

Phân tích hiệu quả êm dịu xe tải khai thác mỏ sử dụng hệ thống treo thủy khí và hệ thống treo cao su dưới điều kiện mặt đường khác nhau

Lê Xuân Long¹, Tạ Tuấn Hưng², Nguyễn Văn Tuấn^{1*}, Lương Xuân Hải³

¹Khoa Kỹ thuật Ô tô và Máy Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên;

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Giao Thông Vận tải Hà Nội;

³Công ty than Núi Hồng.

*Email: nltuan@tnut.edu.vn

Nhận bài: 02/9/2023; Hoàn thiện: 09/11/2023; Chấp nhận đăng: 15/11/2023; Xuất bản: 10/12/2023.

DOI: <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.FEE.2023.183-189>

TÓM TẮT

Để so sánh hiệu quả êm dịu xe tải khai thác mỏ sử dụng hai loại hệ thống treo thủy khí và hệ thống treo cao su dưới điều kiện mặt đường khác nhau, mô hình dao động của xe tải khai thác mỏ với 7 bậc tự do được thiết lập dưới kích thích ngẫu nhiên của mặt đường. Các gia tốc bình phương trung bình tại vị trí trọng tâm thân xe theo phương thẳng đứng (a_{wb}), lắc dọc (a_{wphi}) và lắc ngang ($a_{w\eta}$) theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 được lựa chọn là hàm mục tiêu. Các kết quả phân tích đã chỉ ra rằng các giá trị a_{wb} , a_{wphi} và $a_{w\eta}$ với hệ thống treo thủy khí lần lượt giảm so với hệ thống treo cao su dưới điều kiện mặt đường khảo sát, điều đó chỉ ra rằng độ êm dịu của xe khai thác mỏ với hệ thống treo thủy khí được cải thiện đáng kể so với hệ thống treo cao su khi xe chuyển động trên các điều kiện mặt đường khác nhau.

Từ khóa: Xe khai thác mỏ; Hệ thống treo thủy khí; Hệ thống treo cao su; Độ êm dịu.

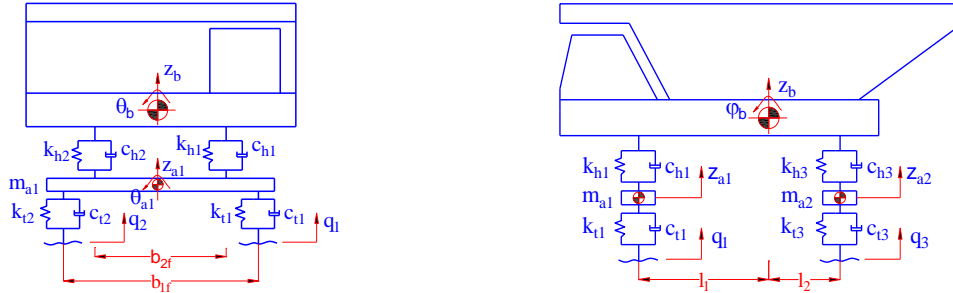
1. MỞ ĐẦU

Độ êm dịu chuyển động của xe là một trong các yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến sự thoải mái của người điều khiển, an toàn của hàng hóa cũng như độ bền của các chi tiết trên xe. Hệ thống treo thủy khí với khả năng đàn hồi tốt của khí và tính cản nhớt của chất lỏng là hệ thống treo ngày càng được sử dụng phổ biến, đặc biệt là trên xe tải hạng nặng. Một số nghiên cứu về hệ thống treo nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe có thể kể đến như: Lê Văn Quỳnh và cộng sự đã tiến hành đánh giá ảnh hưởng của các thông số thiết kế hệ thống treo đến độ êm dịu chuyển động của xe [1, 2]. Công trình của Nguyễn Trung Kiên, nghiên cứu điều khiển giảm chấn từ trường trong hệ thống treo bán tích cực trên ô tô. Trong công trình này, tác giả đã nghiên cứu đã xây dựng thành công mô hình mô phỏng giảm chấn từ trường (MR) trong hệ thống treo bán tích cực [3]. Công trình của Lê Xuân Long và nhóm nghiên cứu, phân tích hiệu quả hệ thống treo thủy khí trên xe tải đồng thời so sánh hiệu quả hệ thống treo thủy khí với các hệ thống treo truyền thống khác [4, 5]. Bian Gong và cộng sự đã đề xuất một phương pháp tối ưu cho các thông số hệ thống treo thủy khí cho xe di chuyển trên mặt đường “On-Off” bằng cách sử dụng mô hình VRPEI-Kriging nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe [6]. Hengmin Qi và nhóm nghiên cứu đã đề xuất một mô hình hệ thống treo thủy khí cải tiến với hai khoang dầu được kết nối với nhau và khí nén được điều khiển bằng bộ điều khiển mờ ECAS nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe [7]. Wang Shuai và cộng sự đã đề xuất cải tiến hệ thống treo thủy khí bằng cách tối ưu các thông số thiết kế của hệ thống treo được điều khiển bằng bộ điều khiển mờ [8]. Yin Y và nhóm nghiên cứu đã tiến hành nghiên cứu các đặc tính phi tuyến của hệ thống treo thủy khí với một khoang hỗn hợp dầu-khí và một khoang dầu [9]. Tuy nhiên, các nghiên cứu về hệ thống treo thủy khí trên xe tải khai thác mỏ nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động vẫn còn là vấn đề mở, đặc biệt là các nghiên cứu trong nước về chủ đề này còn khá khiêm tốn. Mục tiêu của bài báo này là xây dựng mô hình dao động của xe tải khai thác mỏ với 7 bậc tự do, sau đó, tiến hành thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động của các vật trong cơ hệ và xác định lực theo phương thẳng đứng của hệ thống treo thủy khí, cuối cùng mô phỏng, phân tích và so sánh hiệu quả hệ thống treo thủy khí được thực hiện theo hướng nâng cao độ êm dịu chuyển động của xe.

2. MÔ HÌNH DAO ĐỘNG CỦA XE

2.1. Mô hình dao động

Để phân tích, đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện mặt đường đến độ êm dịu chuyển động của xe tải khai thác mỏ với hệ thống treo thủy khí, một mô hình dao động xe tải khai thác mỏ 2 cầu với 7 bậc tự do được xây dựng để mô phỏng và phân tích hiệu quả của hệ thống treo thủy khí so với hệ thống treo cao su. Mô hình dao động của xe được thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Mô hình dao động của ô tô tải khai thác mỏ 2 cầu.

2.2. Xây dựng phương trình vi phân mô tả dao động của ô tô

Trên cơ sở mô hình dao động trên hình 1, lý thuyết hệ nhiều vật và nguyên lý D'Alembert được lựa chọn để xây dựng các phương trình vi phân mô tả dao động các vật của cơ hệ. Các phương trình vi phân mô tả dao động các vật của cơ hệ được viết dưới phương trình tổng quát dạng ma trận thu gọn như sau:

$$M\{\ddot{z}\} + C_h\{\dot{z}\} + K_h\{z\} = C_t\{\dot{q}\} + K_t\{q\} \quad (1)$$

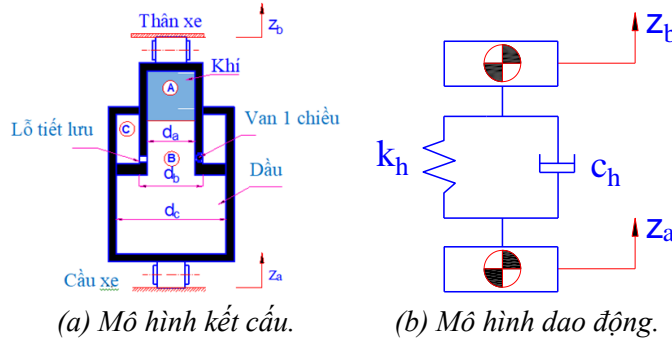
Trong đó: M , C_h , C_t và K_h , K_t lần lượt là ma trận khối lượng, hệ số cản và độ cứng; $\{\ddot{z}\}$, $\{\dot{z}\}$, $\{z\}$ lần lượt là các véc tơ gia tốc, vận tốc và chuyển vị của các khối lượng; $\{\dot{q}\}$, $\{q\}$ là véc tơ vận tốc và chuyển của hàm mấp mô mặt đường.

2.3. Xác định lực theo phương thẳng đứng của hệ thống treo

Để phân tích và so sánh hiệu quả êm dịu của hệ thống treo thủy khí với hệ thống treo cao su, mô hình hệ thống treo thủy khí và hệ thống treo cao su được thiết lập và xác định thành phần lực theo phương đứng.

2.3.1. Xác định lực theo phương thẳng đứng của hệ thống treo thủy khí

Mô hình dao động của hệ thống treo thủy khí được thể hiện trên hình 2. Trên hình 2, m_a , m_b lần lượt là khối lượng của cầu xe và thân xe; z_a , z_b là chuyển vị cầu xe và thân xe; p_a , p_b và p_c là áp suất trong khoang A, B và C; d_a , d_b và d_c lần lượt là đường kính trong, ngoài của thanh truyền piston và đường kính trong của xilanh; d_{21} , d_{22} lần lượt là đường kính lỗ tiết lưu và van một chiều; k_h và c_h lần lượt là độ cứng và hệ số cản của hệ thống treo thủy khí.



Hình 2. Mô hình hệ thống treo thủy khí.

Trong đó: A_a , A_b và A_c lần lượt là tiết diện trong, ngoài của piston và đường kính trong của xilanh; p_a và p_c áp suất tại khoang A và khoang C.

Quá trình giãn nở của khí trong khoang khí được xem như quá trình đoạn nhiệt, theo lý thuyết nhiệt động lực học được xác định qua công thức:

$$p_0 V_0^n = p_a V_a^n \quad (2)$$

Trong đó: V_0 , p_0 lần lượt là thể tích và áp suất ban đầu của bình khí; V_a , p_a lần lượt là thể tích và áp suất của bình khí ở thời điểm bất kỳ; n là hằng số đoạn nhiệt của khí.

Từ phương trình (2) ta suy ra:

$$p_a = p_0 \left(\frac{V_0}{V_a}\right)^n, \quad V_a = V_0 + A_b(z_b - z_a); \quad p_b = p_a \quad (3)$$

Lưu lượng dầu qua lỗ tiết lưu và van một chiều được xác định biểu thức:

$$Q = C_d A_{12} \sqrt{\frac{2(p_c - p_b)}{\rho} \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)} + \frac{(1 + \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a))}{2} C_d A_{22} \sqrt{\frac{2(p_c - p_b)}{\rho} \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)}$$

$$\rightarrow Q = C_d \left(A_{12} + \frac{(1 + \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a))}{2} A_{22} \right) \sqrt{\frac{2(p_c - p_b)}{\rho} \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)} \quad (4)$$

Trong đó: A_{12} và A_{22} lần lượt là tiết diện của lỗ tiết lưu cũng như van một chiều; C_d là hệ số lưu lượng của lỗ.

Trên cơ sở cân bằng lưu lượng ta có ta có:

$$Q = (A_c(\dot{z}_b - \dot{z}_a) - A_b(\dot{z}_b - \dot{z}_a)) \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \rightarrow Q = (A_c - A_b)(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \quad (5)$$

Từ phương trình (4) và (5), mối quan hệ áp suất giữa khoang B và C được xác định như sau:

$$p_c = p_b + \left(\frac{\rho(A_c - A_b)^2(\dot{z}_b - \dot{z}_a)^2 \cdot \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 \left(A_{12} + \frac{(1 + \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a))}{2} A_{22} \right)} \right) \quad (6)$$

Lực ma sát giữa piston và xilanh của hệ thống treo thủy khí được xác định theo lý thuyết lực nhớt của chất lỏng Newton với giả thiết coi hệ số nhớt là của của chất lỏng là không đổi trong quá trình hệ thống treo hoạt động:

$$F_f = \mu \cdot \frac{\pi d_{c2} L_2}{h} (\dot{z}_b - \dot{z}_a) \quad (7)$$

Trong đó: μ là hệ số nhớt động lực của dầu; d_{c2} , L_2 lần lượt là đường kính và dài của piston; h là chiều dày lớp dầu giữa piston và xilanh.

Từ các thành phần áp suất đã xác định ở trên ta tìm được lực theo phương đứng của hệ thống treo thủy khí như sau:

$$F_h = p_0 \left(\left(\frac{V_0}{V_0 + A_b(z_b - z_a)} \right)^n - 1 \right) A_b - \left(\frac{\rho(A_c - A_b)^3(\dot{z}_b - \dot{z}_a)^2 \cdot \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2C_d^2 \left(A_{12} + \frac{(1 + \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a))}{2} A_{22} \right)} \right) - \mu \frac{\pi d_{c2} L_2}{h} (\dot{z}_b - \dot{z}_a) \quad (8)$$

2.3.2. Xác định lực theo phương thẳng đứng của hệ thống treo cao su

Lực phi tuyến theo phương thẳng đứng của hệ thống treo cao su được xác định theo theo Zhou Changfeng [10] như sau:

$$F_r = -G_T - (k_{r1}(z_b - z_a + s_r) + k_{r2}(z_b - z_a + s_r)^3) - c(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \left(\frac{1 + \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2} \right) - c\gamma(\dot{z}_b - \dot{z}_a) \left(\frac{1 - \text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_a)}{2} \right) \quad (9)$$

2.4. Mấp mô mặt đường

Hiện nay, mấp mô mặt đường được miêu tả bằng nhiều phương pháp như hàm toàn học đơn giản (hàm sin, hàm xung vuông, tam giác,...), hay ngẫu nhiên. Trong bài báo này, theo tiêu chuẩn quốc tế ISO 8068 [11], mấp mô của mặt đường có mật độ phổ $S_q(n_0)$, nó được định nghĩa bằng công thức thực nghiệm như sau:

$$S_q(n) = S_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (10)$$

Trong đó: n là tần số sóng của mặt đường (chu kỳ/m); n_0 là tần số mẫu (chu kỳ/m); $S_q(n)$ là mật độ phổ chiều cao của mấp mô mặt đường ($\text{m}^3/\text{chu kỳ}$); $S_q(n_0)$ là mật độ phổ tại n_0 ($\text{m}^3/\text{chu kỳ}$); ω là hệ số tần số được miêu tả tần số mật độ phổ của mặt đường (thường $\omega = 2$). Hàm mấp mô mặt đường ngẫu nhiên được giả định là quá trình ngẫu nhiên Gauss và nó được tạo ra thông qua biến ngẫu nhiên Fourier ngược:

$$q(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{2vn_0^2 S_q(n_0) \Delta f}{f_{mid,i}^2}} \cos(2\pi f_{mid,i} t + \phi_i) \quad (11)$$

Trong đó, $f_{mid,i} = f_i + \frac{2i-1}{2} \Delta f$; ($i = 1 \div N$); ϕ_i là pha ngẫu nhiên phân bố từ $(0 \div 2\pi)$.

3. CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA XE

Để đánh giá ảnh hưởng của điều kiện mặt đường đến độ êm dịu của xe tải khai thác mỏ, trong bài báo này, tiêu chuẩn ISO 2631-1 [12] được lựa chọn để phân tích và so sánh thông qua chỉ tiêu là giá trị gia tốc bình phương trung bình, nó được xác định như sau:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_z^2(t) dt \right]^{0.5} \quad (12)$$

Trong đó: a_w là gia tốc bình phương trung bình; a_z là gia tốc theo thời gian; T là thời gian khảo sát.

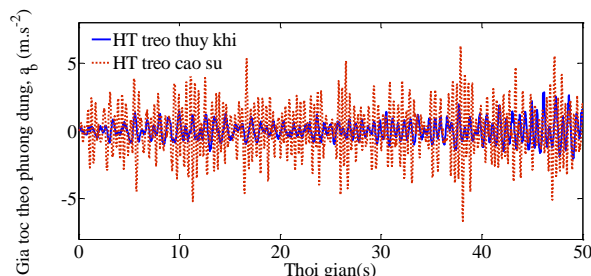
4. MÔ PHỎNG, TÍNH TOÁN VÀ THẢO LUẬN

4.1. Mô phỏng và phân tích

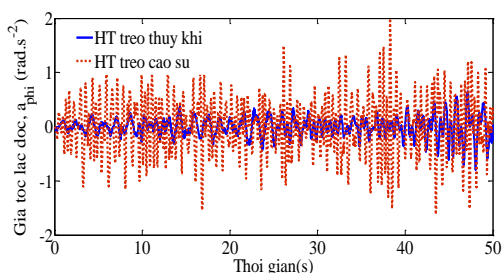
Phần mềm Matlab-Simulink được sử dụng mô phỏng và phân tích hiệu quả hệ thống treo thủy khí khi so sánh với hệ thống treo cao su, sau đó, các điều kiện mặt đường được lựa chọn để phân tích hiệu quả êm dịu của hai loại hệ thống treo thủy khí và hệ thống treo cao su. Các kết quả mô phỏng gia tốc thời gian phản ứng theo phương đứng (a_b), lắc dọc (a_{ϕ}) và lắc ngang (a_{teta}) tại vị trí trọng tâm khối lượng thân xe khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp E với vận tốc 30 km/h và xe đầy tải được thể hiện trên hình 3. Từ các kết quả trên hình 3 chỉ ra rằng, giá trị biên độ của a_b , a_{ϕ} và a_{teta} với hệ thống treo thủy khí giảm mạnh so với hệ thống treo cao su. Từ các kết quả này chỉ ra rằng, hiệu quả của hệ thống treo thủy khí đã cải thiện đáng kể về độ êm dịu của xe tải khai thác mỏ so với các hệ thống treo cao su truyền thống dưới điều kiện khảo sát.

Từ các kết quả trên hình 3, các gia tốc bình phương trung bình theo phương đứng, lắc dọc và lắc ngang của thân xe (a_{wb} , $a_{w\phi}$ và a_{wteta}) theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 được xác định theo công thức (12). Các giá trị của a_{wb} , $a_{w\phi}$ và a_{wteta} lần lượt là $a_{wb} = 1,1971$, $a_{w\phi} = 0,352$ và $a_{wteta} = 0,376$ với hệ thống treo thủy khí và $a_{wb} = 1,7636$, $a_{w\phi} = 0,5182$ và $a_{wteta} = 0,596$ với hệ thống treo cao su. Các giá trị của a_{wb} , $a_{w\phi}$ và a_{wteta} với hệ thống treo thủy khí lần lượt giảm 32,12%, 32,01% và 36,9% so với hệ thống cao su khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp E với vận tốc 30 km/h

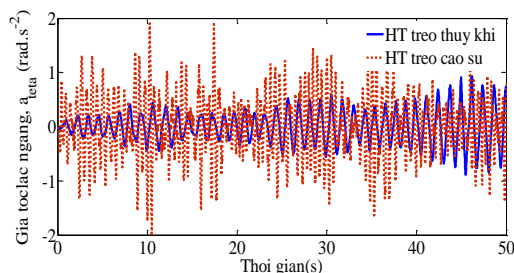
và xe đầy tải. Các điều kiện mặt đường khác sau được lựa chọn để kiểm chứng hiệu quả êm dịu của hai loại hệ thống treo thủy khí và hệ thống treo cao su sẽ tiếp phân tích ở phần tiếp theo.



(a) Gia tốc theo phương thẳng đứng thân xe.



(b) Gia tốc lắc dọc thân xe.

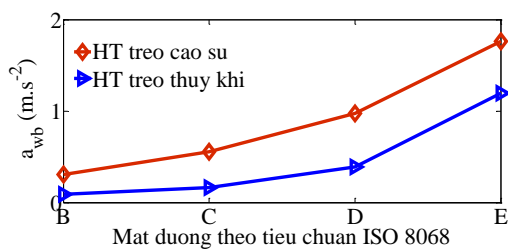


(c) Gia tốc lắc ngang thân xe.

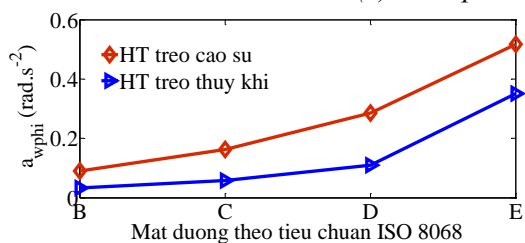
Hình 3. Gia tốc thời gian phản ứng tại vị trí trọng tâm thân xe khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp E với vận tốc 30 km/h và đầy tải.

4.2. Kiểm chứng hiệu quả êm dịu của hai loại hệ thống treo dưới điều kiện mặt đường khác nhau

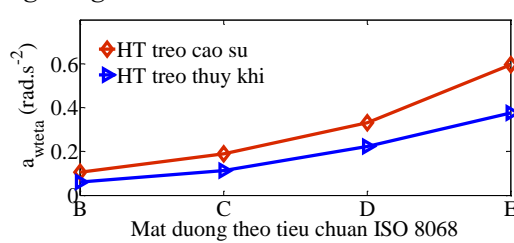
Để phân tích và so sánh hiệu quả êm dịu của hệ thống treo thủy khí và hệ thống treo cao su dưới các điều kiện mặt đường khác nhau, bốn loại mặt đường từ ISO cấp B đến ISO cấp E được chọn khi xe chuyển động vận tốc 30 km/h và xe đầy tải. Các giá trị a_{wb} , a_{wphi} và a_{wteta} với hệ thống treo thủy khí và hệ thống treo cao su dưới các điều kiện mặt đường khác nhau được thể hiện trên hình 4.



(a) Theo phương thẳng đứng thân xe.



(b) Lắc dọc thân xe.



(c) Lắc ngang thân xe.

Hình 4. Các giá trị a_{wb} , a_{wphi} và a_{wteta} với hai loại hệ thống treo dưới các điều kiện mặt đường khác nhau xe.

Các kết quả trên hình 4 chỉ ra rằng các giá trị a_{wb} , a_{wphi} và a_{wteta} với cả hai hệ thống treo tăng nhanh khi xe chuyển động trên các mặt đường xấu, đặc biệt trên mặt đường ISO cấp D và ISO cấp E. Các kết quả trên hình 4 cũng chỉ ra rằng các giá trị a_{wb} , a_{wphi} và a_{wteta} với hệ thống treo thủy khí lần lượt giảm đáng kể so với các hệ thống treo cao su dưới các điều kiện mặt đường khác nhau, điều đó dẫn đến độ êm dịu chuyển động của xe tải khai thác mỏ với hệ thống treo thủy khí được cải thiện rõ rệt so với hệ thống treo cao su. Các giá trị a_{wb} với hệ thống treo thủy khí lần lượt giảm 70,09%, 70,35%, 59,81% và 32,12% so với các hệ thống treo cao su khi xe từ mặt đường từ ISO cấp B đến ISO cấp E; Tương tự, các giá trị a_{wphi} và a_{wteta} với hệ thống treo thủy khí cũng giảm rõ rệt so với hệ thống treo cao su khi xe từ mặt đường từ ISO cấp B đến ISO cấp E. Từ các kết quả phân tích và so sánh hiệu quả êm dịu với hai loại hệ thống treo, chúng ta thấy hiệu quả của hệ thống treo thủy khí cải thiện đáng kể về độ êm dịu xe tải khai thác mỏ so với xe sử dụng hệ thống treo cao su. Kết cấu của hệ thống treo thủy khí phù hợp với loại xe tải khai thác mỏ với các mặt đường địa hình phức tạp mà vẫn đảm bảo tốt các nhiệm vụ của nó.

5. KẾT LUẬN

Trong bài báo này, một mô hình dao động phi tuyến không gian với 7 bậc tự do với hệ thống treo thủy khí được xây dựng để phân tích và so sánh hiệu quả êm dịu của nó với hệ thống treo cao su. Từ các kết quả nghiên cứu, chúng ta có thể rút ra được một số kết luận sau: (1) Các giá trị biên độ đỉnh của a_b , a_{phi} và a_{teta} với hệ thống treo thủy khí giảm mạnh so với hệ thống treo cao su khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp E với vận tốc 30 km/h và xe đầy tải; (2) Các giá trị a_{wb} , a_{wphi} và a_{wteta} với hệ thống treo thủy khí lần lượt giảm đáng kể so với các hệ thống treo cao su dưới các điều kiện mặt đường khác nhau, điều đó dẫn đến độ êm dịu chuyển động của xe tải khai thác mỏ với hệ thống treo thủy khí được cải thiện rõ rệt so với hệ thống treo cao su; (3) Hệ thống treo thủy khí của xe tải khai thác mỏ không những đáp ứng được độ êm dịu mà còn đáp ứng được chức năng an toàn khi xe đi vào mặt đường địa hình phức tạp. Tối ưu và điều khiển các thông số thiết kế của hệ thống treo thủy khí cho xe tải khai thác mỏ theo hướng êm dịu và an toàn sẽ tiếp tục được nhóm nghiên cứu phát triển và công bố trên các tạp chí khoa học công nghệ trong nước và quốc tế.

Lời cảm ơn: Nhóm tác giả xin trân thành cảm ơn đến trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Le Van Quynh *et al.*, "Effects of suspension design parameters of a semi-trailer truck on vehicle ride comfort and road surface friendliness" *Adva. In Engi. Re and App.* pp. 281-289, (2019).
- [2]. Le Van Quynh, "Comparing the performance of suspension system of semi-trailer truck with two air suspension systems", *Vibroengineering PROCEDIA*, **Vol. 14**, p. 220-226, (2017).
- [3]. Nguyễn Trung Kiên, "Nghiên cứu điều khiển giảm chấn từ trường trong hệ thống treo bán tích cực trên ô tô con", Luận án tiến sĩ, Đại học Bách khoa Hà Nội, (2023).
- [4]. Le Xuan Long *et al.*, "A Comparison of Ride Performance of Hydro-Pneumatic Suspension System with Those of Rubber and Leaf Suspension Systems," *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 914 012037, (2020).
- [5]. Le Xuan Long *et al.*, "Ride Performance Evaluation of Air and Hydro-Pneumatic Springs of Suspension System," *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET)*, **Vol.12(1)**, pp.439-447, (2021).
- [6]. Gong, B., Guo, X., Hu, S., and Xu, L., "Ride comfort optimization of a multi-axle heavy motorized wheel dump truck based on virtual and real prototype experiment integrated Kriging model". *Advances in Mechanical Engineering*, **Vol. 7**, (2015).
- [7]. Qi, H., Chen, Y., Zhang, N., Zhang, B., Wang, D., and Tan, B., "Improvement of both handling stability and ride comfort of a vehicle via coupled hydraulically interconnected suspension and electronic controlled air spring," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, (2019).

- [8]. Wang, S., Lu, Z., Liu, X., Cao, Y., and Li, X, "Active control of hydropneumatic suspension parameters of wheel loaders based on road condition identification," International Journal of Advanced Robotic Systems, **vol.15(6)**, (2018).
- [9]. Yin, Y., Rakheja, S., et al., "Hydraulic damping nonlinearity of a compact hydro-pneumatic suspension considering gas-oil emulsion " Vibroengineering PROCEDIA, **Vol. 30**, pp. 68-71, (2020).
- [10]. Zhou Changfeng, "Dynamic modeling, optimization and experimental research of rubber suspension system of off-road vehicle", A dissertation submitted to Southeast University for the academic degree of doctor of engineering, (2007).
- [11]. ISO 8068. Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data, (1995).
- [12]. ISO 2631-1, "Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration", Part I: General requirements, The International Organization for Standardization, (1997).

ABSTRACT

Ride performance analysis of a mining dump truck using hydro-pneumatic and rubber suspension systems under different road surface conditions

In order to analyze the ride performance on a mining truck using the hydro-pneumatic and rubber suspension systems under different road surface conditions, a dynamic model of a mining dump truck with 7 degrees of freedom is established under random excitation of road surface roughness. The weighted r.m.s acceleration responses at the vehicle body center of gravity in the vertical direction (a_{wb}), pitch angle (a_{wphi}) and roll angle (a_{wteta}) according to ISO 2631-1 are selected as the objective functions. The analysis results showed that the a_{wb} , a_{wphi} and a_{wteta} values with the hydro-pneumatic suspension system decrease respectively compared to the rubber suspension system under surveyed road surface conditions, which means that the ride performance of the mining dump truck with hydro-pneumatic suspension system is significantly improved compared to rubber suspension system when the vehicle moves under different road surface conditions.

Keywords: Mining dump truck; Hydro-pneumatic suspension system; Rubber suspension system; Ride comfort.