

КОМП'ЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ ОПТИМАЛЬНОГО СПІВВІДНОШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

Рожков П. П.<sup>1</sup>, Рожков С. П.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова,

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Проведено аналіз оптимального співвідношення жорсткості ресори та опору амортизатора автомобіля.

**Постановка проблеми.** Одним з основних напрямків поліпшення плавності ходу автомобіля є використання керованої підвіски. Принцип роботи керованої підвіски полягає у зміні динамічних параметрів підвіски в залежності від швидкості руху автомобіля та мікропрофілю дороги. Сучасні виконавчі пристрої здатні змінювати жорсткість ресор та опір амортизаторів в широкому діапазоні значень, тому актуальним є створення алгоритму керування цими пристроями. Алгоритм керування будується на основі аналізу математичної моделі коливань підвіски автомобіля.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Останні дослідження та публікації присвячені аналізу досвіду використання керованих підвісок [1]. Опис алгоритму керування підвіскою має загальний характер і не дозволяє оцінити його ефективність. В значній частині публікацій пропонують використовувати лише три режими роботи підвіски: м'яку, нормальну та жорстку, що свідчить про узагальнений підхід до створення алгоритму керування.

**Мета статті** – проведення аналізу математичної моделі вертикальних коливань автомобіля та пошук оптимального співвідношення динамічних параметрів підвіски.

**Основні матеріали дослідження.**

Плавність ходу – це важлива експлуатаційно-технічна характеристика автомобіля. У відповідності до нормативних документів, плавність ходу визначається середньоквадратичним значенням прискорення вертикальних коливань підресореної маси автомобіля на різних типах доріг при русі з різною швидкістю.

Для визначення впливу динамічних параметрів підвіски на плавність ходу потрібно вибрати розрахункову схему та математичну модель вертикальних коливань підресореної маси автомобіля.

Якщо підресорена система симетрична відносно однієї головної осі інерції, наприклад, поздовжньої осі, то коливання системи в поздовжній площині будуть незалежними від її коливань у поперечній площині. Значна частина автомобілів має такий конструктивний устрій, що коефіцієнт розподілу мас  $\varepsilon_y$  близький до одиниці, а з цього випливає, що можна розглядати коливання передньої та задньої осей як незалежні [2]. Таким чином, для аналізу виберемо двохмасову розрахункову схему (рис. 1).

Система диференціальних рівнянь, що описують поведінку динамічної системи при заданому впливі, записується у вигляді

$$\ddot{z}'(t) + 2h_0\dot{z}'(t) + \omega_0^2 z(t) - 2h_0\dot{\xi}(t) - \omega_0^2 \xi(t) = 0;$$

$$\xi''(t) + 2h_{k0}\dot{\xi}(t) + \frac{\omega_k^2}{k}\xi(t) - 2h_{k0}\dot{z}'(t) - \frac{\omega^2}{0}z(t) = \frac{\omega^2}{k}q(t),$$

де  $h_0 = \mu/M$  ;  $h_{k0} = \mu/m$  ;  $\omega_0^2 = 2c_p/M$  ;

$$\omega_k^2 = 2(c_p + c_h)/m$$
 ;  $\bar{\omega}_k^2 = 2c_h/m$  ;

$$\bar{\omega}_0^2 = 2c_p/m .$$

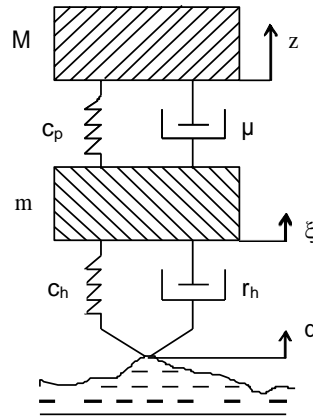


Рисунок 1 - Двохмасова розрахункова схема: M - підресорена маса; m - невідресорена маса; c<sub>p</sub> - жорсткість ресори; μ - коефіцієнт опору амортизатора; c<sub>h</sub> - жорсткість шини; c<sub>h</sub> - коефіцієнт опору шини; z - переміщення підресореної маси; ξ - переміщення невідресореної маси; q - збуджуючий вплив

Аналіз системи рівнянь показує, що керування коливаннями підресореної маси M можна здійснити варіацією жорсткості ресори c<sub>p</sub> і коефіцієнту демпфірування амортизатора μ. Вхідним впливом слід прийняти збуджуючий вплив з боку нерівностей дороги, а вихідною величиною - прискорення коливань підресореної маси.

Як модель збуджуючого впливу приймемо спектральну щільність нерівностей опорної поверхні

$$S_q(\omega) = D_0 v_a \frac{\omega^2 + \omega^2}{\omega^2 (\omega^2 + \omega_2^2)},$$

де  $\omega_1 = v_a \cdot \lambda_1$  ;  $\omega_2 = v_a \cdot \lambda_2$  ;

$\lambda_1, \lambda_2$  - дорожні частоти,  $m^{-1}$ ;

$v_a$  - швидкість руху.

Вирішення цієї системи рівнянь для випадку статистичного подання збурюючого впливу подається у вигляді

$$D = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |W(j\omega)|^2 S_q(\omega) d\omega,$$

де  $|W(j\omega)|^2$  - квадрат модуля передатної функції системи, що відповідає системі рівнянь.

Розглянемо процес визначення оптимального коефіцієнту опору амортизатора для двохмасової розрахункової схеми. Як критерій оптимізації приймемо досягнення мінімуму дисперсії прискорення підресореної маси. Вираз для дисперсії прискорення підресореної маси  $D_{\ddot{z}}$  при збурюючому впливі має вигляд [3]

$$D_{\ddot{z}} = \frac{D_0 v_a^2 \left[ \frac{2}{2M'^2 \mu} \left\{ c_h \mu^2 + (M' + m) c_p + (\omega_1 - \omega_2) \frac{\Delta_1}{\Delta_0} \right\} \right]}{2M'^2 \mu},$$

де  $M' = \frac{M}{2}$ ;

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \omega^2 M' m \left[ \mu^2 c_h + (M' + m) c^2 \right] + \\ &+ \mu \omega^2 \left[ \frac{2}{2} \left( M' + m \right) \left[ \mu^2 c_h + (M' + m) c^2 \right] \right] + \\ &+ (M' + m) \mu^2 c_h c_p + (M' + m)^2 c_p^3 + M' c_h c_p; \\ \Delta_0 &= \omega^2 M' m + (M' + m) \mu \omega^2 + (M' + m) c_p \omega^2 + \\ &+ M' c_h \omega^2 + \mu c_h \omega^2 + c_h c_p. \end{aligned}$$

Дорівнюємо до нуля похідну

$$\frac{\partial D_{\ddot{z}}}{\partial \mu} = 0.$$

Алгебраїчні перетворення цього виразу приводять до одержання полінома четвертого ступеня відносно  $\mu$ .

Рівняння розв'яжемо методом Декарта-Ейлера. Далі з отриманих рішень виберемо дійсний позитивний корінь, що відповідає оптимальному значенню  $\mu_{opt}$ .

Проведемо аналіз залежності  $\mu_{opt}$  від жорсткості ресори  $c_p$ . Оскільки аналітичні перетворення є досить громіздкими, проведемо машинне моделювання й побудуємо графік залежності  $\mu_{opt}$  від  $c_p$  (рис. 2). Аналіз графіка показує, що отримана залежність добре згладжується прямою лінією.

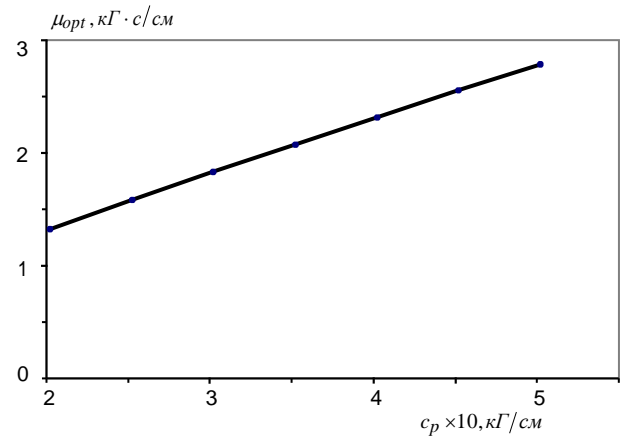


Рисунок 2 - Залежність  $\mu_{opt}$  від величини  $c_p$

Рівняння прямої можна одержати за допомогою методу найменших квадратів

$$\mu_{opt} = 0.4029 + 0.0487 \cdot c_p.$$

**Висновки.** Проведені дослідження показали, що

для забезпечення мінімуму  $D_{\ddot{z}}$  при варіації  $\mu$  або  $c_p$  між ними необхідно зберігати лінійну залежність. Ця умова особливо важлива при виборі виконавчого пристрою керованої підвіски.

#### Список використаних джерел

1. Интернет журнал об автомобилях Авто Грет. – Режим доступа: <http://sjinks.org.ua/equipment/audi/>
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. - М.: Машиностроение, 1985. - 200с
3. Динамика системы “дорога - шина - автомобиль - водитель” / Под ред. А. А. Хачатурова. - М.: Машиностроение, 1976. - 535с.

#### Аннотация

### КОМПЬЮТЕРНЫЙ АНАЛИЗ ОПТИМАЛЬНОГО СООТНОШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Рожков П. П., Рожков С. П.

*Проведен анализ оптимального соотношения жесткости ресоры и сопротивления амортизатора автомобиля.*

#### Abstract

### COMPUTER ANALYSIS OF THE OPTIMUM RATIO OF DYNAMIC PARAMETERS OF THE SUSPENSION BRACKET OF THE CAR

P. Rozhkov, S. Rozhkov

*The analysis of an optimum ratio of rigidity of a spring and resistance of the shock-absorber of the car is carried out.*