

ВПЛИВ РІЗНИЦІ КОЕФІЦІЄНТІВ ОПОРУ КОЧЕННЮ ВЕДУЧИХ КОЛІС НА СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ ПРОТИ ЗАНОСУ

Клец Д.М., д.т.н., проф., Дубінін Є.О., д.т.н., доц., Слинченко І.В., асп.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Полянський О.С., д.т.н., проф.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Досліджено вплив різниці коефіцієнтів опору коченню лівих та правих ведучих коліс на стійкість автомобіля проти заносу. Отримано залежності, що зв'язують величини коефіцієнтів блокування міжосьових диференціалів з величиною співвідношення коефіцієнтів опору коченню коліс і геометричними параметрами автомобіля. Отримані залежності можуть бути реалізовані у програмному забезпеченні для імітаційного моделювання автомобілів, систем динамічної стабілізації та автомобільних тренажерів, а також у судовій автотехнічній експертизі.

Ключові слова: *стійкість, опір коченню, диференціал, занос.*

Вступ. При коченні колеса з еластичною шиною дорогою з твердим покриттям вага автомобіля, що припадає на колесо, деформує шину і опорну поверхню. У передній половині плями контакту відбувається радіальне стиснення шини, яке супроводжується зменшенням радіусу від вільного до динамічного, а в задній половині контакту – зменшення стиснення, яке супроводжується збільшенням радіусу від динамічного до вільного. В результаті внутрішнього тертя в шині і відносно невеликого тертя між шиною і дорогою змінюється еюра елементарних нормальних реакцій і зміщується результуюча сила від осі обертання колеса на величину плеча опору коченню. При цьому вертикальна реакція створює відносно центру обертання колеса момент опору коченню. Момент опору коченню впливає на стійкість і керованість автомобіля в результаті несиметричності дотичних реакцій, що діють на його колеса. Несиметричність дотичних реакцій можлива, наприклад, при різних нормальних навантаженнях на праве і ліве колесо кожної з осей автомобіля. В результаті несиметричності дотичних реакцій створюється момент, що прагне повернути автомобіль відносно осі, перпендикулярної до площини руху.

При дії бічних сил (поворот автомобіля, поперечний ухил дороги, бічний вітер, рух нерівною опорною поверхнею) коефіцієнт опору коченню може значно зрости в результаті бічних деформацій шин. А зі збільшенням переданого через колесо крутного моменту зазначений коефіцієнт збільшується, як в результаті більшої тангенціальної деформації, так і в результаті збільшення роботи тертя в контактній шини з опорною поверхнею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фундаментальним дослідженням опору коченню присвячені роботи Є.О. Чудакова [10], В.І. Кнорова [4], Г.В. Зімелева [3], А.С. Шелухіна [11], В.О. Петрушова [8] та інших вчених. У зарубіжній літературі також опубліковано велику кількість праць з цього питання.

В роботі [5] автор зазначає, що на величину коефіцієнта опору коченню в загальному випадку впливають такі чинники:

- конструктивні: діаметр шини, ширина профілю шини, товщина профілю шини, рисунок протектора, число шарів корду, конструкція каркасу, величина моменту, який передається через шину;
- технологічні: матеріали, що використовуються, технологія виготовлення шин;
- експлуатаційні: тип і стан дороги, швидкість руху, вага, що припадає на колесо.

Зі збільшенням швидкості руху колеса коефіцієнт опору коченню, як правило зростає. При чому на рівних дорогах, при зміні швидкості від нуля до 70-80 км/год, збільшення невелике і може вважатися постійним. Починаючи з 80-90 км/год навіть на рівних дорогах зазначений коефіцієнт починає швидко збільшуватися [2]. Оптимізація конструкції шини, що поліпшує її енергетичні властивості, дозволяє знизити опір коченню коліс в 2-3 рази [2].

О.С. Литвиновим [6] спільно з Я.Є. Фаробіним був поставлений експеримент по визначенню моментів опору коченню шини 6,00-16 при кутах відведення, які змінюються в межах $0-14^\circ$ при різних нормальних навантаженнях і різному тиску повітря в шині.

Визначено, що при русі автомобіля дорогою з твердим покриттям, коефіцієнт опору коченню збільшується зі зменшенням тиску повітря в шині. При передачі крутного моменту коефіцієнт трохи зростає, так як шина в цьому випадку деформується не тільки у вертикальному напрямку, а й по колу. При великому моменті, що передається, елементи протектора прослизують по дорозі, і на тертя в області контакту витрачається додаткова енергія.

Тертя в диференціалі розглянуто в роботі О.С. Литвинова [3]. Однак у зазначеній роботі не розглянуто вплив різниці коефіцієнтів опору коченню на ведучих колесах на величину додаткових складових бічних сил, що діють на передню і задню вісі автомобіля.

В роботі [1] наведені результати експериментальних досліджень вантажних автомобілів МАЗ і Урал з серійними (конічними) диференціалами і диференціалами вільного ходу і підвищеного тертя. Визначено, що при установці диференціалів підвищеного тертя значно знижується курсова стійкість автомобіля.

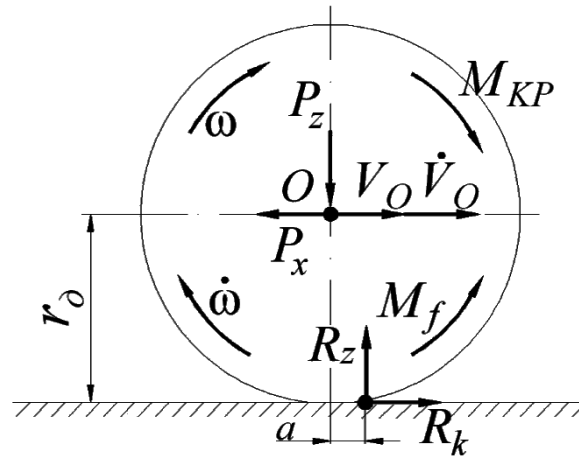
Однак в розглянутих вище дослідженнях не визначено умови виникнення заносу автомобіля при бортовій нерівномірності коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс і різних значеннях коефіцієнта блокування диференціала.

Мета та постановка задачі. Метою дослідження є визначення умов стійкого руху автомобіля при бортовій нерівномірності коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс. Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити динаміку ведучого моста автомобіля;

- оцінити стійкість автомобілів різної компоновки при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс різних бортів.

Динаміка ведучого мосту автомобілю. На рис. 1 приведена схема сил, моментів і реакцій, що діють на ведуче автомобільне колесо.



P_z – вертикальна сила, що діє на колесо; R_z – вертикальна реакція на колесі; R_k – горизонтальна реакція дороги на колесо; $M_{кр}$ – крутний (обертальний) момент на колесі; P_x – горизонтальна реакція на вісі колеса; ω і $\dot{\omega}$ – кутові швидкість і прискорення колеса; V_O і \dot{V}_O – лінійні швидкість і прискорення колеса; r_δ – динамічний радіус колеса; M_f – момент опору коченню; a – плече тертя (коефіцієнт тертя кочення або коефіцієнт тертя другого роду)

Рис. 1. Схема сил, що діють на ведуче колесо автомобіля

У ведучого колеса крутний (обертальний) момент $M_{кр}$ перевищує момент опору коченню, який визначається наступною залежністю

$$M_f = a \cdot R_z. \quad (1)$$

Тангенціальна (дотична) реакція на колесі R_k має позитивний напрямок, тобто збігається за напрямком з вектором швидкості V . Момент опору повітря обертання колеса і сила опору повітря його поступальному переміщенню дуже малі і ними зазвичай нехтують.

Дотична реакція на колесі

$$R_k = \frac{M_{кр} - a \cdot R_z}{r_\delta} = P_{окр} - f \cdot R_z, \quad (2)$$

де: $P_{окр}$ – окружна сила на колесі, f – коефіцієнт опору коченню

$$f = \frac{a}{r_0}. \quad (3)$$

Занос автомобіля може виникнути внаслідок появи повертаючого моменту, обумовленого нерівномірністю дотичних реакцій на ведучих колесах протилежних бортів машини. Однією з причин появи бортової нерівномірності дотичних реакцій є зміна коефіцієнту опору коченню (рис. 2).

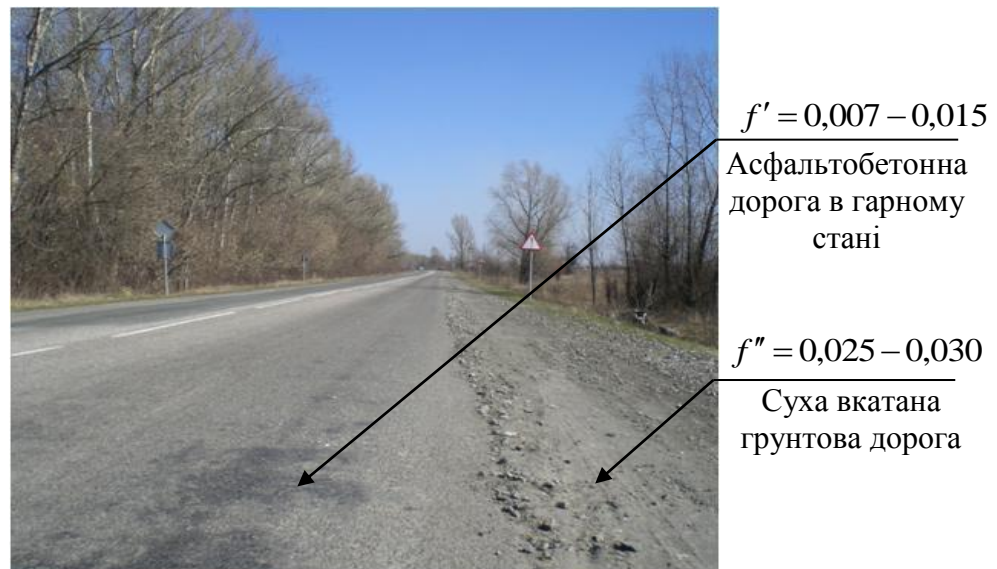


Рис. 2. Ділянка окружної дороги м. Харкова з різними значеннями коефіцієнту опору коченню f' і f''

Поява різниці зазначених коефіцієнтів призводить до перерозподілу дотичних реакцій на колесах, при цьому міст прагне розвернутися навколо колеса, у якого більший опір коченню. Отже, колесо, що має меншу величину коефіцієнту опору коченню, є забігаючим, а більшу - відстаючим.

На рис. 3 приведена схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс.

Припустимо, що на забігаючому колесі реалізована гранична дотична реакція, яка дорівнює граничній силі зчеплення. В цьому випадку крутний момент на забігаючому колесі

$$M'_{кр} = (\varphi + f') \cdot R'_z \cdot r_0 = 0,5 \cdot (\varphi + f') \cdot R_z \cdot r_0. \quad (4)$$

Крутний момент на відстаючому колесі

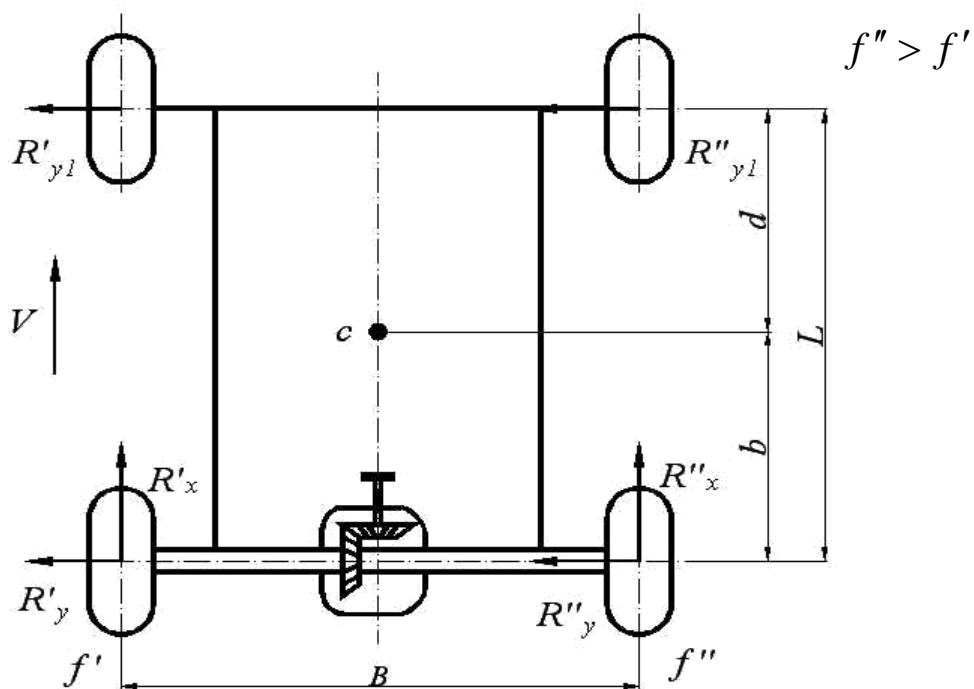
$$M''_{кр} = M'_{кр} \cdot \frac{1 - K'}{K'} = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot r_0 \cdot \frac{1 - K'}{K'} = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot r_0 \cdot \lambda_{0,1}, \quad (5)$$

де: K' – частка крутного моменту, яка припадає на забігаюче колесо,

$$K' = \frac{M'_{кр}}{M'_{кр} + M''_{кр}}; \quad (6)$$

$\lambda_{\text{бл}}$ – коефіцієнт блокування диференціалу,

$$\lambda_{\text{бл}} = \frac{1 - K'}{K'}. \quad (7)$$



V – лінійна швидкість автомобіля; f' і f'' – коефіцієнти опору коченню лівого і правого коліс, $f'' > f'$; R'_y, R''_y – бічні реакції на лівому і правому колесах задньої осі; b, d – координати проекції центру мас автомобіля c на горизонтальну площину; R'_{yl}, R''_{yl} – бічні реакції на лівому і правому колесах передньої осі; B, L – колія і поздовжня колісна база автомобіля; R'_x, R''_x – дотичні реакції на лівому і правому колесах

Рис. 3. Схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс

Дотичні реакції на ведучих колесах

$$R'_x = \frac{M'_{кр}}{r_o} - f' \cdot R'_z = 0,5 \cdot (\varphi + f') \cdot R_z - 0,5 \cdot f' \cdot R_z = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z; \quad (8)$$

$$R_x'' = \frac{M_{\kappa\varphi}''}{r_{\delta}} - f'' \cdot R_z'' = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot \lambda_{\delta l} - 0,5 \cdot f'' \cdot R_z. \quad (9)$$

Обертальний момент, що виникає на осі автомобіля

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R_x'' - R_x'). \quad (10)$$

Бічна сила, яку здатна сприймати вісь автомобіля без бокового ковзання

$$R_y = R_y' + R_y'' = R_y'' = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z''^2 - R_x''^2}. \quad (11)$$

Величина $R_y' = 0$, оскільки на забігаючому колесі ми допустили рівність дотичної реакції граничній силі за зчепленням. Враховуючи що $R_z'' = 0,5 \cdot R_z$ та, підставивши (9) в (11), отримаємо після перетворень

$$R_y = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\delta l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}. \quad (12)$$

Після підстановки (8) та (9) в (10), отримаємо

$$M_{нов} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot (\lambda_{\delta l} - 1). \quad (13)$$

Вираз під коренем в рівнянні (12) більше нуля при

$$\lambda_{\delta l} < \frac{f''}{\varphi + f''}, \quad (14)$$

Оскільки в іншому випадку вісь автомобіля не здатна сприймати бічну силу, це означає, що бічна стійкість вісі забезпечується при $R_x'' < R_x'$ та $M_{нов} < 0$ (залежність (10)). Тому вираз (13) слід перетворити до виду

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R'_x - R''_x) = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot (1 - \lambda_{\delta_l}). \quad (15)$$

Стійкість автомобіля при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс різних бортів.

Коефіцієнт стійкості автомобіля

$$K_{cm} = \frac{M_{cmб}}{M_{нов}} = \begin{cases} \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_2}} & \text{— для задньопривідного автомобіля} & (16) \\ \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_1}} & \text{— для передньопривідного автомобіля} & (17) \\ \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_1} + M_{нов_2}} & \text{— для повнопривідного автомобіля} & (18) \end{cases}$$

де: $M_{cmб}$ — стабілізуючий момент,

$$M_{cmб} = R_{y_2} \cdot L; \quad (19)$$

R_{y_2} — максимальна можлива бічна реакція дороги на задній вісі автомобіля; $M_{нов_1}; M_{нов_2}$ — обертальні моменти на передній і задній ведучих вісях відповідно

$$M_{нов_1} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_{z_1} \cdot (1 - \lambda_{\delta_l}); \quad (20)$$

$$M_{нов_2} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_{z_2} \cdot (1 - \lambda_{\delta_l_2}). \quad (21)$$

Очевидно, що умову стійкості буде забезпечено при $K_{cm} \geq 1$. Умова відсутності бічного відведення за рахунок бічного ковзання передньої вісі під дією обертального моменту

$$R_{y_1} \cdot L \geq \begin{cases} M_{нов_2} & \text{— для задньопривідного автомобіля} & (22) \\ M_{нов_1} & \text{— для передньопривідного автомобіля} & (23) \\ M_{нов_1} + M_{нов_2} & \text{— для повнопривідного автомобіля} & (24) \end{cases}$$

де: R_{y_1} – максимально можлива бічна реакція дороги на передній вісі автомобіля.

Максимально можливі бічні реакції дороги на вісях автомобіля

$$R_{y_2} = \begin{cases} 0,5 \cdot \varphi \cdot R_{z_2} \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\sigma_l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2} & \text{– для передньо- і} \\ & \text{повнопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{cases} \varphi \cdot R_{z_2} & \text{– для задньопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (26)$$

$$R_{y_1} = \begin{cases} 0,5 \cdot \varphi \cdot R_{z_1} \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\sigma_l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2} & \text{– для задньо- і} \\ & \text{повнопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (27)$$

$$\begin{cases} \varphi \cdot R_{z_1} & \text{– для передньопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (28)$$

В виразах (25)-(28) параметри з індексом «1» відносяться до передньої вісі автомобіля, а з параметрами «2» – до задньої вісі. При рівномірному русі, нехтуючи впливом аеродинамічної сили, отримаємо

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L}; \quad (29)$$

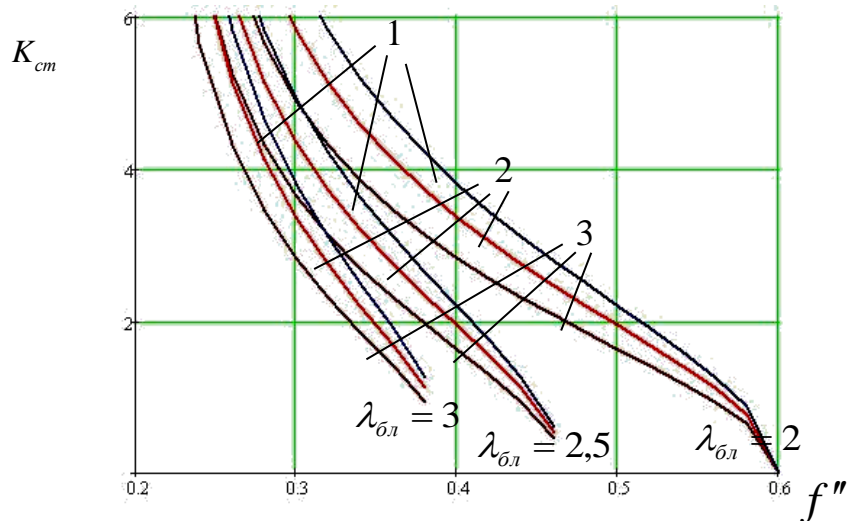
$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{d}{L}, \quad (30)$$

де: m – загальна маса автомобіля.

Підставляючи вирази (20), (21), (25)-(30) в рівняння (16), (17), (18), отримаємо після перетворень

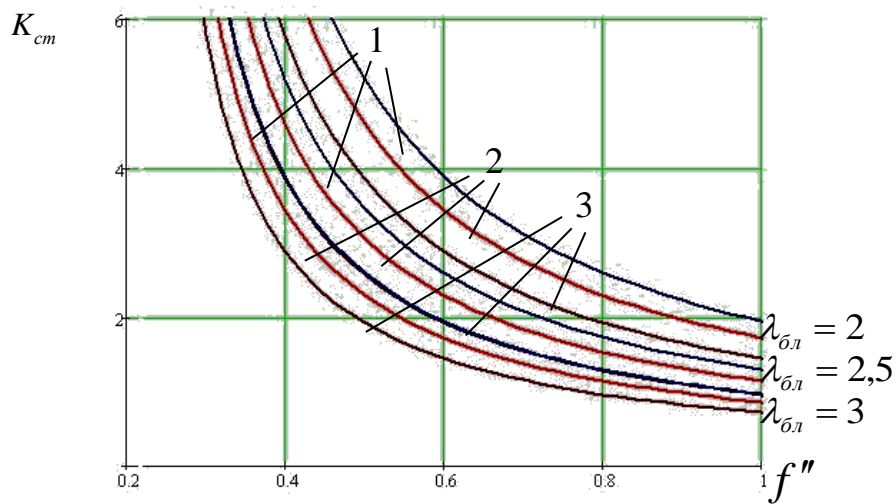
$$K_{cm} = \begin{cases} 2 \frac{L}{B} \frac{\sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \lambda_{\sigma l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}}{\left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \cdot (1 - \lambda_{\sigma l})} & \text{— для задньопривідного автомобіля} & (31) \\ 4 \frac{L}{B} \cdot \frac{\varphi \cdot d/b}{(\varphi + f'') \cdot (1 - \lambda_{\sigma l})} & \text{— для передньопривідного автомобіля} & (32) \\ 2 \frac{d}{B} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \lambda_{\sigma l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}}{\left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \cdot (1 - \lambda_{\sigma l}) \cdot L} & \text{— для повнопривідного автомобіля} & (33) \end{cases}$$

Графіки залежностей $K_{cm}(\lambda_{\sigma l})$ при різних значеннях f'' для автомобілів кожного із зазначених типів наведені на рис. 4, 5, 6. Стійкість автомобіля проти заносу забезпечується при $K_{cm} \geq 1$.



1 – $L/B = 1,9$ (BMW 318i); 2 – $L/B = 1,68$ (VW 1600); 3 – $L/B = 1,41$ (MCC Smart)

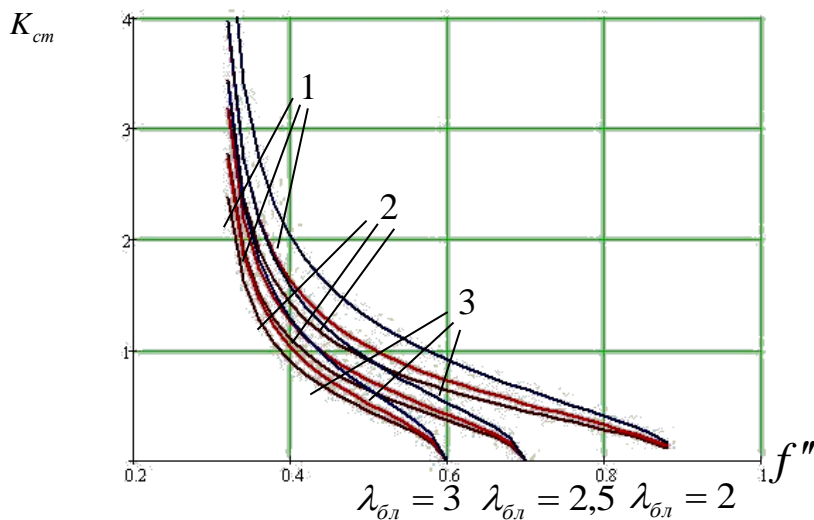
Рис. 4. Залежність $K_{cm} = K_{cm}(f'')$ для задньопривідного автомобіля при різних значеннях L/B



1 – $\Phi = 2,03$ (ALFA Romeo 166); 2 – $\Phi = 1,91$ (SEAT Toledo 1,8); 3 – $\Phi = 1,8$ (BA3-2110)

Рис. 5. Залежність $K_{cm} = K_{cm}(f'')$ для передньопривідного автомобіля при різних значеннях

$$\text{параметра } \Phi = \frac{L \cdot d}{B \cdot b}$$



1 – $d/B = 1,0$ (FORD Explorer); 2 – $d/B = 0,8$ (BA3-21213); 3 – $d/B = 0,7$ (AUDI A6 1,8 Quattro)

Рис. 6. Залежність $K_{cm} = K_{cm}(f'')$ для повнопривідного автомобіля при різних значеннях d/B

Висновки.

1. Отримані залежності (31) – (33) дозволяють оцінити стійкість автомобіля проти заносу і бічного відведення при наявності бортової нерівномірності коефіцієнтів опору коченню лівих і правих ведучих коліс.

2. Зниження коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою, як видно з системи рівнянь (31) – (33), збільшує небезпеку заносу при існуванні різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс.

3. При попаданні одного з ведучих коліс задньопривідного автомобіля на ділянку дороги з коефіцієнтом $f \geq 0,35$ (пухкий сніг, ґрунтова дорога в період бездоріжжя), можливе зниження K_{cm} менше одиниці. Для повнопривідних автомобілів $K_{cm} \leq 1$ при попаданні на ділянку з $f \geq 0,4$ (заболочена місцевість). Передньопривідні автомобілі більш стійкі проти заносу в тяговому режимі руху, ніж повно- і задньопривідні.

Список використаних джерел

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. М: Машиностроение, 1987. – 176 с.
2. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: [навч. посібник] / В. П. Волков. – Харків: ХНАДУ, 2004. – 292 с.
3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. - М.: Машгиз, 1959. – 312 с.
4. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 237 с.
5. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я. Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989. - 230 с.
7. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947 – 156 с.
8. Петрушов В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности / В. А. Петрушов // Автомобильная промышленность, 1963. - № 12. – С. 21–24.
9. Подригало М. А. Динамика автомобиля: [монография] / [Подригало М.А., Волков В.П., Клец Д. М. и др.]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
10. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
11. Шелухин А. С. Анализ потерь на качение пневматических шин в условиях движения автомобиля по дороге с твердым покрытием / А. С. Шелухин // сб.: Труды НАМИ. - М.: изд. НАМИ, 1965. - Вып. 79. - С. 21-45.

Аннотация

ВЛИЯНИЕ РАЗНОСТИ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ ЗАНОСА

Клец Д.М., Дубинин Е.О., Полянский А.С., Слинченко И.В.

Исследовано влияние разности коэффициентов сопротивления качению левых и правых ведущих колес на устойчивость автомобиля против заноса. Получены зависимости, связывающие величины коэффициентов блокировки межосевых дифференциалов с величиной соотношения коэффициентов сопротивления качению колес и геометрическими параметрами автомобиля. Полученные зависимости могут быть реализованы в программном обеспечении для имитационного моделирования автомобилей, систем динамической стабилизации и автомобильных тренажеров, а также в судебной автотехнической экспертизе.

Ключевые слова: *устойчивость, сопротивление качению, дифференциал, занос.*

Abstract

INFLUENCE OF DIFFERENCE OF LEADING WHEELS ROLLING RESISTANCE COEFFICIENTS ON THE VEHICLE STABILITY AGAINST SKIDDING

D. Klets, Ye. Dubinin, O. Polyanskyi, V. Slinchenko

The influence of the difference in the rolling resistance coefficients of the left and right drive wheels on the stability of vehicle against skidding is investigated. Dependences that connect the values of the blocking coefficients for the axle differentials with the ratio of the wheels rolling resistance coefficients and the vehicle geometrical parameters are obtained. The got dependences can be realized in software for the imitation design of cars, systems of the dynamic stabilizing and car trainers, and also in judicial vehicle examination.

Key words: *stability, rolling resistance, differential, skidding.*