

ВИКОРИСТАННЯ ВДОСКОНАЛЕНОЇ МОДЕЛІ КОЛИВАНЬ АВТОМОБІЛЯ ДЛЯ ПОБУДОВИ І АНАЛІЗУ АЧХ

Рожков С. П.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Проведено побудова й аналіз АЧХ вертикальних коливань центру мас автотранспортного засобу.

Постановка проблеми. Для ефективного керування плавністю руху автомобіля необхідно розробити математичну модель вертикальних коливань, яка враховує вплив нерівності дорожньої поверхні на обидві осі автомобіля. Розв'язання цієї задачі дозволить демпфувати вертикальні коливання автомобіля в процесі їх виникнення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Використання математичної моделі вертикальних коливань запропонованої у роботі [1] не дозволяє визначити АЧХ вертикальних коливань центра мас автомобіля. Використання численних методів для вирішення системи диференціальних рівнянь не дозволяє узагальнити отримані результати.

Мета статті. Метою статті є розвинення математичної моделі [1] коливань автомобіля та побудова і аналіз АЧХ коливання центру мас.

Основні матеріали дослідження. З попередніх досліджень відомо, що вертикальні коливання автомобіля можуть бути описані системою диференціальних рівнянь [1]

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z - 2h_0\dot{\zeta} - \omega_0^2 \zeta = 0 \\ \ddot{\zeta} + 2h_{k_0}\dot{\zeta} + \omega_k^2 \zeta - 2h_{k_0}\dot{z} - \bar{\omega}_0^2 z = 2\bar{h}_{k_0}\dot{q}(t) + \bar{\omega}_k^2 q(t), \end{cases}$$

де $q(t)$ – збурюючий вплив.

Будемо розглядати мікропрофіль дороги як сполучення окремих нерівностей, що характеризуються довжиною, висотою, формою і чергуванням.

З іншого боку, радіус автомобільного колеса значно більший за висоту нерівності, а пружна шина має здатність згладжувати різкі обриси нерівностей. Тому можна прийняти профіль нерівностей синусоїдальним щодо середньої лінії нерівності. Щодо площини дороги крива буде зміщена на q_0 .

$$q = q_0 (1 - \cos(\omega t)).$$

З метою подальшого розвитку математичної моделі коливань автомобіля, яку було запропоновано в [1] введемо кут зсуву фази гармонійного збурюючого впливу ϕ . Це дасть можливість враховувати вплив збурюючого впливу на задню вісь автомобіля, який виникає з запізненням відносно передньої вісі.

Для визначення параметрів коливань центра мас двоосного АТЗ необхідно враховувати те, що коливання задньої вісі має затримку відносно коливань передньої. Тобто автомобіль є системою з затримкою

і коливання центра мас є сумою коливань передньої та задньої вісі з врахуванням затримки по часу. Затримка обумовлена величиною колісної бази автомобіля l та швидкістю руху v_a .

Тобто можна записати, що збурюючий вплив на задню вісь з врахуванням затримки коливань буде мати вигляд

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

де $\Delta t = l/v_a$ – час затримки коливань задньої вісі відносно передньої.

Введемо позначення $\phi = \omega \Delta t$. Відомо, що $\omega = 2\pi f$, а $f = 1/T$. Якщо вважати, що довжина нерівності дорівнюється s , то тоді час її подолання автомобілем складе $T = s/v_a$. Після підстановок та перетворень отримаємо

$$\phi = \frac{2\pi l}{s}.$$

Запишемо для задньої вісі

$$q = q_0 (1 - \cos(\omega t - \phi)).$$

Розв'язання системи диференціальних рівнянь виконується за допомогою перетворення Лапласа. В загальному виді враховуються початкові умови. Тому отримані формули для переміщення підресореної маси $z(t)$, швидкості - $\dot{z}(t)$ та прискорення - $\ddot{z}(t)$ можуть бути використані для розрахунку впливу зміни динамічних параметрів підвіски на плавність руху.

Таким чином, використовуючи розвинену математичну модель, стає можливим моделювати коливання центра мас автомобіля не тільки з врахуванням затримки коливань задньої вісі відносно передньої, а і враховувати нелінійність підвіски.

Введемо коефіцієнти впливу коливань підресореної маси над осями на коливання центра мас $k_{p1} = l_2/l$ та $k_{p2} = l_1/l$. Тоді для переміщення центра мас автомобіля $z_m(t)$ можна записати

$$z_m(t) = k_{p1}z_1(t) + k_{p2}z_2(t);$$

Використовуючи розвинену модель стає можливим отримати АЧХ прискорень коливань центра мас автомобіля, та дослідити їх. Для побудови АЧХ було

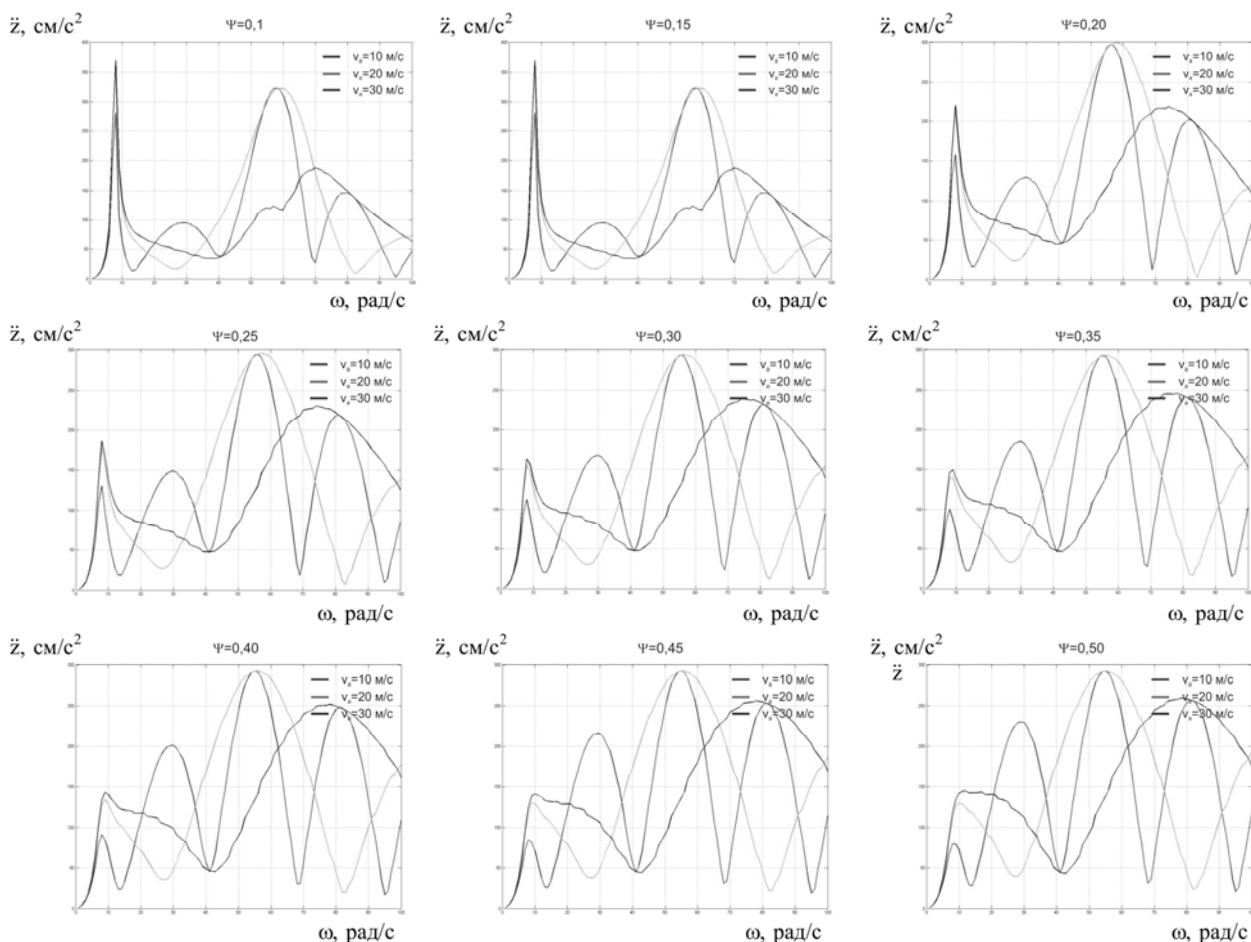


Рисунок 1 – АЧХ коливань центра мас для різних швидкостей з різними коефіцієнтами затухання

використано засоби обчислювального середовища МАТЛАБ [3].

АЧХ коливань центру мас легкового автомобіля малого класу, було побудовано для різних коефіцієнтів затухання коливань ψ від 0,1 до 0,5 та різних швидкостей руху автомобіля v_a від 10 м/с до 30 м/с (рис. 1). Шаг по частоті складає 10 рад/с. Максимальна частота – 100 рад/с.

Висновки. Аналіз отриманих АЧХ показує, що коливання центру мас значно відрізняються від АЧХ коливань в точках підресореної маси розташованих над осями автомобіля, що приведена в роботі [1].

Запізнювання впливу другої осі відносно першої на центр мас приводить до того, що АЧХ прискорень центру мас стає функцією швидкості автомобіля.

Кількість екстремумів АЧХ прискорень коливань центру мас і їх амплітуда істотно залежить від швидкості руху автомобіля. Це суттєво важливо для вирішення задачі керування плавністю ходи автомобіля в процесі руху.

Список використаних джерел

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Ротенберг Р. В. - М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
2. Смирнов Г. А. Теория движение колесных машин / Смирнов Г. А. – М.: Машиностроение, 1981. – 269с.

3. Дьяконов В. П. Компьютерная математика. Теория и практика. / Дьяконов В. П.– М.: Нолидж, 2001. – 1295 с.

Аннотация

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ И АНАЛИЗА АЧХ

Рожков С. П.

Проведено построение и анализ АЧХ вертикальных колебаний центра масс автотранспортного средства.

Abstract

THE DEVELOPED MODEL OF CAR FLUCTUATIONS USING FOR CONSTRUCTION AND AFC ANALYSIS

S. Rozhkov

Building and analysis of automobile mass center vertical fluctuations AFC had made.