

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT SỐ THÔNG SỐ KẾT CẤU HỆ THỐNG TREO ĐẾN DAO ĐỘNG CỦA XE Ô TÔ ĐIỆN CỖ NHỎ

STUDY ON THE EFFECTS OF VARIOUS SUSPENSION SYSTEM STRUCTURAL PARAMETERS ON THE VIBRATIONS OF SMALL ELECTRIC VEHICLES

Trương Văn Thuận
Trường Đại học Phenikaa

TÓM TẮT

Xe điện là loại phương tiện đang được các nhà sản xuất trên thế giới ưu tiên tập trung nghiên cứu và phát triển. Đối với xe điện cỡ nhỏ, với đặc trưng tải trọng nhỏ và chuyển động với vận tốc trung bình, cần thiết phải đánh giá tính tiện nghi và ổn định động lực học của ô tô khi đi trên các loại mặt đường có mấp mô khác nhau [1]. Chính vì vậy, việc nghiên cứu khảo sát dao động xe ô tô điện cỡ nhỏ khi chuyển động trên đường mấp mô là một vấn đề có ý nghĩa khoa học và thực tiễn. Mô phỏng dao động và khảo sát đánh giá độ cứng lò xo và hệ số cản giảm chấn dao động của ô tô điện cỡ nhỏ khi đi trên đường có mấp mô theo tiêu chuẩn.

Từ khóa: *Hệ số cản giảm chấn; Độ cứng lò xo; Mô phỏng dao động; Dao động xe điện cỡ nhỏ.*

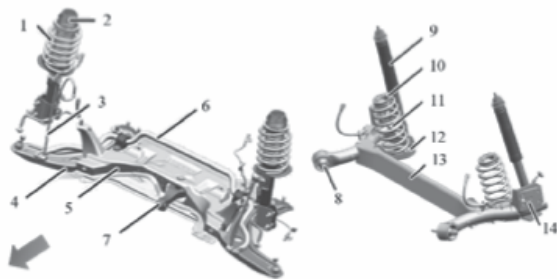
ABSTRACT

Electric vehicles (EVs) have become a priority for automotive manufacturers globally, with significant focus on research and development. For small electric cars, which are characterized by light payloads and moderate speeds, it is essential to evaluate ride comfort and dynamic stability on various uneven road surfaces. Consequently, studying the vibration response of small electric cars on bumpy roads is of scientific and practical significance. This includes simulating vibrations and analyzing the spring rate and shock absorber damping coefficients of the suspension system as the vehicle navigates standardized uneven terrains.

Keywords: *Shock absorber damping coefficient; Spring rate; Oscillation simulation; Oscillation of small electric vehicles.*

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Xe điện cỡ nhỏ đang trở thành một xu hướng phát triển quan trọng trong ngành công nghiệp ô tô tại Việt Nam, đặc biệt trong bối cảnh gia tăng nhu cầu về các giải pháp giao thông bền vững và giảm thiểu ô nhiễm môi trường. Theo báo cáo từ Hiệp hội các nhà sản xuất ô tô Việt Nam (VAMA), doanh số xe điện đã tăng 200% trong năm 2023, với các mẫu xe cỡ nhỏ chiếm tỷ trọng lớn nhất [3]. Báo cáo này cho thấy sự ưa chuộng của người tiêu dùng đô thị đối với các mẫu xe có thiết kế nhỏ gọn, linh hoạt, dễ dàng di chuyển trong các khu vực đông đúc. Ngoài ra, chính sách hỗ trợ của Chính phủ Việt Nam, như miễn thuế nhập khẩu và giảm thuế tiêu thụ đặc biệt cho các loại xe điện, đã góp phần thúc đẩy sự phát triển của thị trường này. Theo Bộ Công Thương, các biện pháp này không chỉ giúp giảm giá thành xe điện mà còn góp phần vào việc giảm lượng khí thải CO₂, cải thiện chất lượng không khí và giảm thiểu tiếng ồn trong các khu vực đô thị [2].



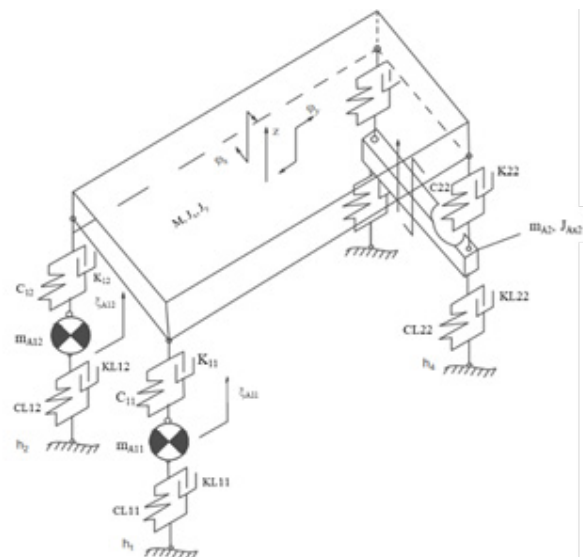
Hình 1. Hệ thống treo trước trên xe điện cỡ nhỏ Vinfast VFe34

1. Cụm giảm chấn trước; 2. Gối đỡ trên (cao su);
3. Rotuyn cân bằng; 4. Cụm tay đòn dưới trước;
5. Dầm trước; 6. Thanh cân bằng; 7. Giá đỡ sau động cơ; 8. Ụ cao su; 9. Giảm chấn sau; 10. Đế lót đầu trên lò xo; 11. Lò xo trụ sau; 12. Đế lót đầu dưới lò xo; 13. Dầm xoắn sau; 14. Mặt bích

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG CỦA XE Ô TÔ ĐIỆN CỖ NHỎ

2.1. Mô hình mô phỏng hệ dẫn động phanh thủy lực hai dòng độc lập

Xe ô tô điện cỡ nhỏ đòi hỏi tính êm dịu cao, vì vậy để mô tả động lực học, bài báo sử dụng mô hình động lực học không gian tổng quát áp dụng cho ô tô điện 5 chỗ do Việt Nam sản xuất có 2 cầu (cầu trước chủ động) là đối xứng theo trục dọc của xe, thân xe là một tấm phẳng có khối lượng M đặt tại trọng tâm [3].



Hình 2. Mô hình không gian của xe ô tô điện VFe34

Trong bài toán xét dao động của xe khi chuyển động thẳng, thân xe có 3 chuyển động (3 bậc tự do) gồm: chuyển động tịnh tiến theo trục thẳng đứng z , góc lắc ngang φ_x – quay quanh trục x và góc lắc dọc φ_y – quay quanh trục y ; Thân xe được nối với các cầu xe thông qua hệ thống treo đặc trưng bởi các độ cứng C_{ij} và hệ số cản giảm chấn K_{ij} ($i: 1$ – trước, 2 – sau; $j=1 \div 2$); Các cầu xe (cầu trước – 1, cầu sau – 2) là các khối lượng không được treo được coi như các chất điểm có khối lượng m_{A11} , m_{A12} , m_{A21} , m_{A22} .

m_{A2} đặt tại trọng tâm của chúng. Các cầu xe có chuyển động tịnh tiến theo trục thẳng đứng ($\xi_{A11}, \xi_{A12}, \xi_{A2}$); Bánh xe đàn hồi là bộ phận liên kết cầu xe với mặt đường bằng, đặc trưng bởi độ cứng CL_{ij} ; Bỏ qua thành phần cản của lốp; Bỏ qua tác động của gió đến chuyển động của xe; Bánh xe tiếp xúc điểm với mặt đường. Với các giả thiết cấu trúc như vậy thì mô hình động lực học xe ô tô điện cỡ nhỏ có thể được mô tả theo các thể hiện như hình 2 [4].

2.2. Xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động xe

2.2.1. Phương trình vi phân mô tả chuyển động của các vật

Bằng phương pháp tách vật và đặt các ngoại lực lên từng vật là các phản lực liên kết giữa các vật, sau đó thiết lập các phương trình vi phân mô tả chuyển động của từng vật theo các

tọa độ suy rộng để xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe. Các phương trình này được thiết lập nhờ phương pháp cân bằng lực và mô-men tác động lên vật [5].

Hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe được mô tả như sau:

$$\begin{cases} M\ddot{z} = F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12} + F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22} \\ J_y\ddot{\phi}_y = -I_1(F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) + I_2(F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \\ J_x\ddot{\phi}_x = b_1(F_{C11} + F_{K11} - F_{C12} - F_{K12}) + w_2(F_{C21} + F_{K21} - F_{C22} - F_{K22}) \\ m_{A2}\ddot{\xi}_{A2} = (F_{CL21} + F_{CL22}) - (F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \\ J_{Ax2}\ddot{\phi}_{xA2} = b_2(F_{CL21} - F_{CL22}) + w_2(F_{C22} + F_{K22} - F_{C21} - F_{K21}) \\ m_{A11}\ddot{\xi}_{A11} = F_{CL11} - (F_{C11} + F_{K11}) \\ m_{A12}\ddot{\xi}_{A12} = F_{CL12} - (F_{C12} + F_{K12}) \end{cases} \quad (I)$$

Trong sử dụng một số thông số kết cấu ở bảng 1, với một số thông số tham khảo từ xe nguyên bản Vinfast Vfe34, một số thông số được xác định từ phương pháp đo trực tiếp và quy đổi.

Bảng 1. Thông số sử dụng trong tính toán mô phỏng động lực học [6]

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Gia tốc trọng trường	g	9,81	m/s ²
2	Hệ số cản lăn	f	0,02	
3	Bán kính tĩnh bánh xe	rt	0,325	m
4	Độ cứng hệ thống treo trước	C_{11}, C_{12}	31250	N/m
5	Độ cứng hệ thống treo sau	C_{21}, C_{22}	58200	N/m
6	Hệ số cản giảm chấn trước	K_{11}, K_{12}	1090	N.s/m
7	Hệ số cản giảm chấn sau	K_{21}, K_{22}	1450	N.s/m
8	Độ cứng hướng kính lốp trước	C_{L11}, C_{L12}	62500	N/m
9	Độ cứng hướng kính lốp sau	C_{L21}, C_{L22}	62500	N/m
10	Khối lượng không được treo trước	m_{A1}	140	kg
11	Khối lượng không được treo sau	m_{A2}	200	kg
12	Khối lượng toàn bộ xe đầy tải	M	1860	kg
13	Khối lượng toàn bộ phân cho cầu trước	M_{c1}	870	kg
14	Khối lượng toàn bộ phân cho cầu sau	M_{c2}	670	kg
15	Chiều dài toàn bộ của xe	L_w	4,3	m

16	Chiều rộng toàn bộ của xe	B_w	1,77	m
17	Chiều cao toàn bộ của xe	H_w	1,61	m
18	Chiều dài cơ sở	L	2,61	m
19	Một nửa khoảng cách vết bánh xe trước	b_1	0.745	m
20	Một nửa khoảng cách vết bánh xe sau	b_2	0.745	m
21	Một nửa khoảng cách treo sau	w_2	0.67	m
22	Mô-men quán tính khối lượng của thân xe quanh trục dọc x	J_x	1400	Kg.m ²
23	Mô-men quán tính khối lượng của thân xe quanh trục ngang y	J_y	2600	Kg.m ²
24	Mô-men quán tính khối lượng của cầu sau quanh trục dọc x	J_{Ax2}	250	Kg.m ²

Trong các thông số trên, các thông số về khối lượng, kích thước được tham khảo từ catalog của nhà sản xuất và đo trực tiếp trên xe. Các mô-men quán tính được tính gần đúng theo phương pháp khối đồng chất. Các thông số của hệ thống treo, lò xo như độ cứng, hệ số cản giảm chấn được tham khảo.

3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ

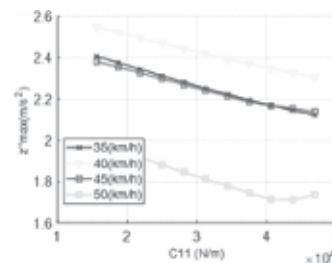
Những nghiên cứu trước đây đã chỉ ra rằng: các thông số kết cấu của hệ thống treo có thể ảnh hưởng đến các chỉ tiêu dao động là độ cứng C và hệ số cản K . Dưới đây sẽ lần lượt trình bày một số khảo sát ảnh hưởng của các thông số trên đến dao động của xe. Để khảo sát, hàm kích động cũng là mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO [7]. Các thông số khảo sát trên một mô-đun cho cầu sau. Nghiên cứu trên loại đường trung bình (C-D) cho xe chạy với vận tốc 35-50 km/h.

3.1. Nghiên cứu ảnh hưởng của độ cứng C

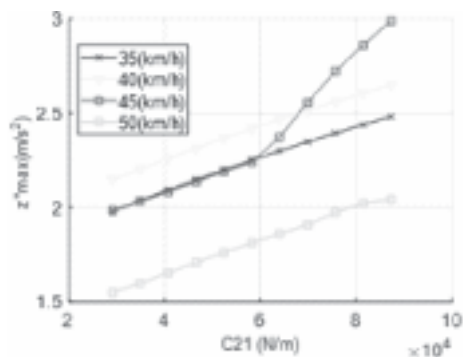
Khảo sát độ cứng lò xo trước C_1 và sau C_2 thay đổi trong dải $[0,5:1,5]*C_1$, $[0,5:1,5]*C_2$ với bước hệ số là 0,1 xác định được giá trị các thông số: gia tốc thẳng đứng cực đại của thân xe ($\ddot{z}_{max}$), hệ số tải trọng động cực đại ($k_{di,max}$),

hệ số tải trọng động cực tiểu ($k_{di,min}$) để đánh giá.

Kết quả khảo sát ảnh hưởng của độ cứng C_1 , C_2 của hệ thống treo trước và sau đến gia tốc dao động thẳng đứng cực đại của thân xe thể hiện trên đồ thị hình 3 và hình 4. Kết quả cho thấy: Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D), với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, gia tốc cực đại của khối lượng được treo đều vượt ngưỡng can thiệp. Khi C_{11} tăng dần, gia tốc dao động thẳng đứng cực đại giảm dần. Như vậy, trong thiết kế để cải thiện độ êm dịu cho hành khách, cần chọn độ cứng sao cho phù hợp. Khi C_{21} tăng dần, gia tốc dao động thẳng đứng cực đại cũng tăng dần và tất cả các giá trị đều dưới ngưỡng cảnh báo. Như vậy, xe đảm bảo được chỉ tiêu an toàn cho hàng hóa và người ngồi trên xe.

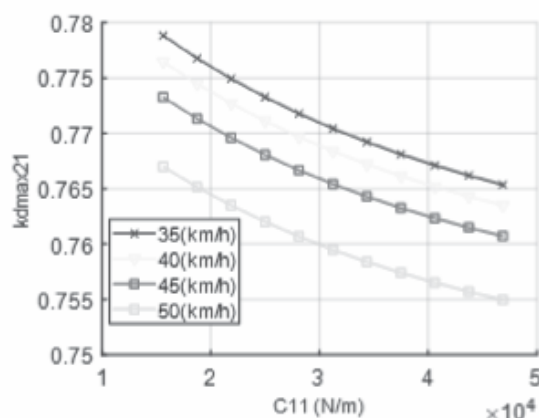


Hình 3. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{11} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

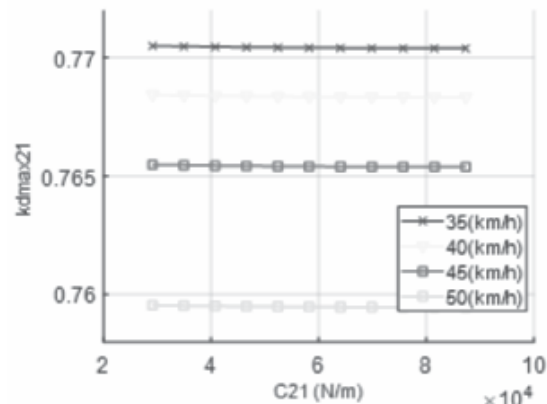


Hình 4. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{21} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D) với mọi giá trị vận tốc từ 35-50 km/h, mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe đều dưới ngưỡng 2,5. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát trên hình 5, khi C_{11} tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại có xu hướng giảm dần. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát trên hình 6, khi C_{21} tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại nhìn chung không thay đổi. Như vậy, khi tăng độ cứng của hệ thống treo trước và sau sẽ không làm tăng giá trị tải trọng động tác động của bánh xe phía sau và đường. Dĩ nhiên, cần phải kết hợp với một nghiên cứu tổng thể về tính toán thiết kế và khảo nghiệm độ bền kết cấu ô tô để có được phương án hợp lý.

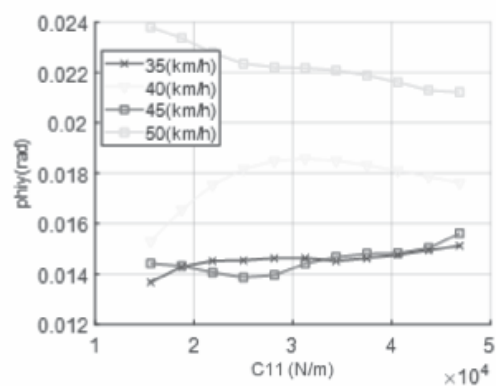


Hình 5. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{11} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D

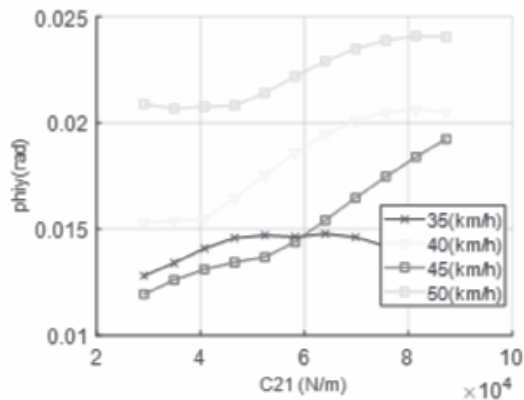


Hình 6. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{21} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D

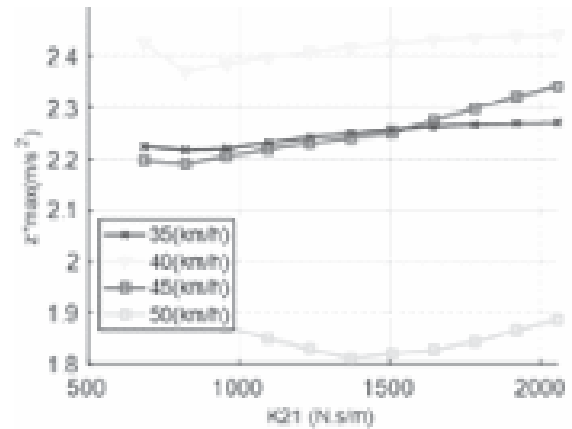
Khi C_{11} tăng dần thì các giá trị góc lắc dọc cũng tăng dần, cũng có nghĩa là khi tăng độ cứng của hệ thống treo trước sẽ làm tăng hệ số ϕ_{y2} , việc này sẽ ảnh hưởng đến dao động của xe thể hiện trên hình 7. Vì thế, trong thiết kế nên giảm độ cứng C_{11} của hệ thống treo trước. Khi C_{21} tăng dần thì các giá trị góc lắc dọc cũng tăng dần, cũng có nghĩa là khi tăng độ cứng của hệ thống treo sau sẽ làm tăng hệ số ϕ_y , việc này sẽ ảnh hưởng đến dao động của xe. Chính vì thế, trong thiết kế nên giảm độ cứng C_{21} của hệ thống treo sau thể hiện trên hình 8. Cần phải kết hợp với một nghiên cứu tổng thể về tính toán thiết kế và khảo nghiệm độ bền kết cấu ô tô để có được phương án hợp lý.



Hình 7. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{11} đến hệ số ϕ_y trên mặt đường C-D



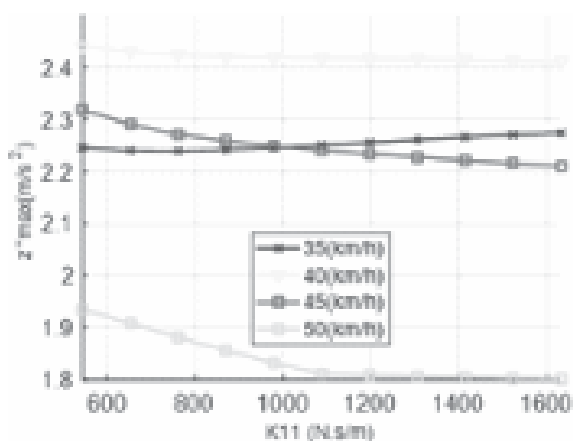
Hình 8. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{21} đến hệ số φ_y trên mặt đường C-D



Hình 10. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{21} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

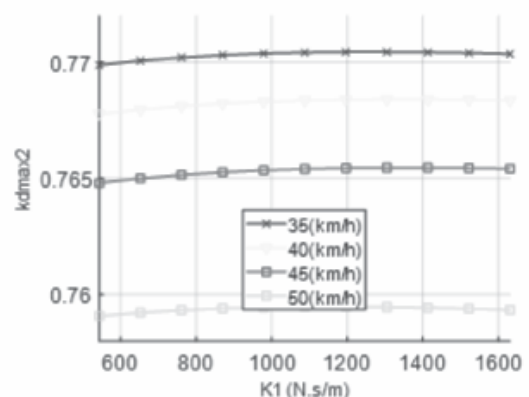
3.2. Ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn

Trong khảo sát này, xe chạy với các vận tốc từ 35-50 km/h trên loại đường trung bình (C-D). Cho K_1 , K_2 thay đổi trong dải $[0,5; 1,5] \cdot K_1$, $[0,5; 1,5] \cdot K_2$ với bước hệ số là 0,1 xác định được các giá trị để đánh giá bao gồm gia tốc thẳng đứng cực đại của thân xe ($\ddot{z}_{\max}$), hệ số tải trọng động cực đại ($k_{\text{dij,max}}$), hệ số tải trọng động cực tiểu ($k_{\text{dij,min}}$).



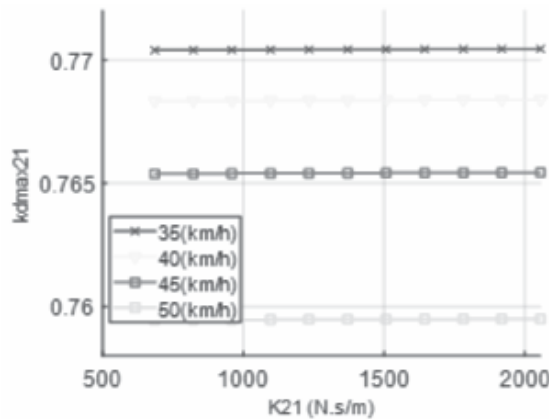
Hình 9. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{11} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, khi K_1 tăng dần, gia tốc dao động thẳng đứng cực đại sẽ giảm dần. Chính vì thế, trong thiết kế để cải thiện độ an toàn cho hàng hóa, nên tăng hệ số cản giảm chấn K_1 của hệ thống treo trước. Kết quả cho thấy: Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D), với giá trị vận tốc khảo sát 35-50 km/h, khi K_2 tăng dần, tất cả giá trị gia tốc dao động thẳng đứng cực đại sẽ đều dưới ngưỡng cảnh báo. Chính vì thế, trong thiết kế để cải thiện độ an toàn cho hàng hóa, nên chọn hệ số cản giảm chấn K_2 của hệ thống treo sau sao cho phù hợp.



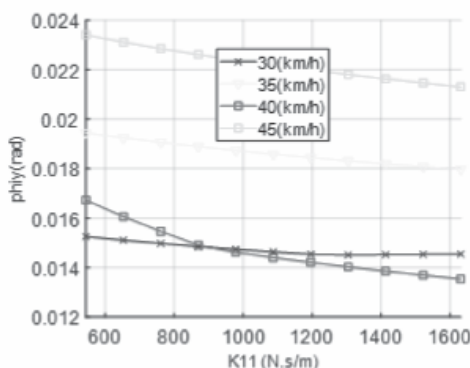
Hình 11. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{11} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D



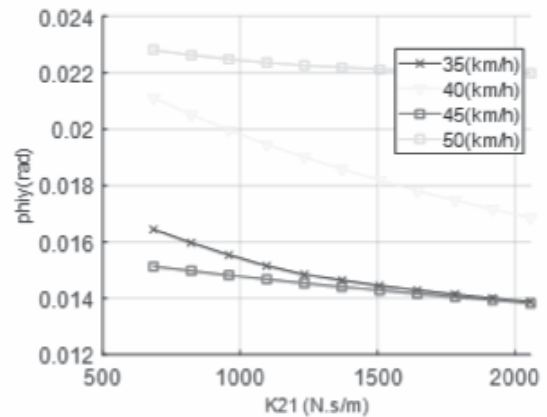


Hình 12. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{21} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D

Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D) với mọi giá trị vận tốc từ 35-50 km/h, mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe đều dưới ngưỡng 2,5. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, khi K_1 tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe sẽ giảm dần. Như vậy, khi tăng hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo sau sẽ làm giảm giá trị tải trọng động tác động đến xe và đường, việc này làm giảm mức độ ảnh hưởng xấu đến độ bền của các chi tiết trên xe và ảnh hưởng đến cầu đường. Chính vì thế, trong thiết kế nên tăng hệ số cản K_1 của hệ thống treo trước.



Hình 13. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{11} đến hệ số ϕ_y trên mặt đường C-D



Hình 14. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{21} đến hệ số ϕ_y trên mặt đường C-D

Hình 14 thể hiện kết quả khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn K_{11} đến góc lắc dọc $\phi_{y\max}$ của bánh sau sau khi ô tô chuyển động trên loại đường trung bình C-D trong dải vận tốc khảo sát từ 35-50 km/h. Trên đồ thị, khi tăng hệ số cản giảm chấn thì góc lắc dọc cực đại có xu hướng giảm dần, như vậy tốt cho dao động của xe, tăng sự êm dịu. Vì vậy, để tăng sự êm dịu trong thiết kế sẽ tăng hệ số cản giảm chấn K_1 .

Kết quả trên các hình vẽ cho thấy: Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D) với mọi giá trị vận tốc từ 35-50 km/h, mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe đều dưới ngưỡng 2,5. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, khi K_2 tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe nhìn chung không thay đổi. Như vậy, khi tăng hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo sau sẽ làm giảm giá trị tải trọng động tác động đến xe và đường, việc này làm giảm mức độ ảnh hưởng xấu đến độ bền của các chi tiết trên xe và ảnh hưởng đến cầu đường.

Hình 3.23 thể hiện kết quả khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn K_{21} đến

góc quay φ_y cực đại của bánh sau sau khi ô tô chuyển động trên loại đường trung bình C-D trong dải vận tốc khảo sát từ 35-50 km/h. Trên đồ thị, khi tăng hệ số cản giảm chấn thì góc lắc dọc cực đại có xu hướng giảm dần, như vậy tốt cho dao động của xe, tăng sự êm dịu. Vì vậy, để tăng sự êm dịu trong thiết kế sẽ tăng hệ số cản giảm chấn K_2 .

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã khảo sát ảnh hưởng của độ cứng và hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo sau. Kết quả theo các chỉ tiêu về an toàn động lực học và an toàn hàng hóa cho thấy rằng, hệ treo mềm cùng với hệ số cản lớn sẽ có lợi hơn.

Kết quả nghiên cứu đã đánh giá dao động ô tô điện cỡ nhỏ dựa trên phần mềm mô phỏng Matlab Simulink. Các thông số đánh giá được lựa chọn theo các chỉ tiêu dao động và được xác định bằng cách tính toán mô phỏng dựa trên mô hình động lực học tổng quát của ô tô điện với các điều kiện chuyển động thẳng trên các loại mặt đường theo tiêu chuẩn ISO.

Đã xây dựng mô hình động lực học tổng quát của ô tô với kích động từ mấp mô mặt đường là ngẫu nhiên được xác định theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016 để đánh giá dao động của ô tô điện. Sử dụng công cụ Simulink trong phần mềm chuyên dụng Matlab để giải các phương trình vi phân chuyển động và cho kết quả là chuyển vị, vận tốc, gia tốc của các khối lượng, các kết quả tải trọng động chính là hệ số tải trọng động. Kết quả khảo sát dao động động lực học được xác định trong điều kiện ô tô điện chuyển động trên loại đường C-D cho thấy ô tô đã đạt yêu cầu về dao động.

Bài báo sử dụng biên dạng mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016, chưa có được sự thí nghiệm thực tiễn của sự mấp mô đường thực tế ở Việt Nam để có được kết quả nghiên cứu sát thực hơn. Chưa phân tích dao động của ô tô trong một số bài toán thực tế khi xe chạy trên đường như tăng tốc, phanh hay quay vòng. Cần có một nghiên cứu hoàn chỉnh hơn để đánh giá dao động ô tô trong các trường hợp này. ❖

Ngày nhận bài: **25/6/2024**

Ngày phản biện: **27/7/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Huỳnh Hội Hoa Đăng (2017); Luận văn thạc sĩ: “Nghiên cứu dao động xe tải nhẹ dưới tác động của mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO”, Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [2]. Lưu Văn Tuấn (2018); “*Lý thuyết ô tô*”, NXB. Giáo dục.
- [3]. Nguyễn Quốc Triều (2012); Luận văn thạc sĩ: “Nghiên cứu dao động xe tải”, Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [4]. Võ Văn Hường, Nguyễn Tiến Dũng, Dương Ngọc Khánh, Đàm Hoàng Phúc (2014); “*Động lực học ô tô*”, NXB. Giáo dục.
- [5]. International Organisation of Standardisation. ISO 8608:2016, Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data. Geneva, Switzerland.
- [6]. Thông số kỹ thuật xe ô tô điện Vfe34.
- [7]. Tiêu chuẩn ISO 2631-1: 1997.