

УДК 629.114.2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІДНОСНИХ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ПІДРЕСОРЕНОЇ ТА НЕПІДРЕСОРЕНОЇ МАС АВТОМОБІЛЯ

П.П. Рожков, доцент, к.т.н., ХНУМГ, С.Е. Рожкова, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Анотація. Проведено математичне моделювання відносних коливань підресореної та непідресореної мас автомобіля при подоланні нерівності дорожньої поверхні гармонійного типу. Проведений аналіз впливу коефіцієнту опору амортизатора на величину вертикального прискорення підресореної маси автомобіля.

Ключові слова: підвіска автомобіля, вертикальні коливання, система диференціальних рівнянь, відносний коефіцієнт затухання.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОДРЕССОРЕННОЙ И НЕПОДРЕССОРЕННОЙ МАСС АВТОМОБИЛЯ

П.П. Рожков, доцент, к.т.н., ХНУГХ, С.Э. Рожкова, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Аннотация. Проведено математическое моделирование относительных колебаний поддресоренной и неподдресоренной масс автомобиля при преодолении неровности дорожной поверхности гармонического типа. Проведен анализ влияния коэффициента сопротивления амортизатора на величину вертикального ускорения поддресоренной массы автомобиля.

Ключевые слова: подвеска автомобиля, вертикальные колебания, система дифференциальных уравнений, относительный коэффициент затухания

MATHEMATICAL DESIGN OF RELATIVE VERTICAL VIBRATIONS OF SPRUNG AND UNSPRUNG THE MASSES OF CAR

P. Rozhkov, assistant professor, cand. eng. sc., KNUUE,
S. Rozhkova, assistant professor, cand. eng. sc., KhNAHU

Annotation. The mathematical design of relative vibrations of sprung and unsprung the masses of car at overcoming of inequality of travelling surface of harmonious type. The conducted analysis of influence to the coefficient of resistance of shock absorber is on the size of vertical acceleration of sprung mass of car.

Keywords: pendant of car, vertical vibrations, system of differential equalizations, relative coefficient of fading

Вступ

Досягнення високого рівня плавності руху автомобіля в різних дорожніх умовах можливе тільки завдяки використанню керованої підвіски. Найбільшого успіху в цьому напрямку можна досягти завдяки

використанню “активної підвіски”, яка працює за принципом слідкуючої системи [1]. Важливим недоліком такої підвіски є досить великі енерговитрати при роботі гідроциліндру, який підтримує стабільне положення кузова автомобіля.

Альтернативним рішенням є використання “адаптивної підвіски”, яка має можливість змінювати динамічні параметри підвіски для підтримання належної плавності руху. Аналіз досвіду експлуатації таких підвісок показує, що їхня ефективність недостатня, особливо при різкій зміні характеру нерівності дорожньої поверхні або зміні швидкості руху, що обумовлено недоліками алгоритму роботи системи. Тому актуальними є дослідження, спрямовані на розробку алгоритму роботи системи керування, заснованого на математичній моделі коливань автомобіля.

Огляд існуючих рішень

Аналіз технічних рішень “адаптивної підвіски” свідчить, що найбільш поширеним є використання в підвісці амортизаторів з керованим коефіцієнтом опору. У роботі [2] представлені результати теоретичних та експериментальних досліджень впливу висоти, форми нерівності дорожньої поверхні й швидкості руху автомобіля на відносні переміщення кузова і коліс. У роботі [3] наведено аналіз впливу параметрів динамічної системи підвіски автомобіля на характеристики коливань.

Таким чином, створені передумови для аналізу динамічної моделі коливань автомобіля на основі двохмасової розрахункової схеми.

Мета та постановка задачі

Метою є визначення особливостей відносних вертикальних коливань підресореної та невідресореної мас при подоланні дорожньої нерівності гармонійного характеру. Завданням дослідження є аналіз розрахунку відносних переміщень, швидкостей та прискорень підресореної та невідресореної мас на предмет визначення моменту часу реалізації керуючого впливу на зміну коефіцієнту опору амортизаторів автомобіля з метою поліпшення плавності руху.

Дослідження динамічної моделі вертикальних коливань автомобіля

Для аналізу приймемо як розрахункову двохмасову схему коливань [3]. Відповідно до розрахункової схеми автомобіля введемо наступні позначення: M - підресорена маса, m - невідресорена маса, c_p - жорсткість ресори, r_p - коефіцієнт опору амортизатора, c_h

- жорсткість шини, z - переміщення підресореної маси, ξ - переміщення невідресореної маси, q - збурюючий вплив.

Розглянемо відповідну розрахункову схему систему диференціальних рівнянь (1), що описує вертикальні коливання [3]

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z - 2h_0\dot{\xi} - \omega_0^2 \xi = 0, \\ \ddot{\xi} + 2h_{k0}\dot{\xi} + \omega_k^2 \xi - 2h_{k0}\dot{z} - \bar{\omega}_0^2 z = \bar{\omega}_k^2 q(t), \\ z - \xi = x, \end{cases} \quad (1)$$

де $\omega_0^2 = \frac{2c_p}{M}$, $\omega_k^2 = \frac{2(c_h + c_p)}{m}$, $\bar{\omega}_k^2 = \frac{2c_h}{m}$ - квадрати парціальних частот;

$h_0 = \frac{r_p}{M}$, $h_{k0} = \frac{r_p}{m}$, - парціальні значення затухання.

Один із самих складних режимів роботи підвіски пов'язаний з подоланням автомобілем одиничної нерівності. Як математичну модель такої нерівності приймемо гармонійну функцію. Таким чином, збурюючий вплив має вигляд

$$q(t) = q_0(1 - \cos vt),$$

де $v = \frac{2\pi}{\ell} v_a$; ℓ - довжина нерівності дороги;

$2q_0$ - висота нерівності; v_a - швидкість автомобіля.

Розв'язання системи рівнянь (1) представлено у вигляді [3]

$$\frac{\xi(t)}{q_0} = 1 + \zeta_{\xi} e^{-ht} \sin(\Omega t + \varphi_{\xi}) + \zeta_{k\xi} e^{-h_k t} \sin(\Omega_k t + \varphi_{k\xi}) + \zeta_v e^{-ht} \sin(vt + \varphi_{\xi v});$$

$$\frac{z(t)}{q_0} = 1 + z_z e^{-ht} \sin(\Omega t + \varphi_z) + z_{kz} e^{-h_k t} \sin(\Omega_k t + \varphi_{kz}) + z_v e^{-ht} \sin(vt + \varphi_{zv}).$$

Величини ζ_{ξ} , $\zeta_{k\xi}$, ζ_v , φ_{ξ} , $\varphi_{k\xi}$, $\varphi_{\xi v}$, z_z , z_{kz} , z_v , φ_z , φ_{kz} , φ_{zv} визначаються масо-габаритними параметрами автомобіля та параметрами збурюючого впливу. Величини Ω , Ω_k , h та h_k є коренями

характеристичного рівняння.

Формули для визначення швидкості та прискорення підресореної та непідресореної мас розраховуються як відповідні похідні від переміщень.

Для проведення математичного моделювання подолання автомобілем нерівності дороги слід вибрати масо-габаритні та динамічні параметри автомобіля, а саме [2]: $M=3,06$ кГс²/см, $m=0,612$ кГс²/см, $2c_p=300$ кГ/см, $2c_h=900$ кГ/см. Для відносного коефіцієнту затухання прийємо два граничних значення $\psi_1=0,1$ та $\psi_2=0,5$.

Будемо вважати, що на початку руху автомобіль має коефіцієнт опору амортизатора $\psi=0,1$. Для реалізації процесу моделювання оберемо значення ν , що відповідають зонам низькочастотного та високочастотного резонансів. Як критерій плавності ходу прийємо значення амплітуди прискорення підресореної маси.

Результати моделювання представлені у вигляді графіків залежності характеристик руху підресореної маси від часу. Інтервал часу моделювання відповідає часу подолання нерівності дороги автомобілем. Для більш наочного подання графіків вони були приведені до одного розміру. Відносне переміщення підресореної та непідресореної маси подано у масштабі $x(t)/q_0$ (крива 1), відносна швидкість - $\dot{x}(t)/(10 \cdot q_0)$ (крива 2), прискорення підресореної маси $\ddot{z}(t)/(100 \cdot q_0)$ (крива 3).

На рис. 1 ... 4 представлені графіки, що ілюструють результати моделювання.

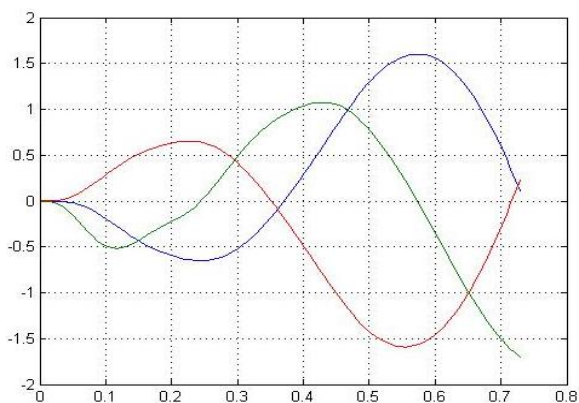


Рис. 1. Графіки коливань при частоті збурюючого впливу $\nu=8,6$ рад/с та $\psi_1=0,1$

Аналіз графіків на рис. 1 показує, що

відносне переміщення має як мінімальне, так і максимальне значення. В кінці дорожньої нерівності його значення близько до 0. Максимальна по модулю амплітуда досягає значення $1,5q_0$. Відносна швидкість переміщення 2 рази приймає значення, близьке до 0 і на виході з нерівності має максимальне значення, що свідчить про накопичення кінетичної енергії та перспективи подальших коливань підвіски після подолання нерівності.

Аналіз графіків на рис. 2 показує, що при збільшенні ψ відбулося зменшення амплітуди усіх характеристик коливань.

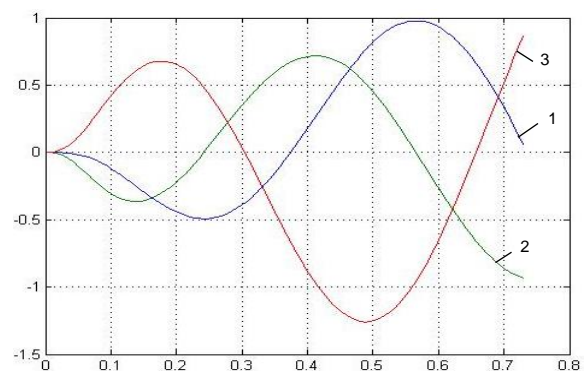


Рис. 2. Графіки коливань при частоті збурюючого впливу $\nu=8,607$ рад/с та $\psi_1=0,5$

Цей результат дозволяє визначити момент часу, коли є сенс перейти від малого значення ψ до більшого. Керуючий вплив на збільшення коефіцієнту опору амортизатора слід подавати в момент часу, коли швидкість взаємного переміщення дорівнює 0. Для наведеного розрахунку це момент $t=0,24$ с. Якщо так зробити, то амплітуду прискорення підресореної маси можна буде зменшити приблизно на 18 %.

Аналіз графіків на рис. 3 показує, що відносне переміщення має тільки мінімальне значення. Відносна швидкість змінює знак вже після досягнення максимальної амплітуди прискорення, а отже, збільшення ψ є недоцільним.

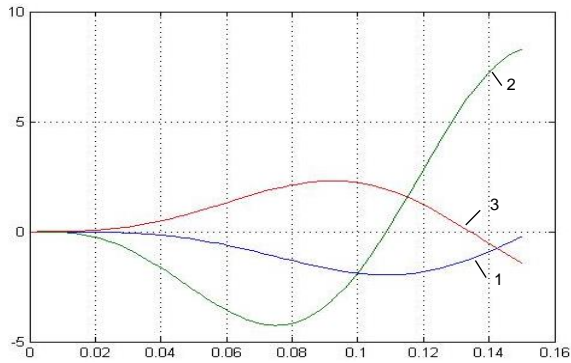


Рис. 3. Графіки коливань при частоті збурюючого впливу $\nu = 48,3$ рад/с та $\psi_1 = 0,1$

Аналіз графіків на рис. 4 показує, що зі збільшенням ψ амплітуда прискорення збільшилася.

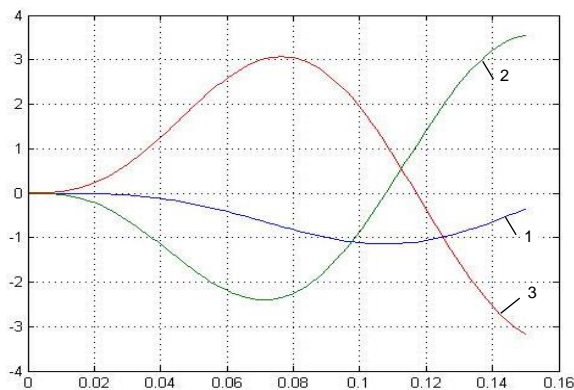


Рис. 4. Графіки коливань при частоті збурюючого впливу $\nu = 48,3$ рад/с та $\psi_1 = 0,5$

Це підтверджує попередній висновок про недоцільність збільшення ψ в зоні високочастотного резонансу.

Висновки

Математичне моделювання відносних вертикальних коливань автомобіля довело можливість покращення плавності руху за рахунок цілеспрямованої і своєчасної зміни коефіцієнту опору амортизатора.

Література

1. http://f1-legend.ru/load/stati_o_fl/tekhnologii_formuly_1/aktivnaja_podveska/107-1-0-17
2. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорту (на прикладі автомобільного транспорту). Ч. 1. / Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. – Харків: ХНАДУ, 1998. – 255 с.
3. Ротенберг Р.В. Підвеска автомобіля. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.

Рецензент: О.П. Алексієв, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла в редакцію 26.10.2015