УДК 621.015

РОЗРОБКА ПРОСТОРОВОЇ МОДЕЛІ КОЛИВАНЬ КУЗОВА АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС ЙОГО ГАЛЬМУВАННЯ

В.О. Гелло, аспірант, ХНАДУ

Анотація. *Запропоновано модель коливань кузова автомобіля у процесі гальмування. Отримана модель може бути використана для подальшого створення імітаційних моделей із високим ступенем універсальності.*

Ключові слова: *коливання, імітаційне моделювання, гальмівні сили.*

РАЗРАБОТКА ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЕГО ТОРМОЖЕНИИ

В.О. Гелло, аспирант, ХНАДУ

Аннотация. *Предложена модель колебаний кузова автомобиля в процессе его торможения. Полученная модель может быть использована для дальнейшего создания имитационных моделей с высокой степенью универсальности.*

Ключевые слова: *колебания, имитационное моделирование, тормозные силы.*

DEVELOPMENT OF THE SPATIAL MODEL OF VEHICLE BODY OSCILLATIONS DURING ITS BRAKE

V. Gello, postgraduate, KhNAHU

Abstract. *The spatial model evaluating the oscillations of a braking vehicle's body is proposed. This model can be used for further development of simulation models with high degree of universality.*

Key words: *oscillations, simulation, braking forces.*

Вступ

У теорії автомобіля широко використовуються моделі коливань підвіски, тому що вони дозволяють оцінити якість роботи підвіски та міру впливу коливань на ефективність роботи усіх систем автомобіля. Більшість моделей коливань оперує реакціями підвіски на нерівності дорожнього покриття, що є достатнім для випадків, коли об'єктом дослідження виступає підвіска. Для дослідження ж ефективності та стабільності гальмового керування необхідно враховувати коливальні процеси, викликані нерівномірною дією гальмівних сил на колеса автомобіля. У статті розглядається саме така модель, що дозволяє аналізувати коливання кузова автомобіля під дією гальмівних сил.

Аналіз публікацій

Існує багато моделей коливань кузова автомобіля, що дозволяють дослідити реакцію підвіски на дорожні нерівності. Такі моделі розглянуто у [1–3].

У [1] розглянуто основні умови виникнення коливань та запропоновано одномасову модель оцінки вільних коливань автомобіля. У [2] розглянуто метод Лагранжа та наведено приклад його використання для аналізу коливань спрощеної одномасової коливальної системи У [3] проведено ґрунтовний аналіз поведінки автомобіля у повороті та наведено рекомендації щодо створення просторових динамічних моделей автомобіля.

Аналіз коливальної системи

Розглянемо коливальну систему, показану на рис. 1. Коливальна система складається з підресореної маси (кузова автомобіля), непідресореної маси, пружин та демпферів.

Нехай $Z = Z(t), \phi = \phi(t), \beta = \beta(t)$ – відповідно вертикальне переміщення центру мас, повздовжнє кутове переміщення підресореної маси щодо центру мас та поперечне кутове переміщення підресореної маси щодо центру мас; m, I_x, I_y – відповідно підресорена маса та моменти інерції підресореної маси у повздовжньому та поперечному напрямку; k_1, k_3, n_1, n_3 – коефіцієнти жорсткості та демпфірування передніх коліс; k_2, k_4, n_2, n_4 – коефіцієнти жорсткості та демпфірування задніх коліс; a, b – відповідно відстані від передньої та задньої осі до центру мас автомобіля; c, d – відповідно відстані від центрів правих та лівих коліс до центру мас; h – висота центру мас відносно шляху; $F_1 = F_1(t), F_2 = F_2(t)$ – гальмівні сили, прикладені до коліс відповідно передньої та задньої осі; M_x, M_y – відповідно поздовжній та перечний крутні моменти гальмівних сил.

Припустімо, що величини коефіцієнтів $k_i, n_i, i = \overline{1,4}$ по колесах підпорядковуються наступним обмеженням

$$\frac{k_1}{k_3} = \frac{k_2}{k_4} = \frac{b}{a}, \tag{1}$$

$$\begin{aligned} k_1 &= k_3, \\ k_2 &= k_4. \end{aligned} \tag{2}$$

$$c = d. \tag{3}$$

При цьому умова (1) виконується для порожнього автомобіля, умова (2) визначає рівність жорсткості лівого та правого борту, а (3) – відповідно властивість бортової симетрії автомобіля [1].

Побудуємо систему рівнянь Лагранжа для розглянутої коливальної системи. Рівняння Лагранжа для консервативної механічної системи формулюється як

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial T}{\partial q} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}}. \tag{4}$$

де Π – повна потенційна енергія коливальної системи; T – її повна кінетична енергія; Φ – повна енергія, розсіювана в демпферах; $q, \dot{q}$ – узагальнене переміщення та його перша похідна.

Для розглянутої коливальної системи узагальненими переміщеннями є Z, ϕ, β.

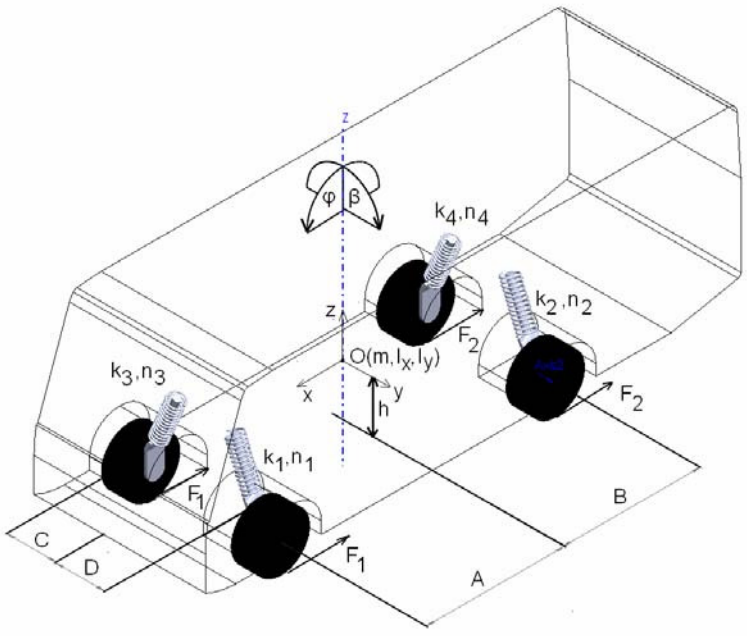

Рис. 1. Модель автомобіля з позначеннями

Тому система складається з трьох рівнянь відносно цих переміщень, а для побудови цих рівнянь необхідно визначити енергії $П$, T, $Ф$ та їх часткові похідні по Z,ϕ,β. Таким чином формулюються ліві частини рівнянь системи (5).

Оскільки гальмівні сили F_1,F_2 спрямовані паралельно напрямку руху автомобіля, то вертикальна збурююча сила, що впливає на переміщення кузова Z, відсутня. Тому права частина першого рівняння (5) дорівнює нулю.

Для визначення збурюючого крутного моменту M_x припустимо, що напрямком відліку для нього є напрямок руху автомобіля. Тоді крутний момент M_x дорівнює сумарному моменту сил F_1,F_2 на плечі h. За аналогією будуємо третє рівняння системи для переміщення β, врахувавши, що прямолінійного руху крутний момент M_y дорівнює нулю і може бути випущений із третього рівняння системи. Маємо остаточний вираз

$$\begin{cases} \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial \dot{Z}}\right)-\dfrac{\partial T}{\partial Z}+\dfrac{\partial П}{\partial Z}+\dfrac{\partial Ф}{\partial \dot{Z}}=0, \\ \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial \dot{\phi}}\right)-\dfrac{\partial T}{\partial \phi}+\dfrac{\partial П}{\partial \phi}+\dfrac{\partial Ф}{\partial \dot{\phi}}- \\ -\left(F_1+F_2\right)h=0, \\ \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial \dot{\beta}}\right)-\dfrac{\partial T}{\partial \beta}+\dfrac{\partial П}{\partial \beta}+\dfrac{\partial Ф}{\partial \dot{\beta}}=0. \end{cases} \tag{5}$$

Вираз для повної потенційної енергії коливань системи П набуде вигляду

$$\begin{aligned} П=&\frac{1}{2}\left[k_1+k_2+k_3+k_4\right]Z^2+ \\ &+\frac{1}{2}\left[k_1a^2+k_2a^2+k_3b^2+k_4b^2\right]\phi^2+ \\ &+\frac{1}{2}\left[k_1c^2+k_2d^2+k_3c^2+k_4d^2\right].\beta^2+ \\ &+Z\phi\left[a\left(k_1+k_2\right)-b\left(k_3+k_4\right)\right]+ \\ &+Z\beta\left[c\left(k_1+k_3\right)-d\left(k_2+k_4\right)\right]. \end{aligned} \tag{6}$$

Повна кінетична енергія коливань системи Т складається з поступального переміщення підресореної маси Z та її кутових переміщень у двох площинах із кутами ϕ,β. Тому маємо

$$T=\frac{1}{2}m\dot{Z}^2+\frac{1}{2}I_x\dot{\phi}^2+\frac{1}{2}I_y\dot{\beta}^2. \tag{7}$$

Аналогічно виразимо повну енергію дисипації Ф

$$\begin{aligned} Ф=&n_1\left(\dot{Z}+a\dot{\phi}+c\dot{\beta}\right)^2/2+ \\ &+n_2\left(\dot{Z}+a\dot{\phi}-d\dot{\beta}\right)^2/2+ \\ &+n_3\left(\dot{Z}-b\dot{\phi}+c\dot{\beta}\right)^2/2+ \\ &+n_4\left(\dot{Z}-b\dot{\phi}-d\dot{\beta}\right)^2/2. \end{aligned} \tag{8}$$

Підставивши похідні від (6)–(8) у (5), отримаємо шукану систему рівнянь (9)–(11)

$$\begin{aligned} &m\ddot{Z}+\left(n_1+n_2+n_3+n_4\right)\dot{Z}+ \\ &+\left(n_1a+n_2a-n_3b-n_4b\right)\dot{\phi}+ \\ &+\left(n_1c-n_2d+n_3c-n_4d\right)\dot{\beta}+ \\ &+\left(k_1+k_2+k_3+k_4\right)Z+ \\ &+\left[a\left(k_1+k_2\right)-b\left(k_3+k_4\right)\right]\phi+ \\ &+\left[c\left(k_1+k_3\right)-d\left(k_2+k_4\right)\right]\beta=0, \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned} &I_y\ddot{\phi}+\left(n_1a^2+n_2a^2+n_3b^2+n_4b^2\right)\dot{\phi}+ \\ &+\left(n_1a+n_2a-n_3b-n_4b\right)\dot{Z}+ \\ &+\left(n_1ac-n_2ad-n_3bc+n_4bd\right)\dot{\beta}+ \\ &+\left(k_1a^2+k_2a^2+k_3b^2+k_4b^2\right)\phi+ \\ &+\left[a\left(k_1+k_2\right)-b\left(k_3+k_4\right)\right]Z- \\ &-\left(F_1+F_2\right)h=0, \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned} &I_x\ddot{\beta}+\left(n_1c^2+n_2{}^2d+n_3c^2+n_4d^2\right)\dot{\beta}+ \\ &+\left(n_1c-n_2d+n_3c-n_4d\right)\dot{Z}+ \\ &+\left(n_1ac-n_2ad-n_3bc+n_4bd\right)\dot{\phi}+ \\ &+\left(k_1c^2+k_2d^2+k_3c^2+k_4d^2\right)\beta+ \\ &+\left[c\left(k_1+k_3\right)-d\left(k_2+k_4\right)\right]Z=0. \end{aligned} \tag{11}$$

За отриманими рівняннями (9)–(11) можна побудувати імітаційні моделі та проаналізувати коливальні процеси, що виникають на різних режимах руху автомобілів та автобусів.

Висновки

У статті запропоновано просторову модель коливань кузова автомобіля у процесі гальмування. З отриманих рівнянь видно, що під час гальмування виникають коливальні процеси, пов'язані з характером взаємодії двох систем «пружина-демпфер».

Характер цих процесів (амплітуда та частота коливань) залежить від співвідношень між вихідними значеннями коефіцієнтів жорсткості та демпфірування.

Отримана модель може бути використана для подальшого створення імітаційних моделей із високим ступенем універсальності.

Література

1. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1989. – 400 с.
2. Основы прикладной теории колебаний : учеб. пособие / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов и др. – Харьков : ХНАДУ, 2002. – 130 с.
3. Thomas Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas Gillespie // SAE Press. – Michigan, 1997 – 640 p.

Рецензент: В.Г. Солодов, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 15 июля 2011 р.