

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG TRỌNG TÂM THÂN XE ĐẾN DAO ĐỘNG Ô TÔ

RESEARCH ON THE EFFECTS OF CENTRAL OF VEHICLES ON AUTO VIBRATIONS

Lê Văn Tiến

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Dao động của ô tô ảnh hưởng trực tiếp đến độ êm dịu của xe. Hiện nay, các phương pháp mô phỏng số đang được sử dụng rộng rãi để nghiên cứu các cơ hệ, đặc biệt quá trình mô phỏng đã thể hiện được tính ưu việt cao và nó có thể miêu tả được cả các hệ phi tuyến khi áp dụng vào mô phỏng hệ dao động của ô tô. Xuất phát từ những yêu cầu trên, nhóm nghiên cứu đã mô phỏng hệ dao động của ô tô có xét đến các yếu tố phi tuyến từ chọn các thông số kết cấu hợp lý đảm bảo độ êm dịu chuyển động cho xe khách. Bài báo này sẽ làm rõ vấn đề của kết cấu thân xe ảnh hưởng đến độ êm dịu của xe chở khách, từ đó lựa chọn được kết cấu phù hợp với từng loại xe khách.

Từ khóa: Xe khách; Phi tuyến; Dao động; Mô phỏng.

ABSTRACT

The vibration of the car directly affects the smoothness of the car. Nowadays, numerical simulation methods are widely used to study mechanical systems, especially, the simulation process has shown high advantages and it can describe nonlinear systems when applied to the simulation of car oscillation systems. Based on the above requirements, the research team simulated the car's oscillation systems taking into account nonlinear factors from choosing reasonable structural parameters to ensure the smoothness of movement for coach. This article will clarify the issue of how the structure of a vehicle body affects the smoothness of a passenger vehicle, thereby selecting the appropriate structure for each type of passenger vehicle.

Keywords: Coach; Nonlinear; Oscillation; Simulation.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đang phát triển trở thành ngành công nghiệp mũi nhọn hàng đầu của đất nước. Tuy nhiên, để đạt được mục tiêu đó thì trước mắt có quá nhiều việc để làm, một trong những việc đó là nghiên cứu sâu hơn về dao động của ô tô, độ êm dịu

cũng như chất lượng động học và động lực học của xe nhằm thu được thuộc tính tối ưu.

Từ những thực tế đó, đã có các đề tài thuộc chuyên ngành ô tô đề cập đến vấn đề dao động của ô tô. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả xây dựng mô hình dao động cho xe khách Mercedes 16 chỗ. Khung vỏ xe là một khối

liên, trên đó có lắp các cụm được treo, hệ thống treo trước kiểu treo McPherson, hệ thống treo sau là phụ thuộc [4, 5]. Mô hình không gian gồm các khối liên kết với nhau bằng các phản lực liên kết.

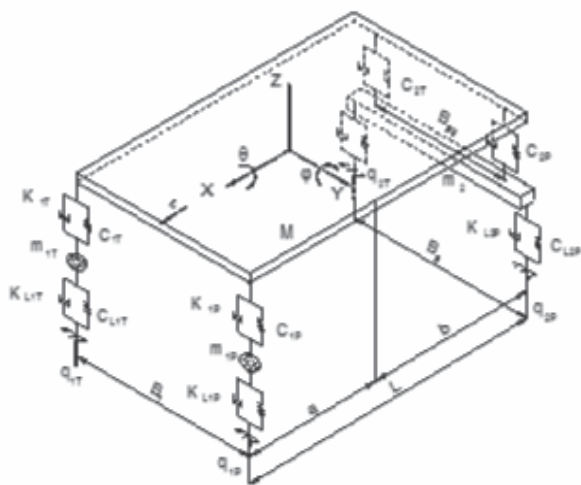
Trên cơ sở mô hình dao động, áp dụng nguyên lý D'Alambe để lập hệ phương trình vi phân biểu diễn dao động. Hệ gồm 7 phương trình vi phân mô tả dao động [2].

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ THIẾT LẬP HỆ PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN MÔ TẢ DAO ĐỘNG

Thiết lập phương trình vi phân:

Theo nguyên lý D'Alambe: $\vec{F} + \vec{F}_{qt} = 0$

$\vec{F}$ là tổng các ngoại lực tác dụng lên vật;
 $\vec{F}_{qt}$ là tổng lực quán tính tác dụng lên vật.



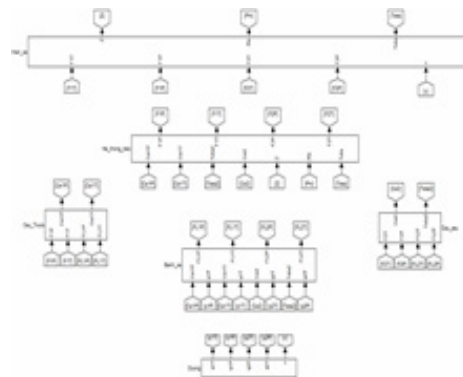
Hình 1. Mô hình dao động xe khách

⇒ Hệ phương trình gồm 7 phương trình vi phân, có 7 ẩn số là $\xi_{1T}; \xi_{1P}; \xi_2; \theta; \theta_2; \varphi; Z$. Sử dụng Matlab – Simulink giải hệ phương trình vi phân để mô phỏng dao động của thân xe [2].

$$\begin{cases} -m_{1T} \cdot g - m_{1T} \cdot \ddot{\xi}_{1T} + F_{1T} + F_{L1T} = 0 \\ -m_{1P} \cdot g - m_{1P} \cdot \ddot{\xi}_{1P} + F_{1P} + F_{L1P} = 0 \\ -m_2 \cdot g - m_2 \cdot \ddot{\xi}_2 + F_{2T} + F_{L2T} + F_{2P} + F_{L2P} = 0 \\ -J_{2X} \cdot \ddot{\theta}_2 + \frac{B_{2g}}{2} (F_{2T} - F_{2P}) + \frac{B_2}{2} (F_{L2T} - F_{L2P}) = 0 \\ -M \cdot g - M \cdot \ddot{Z} - F_{1T} - F_{1P} - F_{2T} - F_{2P} = 0 \\ -J_y \cdot \ddot{\varphi} - a(F_{1T} + F_{1P}) + b(F_{2T} + F_{2P}) = 0 \\ -J_x \cdot \ddot{\theta} - \frac{B_1}{2} (F_{1T} - F_{1P}) - \frac{B_{2g}}{2} (F_{2T} - F_{2P}) = 0 \end{cases}$$

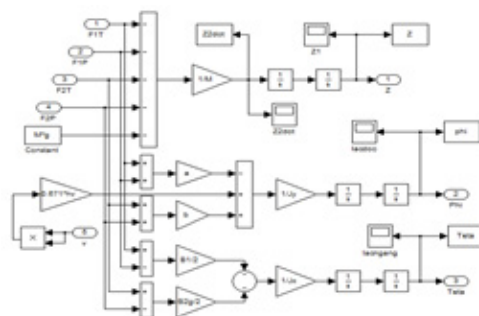
3. MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG

Từ thư viện Simulink, ta có được sơ đồ mô phỏng của các khối.



Hình 2. Sơ đồ tổng thể dao động [3]

- Khối thân xe:



Hình 3. Khối thân xe

Khối thân xe được xác định bởi ba thông số, ảnh hưởng trực tiếp độ êm dịu của thân xe đến dao động của ô tô.

+ Khối Z: Mô tả dao động trọng tâm G của thân xe theo phương thẳng đứng.

$$-M \cdot g - M \cdot \ddot{Z} - F_{1T} - F_{1P} - F_{2T} - F_{2P} = 0$$

+ Khối “Phi – φ”: Mô tả dao động quay quanh trục ngang thân xe.

$$-J_y \cdot \ddot{\varphi} - a(F_{1T} + F_{1P}) + b(F_{2T} + F_{2P}) + F_v = 0$$

+ Khối “Teta – φ”: Mô tả dao động quay quanh trục dọc thân xe.

$$-J_x \cdot \ddot{\theta} - \frac{B_1}{2}(F_{1T} - F_{1P}) - \frac{B_{2g}}{2}(F_{2T} - F_{2P}) = 0$$

Như vậy, sơ đồ tổng thể đã đáp ứng được yêu cầu của mô phỏng dao động của xe chính xác, khoa học.

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

4.1. Các thông số của xe đưa vào tính toán

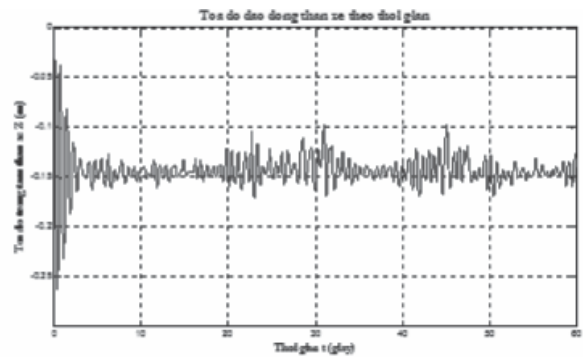
Các thông số kỹ thuật của hệ thống treo được lấy dựa trên cơ sở của xe khách Mercedes 16 chỗ. Bộ thông số của xe ở dưới bao gồm các thông số đo và cả các thông số tính toán theo tài liệu [4, 5].

4.2. Kết quả mô phỏng

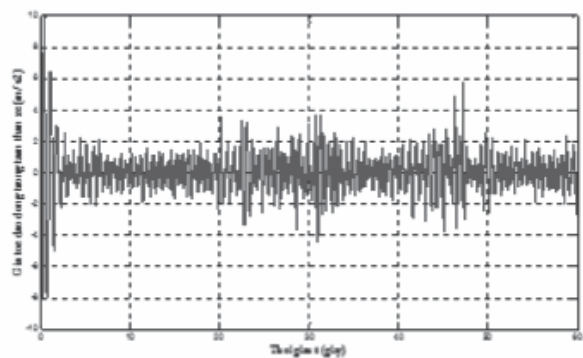
4.2.1. Kết quả mô phỏng dao động

Xe chạy: $v = 60\text{km/h}$; $S = 1\text{km}$; $t = 60\text{s}$.

- Tọa độ Z và gia tốc dao động của trọng tâm thân xe:



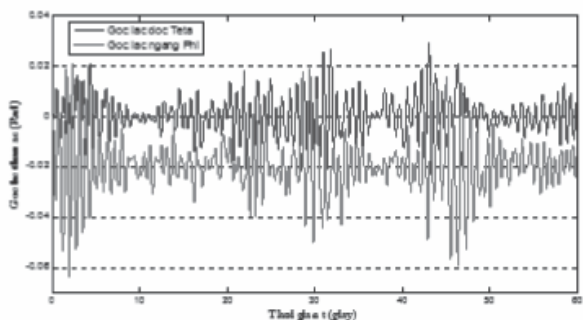
Hình 4. Tọa độ dao động trọng tâm thân xe



Hình 5. Tọa độ dao động trọng tâm thân xe theo thời gian

Qua các đồ thị hình 3 và 4 ta thấy, thân xe dao động điều hoà xung quanh vị trí cân bằng $Z_{cb} = -0,14\text{m}$ và đạt ổn định sau khoảng 2 giây.

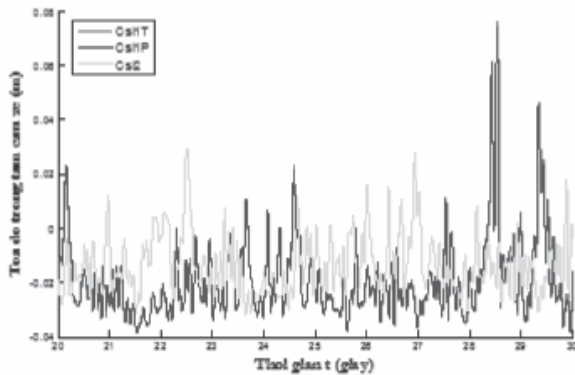
- Góc lắc dọc (Teta) và góc lắc ngang (Phi) của thân xe quanh các trục và đi qua trọng tâm thân xe:



Hình 6. Góc lắc dọc và góc lắc ngang thân xe

Góc lắc theo trục dọc của xe (góc Teta) trong hình 5 dao động xung quanh điểm 0, có biên độ nhỏ hơn góc lắc theo trục ngang thân xe (góc Phi).

- Tọa độ trọng tâm cầu xe:



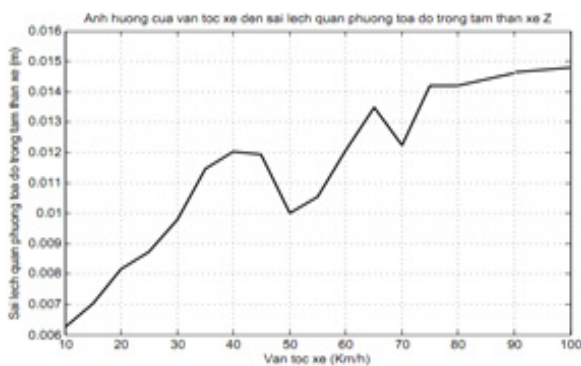
Hình 7. Tọa độ trọng tâm cầu xe theo thời gian

Các tọa độ Csi1T và Csi1P không khác nhiều là do biên dạng đường hai bên tương tự nhau, độ cứng của lớp bằng nhau.

4.2.2. Ảnh hưởng của các thông số đến dao động của xe

4.2.2.1. Ảnh hưởng của vận tốc xe

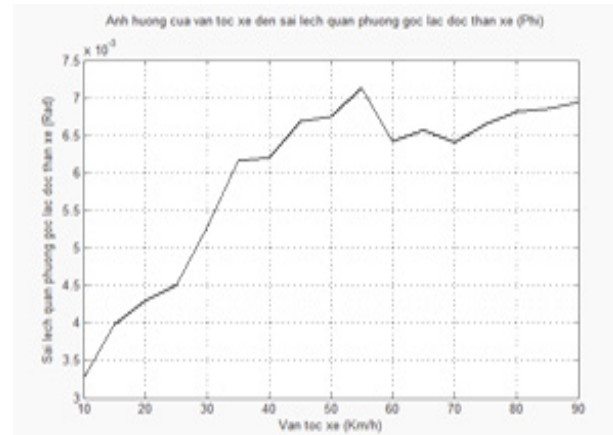
Ta cho vận tốc xe thay đổi từ 10-100 km/h, trên 1km đường thực tế Hà Nội – Lạng Sơn với vận tốc chuyển động đều.



Hình 8. Độ lệch quân phương D_z theo vận tốc

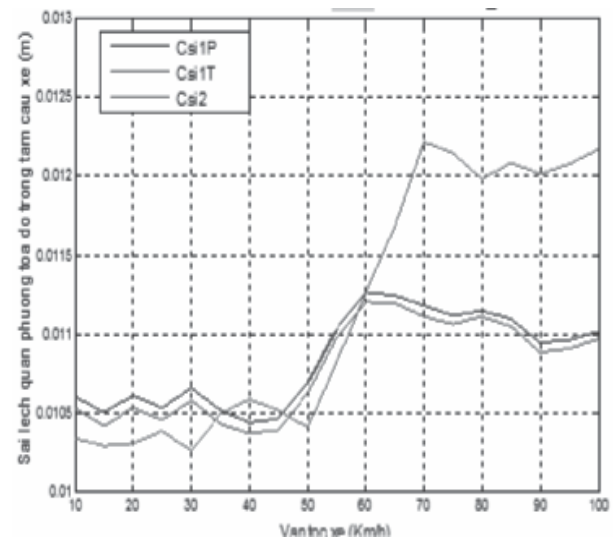
Đường sai lệch quân phương tọa độ trọng tâm thân xe D_z tăng dần khi tăng tốc độ động cơ.

- Ảnh hưởng của vận tốc xe đến sai lệch quân phương các góc lắc thân xe D_{Phi} , D_{Teta} (Rad):



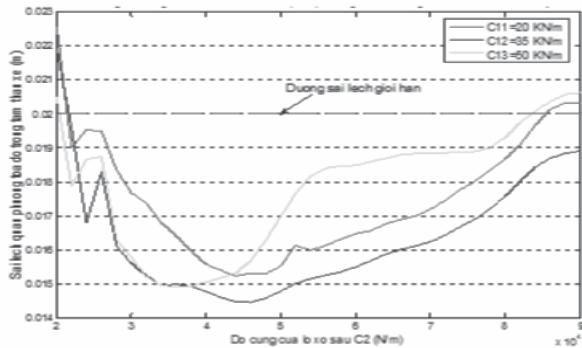
Hình 9. Độ lệch quân phương góc lắc thân xe theo vận tốc D_ϕ

- Ảnh hưởng của vận tốc xe đến các sai lệch các tọa độ trọng tâm cầu xe D_{Csi1T} , D_{Csi1P} , D_{Csi2} :

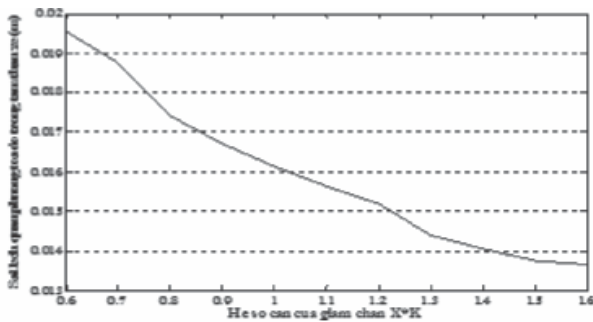


Hình 10. Độ lệch quân phương tọa độ các cầu xe theo vận tốc xe

4.2.2.2. Ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn



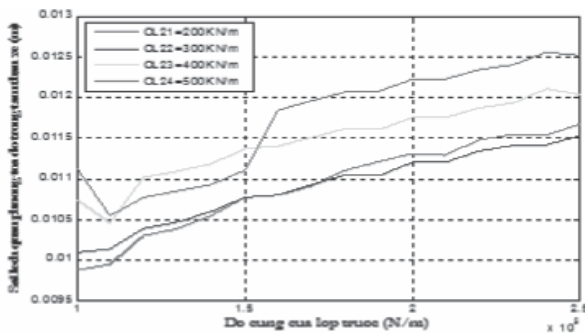
Hình 11. Ảnh hưởng thân xe D_z khi độ cứng lò xo C_1 và C_2 thay đổi



Hình 12. Ảnh hưởng độ cản giảm chấn đến trọng tâm thân xe D_z

Từ hai đồ thị, ta thấy rõ cả D_z và $D_{\dot{z}}$ đều giảm khi hệ số cản của giảm chấn tăng, khi ta tăng độ cản giảm chấn thì độ êm dịu chuyển động của xe tăng.

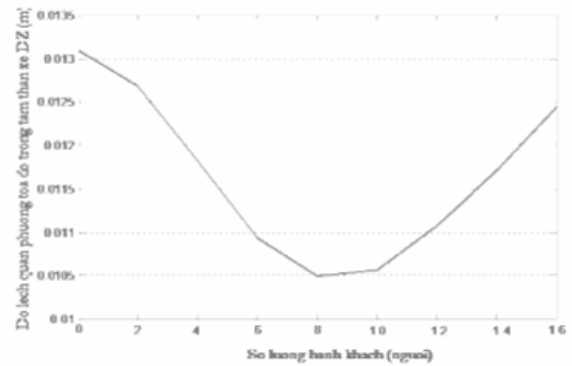
4.2.2.3. Ảnh hưởng của độ cứng lớp



Hình 13. Ảnh hưởng độ cứng lớp đến tọa độ trọng tâm D_z

Như vậy, độ lệch D_z và $D_{\dot{z}}$ tăng khi độ cứng của lớp tăng. Tuy nhiên, các giá trị D_z và $D_{\dot{z}}$ tăng không nhiều, chưa vượt quá giới hạn cho phép.

4.2.2.4. Ảnh hưởng của khối lượng thân xe

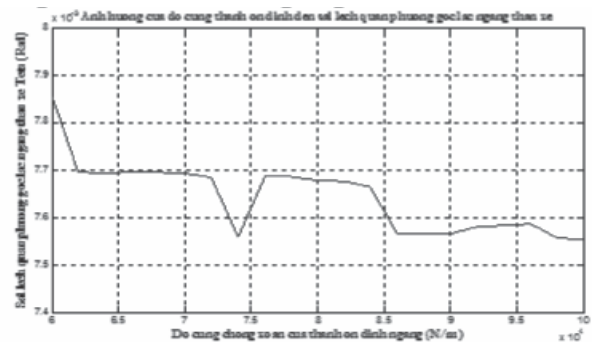


Hình 14. Ảnh hưởng khối lượng được treo đến trọng tâm thân xe D_z

Ta thấy D_z giảm khi tăng số hành khách và đạt min khi $n = 8$ người, sau đó lại tăng lên. Tuy nhiên, D_z vẫn nằm trong giới hạn cho phép.

Ta thấy $D_{\dot{z}}$ lại giảm dần khi số lượng hành khách tăng và đạt giá trị Min tại $n = 16$ người, $D_{\dot{z}min} = 1 \text{ m/s}^2$. Tuy nhiên, ngay cả khi $D_{\dot{z}}$ đạt giá trị lớn nhất thì $D_{\dot{z}max}$ vẫn chưa vượt quá giới hạn.

4.2.2.5. Ảnh hưởng độ cứng thanh ổn định ngang



Hình 15. Độ lệch quân phương góc lắc ngang thân xe D_θ

Độ lệch quân phương góc lắc ngang thân xe thay đổi nhỏ khi ta cho độ cứng chống xoắn C_{od} thay đổi và có xu hướng giảm dần.

5. KẾT LUẬN

Bài báo này đã xây dựng được mô hình dao động không gian cho xe khách 16 chỗ ngồi, thu được các kết quả như:

+ Thân xe dao động điều hoà xung quanh vị trí cân bằng $Z_{cb} = -0,14m$ và đạt ổn định sau khoảng 2 giây; góc lắc dọc và lắc ngang thân xe xung quanh điểm 0; trọng tâm cầu xe $C_{si} = -0,2-0,2$ trong suốt quá trình; dao động thân xe thay đổi từ 0,01-0,125 khi độ cứng lớp thay đổi từ 200KNm-500KNm; trọng tâm thân xe dao động từ 0,0105-0,013 khi thay đổi lượng khách trên xe; góc lắc ngang thân xe dao động từ 7,5-7,9Rad khi thay đổi độ cứng chống xoắn của thanh ổn định; gia tốc dao động thân xe từ 1,1-1,8m/s² khi thay đổi số lượng khách trên xe; trọng tâm thân xe dao động từ 0,015-0,022 khi thay đổi độ cứng của lò xo; trọng tâm thân xe dao động từ 0,014-0,019 khi thay đổi hệ số cản giảm chấn từ 0,6-1,6; trọng tâm

thân xe dao động từ 0,006-0,015 khi tốc độ thay đổi từ 10-100km/h; góc lắc ngang cầu sau dao động từ 0,0095-0,0135 khi tốc độ xe thay đổi từ 10-100km/h; dao động góc lắc ngang thân xe từ 3-6Rad khi thay đổi tốc độ xe từ 10-100km/h. ❖

Ngày nhận bài: **26/4/2023**

Ngày phản biện: **16/5/2023**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng; “*Lý thuyết ô tô máy kéo*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2003.
- [2]. Trần Văn Nghĩa; “*Tin học ứng dụng trong thiết kế cơ khí*”. NXB. Giáo dục, 2004.
- [3]. Võ Văn Hường; “*Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu*”. Luận văn tiến sĩ kỹ thuật, 2003.
- [4]. Đào Mạnh Hùng; “*Xác định lực động giữa bánh xe và mặt đường của ô tô tải trong điều kiện chuyển động Việt Nam*”. Luận văn tiến sĩ kỹ thuật, 2004.
- [5]. Lưu Văn Tuấn, Dư Quốc Thịnh, Đoàn Xuân Hải; “*Nghiên cứu độ êm dịu của xe ca do Việt Nam đóng*”. Đề tài T.16/90 Đại học Bách Khoa Hà Nội, 1991.