

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

РАЗБОЙНИКОВ ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ



УДК. 629.113

**ПОЛІПШЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ
ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2021

Дисертацію є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобілів Національного транспортного університету (НТУ) Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

Науковий керівник : кандидат технічних наук, доцент
Поляков Віктор Михайлович,
Національний транспортний університет Міністерства освіти і науки України, професор кафедри автомобілів (м. Київ).

Офіційні опоненти : доктор технічних наук, професор
Клец Дмитро Михайлович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, провідний науковий співробітник кафедри комп’ютерних технологій і мехатроніки (м. Харків);

кандидат технічних наук, доцент
Мельничук Сергій Володимирович,
Житомирський агротехнічний коледж Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри «Автомобільний транспорт» (м. Житомир).

Захист відбудеться «02» березня 2021 року о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченової ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, аудиторія 209.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного транспортного університету за адресою: 01103, м. Київ, вул. М. Бойчука, 42.

Автореферат розісланий «29» січня 2021 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченової ради

С.В. Ковбасенко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Рух автомобіля по рівній дорозі з якісним покриттям є найбільш раціональним для визначення показників будь-якої експлуатаційної властивості. В реальних умовах дорожнє покриття руйнується, а іноді взагалі відсутнє. Рух автомобіля по нерівній дорозі супроводжується динамічними навантаженнями в контакті колеса з дорогою, які передаються на систему рульового керування та підвіску, що може привести до зміни курсу автомобіля та виходу його габаритів за межі коридору безпеки. Сьогодні це актуально також тому, що в автомобілях все частіше використовуються системи автопілоту. При цьому зменшується рівень уваги водія, що призводить до збільшення часу на його реакцію, прийняття рішення та реалізацію дій, коригуючих напрямок руху автомобіля.

Разом з тим значний потенціал у поліпшенні стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі мають системи активних підвісок. Проте, їх робочі процеси, в першу чергу, спрямовані на поліпшенні комфортабельності руху автомобіля (а не його безпеки). Зважаючи на те, що відхилення автомобіля від заданої траєкторії при русі по нерівній дорозі залежить від характеру долання нерівності колесом, раціонально потенціал активних підвісок спрямувати на поліпшення курсової стійкості автомобіля в зазначених умовах. Тому, дослідження щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі є актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано відповідно до НДР «Поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів та автомобілів з різними енергетичними установками», № держреєстрації 0114U000119 (2016 р.); «Поліпшення експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів з комбінованими енергетичними установками», № держреєстрації 0117U000125 (2017–2019 рр.); «Поліпшення експлуатаційних властивостей метробусів та оцінка придатності дорожнього одягу для їх руху», № держреєстрації 0119U101798 (2019–2020 рр.), що виконувались кафедрою автомобілів НТУ.

Мета дослідження – поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Завдання дослідження. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались наступні завдання:

1. Проведення аналізу факторів, що впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.
2. Розробка розрахункової схеми та математичної моделі руху автомобіля по нерівній дорозі.
3. Проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі та аналізу факторів, що впливають на чисельні значення її параметрів.
4. Розробка алгоритму роботи активної підвіски і проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі.
5. Проведення експериментальних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі.

Об'єкт дослідження: курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Предмет дослідження: вплив робочих процесів активної підвіски автомобіля на його курсову стійкість при русі по нерівній дорозі.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання для визначення показників курсової стійкості легкового автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі; експериментальні дослідження фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками для визначення показників їх курсової стійкості при русі по нерівній дорозі, а також порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами математичного моделювання для підтвердження адекватності математичної моделі та отримання нових наукових відомостей.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні науково-практичного завдання щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Вперше виявлено вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту, які впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Удосконалено залежності моментів сил відносно осей повороту керованих коліс автомобіля, які відрізняються від раніше відомих тим, що враховано поточні значення реакцій нерівної дороги на шини, поточний кут атаки дорожньої нерівності, зміну кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски, що впливають на показники курсової стійкості автомобіля.

Отримала подальший розвиток методика визначення тангенційних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля, що враховує коефіцієнти окружної жорсткості шин, зміну їх радіусів кочення, а також поточні значення коефіцієнтів повздовжнього зчеплення шин з дорогою і нормальніх реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля та їх вплив на показники курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Практичне значення одержаних результатів. Основні результати дисертаційної роботи можуть бути використані для модернізації існуючих та створення нових автомобілів, у тому числі з активною підвіскою.

Розроблено розрахункову схему та математичну модель автомобіля, що дозволяє враховувати при його проектуванні особливості конструкції та робочі процеси в системі його рульового керування і підвісці, а також особливості взаємодії еластичних шин з нерівною опорною поверхнею при визначені показників курсової стійкості автомобіля.

Сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски, критерієм якості якої обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

Розроблено та створено конструкцію виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля, яка базується на технічному рішенні, що захищено патентом на корисну модель №118498.

Результати досліджень прийняті до впровадження Державним підприємством «Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут» (м. Київ), автоцентром «Атлант-М Київ» – офіційного дилера Volkswagen AG в Києві та Київській області (м. Київ) та в навчальному процесі Національного транспортного

університету (м. Київ) при підготовці фахівців за освітньою програмою «Автомобільні транспортні засоби».

Особистий внесок здобувача. Основні положення і результати дисертаційної роботи одержані самостійно. Роботи [3, 8, 9, 11, 12, 19] виконані одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належить: аналіз етапів розвитку конструкції підвіски автомобіля [10], визначення їх пріоритетного напрямку розвитку [1]; створення математичної моделі та проведення розрахунків сил взаємодії колеса з опорною поверхнею при рівномірному прямолінійному русі легкового автомобіля по нерівній дорозі [2, 4, 16]; створення математичної моделі роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі, аналіз результатів розрахунків [5, 14, 18]; розробка розрахункової схеми та математичної моделі для визначення параметрів курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі, запропоновано підхід щодо візуалізації результатів розрахунку [6, 13, 15, 17, 23]; визначення впливу робочих процесів підвіски автомобіля на характер його руху [20, 21]; розробка та створення універсального стенда для визначення параметрів фізичної моделі автомобіля [7, 22]; підготовка до проведення експериментів, обробка їх даних [24, 25, 27]; вибір критеріїв оцінювання курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля [26]; розробка алгоритму роботи активної підвіски [28]; розробка методики аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля [29]; вдосконалення приводу спрацювання пристрою для створення тарованого зусилля [30].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації були представлені та отримали позитивну оцінку на: наукових конференціях Національного транспортного університету (Київ, 2015–2020 рр.) [10, 13, 17, 23, 24, 26]; науково-практичній конференції Військової академії (Одеса, 2015 р.) [12]; науково-практичних конференціях Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (Харків, 2016, 2017, 2019, 2020 р.р.) [14, 18, 25, 29]; науково-практичних конференціях ДУ «Житомирська політехніка» (Житомир, 2016, 2018, 2020 р.р.) [2, 21, 28]; науково-практичній конференції Східноукраїнського НУ ім. В. Даля (Сєвєродонецьк-Одеса, 2017 р.) [16]; науково-практичній конференції НУ «Львівська політехніка» (Львів, 2018 р.) [20]; науково-технічній конференції НУ «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка» (Полтава, 2018 р.) [22]; науково-технічній конференції Луцького НТУ (Луцьк-Світязь, 2018 р.) [7]; міжнародній конференції «Молоді вчені 2018 – від теорії до практики» (Дніпро, 2018 р.) [19]; науково-технічних конференціях Білоруського НТУ (Мінськ, 2015, 2017, 2020 рр.) [11, 15, 27]; міжнародних наукових конференціях Жешувського політехнічного університету ім. Ігнатія Лукасевича (Жешув (Польща), 2017, 2019 р.р.) [8, 9].

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковано в 30 наукових працях, у тому числі: 7 – у наукових фахових виданнях України, 2 – в закордонних виданнях, 20 – у матеріалах науково-практичних конференцій. За результатами досліджень одержано 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена на 214 сторінках машинописного тексту, складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Обсяг основного тексту дисертації складає 123 сторінки друкованого тексту. Робота ілюстрована 41 рисунком та 6 таблицями. Список використаних джерел містить 155 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, встановлено її зв'язок з науковими програмами, сформульовано мету і завдання, визначено об'єкт і предмет дослідження, наукову новизну і практичне значення одержаних результатів.

У **першому** розділі на основі огляду джерел інформації проведено аналіз досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. Визначено поняття терміну «курсова стійкість автомобіля» та критерії її оцінювання при прямолінійному русі. Показано, що у випадку, якщо час руху автомобіля в межах коридору безпеки перевищує 5 с після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Значення курсового кута автомобіля та поперечного відхилення його центру мас через 1,5 с після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля. Визначено пріоритетний шлях поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі, який передбачає керування робочими процесами його активної підвіски.

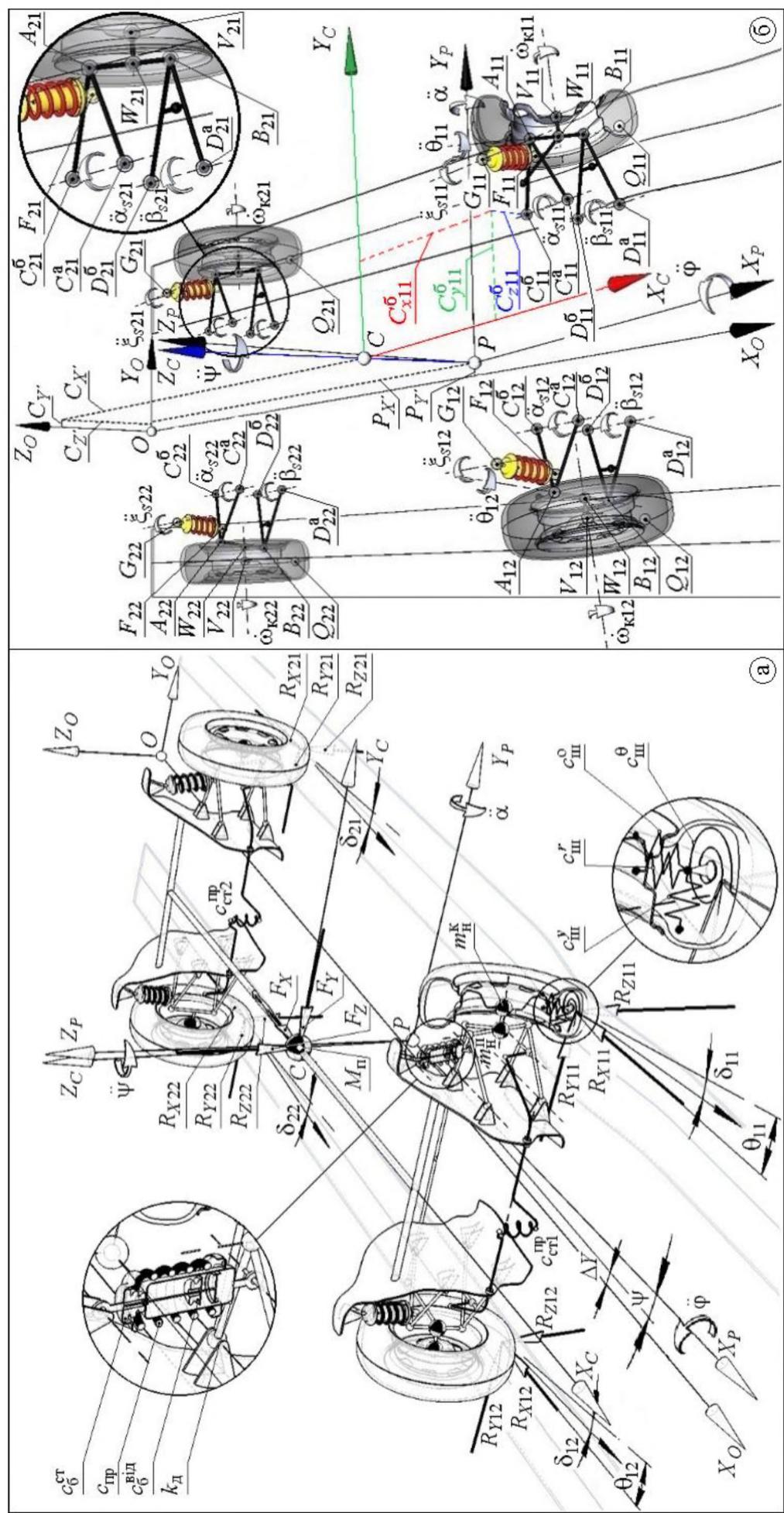
У **другому** розділі розроблено розрахункову схему (рис. 1, а) та математичну модель руху автомобіля по нерівній дорозі. Для визначення координат характерних точок автомобіля (рис. 1, б) (за направляючими косинусами) та моменту їх виходу за межі коридору безпеки введено нерухому $X_OY_OZ_O$ та рухомі системи координат.

Індексація параметрів складається з груп літер та цифр. Рядкові літери свідчать про належність до системи координат $X_CY_CZ_C$; прописні – до $X_PY_PZ_P$; прописні літери зі штрихом – до нерухомої системи координат $X_OY_OZ_O$. При цьому рядкові літери в індексації реакцій дороги свідчать про належність до площин колеса автомобіля. Перша цифра індексу відповідає номеру осі автомобіля, друга – його борту (рис. 1).

Прийнято, що миттєвий полюс кутових коливань кузова автомобіля знаходиться в точці P , деформація його несучої системи та шарнірів підвісок відсутня, опір повітря не враховується.

Для визначення координат полюсу кутових коливань кузова автомобіля (точка P), центрів його підресореної (точка C) та непідресорених (точок V) мас, а також кутової орієнтації його несучої системи, на основі робіт J.R. Ellis, A.A. Хачатурова, В.П. Сахна та інших вчених, складено систему рівнянь динаміки

$$\left\{ \begin{array}{l} M_a \cdot \ddot{P}_X = R_{X11} + R_{X12} + R_{X21} + R_{X22} + M_a \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{P}_Y - M_\pi \cdot h_p \cdot \ddot{\alpha} \\ M_a \cdot \ddot{P}_Y = R_{Y11} + R_{Y12} + R_{Y21} + R_{Y22} - M_a \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{P}_X + M_\pi \cdot h_p \cdot \ddot{\phi} \\ M_\pi \cdot \ddot{C}_Z = F_{\Pi11} + F_{\Pi12} + F_{\Pi21} + F_{\Pi22} - M_\pi \cdot g \\ m_{h1} \cdot \ddot{V}_{Z11} = R_{Z11} - F_{\Pi11} - m_{h1} \cdot g ; \quad m_{h1} \cdot \ddot{V}_{Z12} = R_{Z12} - F_{\Pi12} - m_{h1} \cdot g \\ m_{h2} \cdot \ddot{V}_{Z21} = R_{Z21} - F_{\Pi21} - m_{h2} \cdot g ; \quad m_{h2} \cdot \ddot{V}_{Z22} = R_{Z22} - F_{\Pi22} - m_{h2} \cdot g \\ \left(M_\pi \cdot h_p^2 + J_x \right) \cdot \ddot{\phi} = \frac{B_1}{2} \cdot \left(F_{\Pi11} - F_{\Pi12} \right) + \frac{B_2}{2} \cdot \left(F_{\Pi21} - F_{\Pi22} \right) + \\ + M_\pi \cdot h_p \cdot \left(\ddot{P}_Y + \dot{\psi} \cdot \dot{P}_X \right) + M_\pi \cdot g \cdot h_p \cdot \sin \phi \\ \left(M_\pi \cdot h_p^2 + J_y \right) \cdot \ddot{\alpha} = -a \cdot \left(F_{\Pi11} + F_{\Pi12} - 2 \cdot m_{h1} \cdot g \right) + \\ + b \cdot \left(F_{\Pi21} + F_{\Pi22} - 2 \cdot m_{h2} \cdot g \right) - M_\pi \cdot h_p \cdot \left(\ddot{P}_X - \dot{\psi} \cdot \dot{P}_Y \right) + M_\pi \cdot g \cdot h_p \cdot \sin \alpha \\ J_z \cdot \ddot{\psi} = a \cdot \left(R_{Y11} + R_{Y12} \right) - b \cdot \left(R_{Y21} + R_{Y22} \right) - \frac{B_1}{2} \cdot \left(R_{X11} - R_{X12} \right) - \frac{B_2}{2} \cdot \left(R_{X21} - R_{X22} \right) \end{array} \right. , \quad (1)$$



ΔY – поперечне відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії, м; ψ , α , φ – відповідно курсовий кут автомобіля, його тангенція крену, рад; θ , δ – відповідно кут повороту та відведення колеса автомобіля, рад; β_s , α_s , ξ_s – відповідно кути нахилу верхнього та нижнього важелів підвіски, а також їх пружного та демпферного пристройів, рад; M_{π} , m_{π}^n , m_{π}^k – відповідно підресорена маса автомобіля (в точці C), непідресорена маса елементів його підвіски (в точках V), кг, $c_{\text{пр}}^{\text{ст}}$, $c_{\text{б}}^{\text{ст}}$, $c_{\text{ст}}^{\text{від}}$, $c_{\text{б}}^{\text{пр}}$, $c_{\text{ш}}^r$ – відповідно жорсткість пружного пристрою підвіски, її буферів стискання та відбою, а також приведена до колеса жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, Н/м; $c_{\text{ш}}^r$, $c_{\text{ш}}^y$ – відповідно радіальна і бічна жорсткості шини, Н·м/м; $c_{\text{ш}}^{\Theta}$ – коефіцієнт окружної жорсткості шини, Н·м/рад

Рисунок 1 – Розрахункова схема автомобіля при русі по нерівній дорозі (а) та схема до визначення координат його характерних точок (б)

де M_a , m_h , m_p – відповідно повна, непідресорена та приведена до колеса еквівалентна підресорена маси автомобіля, кг;

R , F_Π – відповідно рівнодіюча реакцій опорної поверхні на колесо автомобіля та приведена до нього сумарна сила, що діє в його підвісці, Н;

$h_p = (C_Z - P_Z)/\cos\varphi \cdot \cos\alpha$ – відстань від центру підресореної маси автомобіля до полюсу її кутових коливань, м;

B , a , b – відповідно колія коліс, відстані від центру підресорених мас автомобіля до його передньої і задньої осей, м.

Вертикальні координати характерних точок автомобіля в нерухомій системі координат $X_OY_OZ_O$ співпадають з їх координатами в системі $X_PY_PZ_P$ (тобто: $C_Z = C_{Z'}$; $V_Z = V_{Z'}$). Проекції швидкості точки P на осі нерухомої системи координат $X_OY_OZ_O$, а також повздовжня та поперечна координати точки C , відповідно записано

$$\dot{P}_{X'} = \dot{P}_X \cdot \cos\psi - \dot{P}_Y \cdot \sin\psi; \quad \dot{P}_{Y'} = \dot{P}_X \cdot \sin\psi + \dot{P}_Y \cdot \cos\psi; \quad (2)$$

$$C_{X'} = P_{X'} + h_p \cdot \sin\alpha; \quad C_{Y'} = P_{Y'} - h_p \cdot \cos\alpha \cdot \sin\varphi. \quad (3)$$

Складові рівнодіючої реакції дороги на колесо, що входять в (1) записано як

$$R_X = R_x \cdot \cos\theta - R_y \cdot \sin\theta; \quad R_Y = R_y \cdot \cos\theta + R_x \cdot \sin\theta; \quad R_Z = R_z. \quad (4)$$

Дорожня нерівність характеризується висотою h_q , довжиною l_q та кутом атаки β в центрі контакту з шиною (точка Q) (рис. 2). Замінивши взаємодію елементів конструкції ходової частини автомобіля силами взаємозв'язку, складено рівняння обертального руху колеса автомобіля

$$J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_k - R_n \cdot a_{\text{ш}} - R_t \cdot r_d, \quad (5)$$

де J_k – момент інерції колеса відносно осі його обертання, kg/m^2 ;

ω_k – кутова швидкість обертання колеса автомобіля, $\text{рад}/\text{s}$;

M_k – крутний момент на колесі, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

$a_{\text{ш}}$, r_d – відповідно знос нормальної реакції R_n на колесо автомобіля та його динамічний радіус, м;

R_t – тангенційна реакція дороги на колесо, Н.

Нормальну реакцію дороги на колесо автомобіля, координати центру контакту та кут атаки нерівності записані як

$$R_n = c_{\text{ш}}^r \cdot (r - r_d) + k_{\text{ш}} \cdot \dot{r}_d; \quad Q_{X'} = V_{X'} + r_d \cdot \sin\beta; \quad (6)$$

$$Q_{Z'} = \begin{cases} \frac{h_q}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{2 \cdot \pi}{l_q} \cdot Q_{X'} \right) & , \text{якщо } l_q^{start} \leq Q_{X'} < l_q^{start} + l_q; \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (7)$$

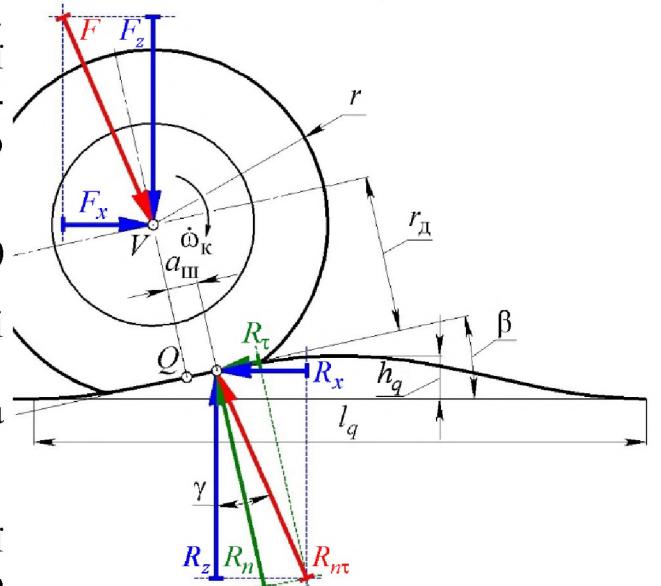


Рисунок 2 – Схема сил, що діють на колесо автомобіля при його коченні по нерівності гармонічного профілю

$$\beta = \begin{cases} \arctan\left(\frac{\pi \cdot h_q}{l_q} \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi}{l_q} \cdot Q_{X'}\right) & , \text{якщо } l_q^{start} \leq Q_{X'} < l_q^{start} + l_q, \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (8)$$

де $k_{ш}$ – коефіцієнтом демпфування шини, Н·с/м;

l_q^{start} – повздовжня координата початку нерівності, м.

Динамічний радіус колеса автомобіля визначено як відстань між точками V і Q , але не може бути більшим за вільний радіус r .

З одного боку, радіус кочення колеса залежить від кінематичних ($r_k = v_k / \omega_k$) параметрів руху. Кутова швидкість обертання колеса ω_k визначається з рівняння (5), а його поступальна швидкість v_k – геометричною сумою проекцій швидкості його центру $v_k = \sqrt{\dot{V}_{X'}^2 + \dot{V}_{Y'}^2 + \dot{V}_{Z'}^2}$. З іншого боку, А.С. Литвинов рекомендує зміну радіуса кочення поєднувати з величиною та напрямком тангенційної реакції дороги. Тоді на основі зазначеного та відомостей з робіт В.П. Тарасика і В.П. Сахна запишемо

$$r_k = r_k^0 - \frac{R_\tau \cdot r_d}{c_{ш}^0}, \quad (9)$$

де $r_k^0 = (3 \cdot r \cdot r_d) / (r + 2 \cdot r_d)$ – радіус кочення вільного колеса, м.

Тоді, тангенційну реакцію опорної поверхні на колесо автомобіля з рівняння (9) і з урахуванням його відриву від опорної поверхні та проковзуванням запишемо

$$R_\tau = \begin{cases} c_{ш}^0 \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_d} & , \text{якщо } \left| \frac{c_{ш}^0 \cdot r_k^0 - r_k}{r_d} \right| \leq |\varphi_x| \cdot R_n, \\ \varphi_x \cdot R_n & , \text{якщо } \left| \frac{c_{ш}^0 \cdot r_k^0 - r_k}{r_d} \right| > |\varphi_x| \cdot R_n \end{cases}, \quad (10)$$

де φ_x – коефіцієнт повздовжнього зчеплення шини з дорогою.

Рівнодіюча реакції дороги на колесо автомобіля, що діє в площині його обертання R_{nt} , її повздовжня R_x і вертикальна R_z складові відповідно записані

$$R_{nt} = \sqrt{R_n^2 + R_\tau^2}; \quad R_x = R_{nt} \cdot \sin \gamma; \quad R_z = R_{nt} \cdot \cos \gamma, \quad (11)$$

де $\gamma = \beta + \arccos(R_n / R_{nt})$ – кут між вертикальлю та рівнодіючою R_{nt} (рис. 2), рад.

Бічна реакція R_y дороги на колесо автомобіля визначена на основі нелінійної теорії відведення Д.О. Антонова.

Моменти сил, що діють відносно осей повороту керованих коліс автомобіля визначені на основі рівнянь, наведених в роботах А.П. Солтуса, які доповнені врахуванням поточних значень реакцій нерівної дороги на шини, кута атаки дорожньої нерівності, зміни кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски (впливають на кути поперечного δ_s та повздовжнього ε_s нахилу осей повороту керованих коліс). Крім того, для зручності врахування геометричних параметрів дорожньої нерівності в рівняннях використовуються реакції опорної поверхні, що діють в площині її контакту з шиною та перпендикулярно їйому. Так, момент від дії нормальних реакцій опорної поверхні M_n на керовані колеса автомобіля, записано як

$$\begin{aligned}
M_n = & -R_{n11} \cdot [l_{\text{п}} - r_{d11} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_{s11}^{\theta} - \varphi)] \cdot [\cos(\delta_{s11} + \gamma_{s11}) \cdot \sin(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \sin \theta_{11} + \\
& + \cos(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11} + \gamma_{s11}) \cdot \sin(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11}) \cdot \cos \theta_{11}] - \\
& - R_{n12} \cdot [l_{\text{п}} - r_{d12} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_{s12}^{\theta} + \varphi)] \cdot [\cos(\delta_{s12} + \gamma_{s12}) \cdot \sin(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \sin \theta_{12} - \\
& - \cos(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12} + \gamma_{s12}) \cdot \sin(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12}) \cdot \cos \theta_{12}], \tag{12}
\end{aligned}$$

де $l_{\text{п}}$ – довжина поворотної цапфи, м;

γ_s^{θ} – поточний кут розвалу керованого колеса при його повороті навколо осі, що має комбінований нахил, рад.

Моменти від дії тангенційних M_{τ} та бічних M_y реакцій опорної поверхні дороги на колеса автомобіля визначається подібно до рівняння (12).

Виявлено вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту. Це пояснюється тим, що вертикальна складова сили інерції керованого колеса (внаслідок вертикального прискорення \ddot{V}_Z його маси m_h^k) діє на плечі відносно осі його повороту (рис. 1, а). Тоді, момент від дії вертикальних сил інерції на керовані колеса автомобіля запишемо

$$\begin{aligned}
M_B = & \ddot{V}_{Z11} \cdot m_{h11}^k \cdot [l_{\text{п}} \cdot \cos(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \sin(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \sin \theta_{11}] + \theta_{11} \cdot [l_{\text{п}} \cdot \cos(\varepsilon_{s11} - \alpha) \times \\
& \times \sin(\varepsilon_{s11} - \alpha) \cdot \cos \theta_{11}] + \ddot{V}_{Z12} \cdot m_{h12}^k \cdot [l_{\text{п}} \cdot \cos(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \sin(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \sin \theta_{12}] - \\
& - \theta_{12} \cdot [l_{\text{п}} \cdot \cos(\varepsilon_{s12} - \alpha) \cdot \sin(\varepsilon_{s12} - \alpha) \cdot \cos \theta_{12}]. \tag{13}
\end{aligned}$$

При визначенні стабілізуючого моменту шин M_{ct} та моменту опору їх повороту під час кочення M_{ω} , враховано зміну нормальній реакції дороги R_n . Так, момент опору повороту шин під час їх кочення M_{ω} записано як

$$\begin{aligned}
M_{\omega} = & - \left[k_{\text{ш}}^{\theta} \cdot R_{n11} \cdot \frac{[l_{k11} + 2 \cdot r_{d11} \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11})] \cdot \dot{\theta}}{2 \cdot v_{k11}} + \right. \\
& \left. + k_{\text{ш}}^{\theta} \cdot R_{n12} \cdot \frac{[l_{k12} + 2 \cdot r_{d12} \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12})] \cdot \dot{\theta}}{2 \cdot v_{k12}} \right], \tag{14}
\end{aligned}$$

де $k_{\text{ш}}^{\theta} = c_{\text{ш}}^{\theta} / R_n$ – коефіцієнт впливу нормальної реакції дороги R_n на кутову жорсткість шини $c_{\text{ш}}^{\theta}$, м/рад;

l_k – довжина контакту шини з дорогою, м.

Також враховано гіроскопічний момент M_{rip} та момент сил сухого тертя M_{τ} , що діє в рульовому керуванні. При цьому поворот керованих коліс відбувається у випадку, якщо сума моментів сил $M_{\Sigma} = M_{\tau} + M_y + M_n + M_{ct} + M_{\omega} + M_{rip} + M_B$ перевищує по модулю момент сил сухого тертя M_{τ} . Останній змінюється від нуля до граничного значення M_{τ}^{\max} і направлений проти кутової швидкості повороту коліс

$$M_{\tau} = \begin{cases} -M_{\Sigma} & , \text{ якщо } \dot{\theta} = 0 \wedge |M_{\Sigma}| \leq M_{\tau}^{\max} \\ -\operatorname{sign} \dot{\theta} \cdot M_{\tau}^{\max} & - \text{ в інших випадках} \end{cases}. \tag{15}$$

З урахуванням інерційного моменту ($M_j = J_{\theta}^{\text{пр}} \cdot \ddot{\theta}$), а також моменту сил в'язкого тертя M_d , загальне рівняння моментів сил, що діють в рульовому керуванні автомобіля, записано у вигляді:

$$J_{\theta}^{\text{пр}} \cdot \ddot{\theta} = M_{\tau} + M_y + M_n + M_{\text{ст}} + M_{\omega} + M_{\text{ріп}} + M_{\text{в}} + M_{\text{т}} + M_{\text{д}}, \quad (16)$$

де $J_{\theta}^{\text{пр}}$ – момент інерції приведений до осей повороту керованих коліс, $\text{кг}/\text{м}^2$.

Кути повороту керованих коліс автомобіля, які у тому числі входять в (4), визначаються з рівняння (16) з урахуванням роботи рульової трапеції.

В описі роботи підвіски враховано поточне положення її пружних і демпферних пристрій, а також зміну геометричних параметрів напрямного пристрою (рис. 3).

Для цього при визначенні приведених до колеса сил пружного $F_{\text{пр}}$ та демпферного $F_{\text{д}}$ пристрій підвіски, а також буферів обмеження їх ходу стискання $F_6^{\text{ст}}$ та відбою $F_6^{\text{від}}$, враховано поточні значення передаточних функцій напрямного пристрою підвіски по силі i_y та переміщенню i_x . Відповідно записано

$$F_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{пр}}}{i_y} \cdot \left(\frac{f + \Delta f^{st}}{i_x} \right); \quad (17)$$

$$F_{\text{д}} = \begin{cases} \frac{k_{\text{д}}^{\text{ст}}}{i_x^2} \cdot \dot{f}, & \text{якщо } \dot{f} > 0 \\ \frac{k_{\text{д}}^{\text{від}}}{i_x^2} \cdot \dot{f}, & \text{якщо } \dot{f} < 0 \end{cases}; \quad (18)$$

$$F_6^{\text{ст}} = \begin{cases} \frac{c_6^{\text{ст}}}{i_y} \cdot \left(\frac{f - f_6^{\text{ст}}}{i_x} \right), & \text{якщо } f > f_6^{\text{ст}} \\ 0, & \text{якщо } f < f_6^{\text{ст}} \end{cases}; \quad F_6^{\text{від}} = \begin{cases} \frac{c_6^{\text{від}}}{i_y} \cdot \left(\frac{f + f_6^{\text{від}}}{i_x} \right), & \text{якщо } f < -f_6^{\text{від}} \\ 0, & \text{якщо } f > -f_6^{\text{від}} \end{cases}, \quad (19)$$

де $f = (G_{Z'}^{\text{пр},st} - V_{Z'}^{st}) - (G_Z^{\text{пр}} - V_Z) / (\cos\varphi \cdot \cos\alpha)$ – поточне значення ходу підвіски (відлік від статичного положення, з верхнім індексом « st ») (рис. 3), м;

$\Delta f^{st} = G_{Z'}^{\text{пр}0} - G_{Z'}^{\text{пр},st} = m_{\text{п}} \cdot g \cdot i_y \cdot i_x / c_{\text{пр}}$ – зміна ходу підвіски (при зафікованому вертикальному положенні центру її колеса) від вільного стану (без навантаження, з верхнім індексом « 0 ») до стану під статичним навантаженням, м;

$k_{\text{д}}^{\text{ст}}, k_{\text{д}}^{\text{від}}$ – коефіцієнти опору амортизатора на ході стискання та відбою, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$;
 $f_6^{\text{ст}}, f_6^{\text{від}}$ – хід підвіски до включення в роботу буфера стискання та відбою, м.

Визначено сили від деформації стабілізатора поперечної стійкості $F_{\text{ст}}$ приведені до лівого ($F_{\text{ст},1} = c_{\text{ст},1}^{\text{пр}} \cdot (f_{i1} - f_{i2})$) та правого ($F_{\text{ст},2} = c_{\text{ст},2}^{\text{пр}} \cdot (f_{i2} - f_{i1})$) коліс. Силу тертя $F_{\text{т}}$, що діє в шарнірах підвіски, визначено за рівнянням подібним до (15).

Приведену до колеса автомобіля сумарну силу його підвіски в системі координат $X_C Y_C Z_C$ та $X_P Y_P Z_P$, що входить в (1), відповідно записано

$$F_{\text{п}} = F_{\text{пр}} + F_6^{\text{ст}} + F_6^{\text{від}} + F_{\text{д}} + F_{\text{ст}} + F_{\text{т}}; \quad (20)$$

$$F_{\text{П}} = F_{\text{п}} \cdot \cos\alpha \cdot \cos\varphi. \quad (21)$$

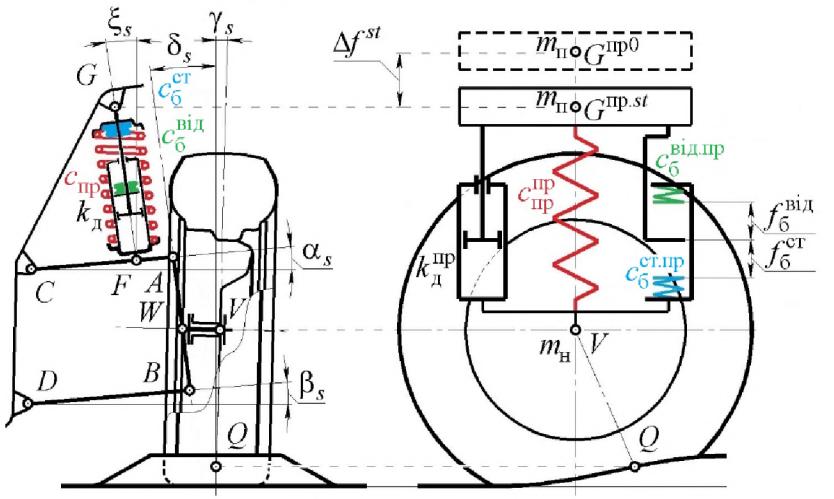


Рисунок 3 – Сема до визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі

Сукупність диференційних та алгебраїчних рівнянь, що використовуються при математичному моделюванні, являє собою систему, для вирішення якої задаються початкові дані, зокрема параметри руху автомобіля до наїзду на дорожню нерівність.

За отриманою математичною моделлю проведено теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля категорії М1 при русі по дорозі, яка на шляху коліс його лівого борта має нерівність гармонічного профілю (висота нерівності – 0,07 м, довжина – 1 м). На початку моделювання автомобіль рухається рівномірно прямолінійно на швидкості 13,9 м/с (50 км/год) вздовж коридору безпеки ширину $B_k=1,9$ м, займаючи в поперечному перетині останнього центральне положення.

Встановлено, що менш ніж за 5 с (через 1,123 с) після початку дії збурення автомобіль вийшов за межі коридору безпеки, що підтверджує втрату його стійкості. Крім того, через 1,5 с після наїзду на дорожню нерівність, поперечне відхилення центру мас автомобіля становить 0,314 м, а його курсовий кут – 1,250 град. Основна причина втрати курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі пов'язана з відхиленням його керованих коліс від заданого положення. Так, середній кут повороту керованих коліс під час долання дорожньої нерівності досягав значення 0,474 град, а після її долання стабілізувався на значенні 0,059 град. Зміна кутів повороту керованих коліс в зазначених умовах, в першу чергу, відбувається під дією моментів від нормальних і тангенційних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля, а також моментів від дії вертикальних сил інерції на них.

У третьому розділі у відповідності з отриманими теоретичними відомостями сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски, критерієм якості якої обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

Бажані значення нормальної і тангенційної реакцій дороги на ліве кероване колесо в характерних точках долання дорожньої нерівності визначаються з рівнянь моментів від дії нормальних M_n (12) і тангенційних M_t реакцій опорної поверхні, а також моментів від дії вертикальних сил інерції (13) M_b на керовані колеса автомобіля. При цьому для колеса, що доляє дорожню нерівність, враховується її поточний кут атаки та відповідний (нормальній реакції) динамічний радіус колеса, а значення інших параметрів прирівнюються до статичних (праве кероване колесо рухається по рівній опорній поверхні). Далі визначаються координати центру лівого керованого колеса в характерних точках долання дорожньої нерівності та момент часу їх долання (з урахуванням швидкості руху автомобіля v_a).

Варто відзначити, що до моменту включення в роботу активної підвіски автомобіля, його система підресорювання була врівноважена. Тому, для реалізації активного ходу відбою підвіски f_A^Π до наїзду на дорожнє збурення, активна енергія відбою E_A^Π має бути рівною сумі потенційної енергії від зміни положення приведеної до колеса автомобіля підресореної маси $E_{m_n}^\Pi$, її кінетичної енергії E_k^Π , енергії опору демпферного пристрою (амортизатора) на ході відбою E_d^Π і тертя в шарнірах підвіски E_t^Π , а також зміни потенційної енергії від деформацій пружного пристрою підвіски $E_{\text{пр}}^\Pi$, що виникають в наслідок реалізації зазначеного ходу. Тоді, активна енергія відбою підвіски на підготовчому етапі записана

$$E_A^\Pi = E_{m_n}^\Pi + E_k^\Pi + E_d^\Pi + E_t^\Pi + E_{\text{пр}}^\Pi. \quad (22)$$

З іншого боку, приведену до колеса автомобіля зазначену енергію E_A^Π з урахуванням параметрів активного механізму та значення активного ходу відбою на підготовчому етапі f_A^Π записано

$$E_A^\Pi = \frac{\frac{c_A^\Pi}{i_{A,y}^\Pi} \cdot (\Delta L_{A,start}^\Pi) + \frac{c_A^\Pi}{i_{A,y}^\Pi} \cdot \left(\Delta L_{A,start}^\Pi + \frac{f_A^\Pi}{i_{A,x}^\Pi} \right)}{2} \cdot f_A^\Pi, \quad (23)$$

де c_A^Π – жорсткість активної пружини ходу відбою підвіски, Н/м;

$i_{A,y}^\Pi$ – передаточна функція активного механізму відбою підвіски;

$\Delta L_{A,start}^\Pi$ – початкова деформація активної пружини ходу відбою підвіски, м;

$i_{A,x}^\Pi$ – передаточна функція активного механізму відбою підвіски.

Приведену до колеса автомобіля активну силу ходу відбою на підготовчому етапі записано

$$F_A^\Pi = \begin{cases} \frac{c_A^\Pi}{i_{A,y}^\Pi} \cdot \left(\Delta L_{A,start}^\Pi - \frac{f}{i_{A,x}^\Pi} \right) & , \text{ якщо } t_{A,start}^\Pi < t < t_{A,end}^\Pi, \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases}, \quad (24)$$

де $t_{A,start}^\Pi = t_{11}^a - t_{\text{поз}}$ – час від початку реалізації активного ходу відбою підвіски на підготовчому етапі f_A^Π до моменту наїзду на початок дорожньої нерівності t_{11}^a ($t_{\text{поз}}$ – час від моменту розпізнавання дорожньої нерівності до моменту наїзду колесом автомобіля на її початок, с), с;

$t_{A,end}^\Pi = t_{11}^a + S_{A,end}^\Pi / v_a$ – момент відключення активного механізму ходу відбою підвіски на підготовчому етапі ($S_{A,end}^\Pi$ – пройдений шлях після долання кінця нерівності, при якому відбувається відключення зазначеного механізму), с.

Подібним чином визначаються параметри роботи підвіски лівого керованого колеса автомобіля на активному ході стискання та відбою.

За розробленою математичною моделлю проведено теоретичні дослідження курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. Встановлено, що протягом 5 с після початку дії збурення, автомобіль з активною підвіскою за межі коридору безпеки не вийшов, що підтверджує його курсову стійкість. Через 1,5 с після наїзду на дорожню нерівність поперечне відхилення центру мас автомобіля зменшено до 0,025 м, а його курсовий кут – до 0,103 град (рис. 4). Результат досягнуто зменшенням відхилення керованих коліс автомобіля з активною підвіскою від заданого положення. Так, після наїзду на початок дорожньої нерівності (вертикаль « n_1^Π ») спостерігається короткочасний (в порівнянні з поворотом коліс автомобіля з пасивною підвіскою) поворот коліс вліво на 0,056 град. При цьому в районі кінця нерівності (вертикаль « n_1^K ») відбувається стабілізація керованих коліс в області нульових значень (0,003 град) (рис. 4).

Зазначене пояснюється зміною характеру моментів від дії нормальних M_n і тангенційних M_τ реакцій опорної поверхні, а також моментів від дії вертикальних сил інерції M_b на керовані колеса автомобіля (рис. 5).

Для зручності аналізу отриманих результатів на рис. 4 та рис. 5 пунктиром позначено криві, що характеризують рух автомобіля з пасивною підвіскою.

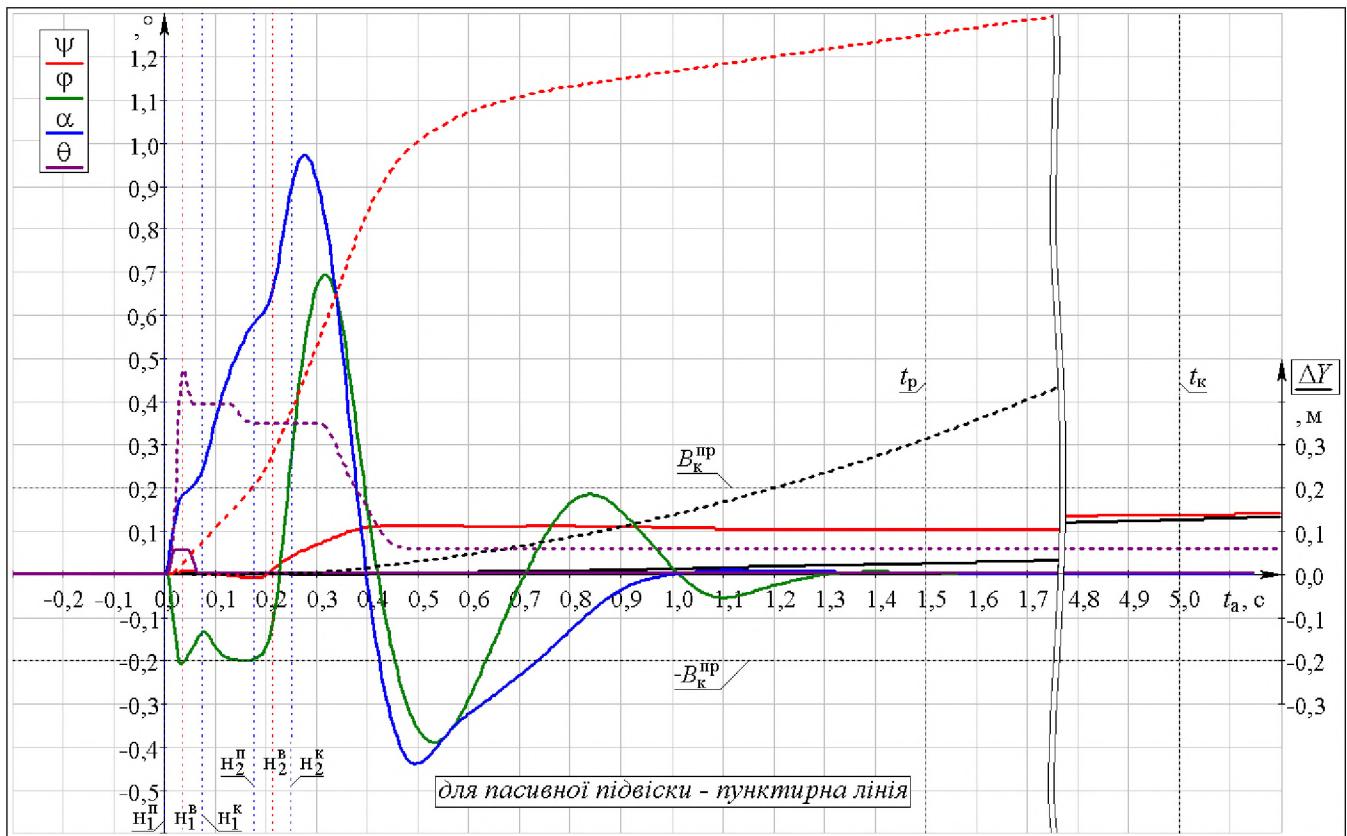


Рисунок 4 – Залежності зміни поперечного відхилення центру мас автомобіля з активною підвіскою від заданої траекторії ΔY , його курсового кута ψ , кутів крену ϕ і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ , від пройденого часу руху t_a

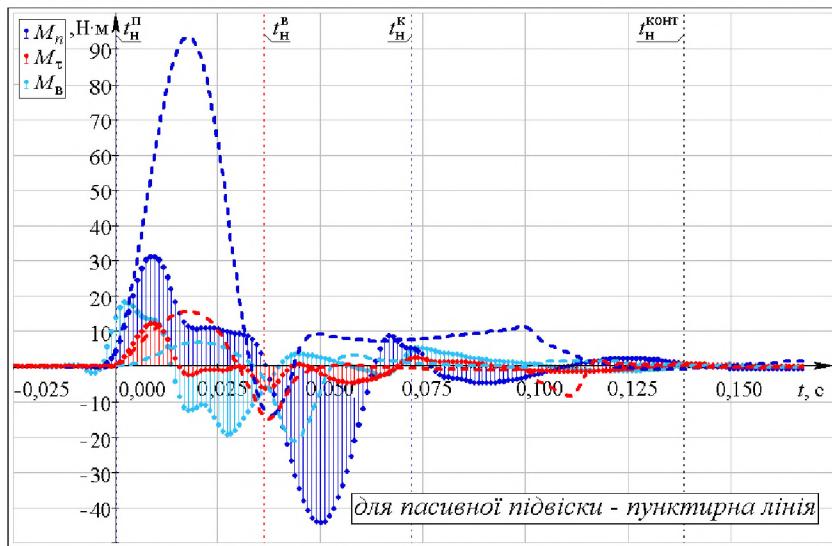


Рисунок 5 – Залежності зміни моментів від дії тангенційних M_t та нормальних M_n реакцій опорної поверхні, а також вертикальних сил інерцій M_B на керовані колеса автомобіля з активною підвіскою від часу t

У четвертому розділі для підтвердження адекватності математичної моделі та обґрутування результатів теоретичних досліджень проведено експериментальне дослідження курсової стійкості руху автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. Об'єктом експериментальних досліджень обрано фізичну модель автомобіля, для якої розроблено конструкцію виконавчого пристроя активної підвіски (рис. 6), що захищено патентом на корисну модель.



Рисунок 6 – Механізм активної підвіски фізичної моделі автомобіля

Модель була оснащена необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою. Експериментальні дослідження моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі проведено на спеціально створеній трасі (рис. 7).

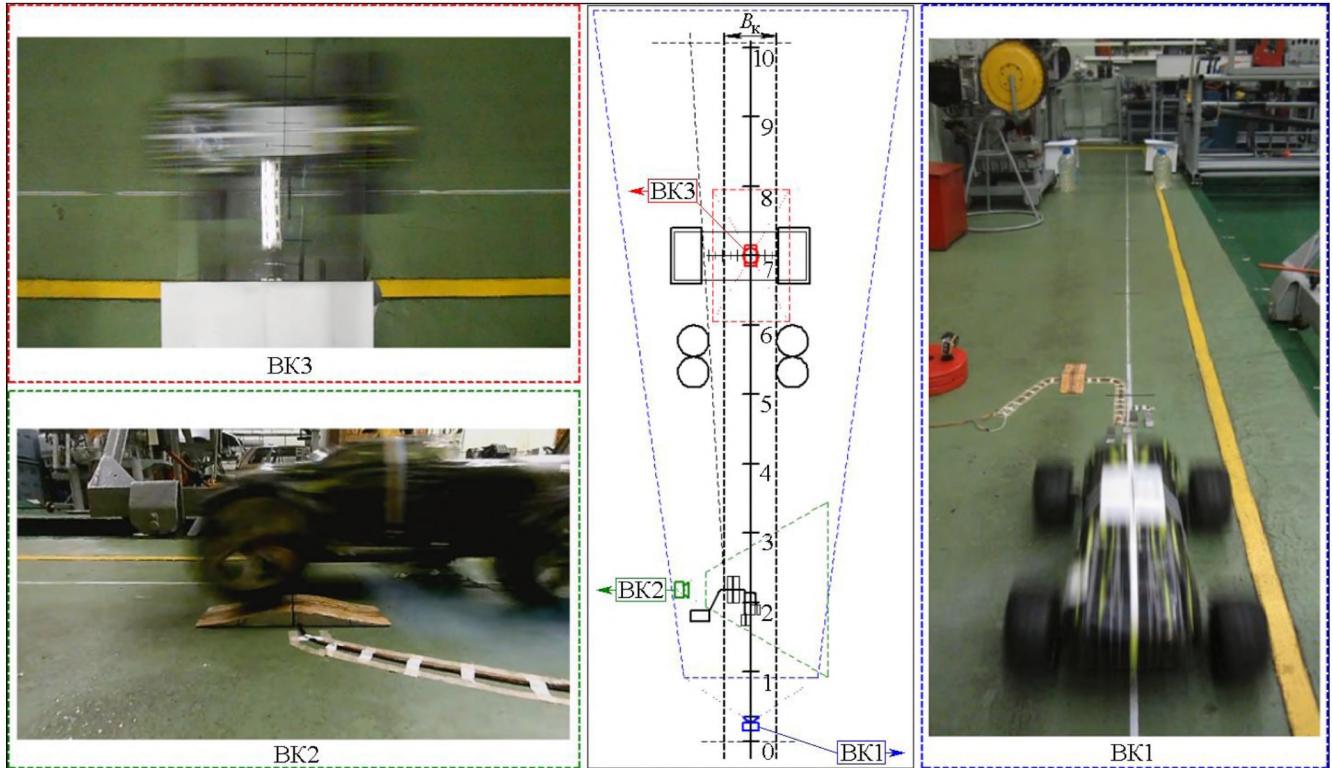


Рисунок 7 – Структура траси для дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля та її положення в характерних точках руху

Розроблено методику порівняння результатів експериментальних і теоретичних досліджень, яка дозволила виявити вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту (13).

За результатами експериментів (з індексом «е») встановлено, що середнє арифметичне поперечне відхилення фізичної моделі автомобіля (за отриманими з відеокамери ВК3) (рис. 7) з пасивною підвіскою становить 123 мм, з активною – 45 мм, а за теоретичними (з індексом «т») відповідно – 111 мм і 49 мм (рис. 8).

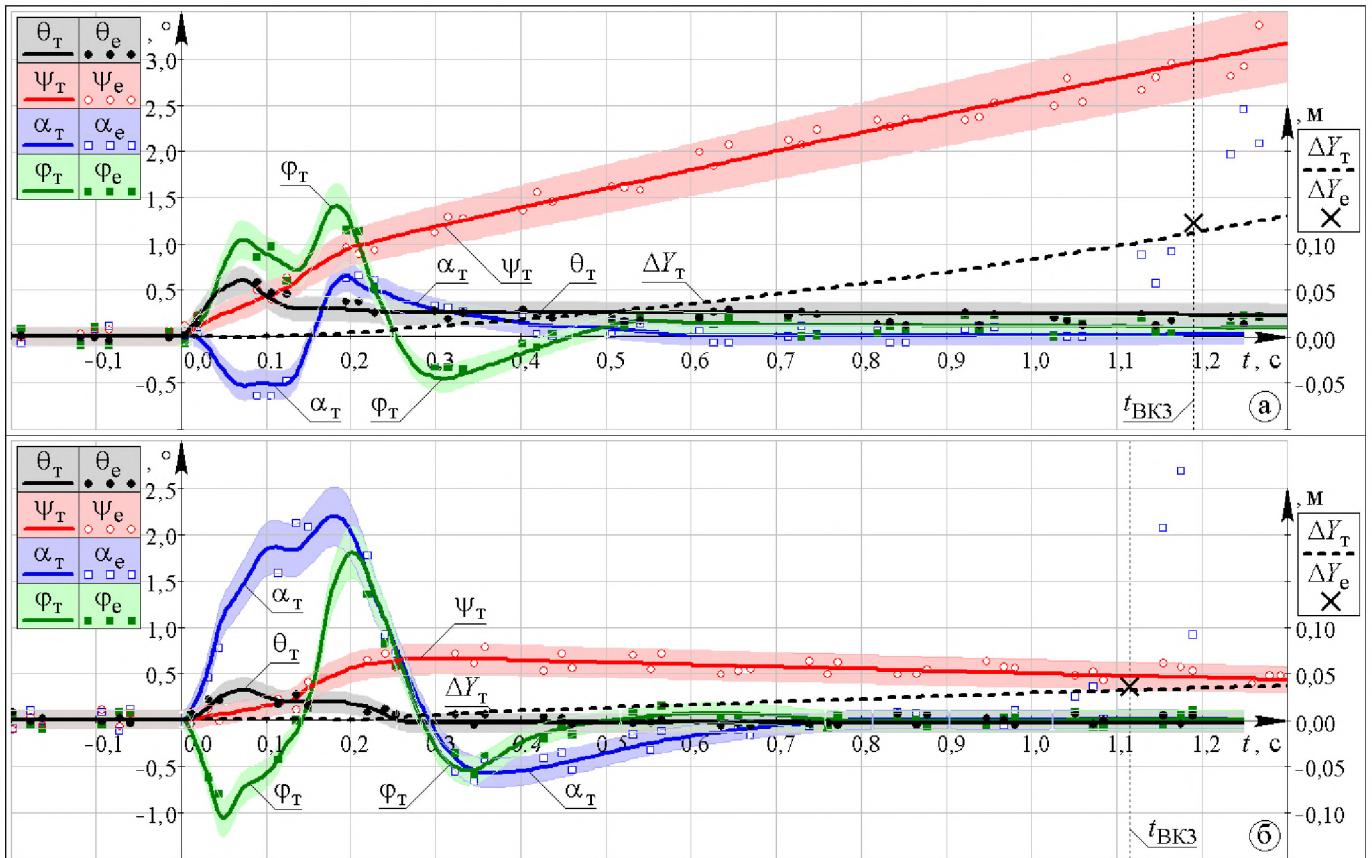


Рисунок 8 – Залежності зміни поперечного відхилення центру мас ΔY , курсового кута ψ , кутів крену φ і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ фізичної моделі автомобіля з пасивною (а) та активною (б) підвісками, від часу t

Відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями для пасивної підвіски становить 9,8 %; для активної – 8,9 %. Це підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень, а також ефективність розробленого алгоритму роботи активної підвіски.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичне завдання щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски. Основні результати дисертаційних досліджень сформовані у виді висновків.

1. На основі літературного огляду встановлено, що у випадку, якщо час руху автомобіля в межах коридору безпеки перевищує 5 с після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Значення курсового кута автомобіля та поперечного відхилення його центру мас через 1,5 с після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля.

2. Розроблено математичну модель руху автомобіля, що дозволяє врахувати особливості конструкції та робочі процеси в системі його рульового керування і

підвісці, а також особливості взаємодії шин з нерівною дорогою при визначені показників курсової стійкості. У рівняннях моментів сил відносно осей повороту керованих коліс враховано поточні значення реакцій нерівної дороги на шини, поточний кут атаки дорожньої нерівності, зміну кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски. При визначені тангенційних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля враховано коефіцієнти окружної жорсткості їх шин, зміну радіусів їх кочення, а також поточні значення коефіцієнтів зчеплення та нормальних реакцій дороги.

3. Проведено теоретичні дослідження курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. Встановлено, що менш ніж за 5 с (через 1,123 с) після початку дії збурення автомобіль з пасивною підвіскою вийшов за межі коридору безпеки, що підтверджує втрату його стійкості. Через 1,5 с поперечне відхилення його центру мас становить 0,314 м, а курсовий кут – 1,250 град. Основна причина втрати курсової стійкості – відхилення керованих коліс від заданого положення.

4. Розроблено алгоритм роботи активної підвіски, критерієм якості якої обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення. Встановлено, що протягом 5 с після початку дії збурення автомобіль з активною підвіскою за межі коридору безпеки не вийшов, що підтверджує його курсову стійкість. Через 1,5 с поперечне відхилення його центру мас становить 0,025 м, а курсовий кут – 0,103 град.

5. Проведено експериментальні дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. Виявлено вплив вертикальних коливань керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту. Встановлено, що середнє арифметичне поперечне відхилення фізичної моделі автомобіля з пасивною підвіскою становить 123 мм, з активною – 45 мм. Відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями не перевищує 10 %, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень.

6. Розроблено та створено конструкцію виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля, яка базується на технічному рішенні, що захищено патентом на корисну модель №118498.

7. Результати досліджень прийняті до впровадження Державним підприємством «ДержавтотрансНДІпроект» (м. Київ), автоцентром «Атлант-М Київ» – офіційного дилера Volkswagen AG в Києві та Київській області (м. Київ) та в навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) при підготовці фахівців за освітньою програмою «Автомобільні транспортні засоби».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Поляков В. М., Мурований І. С., Разбойніков О. О. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2015. №1(3). С. 128–135.

2. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення сил взаємодії колеса легкового автомобіля під час руху нерівною дорогою. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. 2016. №2(77). С. 215–223.

3. Разбойніков О. О. Системний аналіз взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. Управління проектами, системний аналіз і логістика. Серія «Технічні науки». 2016. Вип. 17. Ч. 1. С. 80–88.

4. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2017. Вип. 1(37). С. 329–338.

5. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2017. Вип. 3(39). С. 117–126.

6. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Теоретичне дослідження руху автомобіля по нерівній дорозі. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2018. Вип. 1(40). С. 252–261.

7. Поляков В. М., Горпинюк А. В., Разбойніков О. О. Експериментальне визначення параметрів еластичних коліс фізичної моделі автомобіля. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2018. №1(10). С. 79–84.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

8. Разбойніков О. О. Вплив швидкості автомобіля на зміну сил, що діють в ходовій частині при русі по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport*. 2017. №10. Р. 87–94.

9. Разбойніков О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху на моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport*. 2019. №16. Р. 43–50.

Публікації аprobаційного характеру

10. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф.* Київ : НТУ, 2015. С. 55.

11. Разбойников А. А. Исследование развития конструкций подвесок автомобилей. *Наука – образование, производству, экономике : материалы 13-й Междунар. науч.-техн. конф.* Минск : БНТУ, 2015. С. 29.

12. Разбойніков О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів : зб. тез доп. наук.-практ. конф.* Одеса : Військова академія, 2015. С. 263–267.

13. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математична модель руху автомобіля по нерівностям дороги. *LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф.* Київ : НТУ, 2016. С. 49.

14. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців : наукові праці Міжнар. наук.-практ. та наук.-методич. конф.* Харків : ХНАДУ, 2016. С. 45–46.

15. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбойников А. А. Математическая модель движения легкового автомобиля по неровной дороге. *Наука – образованню, производству, экономике* : материалы 15-й Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2017. С. 16.
16. Поляков В. М., Філіпова Г. А., Разбойников О. О. Дослідження взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Проблеми розвитку транспорту і логістики* : зб. наук. праць VII Міжнар. наук.-практ. конф. Сєверодонецьк-Одеса : вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. С. 188–189.
17. Поляков В. М., Разбойников О. О. Математична модель курсової стійкості руху легкового автомобіля по нерівній дорозі. *LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2017. С. 63.
18. Поляков В. М., Разбойников О. О. Врахування особливостей роботи підвіски автомобіля при дослідженні його руху по нерівній дорозі. *Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2017. С. 37.
19. Разбойников О. О. Вплив автоколивань керованих коліс автомобіля на його курсову стійкість руху по нерівній дорозі. *Молоді вчені 2018 – від теорії до практики* : матеріали IX Міжнар. конф. молодих вчених. Дніпро : Дніпро-Варна, 2018. С. 62–65.
20. Поляков В. М., Шарай С. М., Разбойников О. О. Вплив роботи стабілізатора поперечної стійкості на безпеку руху автомобіля по нерівній дорозі. *Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні* : тези доп. III-ї Всеукр. наук.-практ. конф. Львів : вид-во Львівської політехніки, 2018. С. 72–74.
21. Поляков В. М., Разбойников О. О. Поліпшення екологічної безпеки автомобіля шляхом використання активної підвіски при русі по нерівній дорозі. *Сучасні проблеми екології* : тези XIV Всеукр. наук. on-line конф. студентів, магістрів та аспірантів з міжнародною участю. Житомир : ЖДТУ, 2018. С. 11.
22. Поляков В. М., Разбойников О. О., Горпинюк А. В. До експериментального визначення параметрів еластичного колеса моделі автомобіля. *Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки* : матеріали II Всеукр. наук.-техн. конф. Полтава : ПолтНТУ, 2018. С. 38–39.
23. Поляков В. М., Разбойников О. О. Математичне моделювання руху автомобілів з пасивними та активними підвісками по нерівній дорозі. *LXXIV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2018. С. 59.
24. Поляков В. М., Разбойников О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху фізичної моделі автомобіля з пасивною і активною підвісками коліс по нерівній дорозі. *LXXV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2019. С. 58.
25. Поляков В. М., Разбойников О. О. Дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. *Сучасні*

технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2019. С. 39–42.

26. Поляков В. М., Разбайніков О. О. До вибору критеріїв курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля. *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2020. С. 56.

27. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбайніков А. А., Гирман Д. К. Исследование курсовой устойчивости физической модели автомобиля с пассивной и активной подвесками при движении по неровной дороге. *Автомобиле- и тракторостроение* : материалы Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2020. С. 63.

28. Поляков В. М., Разбайніков О. О. До розробки алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту* : наук. пр. XIII міжн. наук.-практ. конф. Житомир : Житомирська політехніка, 2020. С. 56.

29. Поляков В. М., Разбайніков О. О. Методика аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля. *Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2020. С. 355–356.

Патент на корисну модель

30. Патент України на корисну модель № 118498. Україна, МПК F16FD 13/00 (2017.01), «Пристрій для створення тарованого зусилля» / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. С. Олексієнко, О. О. Разбайніков, М. А. Новицький / (Україна) ; Заявник і патентовласник : Національний транспортний університет, Державний № u2017 02128; заяв. 06.03.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

АНОТАЦІЯ

Разбайніков О.О. Поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори». – Національний транспортний університет, Київ, 2021.

Метою дисертаційного дослідження є поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Обґрунтовано критерії курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля. Досліджено фактори що впливають на її показники та визначено пріоритетний напрямок їх поліпшення.

Розроблено розрахункову схему та математичну модель руху автомобіля по нерівній дорозі. Проведено теоретичні дослідження. Виявлено причини втрати курсової стійкості автомобіля в зазначених умовах.

Сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски автомобіля. Його ефективність підтверджено результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

Об'єктом експериментальних досліджень обрано фізичну модель автомобіля. Відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями не перевищує 10 %.

Ключові слова: динаміка автомобіля, нерівна дорога, шина, рульове керування, активна підвіска.

АННОТАЦИЯ

Разбойников А.А. Улучшение курсовой устойчивости легкового автомобиля при движении по неровной дороге. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 «Автомобили и тракторы». – Национальный транспортный университет, Киев, 2021.

Целью исследования является улучшение курсовой устойчивости легкового автомобиля при движении по неровной дороге путем управления рабочими процессами его активной подвески.

Обоснованы критерии курсовой устойчивости прямолинейного движения автомобиля. Исследованы факторы, влияющие на ее показатели и определено приоритетное направление их улучшения.

Разработана расчетная схема и математическая модель движения автомобиля по неровной дороге, которая учитывает влияние особенностей конструкции и рабочих процессов в системе рулевого управления и подвеске автомобиля, а также процессов в контактах его шин с опорной поверхностью неровной дороги на показатели его курсовой устойчивости и динамику движения в целом.

Проведены теоретические исследования движения автомобиля категории М1 по неровной дороге. Установлено, что по результатам расчета менее чем за 5 с (через 1,149 с) после начала действия возмущения автомобиль вышел за пределы коридора безопасности (критерий курсовой устойчивости), что подтверждает потерю его устойчивости. Кроме того, через 1,5 с после наезда на дорожную неровность поперечное отклонение центра масс автомобиля составляет 0,314 м, а его курсовой угол - 1,250 град (дополнительные критерии курсовой устойчивости). Основная причина потери курсовой устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге связана с отклонением его управляемых колес от заданного положения.

Сформулированы требования и разработан алгоритм работы активной подвески автомобиля, направленный на улучшение его курсовой устойчивости при движении по неровной дороге. Критерием качества работы активной подвески выбрано минимальное отклонение управляемых колес от заданного положения.

С учетом математических зависимостей, описывающих рабочие процессы активной подвески автомобиля, проведены теоретические исследования его курсовой устойчивости при движении по неровной дороге. Установлено, что в течение 5 с после начала действия возмущения автомобиль с активной подвеской за пределы коридора безопасности не вышел (критерий курсовой устойчивости), что подтверждает его устойчивость и эффективность разработанного алгоритма работы активной подвески. Кроме того, через 1,5 с после наезда на дорожную неровность

поперечное отклонение центра масс автомобиля составляет 0,025 м, а его курсовой угол - 0,103 град (дополнительные критерии курсовой устойчивости).

С целью подтверждения адекватности математической модели и достоверности результатов теоретических исследований проведены экспериментальные исследования курсовой устойчивости физической модели автомобиля с пассивной и активной подвесками при движении по неровной дороге. Разработано конструкцию исполнительного устройства активной подвески физической модели автомобиля, в основу которого положено техническое решение, защищённое патентом №118498.

Определены параметры физической модели автомобиля, которые используются в качестве исходных данных для математического моделирования. Создано трассу для проведения экспериментальных исследований курсовой устойчивости физической модели автомобиля при движении по неровной дороге. Выбрано измерительно-регистрирующий комплекс и места установки датчиков на объекте экспериментальных исследований.

Предложена методика анализа результатов экспериментальных и теоретических исследований для подтверждения адекватности математической модели. Так, было выявлено влияние вертикальных колебаний центров управляемых колес на моменты сил, действующих относительно осей их поворота.

Экспериментальными и теоретическими исследованиями определены показатели курсовой устойчивости физической модели автомобиля с пассивной и активной подвесками при движении по неровной дороге. Относительное расхождение между экспериментальными и теоретическими данными не превышает 10%, что подтверждает адекватность математической модели и достоверность результатов теоретических исследований.

Ключевые слова: динамика автомобиля, неровная дорога, шина, рулевое управление, активная подвеска.

ABSTRACT

Razboynikov A. A. Improvement of course stability of the car moving on uneven road. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for obtaining the candidate of technical sciences degree in specialty 05.22.02 «Automobiles and tractors». – National Transport University, Kyiv, 2021.

The purpose of this study is to improve course stability of the car moving on rough road by controlling the working processes of its active suspension system.

The criteria of directional stability of the rectilinear motion of the car are justified. The factors influencing its indicators are investigated and the priority direction of their improvement is determined.

A design scheme and a mathematical model of the car's movement on rough roads have been developed. Carried out theoretical research. The causes of the loss of directional stability of the vehicle in the specified conditions are identified.

The requirements are formulated and the algorithm of the active suspension of the car was developed. Its efficiency is confirmed by the results of theoretical and experimental studies.

Experimental studies have been carried out on the physical model of the car. The discrepancy between experimental and theoretical data does not exceed 10%.

Keywords: vehicle dynamics, uneven road, tire, steering system, active suspension.

Підписано до друку 28.01.2021 р.
Формат 60×90/16. Папір офсетний. Гарнітура Times
New Roman. Друк офсетний. Ум. друк. арк. 0,93.
Наклад 100 прим. Зам. № 5.

ВПВТД АТ «ПТІ «Київогбуд».
01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 4/6
тел. 280-91-23