

Двоважільна підвіска містить два кульових шарніра на колесо. Як зрозуміло із назви, даний тип підвіски має два важеля: довгий – нижній, так короткий – верхній. Така кінематика забезпечує стабільність положення колеса щодо зміни кута нахилу, а це, у свою чергу, позитивно впливає на рівень зчеплення із дорогою. Даний тип підвіски встановлюється на автомобіль середнього класу. Характеризуються високою вартістю обслуговування, адже має багато рухомих з'єднань, які виходять з ладу.

Література

1. Типи передніх автомобільних підвісок. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://www.ta4anu.com.ua/view_post.php?id=1870. (дата звернення 18.12.2018). – Назва з екрана.

2. Мигаль В. Д. Техническая диагностика автомобилей. Теоретические основы : учеб, пособ. / В. Д. Мигаль. - Х. : Изд-во «Майдан», 2014. - 516 с.

3. Павленко В. М. Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля / В. М. Павленко // Вісник НТУ «ХПІ». 2012. № 64. – С. 63-69. Кашканов Віталій Альбертович – к. т. н., доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет, e-mail: kash_2004@ukr.net Куца Марія Вадимівна – магістрантка групи 2АТ-17м, Вінницький національний технічний університет, e-mail: misakityan96@gmail.com Kashkanov Vitaliy – Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Automobile and Transport Management, Vinnytsia National Technical University, e-mail: kash_2004@ukr.net Kutsa Maria – magistrans group 2AT-17m. Vinnitsa National Technical University, e-mail: misakityan96@gmail.com

Шуклінов Сергій Миколайович, д-р т. н., професор,
Леонтьев Дмитро Миколайович, д-р т. н., професор,
Ужва Анатолій Вікторович, к.т.н. доцент,
Ткачов Олег Юрійович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
schuklinovsn@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСУ КОЧЕННЯ КОЛЕСА ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ДИНАМИКИ ДРАГСТЕРА

Зазвичай швидкість руху автомобіля обчислюється для відповідного значення частоти обертання вала двигуна за формулою

$$v_a = 0,377 \frac{n_e \cdot r_k}{u_{тр}}, \quad (1)$$

де n_e – частота обертання вала двигуна;
 $u_{тр}$ – передавальне число трансмісії;
 $\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;
 r_k – радіус кочення колеса.

(при цьому допускають, що $r_k \approx r_d$).

Тобто швидкість автомобіля розрахована з припущенням, що ведучи колеса не пробуксовують. Радіус кочення колеса можливо визначити за формулою [3]

$$r_k = r_{kc} \cdot (1 - s_6), \quad (2)$$

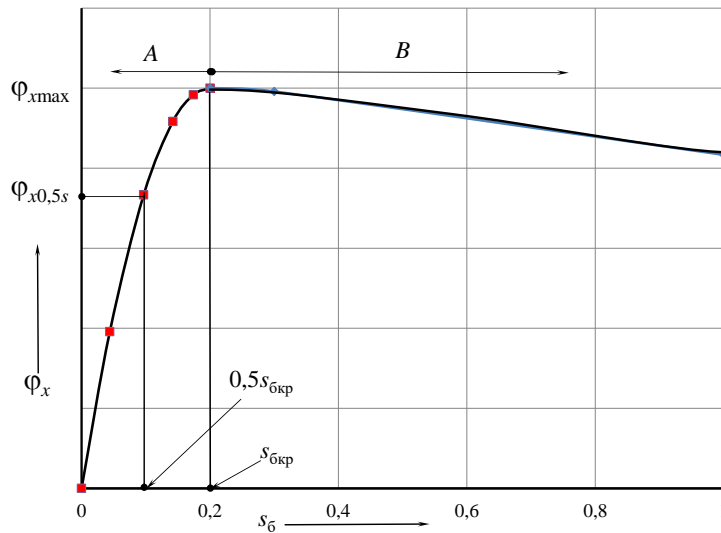
де r_{kc} – радіус кочення колеса у вільному режимі його кочення.

Радіус кочення колеса у вільному режимі значно менше відрізняється від динамічного радіусу колеса. Для більшості автомобільних шин справедливо співвідношення $r_{kc} \approx r_c \approx r_d$. Тобто, з урахуванням вище викладеного, швидкість руху автомобіля при великій питомій силі на ведучих колесах можливо обчислювати за формулою

$$v_a = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_d}{u_{тр}} \cdot (1 - s_6). \quad (3)$$

Складнощі у визначенні радіуса кочення (2) та відповідно швидкості руху автомобіля з урахуванням пробуксовування ведучих коліс за формулою (3) викликає відсутність математичного опису коефіцієнту буксування коліс s_6 у залежності від сили тяги на ведучих колесах. Але, є експериментально визначені залежності коефіцієнту реалізованого зчеплення від коефіцієнту буксування коліс s_6 для різних типів покриття дороги та швидкості руху. Для випадку розгону на твердій та сухій опорній поверхні функцію $\varphi_x = f(s_6)$, можливо представити у вигляді типової функції що зображено на рисунку 1.

Максимальне прискорення руху автомобіля при відповідній частоті обертання відбувається при критичному значенні коефіцієнта буксування $s_{6кр}$ та максимальному значенні реалізованого коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} . Тобто більш ефективний розгін автомобіля відбувається якщо ведуче колесо котиться у стійкій області. Тому для теоретичного дослідження максимальних динамічних властивостей достатньо визначити математичний опис залежності $s_6 = f(\varphi_x)$ саме у цій області, тобто при зміні коефіцієнту реалізованого зчеплення φ_x у інтервалі від 0 до φ_{xmax} , у якому коефіцієнт буксування s_6 змінюється від 0 до $s_{6кр}$.



A, B – область кочення ведучого колеса, відповідно стійка та нестійка; $s_{6кр}$ – критичний коефіцієнт буксування; $\varphi_{x\max}$ – максимальний коефіцієнт зчеплення

Рис. 1. Зображення типової $\varphi_x - s$ діаграми

Цій інтервал функції $\varphi_x=f(s_6)$ можливо описати поліномом другої степені виду

$$\varphi_x = -a \cdot s_6^2 + b \cdot s_6 + c, \quad (4)$$

a, b, c – коефіцієнти поліному.

Для визначення коефіцієнтів поліному треба визначити початкові умови та скласти три рівняння. Початкові умови характеризують координати характерних точок. Координати двох точок визначені на експериментальній $\varphi_x - s$ діаграмі : $(0; 0)$ та $(s_{6кр}; \varphi_{x\max})$. Координати третьої точки кривої раціонально визначити як значення коефіцієнта реалізованого зчеплення $\varphi_{x0,5s}$ при коефіцієнті буксування рівному $0,5s_{6кр}$, тобто $(0,5s_{6кр}; \varphi_{x0,5s})$.

Для початкових умов: $\varphi_x = \varphi_{x\max}$ і $s_6 = s_{6кр}$ рівняння (4) прийме вид

$$\varphi_{x\max} = -a \cdot s_{6кр}^2 + b \cdot s_{6кр} + c. \quad (5)$$

Для початкових умов: $\varphi_x = \varphi_{x0,5s}$ і $s_6 = 0,5s_{6кр}$ рівняння (4) прийме вид

$$\frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\max}} \cdot \varphi_{x\max} = -a \cdot (0,5s_{6кр})^2 + b \cdot 0,5s_{6кр} + c. \quad (6)$$

Для початкових умов: $\varphi_x = 0$ і $s_6 = 0$ рівняння (4) прийме вид

$$\varphi_x = 0 = -a \cdot (0,5 \cdot (s_6 = 0))^2 + b \cdot 0,5 \cdot (s_6 = 0) + c. \quad (7)$$

Зі рівняння (7) визначається, що коефіцієнт поліному $c=0$. Зі сумісного рішення рівнянь (5) і (7) висловимо коефіцієнт поліному a .

$$a = \frac{b \cdot s_{\text{бкр}} - \varphi_{x\text{max}}}{s_{\text{бкр}}^2}. \quad (8)$$

Висловимо коефіцієнт поліному a з рівнянь (6) і (7)

$$a = \frac{0,5b \cdot s_{\text{бкр}} - \varphi_{x0,5s}}{0,25s_{\text{бкр}}^2}. \quad (9)$$

Прирівняв праві частини виразів (8) і (9) отримаємо значення коефіцієнту поліному b

$$b = \left(4 \cdot \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 1 \right) \cdot \frac{\varphi_{x\text{max}}}{s_{\text{бкр}}}. \quad (10)$$

З урахуванням (10) зі (8) отримаємо значення коефіцієнту поліному a .

$$a = \left(4 \cdot \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2 \right) \frac{\varphi_{x\text{max}}}{s_{\text{бкр}}^2}. \quad (11)$$

Для отримання математичної залежності $s_6=f(\varphi_x)$ запишемо поліном (5), з урахуванням що $c=0$, у вигляді квадратного рівняння

$$a \cdot s_6^2 - b \cdot s_6 + \varphi_x = 0. \quad (12)$$

Приведемо рівняння (12) до виду

$$s_6^2 + p \cdot s_6 + q = 0, \quad (13)$$

де $p = -\frac{b}{a}$, $q = \frac{\varphi_x}{a}$ - коефіцієнти квадратного рівняння.

Рішення рівняння має два корні, але фізичний сенс має тільки один

$$s_6 = -0,5p - \sqrt{0,25p^2 - q}. \quad (14)$$

Після підстановки значень коефіцієнтів полінома та перетворень отримуємо залежність коефіцієнту буксування від реалізованого зчеплення $s_6=f(\varphi_x)$.

$$s_6 = s_{\text{бкр}} \cdot \left(0,5 \cdot \frac{4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 1}{4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2} - \sqrt{\frac{0,25 \left(4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 1 \right)^2 \cdot \varphi_{x\text{max}} - \left(4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2 \right)^2 \cdot \varphi_x}{4 \frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\text{max}}} - 2}} \right). \quad (15)$$

Для умови розгону автомобіля по сухій твердій опорній поверхні можливо прийняти припущення, що

$$\frac{\varphi_{x0,5s}}{\varphi_{x\max}} = 0,75. \quad (16)$$

При прийманні припущення (16) залежність (15) спроститься та прийме вигляд

$$s_{\phi} = s_{\text{бкр}} \left(1 - \sqrt{\varphi_{x\max} - \varphi_x}\right). \quad (17)$$

Графічне зображення теоретичної залежності коефіцієнта буксування від коефіцієнта реалізованого зчеплення відповідно до формули (17) представлено на рисунку 2. Графік побудовано для шини у якій максимальний коефіцієнт зчеплення $\varphi_{x\max} = 1,2$ реалізується при критичному коефіцієнті буксування $s_{\text{бкр}} = 0,2$.

Аргумент функції (17) коефіцієнт реалізованого зчеплення визначається як відношення

$$\varphi_x = \frac{R_{x2}}{R_{z2}}, \quad (18)$$

де R_{x2} , R_{z2} – поточні значення відповідно повздовжньої та нормальної реакцій на ведучих колесах.

Під час розгону драгстера повздовжня реакція на задніх ведучих колесах змінюється відповідно зміні моменту двигуна в залежності від частоти обертів та передавального числа трансмісії. На рисунку 3 наведено результати визначення радіуса кочення та коефіцієнту буксування ведучих коліс при моделюванні розгону драгстера.

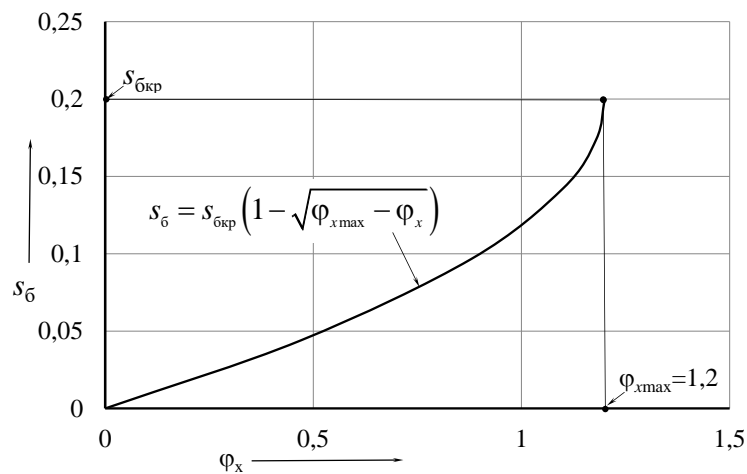


Рис. 2. Теоретична залежність коефіцієнту буксування від коефіцієнту реалізованого зчеплення

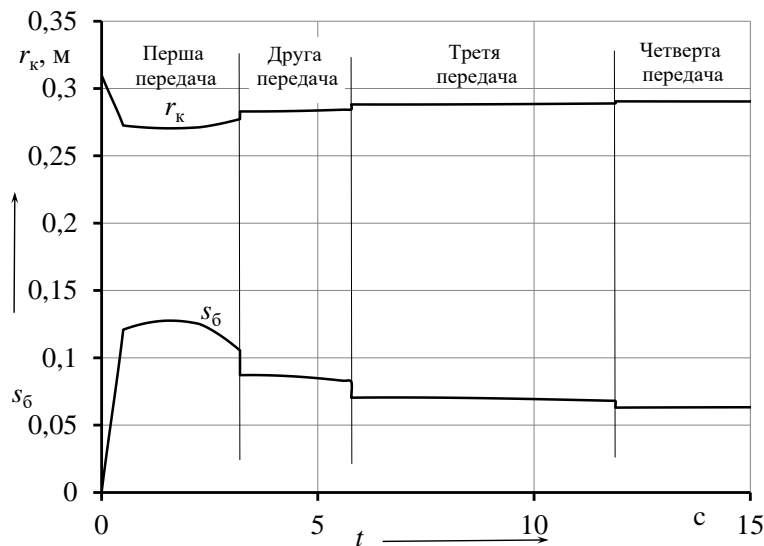


Рис. 3. Зміна радіуса кочення колеса і коефіцієнту його буксування при розгоні автомобіля

Болдовський Володимир Миколайович, к.т.н., доцент,
 Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»

РОЗВИТОК ТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ ДЛЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕКТРИЧНИХ АВТОМОБІЛІВ В УКРАЇНІ

Розвиток транспортної інфраструктури для електричних автомобілів в Україні є важливим завданням технічної експлуатації автомобілів, що в підсумку призведе до зменшення забруднення повітря та залежності від імпорту нафти.

Електричні автомобілі є вже досить поширеним транспортним засобом, кількість яких постійно зростає і в найближчі роки можна очікувати тільки на збільшення їх виробництва.

Відповідно потрібно постійно розвивати транспортну інфраструктуру та вдосконалювати методи технічної експлуатації електричних автомобілів.

Україна в останні роки здійснила кілька кроків у напрямку сприяння подальшого поширення електромобілів та створення відповідної інфраструктури.

Ось деякі з цих кроків:

1. Мережа зарядних станцій.

Україна розширює мережу зарядних станцій для електричних автомобілів, які доступні для громадського користування.

Це охоплює не тільки великі міста, але і автомагістралі та основні маршрути.

2. Державні пільги та підтримка.

Уряд України надає державні пільги та підтримку для власників електричних автомобілів, що стимулює покупку таких автомобілів.

3. Нормативи.