

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСТРЕНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

Журавльов Владислав Сергійович, ст. гр. А-62-18, магістр,
Valikvk95@ukr.net

Куліш Петро Геннадійович, ст. гр. А-62-18, магістр
temka199425@gmail.com

Постановка проблеми. Велика частина легкових автомобілів, експлуатованих на дорогах України, мають гальмівні системи, не обладнані засобами контролю за процесом гальмування. На деяких моделях легкових автомобілів було встановлено заводом-виготівником регулятори гальмівних сил, що мають механічний зв'язок з підвіскою, але за певний період експлуатації вони через знос, як правило, або розрегулювались, або не діють взагалі. До того ж використовувані регулятори гальмівних сил працюють за різними законами регулювання гальмівних сил між осями автомобіля, метою яких є збереження курсової стійкості руху при гальмуваннях. Крім того, введення в гальмівні контури автомобіля таких регуляторів призводить до значного зниження ефективності гальмування в порівнянні з електронними системами контролю процесу гальмування (АБС). Проте, устаткування гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, різними АБС в даний момент є технічно складно здійснимим завданням і тому економічно не доцільним.

Отже, установка під час експлуатації на легкових автомобілях, як обладнаних електронними системами контролю процесу гальмування, так і не обладнаними такими, динамічних регуляторів гальмівних сил, що мають прогресивну характеристику (змінюють приводний тиск від величини нормальної реакції на колесах), високу функціональну стабільність і відносну дешевизну у виробництві, є економічно доцільною і технічно можливою, а також однією з умов забезпечення безпеки використання таких автомобілів на дорогах України.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Конструктивне ускладнення сучасних гідравлічних гальмівних систем легкових автомобілів пов'язане з прагненням задовольнити вимоги з надійності та безпеки руху. Причому, вимоги до ефективності гальмівних систем постійно зростають.

Розглядаючи процес руху легкового автомобіля на горизонтальних ділянках доріг без поперечного ухилу, як всередині міського циклу, так і поза ним, як розгін-гальмування, можна встановити, що для забезпечення курсової стійкості важливу, а іноді і головну роль, відіграє його завершальна стадія – гальмування. При чому, самі гальмування складаються із службових і екстрених, в якому останні виконуються з найбільшою ефективністю.

Відомо, що при екстреному гальмуванні робочою системою

автотранспортних засобів категорії М1 на горизонтальній ділянці дороги з рівним, сухим, чистим цемент- або асфальтобетонним покриттям при швидкості легкового автомобіля 40 км/год значення гальмівного шляху і сталого уповільнення повинні складати відповідно не більше 14,7 м і не менше 7 м/с². При цьому вимогами справжніх Правил дорожнього руху при випробуваннях за визначенням ефективності гальмування встановлюється граничний кут розвороту автотранспортних засобів рівний 8°, при чому автомобіль не повинен займати смугу руху більше 3,5 м.

Виконання вказаних вимог залежить від можливостей гальмівної системи з реалізації зчіпної ваги автомобіля при екстреному гальмуванні, а також стабільності її елементів.

Формулювання мети та постановка задачі. Метою роботи є забезпечення функціональної стабільності системи курсової стабілізації легкових автомобілів при екстрених гальмуваннях.

Задача дослідження: на підставі створеної математичної моделі руху легкового автомобіля при екстреному гальмуванні робочою системою отримати залежність, що описує зміну кута відхилення подовжньої осі автомобіля в горизонтальній, подовжній та поперечній площинах від параметрів гальмування.

Основний матеріал дослідження. Модельований рух легкового автомобіля в горизонтальній площині при екстреному гальмуванні робочою гальмівною системою розглядається без блокування коліс з врахуванням аеродинамічного фактору та припущенням, що центр мас (точка C) автомобіля і його миттєвий центр обертання (точка P) не співпадають (рис. 1).

Рівняння обертального руху автомобіля в горизонтальній площині відносно вертикальної осі Z , що проходить через миттєвий центр обертання, точку P (див. рис. 1), при екстреному гальмуванні [1]

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot [\beta \cdot K_1 + (1 - \beta) \cdot K_2 + K_3], \quad (1)$$

де K_1 , K_2 , K_3 – коефіцієнти, що зв'язують коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею, кути бічного уводу коліс і координати миттєвого центру обертання автомобіля з кутом відхилення подовжньої осі автомобіля від напрямку руху в початковий момент гальмування [1]:

$$K_1 = \varphi(y_p \cdot \cos(\omega + \delta_1) + (a - x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_1)) + f(y_p \cdot \sin(\omega + \delta_1) - (a - x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_1));$$

$$K_2 = \varphi(y_p \cdot \cos(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_2)) - f(y_p \cdot \sin(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_2));$$

$$K_3 = y_p \cdot \left(\frac{F_w}{M \cdot g} - \varphi \right);$$

J_{zp} – момент інерції перетину автомобіля в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання (точка P);

ω – кут відхилення подовжньої осі автомобіля від напрямку руху;
 β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля;
 M – маса автомобіля.

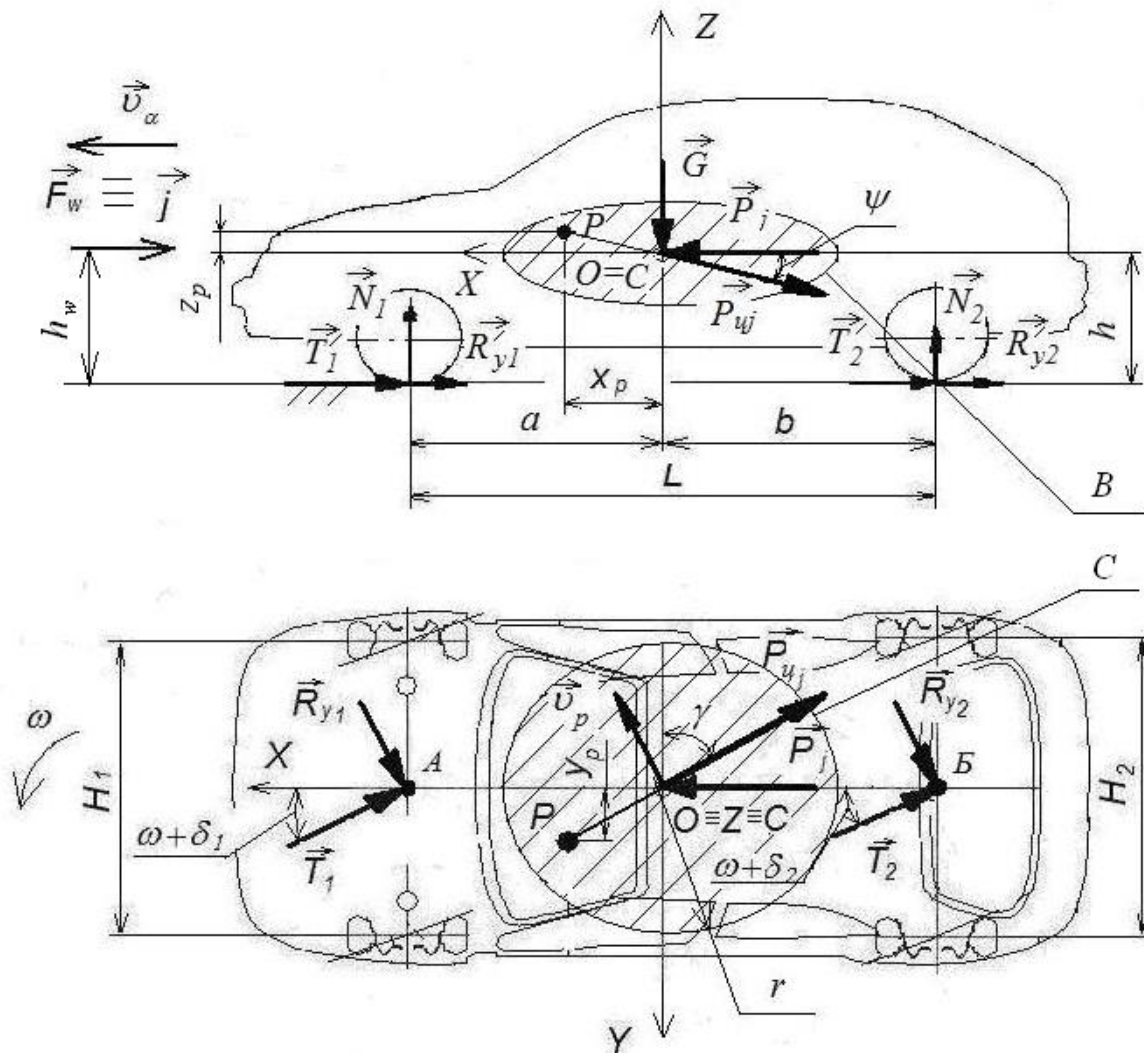


Рис. 1. Схема розташування проекцій зони курсової стабілізації

Аналіз рівняння (1) показує, що кутове уповільнення повороту подовжньої осі автомобіля залежить від величини початкового кута відхилення, координат розташування центру мас і миттєвого центру обертання в горизонтальній площині, кутів бічного уводу коліс обох осей, моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання, коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля, аеродинамічних показників, маси і початкової швидкості гальмування автомобіля.

Таким чином, слід отримати систему диференціальних рівнянь, рішенням якої буде шукана аналітична залежність кривої, яка обмежує геометричне місце точок, де знаходиться миттєвий центр.

Перше диференціальне рівняння отримаємо, розглянувши суму моментів відносно точки A (див. рис. 1),

$$M_{Jzp} + P_{uj} \cdot a \cdot \cos \gamma \cdot \cos \psi + T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2) \cdot L - R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2) \cdot L = 0, \quad (2)$$

де M_{Jzp} – момент інерції автомобіля в горизонтальній площині;

$P_{uj} = M \cdot \frac{g_p^2}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}}$ – відцентрова сила інерції, діюча на автомобіль при

обертанні відносно точки P ;

$T_2 = M \cdot g \cdot \varphi \frac{a - \varphi \cdot h}{L}$ – гальмівна сила, що реалізовується на задній осі автомобіля;

$g_p = \frac{d\omega}{dt} \cdot \sqrt{x_p^2 + y_p^2}$ – швидкість повороту автомобіля навколо точки P ;

$\cos \gamma = \frac{y_p}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}}$ – косинус кута між проекцією відцентрової сили інерції на

площину $ХОУ$ та її віссю Y ;

$\cos \psi = \frac{x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}}$ – косинус кута між напрямом відцентрової сили інерції і

площиною $ХОУ$;

$R_{y2} = M \cdot g \cdot f \frac{a - \varphi \cdot h}{L}$ – бічна реакція, що реалізовується на задній осі автомобіля;

f – питома гальмівна сила, що реалізовується в бічному напрямі колеса;

φ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

h – висота розташування центру мас автомобіля;

L – подовжня база автомобіля;

y_p, x_p – координати миттєвого центру обертання автомобіля на горизонтальній проекції;

δ_1, δ_2 – кути бічного уводу коліс відповідно на передній і задній осі.

Після підстановки вище поданих залежностей в рівняння (2) і перетворення отримаємо диференціальне рівняння у вигляді

$$\frac{d^2 \omega}{dt^2} + \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 \cdot \frac{M}{J_{zp}} \cdot \frac{a \cdot y_p \cdot x_p}{\sqrt{x_p^2 + z_p^2}} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot (a - \varphi \cdot h) \cdot [f \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_2)]. \quad (3)$$

Аналіз рівняння (3) показує, що кутове уповільнення обертання подовжньої осі автомобіля залежить від початкової величини кута відхилення подовжньої осі і початкової кутової швидкості її відхилення, координат

центру мас автомобіля і миттєвого центру обертання, кута бічного уводу коліс задньої осі, маси і моменту інерції перетину в горизонтальній площині відносно осі, що проходить через миттєвий центр обертання.

Обґрунтування одержаних наукових результатів. Одержане диференціальне рівняння є складною аналітичною залежністю, рішенням якої є закономірність зміни відхилення подовжньої осі автомобіля при екстремому гальмуванні автомобіля при даних вагових, конструктивних і аеродинамічних параметрах в даних умовах гальмування та при певному законі розподілу гальмівних сил між осями.

Аналіз диференціального рівняння показує, що рішенням у результаті є залежність, що описує криву у вигляді логарифмічного секанса. Обмежуючи її по координаті $[\omega] = 8^\circ$ та обертаючи, отриманий таким чином сектор навколо осі Z, перпендикулярної горизонтальній площині автомобіля, отримаємо деяку поверхню обертання, яка обмежуватиме зону курсової стабілізації автомобіля на горизонтальній проекції у вигляді круга радіусом r і у вигляді "еліпса" на фронтальній проекції (див. рис. 1).

Для забезпечення стабільності курсової стійкості легкових автомобілів, гальмівні системи яких обладнані АБС, доцільним і технічно можливим є коригування порогу кута відхилення подовжньої осі автомобіля коефіцієнтом β розподілу гальмівних сил між бортами (осями), тобто введенням в гальмівні контури динамічних регуляторів гальмівних сил між осями з прогресивною характеристикою.

Висновки

Отримано диференціальне рівняння для оцінки стабільності курсової стійкості в горизонтальній площині легкового автомобіля при екстремних гальмуваннях, що враховує координати центру мас і миттєвого центру обертання, коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями. Вказані параметри впливають на розміри зони стабільності курсової стійкості, яка в тривимірному просторі є поверхнею обертання, що утворюється при обертанні кривої логарифмічного секанса, навколо прямої, що проходить через точку миттєвого обертання автомобіля.

Література

1. Подригало М.А. Повышение безопасности эксплуатации легковых автомобилей после ремонта: [Сборник научных трудов] / М.А. Подригало, В.И. Назаров // - Вестник НТУ «ХПИ».- 2010.- №1.- с. 86-95. - (Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»).

Науковий консультант: Назаров О.І., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів