

С.В. Мельничук, к.т.н., доц.

Є.М. Рибалкін, к.т.н., доц.

Житомирський державний технологічний університет

ПОВЗДОВЖНІ КОЛИВАННЯ АВТОМОБІЛЯ, ПІДРЕСОРЕНОГО ПІДВІСКАМИ НА ОСНОВІ ЧОТИРИЛАНКОВОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Частина I. ВЛАСНІ КОЛИВАННЯ

В роботі розглядаються коливання автомобіля з підвісками на основі чотириланкового важільного механізму в повздовжній площині. Отримані закономірності для визначення власних частот. Зроблені висновки щодо доцільності використання вказаних підвісок.

Вступ. В ряді попередніх робіт [1–4] було описано новий тип підвіски з пружно-демпферним модулем на основі чотириланкового важільного механізму (рис. 1). Дослідження даного типу підвіски показали її переваги: розширення діапазону регулювання плавності ходу; збільшення енергоємності підвіски, що дає змогу використовувати пружні та демпферні елементи із вдвічі меншими коефіцієнтами жорсткості та в'язкості; зменшення амплітуд коливання підресореної маси.

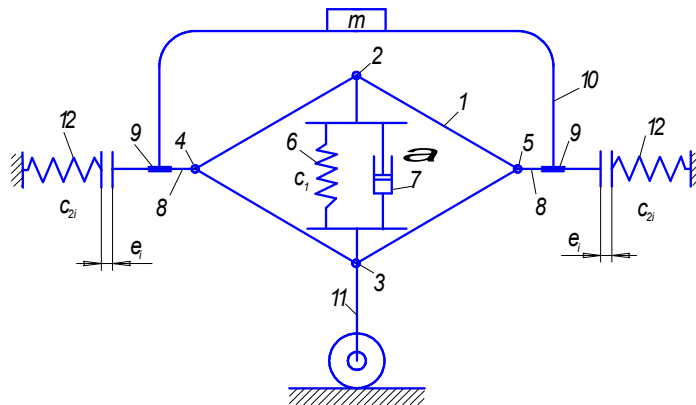


Рис. 1. Кінематична схема пружно-демпферного модуля підвіски транспортного засобу на основі чотириланкового важільного механізму:

1 – чотириланковий важільний механізм; 2, 3, 4, 5 – шарніри; 6 – пружний елемент; 7 – демпферний елемент; 8 – повздовжні горизонтальні напрямні; 9 – підшипники кріплення підресореної маси m ; 10 – кріплення підресореної маси; 11 – кріплення неї підресореної маси; 12 – додаткові пружні елементи

В проведених дослідженнях вивчали вертикальні коливання одного пружно-демпферного модуля в одномасовій та двомасовій системах за власними та вимушеними коливаннями. Отримані математичні та комп'ютерні моделі коливального процесу, які дозволяють підбирати та перевіряти параметри проєктованих підвісок.

Зрозуміло, що вертикальні коливання одного пружно-демпферного модуля підвіски (приведена підвіска однієї осі) не можуть дати повну картину коливань автомобіля в повздовжній площині: взаємний вплив вертикальних коливань над окремими осями; кутові повздовжні коливання.

Для традиційних підвісок повздовжні коливання широко описані в технічній літературі [5–7]. Відомі методики розрахунку підвісок, закономірності підбору параметрів коливальних систем з отриманням заданого рівня плавності руху автомобіля.

Метою досліджень є отримання математичних моделей повздовжніх коливань автомобіля, підресореного підвісками на основі чотириланкового важільного механізму.

Метою даної роботи є математичний опис власних повздовжніх коливань вказаної вище системи підресорювання.

Виклад основного матеріалу. В роботі розглядаються лінійні вертикальні (покачування) і кутові (галопування) коливання кузова автомобіля (рис. 2) в повздовжній площині на підвісках, які представляють собою пружно-демпферні модулі (див. рис 1).

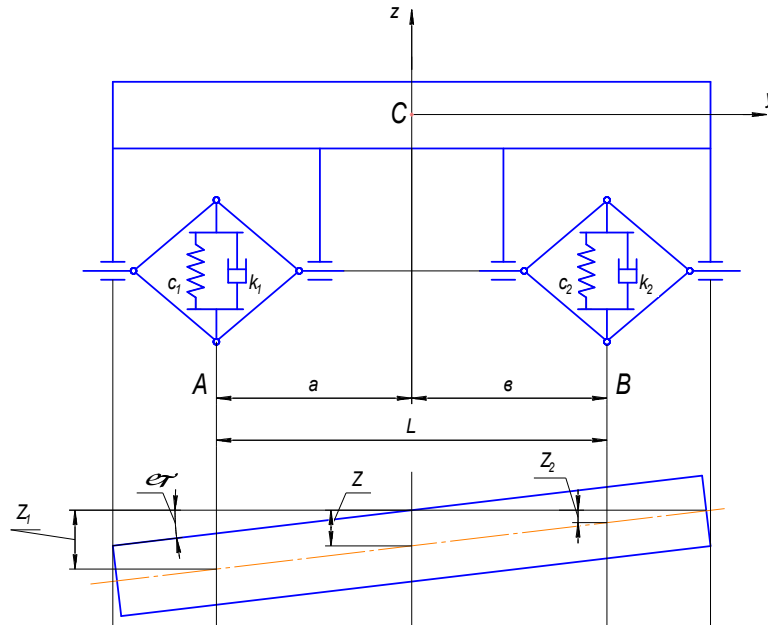


Рис. 2. Розрахункова схема коливань автомобіля, підресореного підвіскою на основі чотириланкових важільних механізмів

Система координат $Sxyz$ проведена так, що початок координат співпадає з центром мас C кузова, площина Syz є вертикальна площина, яка проходить через центр мас C .

Якість підвісок, які розглядаються: деформація підвіски рівняється подвоєному переміщенню підресореної маси, [1, 2] тобто:

$$z_{1II} = 2z_1 \quad \text{і} \quad z_{2II} = 2z_2,$$

якщо прийняти, що точки A і B підвісок нерухомі відносно системи координат $Sxyz$.

В роботі прийняті позначення:

$z = z_c$ – вертикальне переміщення центра мас кузова;

z_1 і z_2 – вертикальне переміщення кузова над передньою і задньою осями автомобіля;

a, b – відстань по горизонталі від центра мас кузова до лінії вертикального переміщення передньої і задньої осей автомобіля, $a + b = L$ – база автомобіля;

φ – кутовий (повздожній) поворот автомобіля;

c_1, c_2 – приведені коефіцієнти пружного, K_1, K_2 – в'язкого опору підвісок передньої і задньої осей автомобіля.

Розглядаючи кузов як тверде тіло маси M , маємо:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + 2k_1\dot{z}_1 + 2c_1z_1 + 2k_2\dot{z}_2 + 2c_2z_2 &= 0, \\ Mq^2\ddot{\varphi} + 2k_1\dot{z}_1a - 2k_2\dot{z}_2b + 2c_1z_1a - 2c_2z_2b &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де ρ – радіус інерції кузова відносно поперечної осі Sx , що проходить через центр мас автомобіля.

Із рис. 2 знаходимо, що:

$$z_1 = z + a \sin \varphi = z + a\varphi; \quad z_2 = z - b\varphi,$$

звідки

$$\varphi = \frac{z_1 - z_2}{L}; \quad z = \frac{bz_1 + az_2}{L}.$$

Підставляючи у рівняння (1) знайдені значення для φ і z , отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} M \frac{b}{L} \ddot{z}_1 + M \frac{a}{L} \ddot{z}_2 + 2k_1\dot{z}_1 + 2c_1z_1 + 2k_2\dot{z}_2 + 2c_2z_2 &= 0, \\ M \frac{\rho^2}{L} \ddot{z}_1 - M \frac{\rho^2}{L} \ddot{z}_2 + 2k_1\dot{z}_1a - 2k_2\dot{z}_2b + 2c_1z_1a - 2c_2z_2b &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Множимо перше із рівнянь (2) на b та складемо його з другим і розділимо на L ; помножимо також перше рівняння на a , віднімемо друге рівняння і розділимо на L . Після перетворення отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} M \frac{b^2 + \rho^2}{L^2} \ddot{z}_1 + 2k_1 \dot{z}_1 + 2c_1 z_1 + M \frac{ab - \rho^2}{L^2} \ddot{z}_2 &= 0, \\ M \frac{a^2 + \rho^2}{L^2} \ddot{z}_2 + 2k_2 \dot{z}_2 + 2c_2 z_2 + M \frac{ab - \rho^2}{L^2} \ddot{z}_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Рівняння (3) пов'язані між собою останніми членами лівих частин, тобто переміщення z_1 і z_2 взаємопов'язані. Якщо $ab - \rho^2 = 0$, тобто $ab = \rho^2$, тоді коливання z_1 і z_2 стають незалежними між собою.

Визначимо наближено власні циклічні частоти коливань кузова. Для цього спростимо рівняння (3), приймаючи, що коефіцієнти нев'язкого опору рівні нулю, тобто $k_1 = k_2 = 0$.

Маємо:

$$\left. \begin{aligned} M \frac{b^2 + q^2}{L^2} \ddot{z}_1 + 2c_1 z_1 + M \frac{ab - q^2}{L^2} \ddot{z}_2 &= 0, \\ M \frac{a^2 + q^2}{L^2} \ddot{z}_2 + 2c_2 z_2 + M \frac{ab - q^2}{L^2} \ddot{z}_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Рішення рівнянь (4) приймаємо у формі:

$$z_1 = A_1 \cos(pt + 2) ; \quad z_2 = A_2 \cos(pt + 2),$$

де A_1 і A_2 – амплітуди коливань z_1 і z_2 ; p – циклічна частота власних коливань; α – фаза.

Підставляючи значення z_1 і z_2 і значення їх похідних у рівняння (4), а також вводячи позначки

$$\left. \begin{aligned} M \frac{b^2 - q^2}{L^2} &= M_1, \\ M \frac{a^2 - q^2}{L^2} &= M_2, \\ M \frac{ab - q^2}{L^2} &= M_3, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} (2c_1 - M_1 p^2) A_1 - M_3 p^2 A_2 &= 0, \\ -M_3 p^2 A_1 + (2c_2 - M_2 p^2) A_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для того, щоб амплітуди A_1 і A_2 не рівнялись нулю, необхідно, щоб визначник системи був рівний нулю, з чого отримуємо рівняння циклічних частин власних коливань кузова

$$(M_1 M_2 - M_3^2) p^4 - 2(c_1 M_2 + c_2 M_1) p^2 + 4c_1 c_2 = 0. \quad (7)$$

Позначимо:

$$\left. \begin{aligned} (M_1 M_2 - M_3^2) &= A, \\ 2(c_1 M_2 + c_2 M_1) &= B, \\ 4c_1 c_2 &= C, \\ p^2 &= \omega. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Тобто рівняння циклічних частот матиме вигляд:

$$A \omega^2 - B \omega + C = 0. \quad (9)$$

Рішення:

$$\omega_{1,2} = \frac{B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

Виконуючи обернену підстановку (8), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} p_H &= \sqrt{\frac{1}{M_1 M_2 - M_3^2} \left[(c_1 M_2 + c_2 M_1) - \sqrt{(c_1 M_2 + c_2 M_1)^2 - 4c_1 c_2 (M_1 M_2 - M_3^2)} \right]}; \\ p_B &= \sqrt{\frac{1}{M_1 M_2 - M_3^2} \left[(c_1 M_2 + c_2 M_1) + \sqrt{(c_1 M_2 + c_2 M_1)^2 - 4c_1 c_2 (M_1 M_2 - M_3^2)} \right]}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

де p_H – низька, p_B – висока власні циклічні частоти коливань кузова автомобіля.

Для прикладу розглянемо абстрактний автомобіль з характеристикою: $M = 1460$ кг, жорсткості підвісок $c_{p1} = 35 \cdot 10^3 \frac{H}{M}$; $c_{p2} = 48 \cdot 10^3 \frac{H}{M}$; жорсткості шин $c_{ш1} = c_{ш2} = 380 \cdot 16^3 \frac{H}{M}$, база автомобіля $L = 2,7$ м.

Згідно з [6, 7] для автомобіля, підресореного традиційною підвіскою, отримуємо:

$$P_n = 6,93 \text{ с } \frac{\text{рад}}{\text{с}}; n_n = 1,1 \text{ Гц}; p_e = 7,92 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; p_e = 7,92 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; n_e = 1,26 \text{ Гц}.$$

Для пропонованої підвіски на основі важільного чотириланкового механізму використаємо пружні елементи з жорсткостями вдвічі меншими: $c_{p1} = 17,5 \cdot 10^3 \frac{H}{M}$; $c_{p2} = 24 \cdot 10^3 \frac{H}{M}$.

За формулами (10) отримуємо:

$$P_n = 7,09 \text{ с } \frac{\text{рад}}{\text{с}}; n_n = 1,13 \text{ Гц}; p_e = 8,09 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; p_e = 7,92 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; n_e = 1,29 \text{ Гц}.$$

Висновки.

- 1) Отримано закономірності коливань автомобіля в повздовжній площині, підресореного підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму.
- 2) Результати наведених розрахунків свідчать, що повздовжні коливання кузова автомобіля з пропонованою підвіскою відбуваються з тими ж самими власними частотами, що й традиційною підвіскою, при використанні пружних елементів з вдвічі меншими жорсткостями.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Мельничук С.В., Рибалкін Є.М. Моделювання підвіски автомобіля на основі важільного чотириланкового механізму // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2003. – № 3. – С. 36–39.
2. Мельничук С.В. Покращення експлуатаційних властивостей підвіски автомобіля за допомогою пружно-демпферного модуля на основі чотириланкового важільного механізму // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2006. – № 7 (101). – С. 147–150.
3. Мельничук С.В., Рибалкін Є.М. Двомасова коливальна система автомобіля на основі чотириланкового важільного механізму // Вісник ЖДТУ. – 2006. – № 3 (38). – С. 40–43.
4. Мельничук С.В. Дослідження двомасової коливальної системи підвіски автомобіля на основі чотириланкового важільного механізму за вимушеними коливаннями // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2007. – № 6 (112). – С. 189–193.
5. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
7. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с.

МЕЛЬНИЧУК Сергій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- плавність ходу автомобіля, проектування підвіски автомобіля.

РИБАЛКІН Євгеній Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- динаміка машин.

Подано 21.05.2008

Мельничук С.В., Рыбалкин Е.М. Продольные колебания автомобиля поддресоренного подвеской на основе четырехзвенного рычажного механизма. Часть I. Собственные колебания

Мельничук С.В., Рыбалкин Е.М. Продольные колебания автомобиля поддресоренного подвеской на основе четырехзвенного рычажного механизма. Часть I. Собственные колебания

Melnychuk S.V., Rybalkin E.M. Longitudinal vibration of the motor vehicle, cushioned by suspension on the basis of four-link lever motion mechanism. Part 1. Private vibrations

УДК 629.3.027

Продольные колебания автомобиля поддресоренного подвеской на основе четырехзвенного рычажного механизма. Часть I. Собственные колебания / С.В. Мельничук, Е.М. Рыбалкин

В работе рассматриваются колебания с подвесками на основе четырехзвенного рычажного механизма в продольной плоскости. Полученные закономерности для определения личных частот. Сделаны выводы по использованию указанных подвесок.

УДК 629.3.027

Longitudinal vibration of the motor vehicle, cushioned by suspension on the basis of four-link lever motion mechanism. Part 1. Private vibrations / S.V. Melnychuk, E.M. Rybalkin

With suspensions on the basis of four-link lever motion mechanism in longitudinal surface are considered in this work: laws for determination of private frequencuies are received. Inferences on the utilization of the given suspensions are drawn