиться в справному стані і може працювати, оскільки здатний забезпечити надійний контакт шини з опорною поверхнею при коливаннях нормального навантаження, та високі бічні реакції. Такий технічний стан може забезпечити стійкість автотранспорту навіть на мокрому асфальті;

- У випадку, коли $[\lambda_{L1}] < \lambda_L < [\lambda_{L2}]$, то технічний стан амортизатора відповідає II рівню. Такий амортизатор працює трохи гірше, але ще можливе його використання в автотранспортному засобі. Його ефективність забезпечувати контакт шини з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження та забезпечення стійкості автотранспортного засобу є дещо нижчою;

- Якщо $\lambda_L > [\lambda_{L2}]$, то технічний стан амортизації відповідає III рівню. Такий амортизатор уже не можна використовувати, адже він не забезпечить надійного контакту і зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах коливань нормального навантаження на колесах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антонов Д. А. Теорія стійкості руху багатоосних автомобілів. Київ: Урожай, 2013. 216 с.
2. Бернацкий, В. В. Спеціалізований автомобільний транспорт: навчальний посібник. Харків: видавничий центр Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2013. 244 с
3. Європейська доповідь про стан безпеки дорожнього руху «За безпечні дороги та більш ефективні транспортні засоби». Всесвітня організація охорони здоров'я, 2019. 161 с.
4. Показники стану безпеки дорожнього руху [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.gibdd.ua/stat/>.
5. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2008. 496 с.
6. Даллакян Ю. Н. Методи і засоби діагностування амортизаторів вантажних автомобілів та колісних тракторів без демонтажу з підвіски [Текст]: Київ: Арістей, 2016. 279 с.
7. Дербаремдикер А. Д. Амортизатори транспортних машин. - 2 - вид., перероб. і доп. Суми Університетська книга, 2018. 200 с.
8. Шевчук Р.С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навч. посібник. Львів: ЛНАУ, 2016. 236 с. Депоновано у Державній науково-технічній бібліотеці України 16.12.2016. №18-РІД/Ук-2016 9 (з оприлюдненням). Укр. [Електронний ресурс; Режим доступу <http://gnth.gov.ua>].
9. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів Київ: Урожай, 1993. 223 с
10. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми Університетська книга, 2010. 320 с.

11. Хачатуров А. А. Динаміка системи дорога-шина-автомобіль-водій. Харків: видавничий центр Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2013. 535 с.
12. Енаєв А. А. Основы теории колебаний при гальмуванні. Київ: Урожай, 2012. 341 с.
13. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. Київ: Арістей, 2010. 155 с.
14. Apetaur M., Uber Probleme der Federung von Personenkraftwagen, KFT №4, 2006.
15. Bohm F. Zur Statik und Dynamic des Gurtelreifens // ATZ/ 2007. №8/ S. 255-261
16. Bourcier de Carbon. C., Theorie Mstematique et Realisation Pratique de la Suspension Amorte des Vehicules Terrestres STA №10, 2010.
17. Brewer N. K. Measurument of Steady State and Transient Aircraft Tire Forces // Tire Science and Technology 2015 111-127
18. Eldik van Thieme H. C. A., Pacejka H.B. The Tire as a Vehicle Component // Mechanics of Pneumatic Tires: Ed.C.K. Clark / National Bureau of Standarts. Washington. - Chapter 7.
19. Ellis J R., Sharp R.S. Measurements of Vehicle Handling Characteristics For Ride and Handling.Proc. Auto.Div.I.Mech.E. 2017-18 Vol 182 Pt 3B pp. 71-81.
20. Lehr E, Der Einfluss einer Fiussigkeitsdampfung der Fahrzeugfederung auf Bewegungsverlauf und Stosshaftingkeit, VDN №23, 2014
21. Marquard E., Federung, Stossdampfung und dynsmische Bodenkrafte, ATZ, №5, 6, 2016.
22. Meyer-Dornberg K. E., Strackerjan B. Prufstandsversuche und Berechnungen zur Querdynamik von Luftreifen//Automobi 1 -Industrie.-2020.N4.s. 15-24.
23. Pacejka H.B., Bakker E. The Magic Formula Tyre Model. Proc. 1st Internat - onal Tyre Colloquium, Delft, 2021. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.). P. 1-18. 249.

24. Pacejka H.B., Bakker E., Lidner L. A new tyre model with applications in vehicle dynamics studies. 4th Auto technologies Conference. Monte Carlo, 2019. SAE Paper #890087. P. 83-95.
25. Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies. SAE, 2017. P. 1-12.
26. Physics of Tire Traction. Theory and Experiment / Ed. by D. F. Hays and A. L. Browne. - New-York-London.: Plenum Press, 2024. 428p.
27. Schlippe B., Dietrich R. Das Flattern eines gepneuten Rades // Bericht der Lilinthalgesellschaft für Luftfahrtforschung. - 2021. №40. s. 35-41, 63-67
28. Saito Y. A Study of the Dynamic Steering Properties of Pneumatic Tires // Proceedings of Institute of Mechanical Engineers.-London, 2022. 15p.
29. Schubert K. Seitenkräfte an rollenden Luftreifen bei periodischer Felgenreuebewegung: Dissertation.-Hannover, 2012. 139 p.
30. Stevens J.E. Relaxation Characteristics of Pneumatic Tires // Journal Aerospace Sci. 2019. v. 26. pp. 340-350.