

О.І. Туренко

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ СЛУЖБОВИХ ГАЛЬМУВАННЯХ НА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ПРЯМОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ ДОРОГИ

Проведено дослідження впливу розподілу гальмівних сил між осями на максимальну величину реалізуемого кутового прискорення легкового автомобіля в площині дороги при невеликих відхиленнях направляючих коліс від нейтрального положення в процесі службового гальмування.

Ключові слова: коефіцієнт розподілу гальмівних сил, коефіцієнт стійкості, гальмівна сила, службове гальмування, сповільнення.

А.И. Туренко

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ СЛУЖЕБНОМ ТОРМОЖЕНИИ НА ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКАХ ДОРОГИ

Проведено исследование влияния распределения тормозных сил между осями на максимальную величину реализуемой углового ускорения легкового автомобиля в плоскости дороги при небольших отклонениях направляющих колес от нейтрального положения в процессе служебного торможения.

Ключевые слова: коэффициент распределения гальмівних сил, коэффициент устойчивости, тормозная сила, служебное торможение, замедление.

O.I. Turenko

Kharkiv National Automobile and Highway University

EVALUATION OF PASSENGER CARS CONTROLLABILITY IN SERVICE BRAKE MODE ON THE HORIZONTAL STRAIGHT SECTIONS OF THE ROAD

This paper describes the influence of brake force distribution between the axles for maximum realizable value of the angular acceleration of the car in the plane road with small deviations of the guide wheel from the neutral position in the service brake mode.

Keywords: coefficient of brake forces distribution, stability coefficient, braking force, service brake mode, deceleration.

Постановка проблеми. Розвиток конструкцій антиблокувальних систем (ABS) і систем динамічної стабілізації курсового кута (ESP) дозволив вирішити задачу забезпечення стійкості і керованості автотранспортних засобів (АТЗ) при екстрених гальмуваннях. Проте, при службових гальмуваннях, що відбуваються при невеликих сповільненнях АТЗ, системи ABS і ESP можуть не приймати участі в роботі по забезпеченню стійкості і керованості. Крім цього, у існуючій літературі недостатньо уваги приділено дослідженню питання оцінювання впливу розподілу гальмівних сил між осями на керованість АТЗ при службових гальмуваннях.

Слід розділяти керованість автомобіля при прямолінійному і криволінійному русі. Керованість автомобіля при гальмуванні на повороті розглядалась в роботі [1], а в роботі [2] досліджувався вплив параметрів рульового керування на стійкість автомобіля при гальмуванні. Стійкість автомобіля при криволінійному русі, як відомо [3] є однією із складових властивостей комплексного показника – керованості.

Стійкість і керованість автомобіля при прямолінійному русі визначається граничними по зчепленню боковими силами на колесах передньої і задньої осей. При умові забезпечення стійкості задньої вісі автомобіля проти бокового зміщення, гранична бокова сила на колесах передньої вісі визначає граничне кутове прискорення автомобіля в площині дороги при повороті направляючих коліс на невеликий кут від свого нейтрального положення. В роботі [4] запропоновано використовувати указане кутове прискорення в якості критерію керованості, а також визначені граничні величини сумарних бокових сил на колесах передньої і задньої осей

$$P_{\delta 1} = R_{\delta 1} = m_a \sec \bar{\alpha} \left(\operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \frac{dV_a}{dt} + V_a^2 \frac{b}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_a \frac{b^2 + i_z^2}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) - R_{k1} \operatorname{tg} \bar{\alpha}; \quad (1)$$

$$P_{\delta 2} = R_{\delta 2} = m_a \left(\operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{ab - i_z^2}{L^2} \frac{dV_a}{dt} + V_a^2 \frac{a}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_a \frac{ab + i_z^2}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right) - R_{k1} \operatorname{tg} \bar{\alpha}, \quad (2)$$

де $P_{\delta 1}, P_{\delta 2}$ – сумарні бокові реакції на колесах передньої і задньої осей;
 $R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$ – сумарні бокові реакції дороги на колесах передньої і задньої осей;
 $\bar{\alpha}$ – середній кут повороту направляючих коліс;
 m_a – маса автомобіля;

a, b – відстань від передньої і задньої осей до проекції центру мас на горизонтальну площину;

i_z – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі;

L – база автомобіля;

V_a – лінійна швидкість автомобіля.

Стійкість і керованість автомобіля при малих коливальних відхиленнях направляючих коліс від нейтрального положення розглянуті в роботах [5, 6]. Проте у відомих дослідженнях [1-6] не розглянута керованість двовісного автомобіля при службових гальмуваннях і малих відхиленнях направляючих коліс від нейтрального положення.

У зв'язку з цим **метою роботи** є розробка методу оцінки керованості двовісних автомобілів при службових гальмуваннях на горизонтальних прямолінійних ділянках дороги.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

– визначити граничні по зчепленню сумарні бокові реакції на колесах передньої і задньої осей;

– визначити граничні по умові збереження стійкості і керованості кутові прискорення автомобіля в площині дороги, що реалізуються при різних величинах сповільнення.

Визначення граничних по зчепленню сумарних бокових сил. Стійкість автомобіля при гальмуванні є важливою експлуатаційною властивістю, що забезпечує безпеку руху. Курсова стійкість повинна зберігатися при будь-якому режимі гальмування автомобіля, але, навіть, при гальмуванні на прямолінійній горизонтальній ділянці дороги може виникнути необхідність зміни курсового кута автомобіля при об'їзді перешкоди або ями на дорозі. В цьому випадку автомобіль при збереженні необхідних показників стійкості повинен володіти необхідним рівнем показників керованості. Для того, щоб реалізувати вищезазначені умови необхідно при $k_{ct} \geq 1$ забезпечити запас по зчепленню передніх коліс з дорогою такий, щоб виконати маневр без бічного ковзання передніх коліс.

У рівняннях (1) і (2)

$$\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \frac{dV_a}{dt} + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \sec \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \frac{d\omega}{dt} = \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \varepsilon_z, \quad (3)$$

де ω_z, ε_z – кутові швидкість і прискорення автомобіля в площині дороги.

З урахуванням того, що тягова сила $P_{k1} = -P_{T1}$ і рівняння (3), вирази (1) і (2) будуть мати вид

$$P_{\delta 1} = R_{\delta 1} = m_a \sec \bar{\alpha} \left(\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{b}{L^2} V_a^2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) + P_{T1} \operatorname{tg} \bar{\alpha}; \quad (4)$$

$$P_{\delta 2} = R_{\delta 2} = m_a \left(\frac{ab - i_z^2}{L^2} \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{a}{L^2} V_a^2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right). \quad (5)$$

де P_{T1} – сумарна бокова сила на колесах передньої осі.

Розглядаючи невимушений (початковий) прямолінійний рух автомобіля, приймаємо $\bar{\alpha} = 0$. У цьому випадку рівняння (4) і (5) спростяться

$$R_{\delta 1} = m_a \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \frac{d\omega_z}{dt} = m_a \varepsilon_z \frac{b^2 + i_z^2}{L^2}; \quad (6)$$

$$R_{\delta 2} = m_a \frac{ab - i_z^2}{L^2} \frac{d\omega_z}{dt} = m_a \varepsilon_z \frac{ab - i_z^2}{L^2}. \quad (7)$$

Кутове прискорення ε_z є критерієм керованості автомобіля [4], тому визначимо кутове прискорення в залежності від бічної сили на передній осі (із рівняння (6))

$$\varepsilon_z = \frac{L^2}{b^2 + i_z^2} \frac{R_{\delta 1}}{m_a}. \quad (8)$$

При русі передніх коліс з реалізацією граничних сил зчеплення справедливо співвідношення

$$R_{\delta 1 \max} = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta^2 P_T^2}, \quad (9)$$

де $R_{\delta 1 \max}$ – гранична по зчепленню сумарна бокова сила на передніх колесах;
 P_T – гальмівна сила автомобіля;

β – коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь, $\beta = P_{T1}/P_T$.

З урахуванням виразу

$$R_{z1} = m_a g \left[\frac{b}{L} + \beta \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d1}}{L} + (1-\beta) \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d2}}{L} \right], \quad (10)$$

де r_{d1}, r_{d2} – динамічні радіуси передніх і задніх коліс;

j_x – сповільнення автомобіля;

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

Рівняння (9) при ($r_{d1}=r_{d2}=r_d$) буде мати вид

$$R_{\delta 1 \max} = \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 m_a^2 g^2 - m_a^2 j_x^2 \beta^2}, \quad (11)$$

або

$$R_{\delta 1 \max} = m_a g \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}. \quad (12)$$

Визначення граничних кутових прискорень. Рівняння (8) при $R_{\delta 1}=R_{\delta 1 \max}$ (див. залежність (12)) перетвориться до наступного вигляду

$$\varepsilon_{z1} = \frac{gL}{b^2 + i_z^2} \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}, \quad (13)$$

де ε_{z1} – граничне кутове прискорення автомобіля за умови зчеплення передніх коліс автомобіля з дорогою.

З рівняння (13) видно, що величина ε_{z1} має дійсні значення при невід'ємному значенні підкореневого виразу. Автомобіль володіє керованістю при $\varepsilon_{z1} > 0$. Це можливо у випадку

$$\frac{j_x}{g} \leq \frac{\varphi \frac{b}{L}}{\beta - \varphi \frac{h-r_d}{L}}. \quad (14)$$

При реалізації граничних сил зчеплення на колесах задньої осі автомобіля

$$R_{\delta 2 \max} = \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - (1-\beta)^2 P_T^2}. \quad (15)$$

де $R_{\delta 2 \max}$ – гранична по зчепленню сумарна бічна сила на задніх колесах.

З урахуванням виразу

$$R_{z2} = m_a g \left[\frac{a}{L} + \beta \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d1}}{L} - (1-\beta) \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d2}}{L} \right] \quad (16)$$

при $r_{d1}=r_{d2}=r_d$ рівняння (15) буде мати вид

$$R_{\delta 2 \max } = \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 m_a^2 g^2 - m_a^2 j_x^2 (1-\beta)^2}, \quad (17)$$

або

$$R_{\delta 2 \max } = m_a g \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - (1-\beta)^2 \frac{j_x^2}{g^2}}. \quad (18)$$

З рівняння (7) визначимо кутове прискорення в функції сумарної бічної сили на задній вісі

$$\varepsilon_z = \frac{L}{ab^2 - i_z^2} \frac{R_{\delta 2}}{m_a}, \quad (19)$$

Після підстановки (18) в (19) визначимо граничне по умові зчеплення задніх коліс з дорогою кутове прискорення автомобіля

$$\varepsilon_{z2} = \frac{gL}{ab^2 - i_z^2} \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - (1-\beta)^2 \frac{j_x^2}{g^2}}, \quad (20)$$

Величина ε_{z2} має дійсні значення і автомобіль володіє керованістю при виконанні умови $\varepsilon_{z2} > 0$. Це можливо у випадку

$$\frac{j_x}{g} \leq \frac{\varphi \frac{a}{L}}{1 - \left(\beta - \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)}. \quad (21)$$

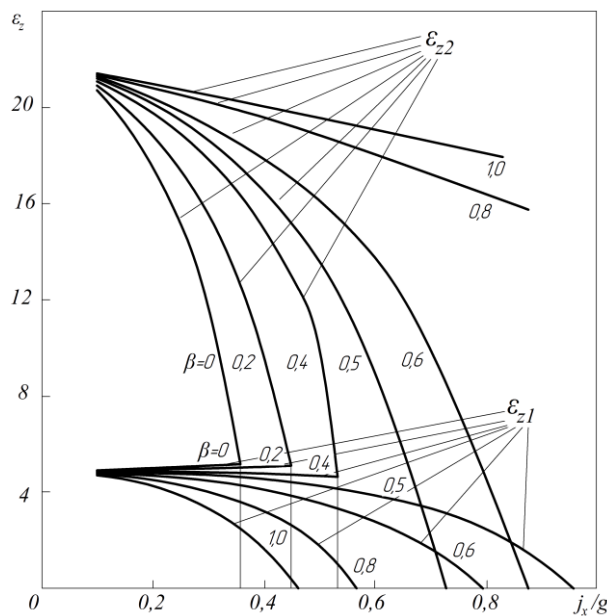


Рис. 1. Залежність $\varepsilon_{z1} \left(\beta; \frac{j_x}{g} \right)$ і $\varepsilon_{z2} \left(\beta; \frac{j_x}{g} \right)$ для умовного автомобіля при $\varphi=0,8$; $a=b=1$ м; $h=0,5$ м; $B=1,3$ м; $i_z=0,8$ м

Автомобіль буде керованим при службових гальмуваннях якщо $\varepsilon_{z1} > 0$ і $\varepsilon_{z2} > 0$. При цьому автомобіль стійкий у випадку

$$\varepsilon_{z2} - \varepsilon_{z1} > 0. \quad (22)$$

При виконанні нерівності (22) оцінку керованості автомобіля (за умовою реалізації граничних сил зчеплення на колесах передньої вісі) можливо здійснити за допомогою співвідношення (13).

Після підстановки рівнянь (13) і (20) в нерівність (22) і перетворень отримаємо умову, виконання якої свідчить про збереження автомобілем стійкості при службових гальмуваннях. У цьому випадку $k_{30} \leq k_{ст}$. На рисунку 1 представлені графіки, що ілюструють результати розрахунку параметрів ε_{z1} і ε_{z2} для умовного автомобіля ($a=b=1$ м; $L=2$ м; $B=1,3$ м; $r_d=0,3$ м; $h=0,5$ м; $i_z=0,8$ м).

Висновки. Аналіз результатів розрахунків, наведених на графіках (рисунок 1) дозволяє зробити наступні висновки:

- при всіх дійсних значеннях кутового прискорення виконується умова (22);
- найбільше відносне прискорення $j_x/g=0,7$ умовний автомобіль розвиває при $\beta=0,6$; при цьому початкове кутове прискорення при маневрі в процесі службового гальмування може становити $\varepsilon_{z1}=2,12$ с⁻², а автомобіль збереже стійкість;
- максимальне відносне прискорення $j_x/g=0,3$ умовний автомобіль може розвинути при будь-якому значенні коефіцієнту розподілу гальмівної сили на передню вісь β , що знаходиться в межах $[0; 1]$; при цьому кутове прискорення автомобіля знаходиться в межах від $\varepsilon_{z1}=3,58$ с⁻² до $5,02$ с⁻²;
- максимальне кутове прискорення $\varepsilon_{z1}=5,08$ с⁻² умовний автомобіль розвиває при $\beta=0,2$ і $j_x/g=0,4$;
- гальмування умовного автомобіля тільки задніми колесами ($\beta=0$) дозволяє забезпечити $\varepsilon_{z1}=5,07$ с⁻² при $j_x/g=0,3$, а тільки передніми – $\varepsilon_{z1}=3,58$ с⁻² і $\varepsilon_{z1}=1,95$ с⁻² при $j_x/g=0,4$.

Література

1. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демьянюк и др. ; под ред. Б. Б. Генбома] – Львов : Вища школа, 1974. – 234 с.
2. Железнов Е. И. Исследование влияния параметров рулевого управления на устойчивость автообила при торможении : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Железнов Евгений Иванович. – Волгоград, 1979. – 156 с.
3. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 136 с.
4. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко; Под ред. М. А. Подригало]. – Х. : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
5. Подригало М. А. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / М. А. Подригало, А. А. Бобошко, Ю. В. Тарасов и др. // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник ДНТУ. – 2008. – № 2 (7). – С. 5-13.
6. Подригало М. А. Оценка управляемости грузового автомобиля при малых отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. – 2012. – Вип. 124 Том 2. – С. 95-103.

Стаття надійшла в редакцію 26.04.2016