

КОМП'ЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ КУТОВИХ КОЛИВАНЬ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

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

<sup>1</sup>Харківська національна академія міського господарства  
<sup>2</sup>Харьковский національний автомобільно-дорожній університет

Проведений аналіз вертикальних кутів коливань автотранспортного засобу в поздовжній площині

**Постановка проблеми.**

Пасажи́рські перевезення міжміськими автобусами дозволяють задовольнити потреби пасажирів, що прямують не тільки в великі міста, але і в районі центри і навіть в деякі села, що знаходяться неподалік від траси. Оскільки час пересування може бути значним, особлива увага конструкторів автобусів приділяється забезпеченню плавності руху автобусу. Навіть на рівних дорогах, в наслідок існування довгих нерівностей мікропрофілю, мають місце низькочастотні коливання в вертикальній площині. Саме вертикальні кутові коливання суттєво впливають на стан пасажирів і викликають таке явище як "укачивание".

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.**

Останні дослідження присвячені розвитку математичної моделі вертикальних коливань автомобілів з урахуванням нелінійних характеристик елементів підвіски [1]. Ці дослідження направлені на удосконалення конструкції підвіски. Конструктори підвіски автобусів роблять наголос на використанні пневматичної підвіски і окремо не розробляють систем демпфірування кутових коливань автобусу [2].

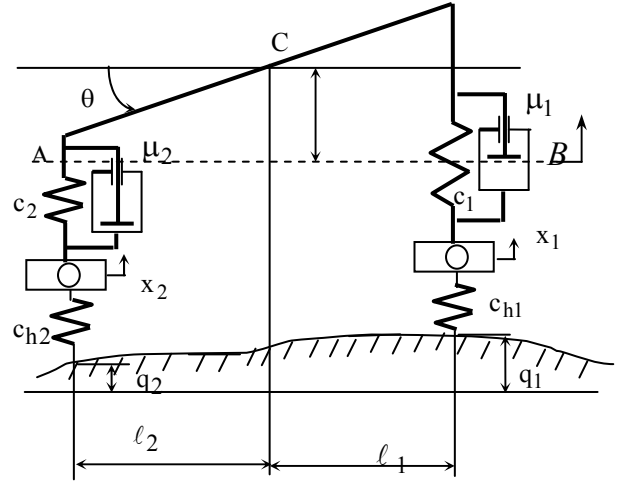
**Мета статті** - розробка математичної моделі кутових коливань автобусу в поздовжній площині з урахуванням того, що коефіцієнт розподілу підресореної маси для автобусу має величину, що значно більше одиниці.

**Основні матеріали дослідження.**

Конструктивно автобус виконують так, щоб забезпечити йому стійкий поступальний поздовжній рух і виключити поздовжні лінійні коливання. Конструкція автобусів забезпечує також стійкий прямолінійний рух, щоб не було мимовільних поворотів у горизонтальній площині, тобто "рискання". Таким чином, підресорений кузов при русі робить вертикальні лінійні, поздовжньо-кутові і поперечно-кутові коливання; іншими видами коливань технічно справних автобусів можна зневажити.

Підресорений кузов будемо розглядати як динамічну систему з чотирма і більше ступенями свободи (рис. 1).

Якщо ж підресорена система симетрична тільки щодо однієї головної вісі інерції, наприклад, щодо поздовжньої осі, то коливання системи в поздовжній площині будуть незалежними від її коливань у поперечній площині. Тоді коливання автобусів з пружними шинами можна розглядати окремо в поздовжній площині як динамічну систему з трьома ступенями свободи [3].



c - жорсткість ресор;  $\mu$  - приведені коефіцієнти опору амортизаторів;  $c_h$  - жорсткість шин

Рисунок 1 - Розрахункова схема коливань в поздовжній площині

Відповідно до розрахункової схеми складемо систему диференціальних рівнянь відносно вертикального переміщення центру мас підресореної маси z та кута її коливань в поздовжній площині  $\theta$ .

Переміщення невідресорених мас  $x_1$  і  $x_2$  грають у цьому розрахунку допоміжну роль. Залежність збудовуючого впливу від часу приймається в загальному вигляді. Кінцевою метою розрахунків є отримання амплітудно-частотної характеристики кута коливань підресореної маси автобуса у поздовжній площині  $\theta$ .

$$M_p \ddot{z} + 2(\mu_1 + \mu_2)\dot{z} + 2(c_1 + c_2)z + 2(\mu_1 l_1 - \mu_2 l_2)\dot{\theta} + 2(c_1 l_1 - c_2 l_2)\theta - 2\mu_1 \dot{x}_1 - 2c_1 x_1 - 2\mu_2 \dot{x}_2 - 2c_2 x_2 = 0;$$

$$M r_y^2 \ddot{\theta} + 2(\mu_1 l_1^2 + \mu_2 l_2^2)\dot{\theta} + 2(c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)\theta + 2(\mu_1 l_1 + \mu_2 l_2)\dot{z} + 2(c_1 l_1 + c_2 l_2)z - 2\mu_1 l_1 \dot{x}_1 - 2c_1 l_1 x_1 - 2\mu_2 l_2 \dot{x}_2 - 2c_2 l_2 x_2 = 0;$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + 2\mu_1 \dot{x}_1 + 2c_{01} x_1 - \dot{z} 2\mu_1 - z 2c_1 - \dot{\theta} 2\mu_1 l_1 - \theta 2c_1 l_1 = 2c_{h1} q_1;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + 2\mu_2 \dot{x}_2 + 2c_{02} x_2 - \dot{z} 2\mu_2 - z 2c_2 - \dot{\theta} 2\mu_2 l_2 - \theta 2c_2 l_2 = 2c_{h2} q_2,$$

де  $c_{0i} = c_i + c_{hi}$ ;

$M, m_1, m_2$  – підресорна і відповідно невідресорені маси;

$r_y$  – радіус інерції підресорної маси щодо поперечної осі автобуса.

Визначити величину  $r_y$  можна за формулою

$$\rho_y^2 = \varepsilon_y \ell_1 \ell_2$$

де  $\varepsilon_y$  - коефіцієнт розподілу мас.

З системи диференціальних рівнянь, за допомогою перетворення Лапласу, отримуємо частотну характеристику для кута поздовжніх коливань підресореної маси автобусу.

$$W_\theta(j\omega) = \frac{\theta(j\omega)}{Q_1(j\omega)} = \frac{\sum_{m=1}^2 [\cos(\omega\tau_m) - j\sin(\omega\tau_m)] \sum_{i=0}^5 C_{mi}(j\omega)^i}{\sum_{i=0}^8 A_i(j\omega)^i}$$

де  $\tau_m$  - час затримки дії збурюючого впливу на вісь автобусу;

$A_i$ ,  $B_{mi}$ ,  $C_{mi}$  - відповідні коефіцієнти поліномів;

$Q_1$  - зображення збурюючого впливу.

Для проведення аналізу характеру кутових коливань автобуса Scania Omniline в поздовжній площині відносно поперечної вісі, проведемо розрахунок амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) коливань для автобусу при швидкості руху рівної 50 км/год.

Результати розрахунків АЧХ для автобуса Scania Omniline представлені на рис. 2.

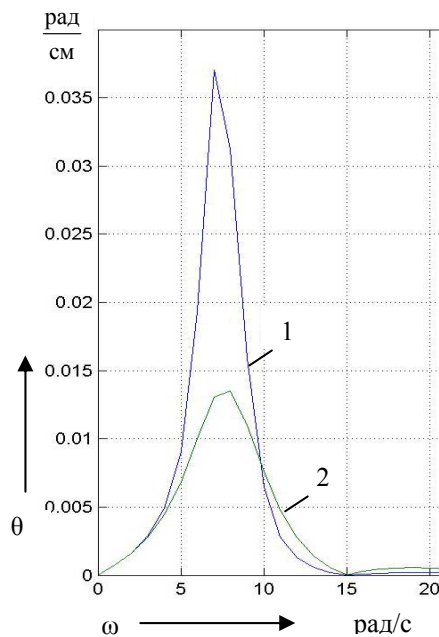


Рисунок 2 - АЧХ кутових коливань Scania Omniline

Аналіз АЧХ, що отримані в результаті моделювання на ПК, показує наявність максимуму в вузькому діапазоні частот від  $\omega = 5$  рад/с до  $\omega = 10$  рад/с (0,9 ... 1,7 Гц).

Отримані результати відповідають стандартному значенню відносного коефіцієнта загасання  $\psi_{ст} = 0,24$ .

З метою зменшення амплітуди кутових коливань автобусу розглянемо вплив збільшення відносного коефіцієнта загасання підвіски на амплітуду кутових

коливань.

Відомо, що коефіцієнт загасання підвіски прямо пропорційно пов'язаний з коефіцієнтом опору амортизатора, тому технічне збільшення опору амортизатора призведе до збільшення коефіцієнта загасання підвіски.

Проведемо математичне моделювання на ПК процесу кутових коливань автобусу Scania Omniline при максимальному допустимому значенні відносного коефіцієнта загасання  $\psi_{max} = 0,6$ .

Результати моделювання подані у вигляді АЧХ кривою за номером 2 на рис. 2. Аналіз амплітуд графіків АЧХ показує, що збільшення коефіцієнту опору амортизатора здатне зменшити величину кутових коливань майже в 2,8 рази.

**Висновки.** З результатів моделювання випливає, що для демпфірування коливань необхідно розробити мікропроцесорну систему, яка у відповідні моменти часу, що визначаються амплітудою та швидкістю кутових коливань у низькочастотній смузі частот, збільшуватиме величину коефіцієнта загасання підвіски і, таким чином, зменшуватиме амплітуду кутових коливань в поздовжній площині.

Технічним пристроєм, що спроможний змінити відносний коефіцієнт загасання в процесі руху, є керуємий амортизатор, який під дією керуючого впливу здатен змінювати коефіцієнт опору, а отже і відносний коефіцієнт загасання.

#### Список використаних джерел

1. Блинов Е. И. Динамика и энергетика колесных машин / Е. И. Блинов. - М. : Машиностроение, 2005. - 156 с.
2. Интернет журнал об автомобилях Авто Грет. - Режим доступа: <http://sjinks.org.ua/equipment/audi-a6-2/>
3. Силаев А. А. Спектральная теория поддресорирования транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1972. - 191с.

#### Аннотация

### КОМПЬЮТЕРНЫЙ АНАЛИЗ УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Рожков П. П., Рожкова С. Э.

*Проведен анализ вертикальных угловых колебаний автотранспортного средства в продольной плоскости.*

#### Abstract

### COMPUTER ANALYSIS OF ANGULAR VIBRATIONS OF VEHICLE

P. Rozhkov, S. Rozhkova

*Is conducted analysis of vertical angular vibrations of vehicle in a longitudinal plane.*