

2. Виявлено принципову можливість здійснювати керований вплив на розсіювання енергії у нерухомих фрикційних з'єднаннях деталей машин через створення певного запасу сили тертя в них.

1. Костогриз С.Г. *Механіка вібраційного тертя у номінально нерухомому фрикційному контакті: Автореф. ... дис. д-ра техн. наук: 05.02.04.* – Хмельницький, 1995. – 39 с. 2. Костогриз С.Г., Мисліборський В.В. // *Проблеми трибології (Problems of Tribology)* / 2010. – № 3. – С. 90–94. 3. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. *Колебания в инженерном деле.* – М.: Машиностроение, 1985. – 350 с.

УДК 629.017

*О.П. КРАВЧЕНКО, *О.П. САКНО, **О.В. ЛУКІЧОВ, **С.А. МАТВІЄНКО

*Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля,

**Донецька академія автомобільного транспорту

МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ПІДВІСЦІ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ЗНОС ШИН

© Кравченко О.П., Сакно О.П., Лукічов О.В., Матвієнко С.А., 2011

Розглянуто зв'язок між вібраційними процесами в підвісці вантажних автомобілів та інтенсивністю й виду зносу шин. Вібрації досліджені в середовищі Simulink для створеної фізичної моделі. Досліджено їх вплив на вид зносу шин та методи уникнення цього явища.

In the article, connection is between oscillation processes in the pendant of trucks and intensity and to the type of tire wear is considered. Vibrations are researched in the environment of Simulink for the created physical model. Their influence on the type of tire wear and methods of evasion of this phenomenon is researched.

Постановка проблеми. На інтенсивність зносу протектора шини впливає дуже багато чинників, таких як технічний стан вузлів автомобіля, дорожні умови, кваліфікація водія та інші. Серед основних експлуатаційних властивостей вантажних автомобілів – плавність ходу, що виражається характеристиками коливальних процесів його мас, займає особливе місце. Це пояснюється істотним впливом коливань кузова й коліс, що виникають при русі по нерівностях дороги, майже на всі експлуатаційні якості автомобіля, а особливо на стан і знос шин, що безпосередньо сприймають всі фактори, що збурюють.

Аналіз останніх досліджень. Проблеми плавності ходу й підресорювання автомобілів присвячені фундаментальні дослідження І.Г. Пархиловського, Я.М. Певзнера, Р.В. Ротенберга, А.А. Силаєва, А.А. Хачатурова, Н.Н. Яценко й інших, в яких розроблено сучасну теорію коливань автомобіля. Ефективно ця теорія розвивалася у напрямі вдосконалення розрахунків і оцінювання завантаженості основних агрегатів трансмісії, в реальних умовах руху й в побудови теорії й методів форсованих полігонних випробувань.

Формулювання мети. Метою статті є дослідження динамічних процесів підвіски в середовищі Simulink для визначення взаємодії підвіски й шини та зв'язку цих процесів з інтенсивністю та видом зносу шин.

Виклад основного матеріалу. Нерівності дорожнього покриття моделюються не як функції місцеположення, а як функції часу, оскільки вони за заданої швидкості збурюють динаміку руху в часі. Вони описуються трьома основними видами [1]: а) періодичне збурювання

$$h(t) = h_0 + \hat{h}_1 \sin(\omega t + V_1) + \hat{h}_2 \sin(2\omega t + V_2) + \dots + \hat{h}_i \sin(i\omega t + V_i) + z \quad i = 3,4,\dots; \quad (1)$$

б) стохастичне збурювання зі спектральною щільністю нерівностей; в) окремі перешкоди з функціями, що можуть бути диференційовані, наприклад, $(1-\cos(t))$ – функція або функція параболи.

Невеликі виступи на траєкторії руху можуть бути змодельовані як нерівності. На рис.1 наведено траєкторію руху осі колеса при заїзді на виступ $r + h(s)$, яка з'являється при перекочуванні.

Після розв'язання геометричних зв'язків та зсуву траєкторії вниз на величину r отримують ефективну для динаміки висоту (пунктирна лінія на рис. 1):

$$h(s) = \begin{cases} 0, & s \leq s_1 \\ b - r \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{s - s_0}{r} \right)^2} \right), & s_1 \leq s \leq s_0 \\ b, & s > s_0 \end{cases} \quad (2)$$

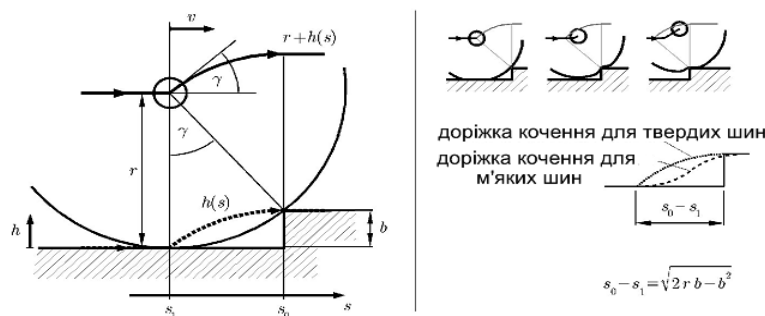


Рис. 1. В'їзд на виступ з ефективною висотою виступу

Відповідну залежність від часу за постійної швидкості v отримують за формулою $s_{(i)} = vt_{(i)}$. Колесо заїжджає з кутом удару g на перешкоду, зв'язок радіуса та висоти перешкоди

$$\frac{b}{r} = 1 - \cos g \quad (3)$$

Більші кути удару створюють великі горизонтальні сили удару та механічні навантаження, тому їх треба уникати. Рівняння (2) є дійсним для жорстких покришок коліс, при яких навантаження на опору, колесо та підшипник колеса є максимальними.

Розглянемо динаміку для керованих коліс, шини яких мають найбільшу інтенсивність зносу.

Для керованих коліс використовуються ресори, які повинні компенсувати нерівності дороги та підвищувати комфорт. На першому етапі ресори будуть змодельовані як лінійний елемент. На рис. 2,а [1] індекс i позначає f – передня сторона та a – задня сторона, S – позначає підресорювання керованого колеса та R – кероване колесо; m_ζ об'єднує маси колеса, підшипника, осі та жорстко поєднані з цими частинами деталі механіки демпфування.

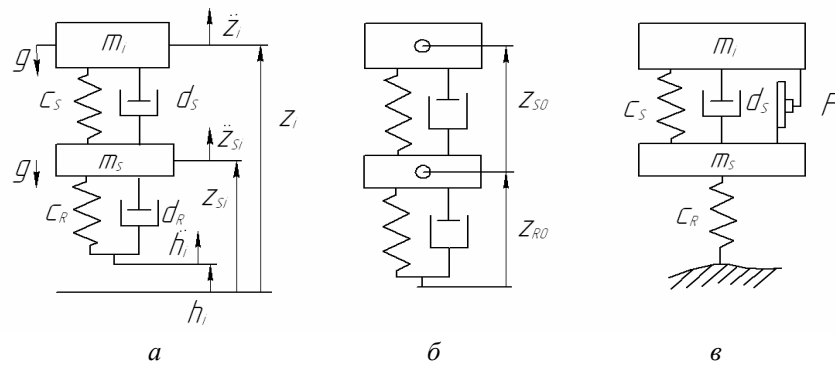


Рис. 2. Величини лінійної моделі для підресорювання керованого колеса (а), повністю розвантажена (б), спрощена з кулонівським тертям (в)

Якщо враховувати максимально відкриту позицію підресорювання покриття z_{R0} , а також підресорювання керованого колеса z_{S0} , то можна записати диференційні рівняння:

$$m_s \ddot{z}_{Si} = -m_s g + c_r(z_{R0} - z_{Si} + h_i) - d_r(\dot{z}_{Si} - \dot{h}_i) - c_s(z_{S0} - z_{Si} + z_i) + d_s(\dot{z}_i - \dot{z}_{Si}); \quad (4)$$

$$m_i \ddot{z}_i = -m_i g + c_s(z_{S0} - z_i + z_{Si}) - d_s(\dot{z}_i - \dot{z}_{Si}). \quad (5)$$

Якщо колесо відривається від поверхні, тобто $(z_{Si} - h_i > z_{R0})$, то можна знехтувати впливом пружини, тобто $c_r(z_{R0} - z_{Si} + h_i)$. Тертя та кінцеві упори не будуть враховані.

На рис. 3 зображено модель симуляції рівнянь руху в Simulink у вигляді блоків. Симуляцію вертикальної динаміки цієї моделі показано на рис. 4, а. Згори донизу показано поведінку в часі величин z_i , z_{Si} , h_i . Значення прийняті зі зменшенням у 100 разів від навантаження на автомобіль: $m_i = 50$ кг, $m_{Si} = 2$ кг, $c_r = 100$ кН/м, $c_s = 15$ кН/м, $d_s = 500$ Нс/м, $z_{R0} = 0,1$ м, $z_{S0} = 0,3$ м. Величина, що описує нерівності поверхні h_i , – це збурююча вхідна величина щодо нерівність висотою 30мм та діє від $t = 1$ с до $t = 2$ с. Спочатку коливається система в ненапруженому стані на рівні стаціонарних значень. Маса конструкції m_i коливається значно сильніше на пружині (графік для z_i) ніж жорсткіше гумове колесо (графік для z_{Si}), яке чіткіше слідує протіканню коливань величини h_i .

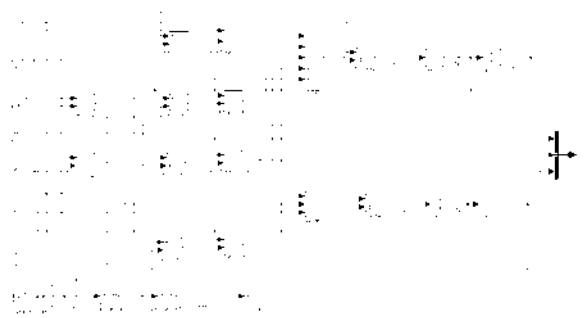


Рис. 3. Схема реалізації рівнянь для простої моделі керованого колеса

Для демпфування керованого колеса необхідна регульована механіка, яка буде представлена незмінним кулонівським тертям F_c , що не залежить від швидкості руху. Враховуючи це, можна отримати рівняння (6) та (7); результат розрахунку наведено на рис. 4,б:

$$m_s \ddot{z}_{Si} = -m_s g + c_r(z_{R0} - z_{Si} + h_i) + \text{sgn}(\dot{z}_i - \dot{z}_{Si})F_c - d_r(\dot{z}_{Si} - \dot{h}_i) - c_s(z_{S0} - z_{Si} + z_i) + d_s(\dot{z}_i - \dot{z}_{Si}); \quad (6)$$

$$m_i \ddot{z}_i = -m_i g + c_s (z_{s0} - z_i + z_{Si}) - d_s (\dot{z}_i - \dot{z}_{Si}) - \text{sgn}(\dot{z}_i - \dot{z}_{Si}) F_C \quad (7)$$

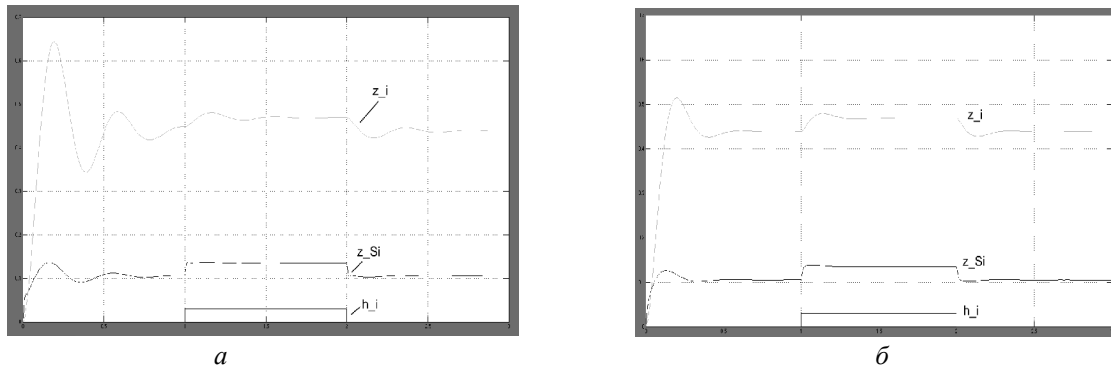


Рис. 4. Вертикальний рух лінійної моделі підресорювання керованого колеса по рівнянням при наїзді на нерівність висотою 30 мм: а - (4) і (5) при $F_C = 0 \text{ H}$, б - (6) і (7) кулонівським тертям при $F_C = 100 \text{ H}$

Симуляція показує швидкий перехідний процес через високий ступень загального демпфування. Збільшення тертя зменшує динамічні характеристики, але істотно погіршує експлуатацію механічних систем.

Вертикальну динаміку натомість можна поліпшити з використанням нелінійних характеристик для ресор; це [2]: прогресивні характеристики, за яких із ростом ступеня жорсткості зростає інтенсивність росту сили ресори (ресора стає більш жорсткою); дегресивні характеристики, при яких із ростом ступеня стискування інтенсивність росту сили пружності зменшується (рис. 5). Стационарні значення для z_i та F_{zi} залишаються такими самими, як і для лінійної характеристики.

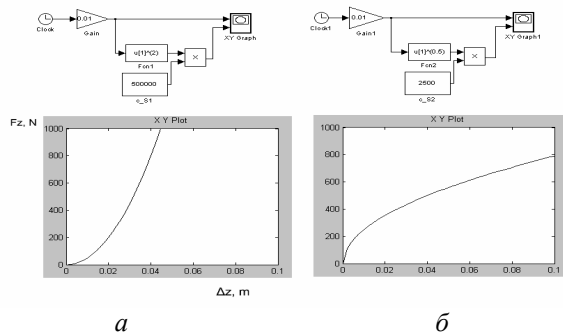


Рис. 5. Прогресивні (а) та дегресивні (б) характеристики підресорювання керованих коліс

За таких самих числових значень, як у попередніх прикладах та з $F_C = 1 \text{ H}$ промодельований переїзд перешкоди для ресор з різними характеристиками (рис. 6).

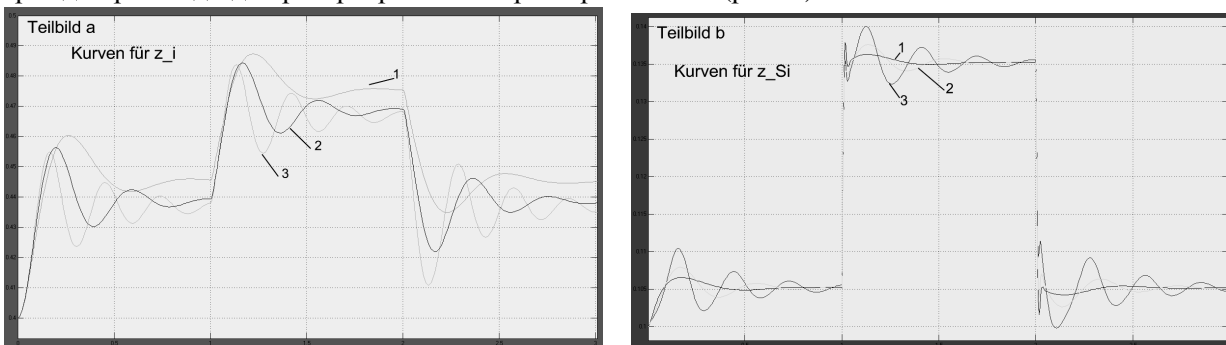


Рис. 6. Вертикальний рух моделі підресорювання керованих коліс при подоланні перешкоди висотою 30 мм для прогресивної (1), дегресивної (2) та лінійною (3) характеристик для c_s

Використання ресор з прогресивною характеристикою веде до великого «вибросу» на початку переїзду, тому що ресора спочатку однаково реагує навіть за більших відхилень. До того ж максимальне переміщення всієї конструкції більше на 5 мм, ніж за умов дегресивної характеристики. Тож можна зазначити, що використання дегресивної характеристики є більш вдалим для отримання спокійнішої вертикальної динаміки та вищого комфорту їзди.

Також було досліджено повздовжні коливання системи [1]. Наведемо лінійну модель. Оскільки керовані колеса повинні компенсувати великі нерівності поверхні, то їх ресори будуть м'якші ніж у приводних коліс, тобто $c_w > c_s$. Це призводить до того, що повздовжня динаміка з коливаннями у напрямку повздовжньої осі буде більш виражена, ніж динаміка з поперечними коливаннями. Необхідно дослідити, як можна описати повздовжні коливання простою лінійною моделлю (рис. 7).

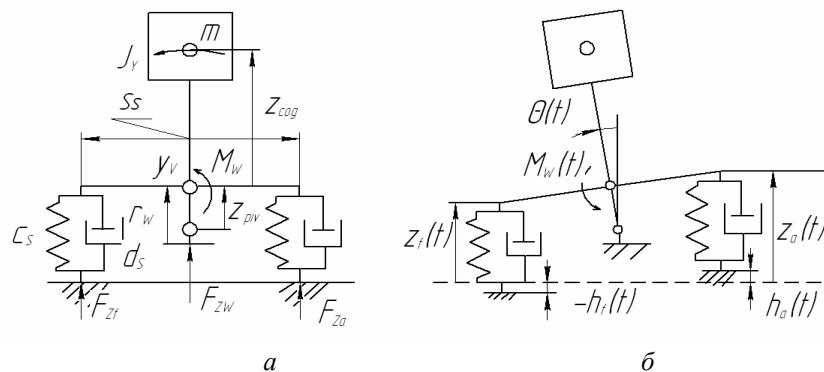


Рис. 7. Конструкція (а) та позначення величин (б) спрощеної лінійної моделі коливань

Було прийнято такі припущення: автомобіль коливається тільки в повздовжньому напрямі відносно вертикальної осі без вертикальних коливань, приводні колеса жорсткі та навантажені постійною силою $F_{zw} = F_{zl} + F_{zr} = const$. Величина F_{zw} залежить від геометрії конструкції та повинна бути більшою ніж навантаження керованих коліс, $F_{zra} = F_{zfa} + F_{zra}$. Керовані колеса приймаються жорсткими та масою m_s можна знехтувати; z_{piv} позначає відстань поперечної осі в напрямі від z_v до осі y_v ; z_{piv} знаходиться між точкою перетину середньої площини колеса та опорної поверхні та віссю y_v і залежно від ситуації та приводного моменту може швидко змінюватися в певному діапазоні. Нерівності поверхні описуються змінною h_i , причому повинно бути $h_f = -h_a$, щоб сила $F_{zw} \approx const$. Привідні моменти правого та лівого приводу будуть поєднані в один $M_w = M_r + M_l$; M_w та h_i – це вхідні величини. Відхилення приймаємо малими, так щоб відстань між передньою та задньою точкою перетину середньої площини колеса та опорної поверхні була постійною s_s та $\sin q = \tan q = q$.

Незважаючи на спрощення, за цією моделлю повинні бути описані в першому наближенні взаємозв'язки між розрахунковими параметрами $m, F_{zw}, z_{cog}, s_s, c_s, d_s, r_w$.

Після переміщень та перегрупувань отримано диференціальне рівняння (8):

$$z_{cog}^2 m \ddot{q} + \frac{s_s^2 d_s}{2} \dot{q} + \left(\frac{s_s^2 c_s}{2} - (mg - F_{zw}) z_{cog} \right) q = M_w + \frac{s_s c_s}{2} (h_a - h_f) + \frac{s_s d_s}{2} (\dot{h}_a - \dot{h}_f). \quad (8)$$

Схема реалізації та результати дослідження наведено на рис. 8 та 9.



Рис. 8. Схема реалізації рівняння 8 для динаміки коливань у повздожньому напрямку

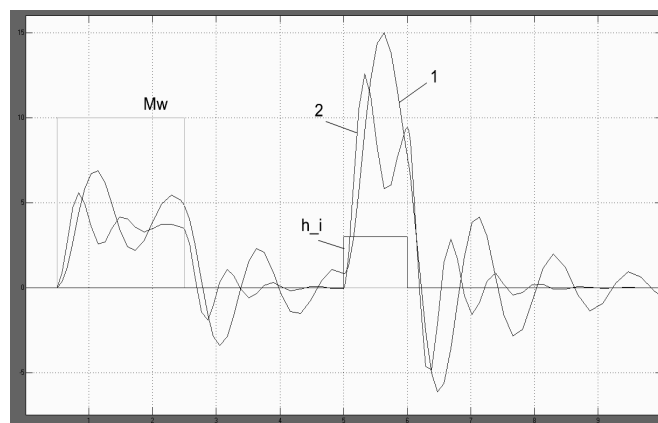


Рис. 9. Симуляція куту нахилу в повздожньому напрямку $q(t)$ лінійної моделі коливань при збуренні моментом $M_w = 100$ Нм та проїзд через 30 мм сходинок 1 – $z_{piv} = 0,2$ м; 2 – $z_{piv} = 0$ м

Дослідження показали, що раціональним вибором підвіски з урахуванням реальних умов експлуатації можна зменшити амплітуду та кількість коливань. Це дає змогу зменшити [3] інтенсивність зносу та уникнути плямистого зносу. За наявності у шин таких видів зносу можна робити висновок про неефективну або несправну підвіску та амортизатори автомобіля.

Висновки. На основі вивчення варіантів характеристик для підресорювання керованих коліс можна стверджувати, що найкращі параметри динаміки мають системи з дегресивними характеристиками ресор. У цьому випадку демонструються менші кути відхилення, менша амплітуда та тривалість коливальних процесів порівняно з системами для лінійних та прогресивних характеристик. Це дає змогу зменшити інтенсивність зносу шин та забезпечити його рівномірний характер, уникаючи плямистого зносу, що переважно залежить від циклічності коливань.

1. Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Aufl. Berlin u.a.: Springer, 2004. 2. Haberhauer H., Bodenstern F.: *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*. Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg, 2005. 3. Кравченко О.П. Аналіз чинників, що визначають інтенсивність і характер зносу протектора шин та його зв'язок з технічним станом елементів автомобіля / О.П. Кравченко, О.П. Сакно, О.В. Лукічов, М.І. Гнатюк // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". – Луцьк: ЛНТУ, 2011. Вип. 31. – С. 170 – 176.