

УДК 629.017

*Устименко М. студент**Науковий керівник Лиходій О., к.т.н., доцент кафедри експлуатації та ремонту машин**Придніпровська державна академія будівництва та архітектури*

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ГАЛЬМУВАННЯ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Представлена тримасова математична модель вантажного автомобіля, яка призначена для визначення параметрів гальмівної динаміки автомобіля. Проведеними дослідженнями доведено доцільність врахування впливу характеристик систем підресорювання та шин на оціночні показники гальмівної системи автомобіля.

Ключові слова: динамічна модель, гальмівна динаміка, буксування шини.

Постановка проблеми. Сучасний автомобіль – складна конструкція, робота елементів якої контролюється електронними системами (АБС, ПБС та іншими). Міжнародні вимоги до гальмівних систем змінюються кожні два роки, їх підвищують ускладнюючи конструкцію її елементів. Складність побудови алгоритмів для електронних систем полягає у відсутності досконалих математичних моделей, що використовуються для дослідження динамічних властивостей транспортних засобів. Сучасні стенди для випробування ефективності гальмівних систем мають велику вартість, дослідження динаміки руху автомобіля на випробувальних полігонах, що знаходяться закордоном є економічно недоцільним. Тобто, на сьогодні має місце актуальність в розробці досконалих математично-імітаційних моделей руху транспортних засобів, це підтверджується тенденціями розвитку цього питання у таких розвинутих країнах, як Швеція, Франція, Німеччина та ін.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Гальмівний шлях при екстремому гальмуванні і сталі сповільненні є основними оціночними критеріями гальмівної системи транспортних засобів, згідно з ПДР і [3]. Величина гальмівного шляху визначається за формулою, [1]:

$$S_z = \frac{V_n \cdot t_{np}}{3,6} + \frac{V_n \cdot t_n}{3,6} + \frac{0,5 \cdot K_e \cdot V_n^2}{3,6^2 \cdot \varphi \cdot g}, \quad (1)$$

де: V_n – початкова швидкість гальмування; t_n – час наростання уповільнення; t_{np} – час спрацювання приводу системи гальмування; K_e – коефіцієнт ефективності гальмівної системи; φ – коефіцієнт зчеплення шини з дорогою.

Але вказана формула не враховує вплив системи підресорювання (робота регулятора гальмівних сил) та характеристик шин на величину гальмівного шляху. Коефіцієнт ефективності гальмівної системи приймається суб'єктивно (1,2...1,4).

Постановка задачі. Скласти математичну модель вантажного автомобіля, яка б враховувала вплив елементів підвіски на параметри гальмування.

Основний матеріал. Для досліджень обрано вантажний автомобіль ЗіЛ-5301 (розрахункова схема представлена на рис. 1). Гальмівна система зазначеного автомобіля складається із: передніх дискових, задніх барабанних гальмівних механізмів, комбінованого гальмівного приводу (пневмогідралічного). Підвіска передніх і задніх коліс – ресорного типу.

Позначення на схемі: P_v – сила опору повітря; M – гальмівні моменти на колесах; M_f – моменти опору кочення коліс; R_x, R_z – реакції від дороги, r_d – динамічний радіус колеса, h_v – відстань від центру мас до точки дії сили опору повітря.

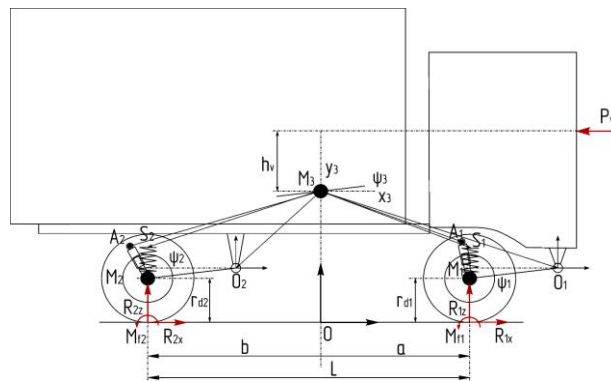


Рис. 1. Тримасова динамічна модель автомобіля

Щоб скласти математичну модель динамічної системи для рис. 1 треба окремо скласти рівняння рівноваги систем відносно точок O_1 і O_2 :

$$m_k \cdot \vec{a}_k = \vec{F}_k^{(e)} + \vec{F}_k^{(i)} \quad (2)$$

Після складання лівої і правої частин рівняння (2) та математичних перетворень отримаємо результуючу систему рівнянь, загальний вигляд якої:

$$M_I \cdot \{J\} = \{F\} - N_I \cdot \Omega, \quad (3)$$

де: M_I - матриця інерційних коефіцієнтів лівої частини рівняння; $\{J\}$ - вектор прискорень мас системи; $\{F\}$ - вектор зовнішніх узагальнених силових факторів, що діють на автомобіль; N_I - матриця інерційних коефіцієнтів правої частини рівняння; Ω - вектор квадратів кутових швидкостей.

Результати досліджень. Використовуючи вище розглянуту математичну модель проаналізуємо гальмівні властивості автомобіля ЗіЛ-5301 за випробуванням типу нуль. Випробування “нуль” призначені для оцінки ефективності робочої гальмової системи при холодних гальмових механізмах; умови випробувань: суха горизонтальна дорога із твердим покриттям, початкова швидкість гальмування 35...45 км/год, [3], або 60 км/год (ЄЕК ООН).

Початкові данні до розрахунків: максимально допустима сила на гальмівну педаль – 700 Н; час реакції водія – 0,8 сек; час спрацювання приводу – 0,7 сек; час наростання уповільнення – 0,6 сек; коефіцієнт ефективності гальмівних механізмів – 1,4. Для кожного стану дороги (рис. 2) за формулою 1 визначався гальмівний шлях, потім, використовуючи модель (рис. 1), проводились розрахунки в програмі MATLAB і будувались залежності змінювання швидкості і уповільнення у часі, та визначався шлях гальмування. Результати розрахунків представлені у табл. 1.

Таблиця 1.

Результати розрахунків гальмівного шляху при $\phi = 0,7$ (мокрый асфальт).

Найменування	Значення	Відхилення, м
Теоретичний гальмівний шлях, м	37,5	--
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля (амортизатор з $\psi = 0,25$), м		
Плавне наростання гальмівного моменту, $t_{np} = 0,7$ с	36,65	0,85
Різде наростання гальмівного моменту, $t_{np} = 0,6$ с	38,2	0,7
Погіршення роботи амортизатору ($\psi = 0,15$)	38,6	1,1

Висновки. При складанні динамічної моделі було враховано динаміку підвіски та динаміку коліс автомобіля. З табл. 1 видно, що використання більш складної моделі для дослідження гальмівних якостей автомобіля дає значну похибку у порівнянні з прийнятою методикою визначення гальмівного шляху.

При детальному аналізі необхідно більш досконале моделювання з урахуванням підресорювання кабіни автомобіля, використання нелінійних характеристик шин та ресор, також рекомендується моделювання кінематичних зв'язків між кузовом та рамою. Усі ці параметри значно впливають на безпеку експлуатації транспортних засобів при гальмуванні.

Література

1. Литвинов А. С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств./ Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.: ил.
2. Туренко А. Н., Богомоллов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. – Х: ХГАДТУ, 2000. – 472 с.
3. ДСТУ 3649-2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. – Введ. 01.07.2011. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 30 с.