



Tạp chí điện tử
Khoa học và Công nghệ Giao thông
Trang website: <https://jstt.vn/index.php/vn>



Determination of Suspension Interaction Forces in Multi-Axle Trucks

Article info

Type of article:

Original research paper

DOI:

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2026.vn.6.5.15-23>

*Corresponding author:

Email address:

giangdth@utt.edu.vn

Received: 12/05/2026

Received in Revised Form:
07/06/2026

Accepted: 15/07/2026

Tran Thanh An¹, Dao Thi Huong Giang^{1*}, Phung Anh Tuan¹, Ta Tuan Hung¹,
Nguyen Anh Ngoc²

¹University of Transport Technology, No. 54 Trieu Khuc Street, Thanh Liet Ward, Hanoi, Vietnam

²University of Transport and Communications, No. 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam

Abstract: This paper investigates the determination of interaction forces between the suspension system and the frame of multi-axle trucks. These forces constitute key input parameters for structural strength assessment and vehicle structural optimization. A 14 degree of freedom (DOF) full vibration model of a four-axle truck is established based on the multibody system approach and the Newton-Euler equations of motion. MATLAB-Simulink software is employed to determine the interaction forces between the suspension system and the vehicle frame when the truck traverses a cosine road profile. The research results indicate that the dynamic loads induced by the interaction forces at the balanced axle assembly are significantly greater than those at the front axles, and the time to completely dissipate these vibrations is correspondingly and considerably longer. These findings provide a basis for the design and refinement of the parameters for the elastic and damping components of the suspension system. At the same time, the research aims to protect transportation infrastructure by minimizing the adverse effects on the road surface caused by large dynamic loads generated during the operation of heavily loaded multi-axle trucks.

Keywords: suspension forces, multibody system analysis, full vibration model, four-axle trucks, cosine road excitation.



Nghiên cứu xác định lực liên kết của hệ thống treo đối với xe tải nhiều cầu

Thông tin bài viết

Dạng bài viết:

Bài báo nghiên cứu

DOI:

<https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2026.vn.6.5.15-23>

***Tác giả liên hệ:**

Địa chỉ Email:

giangdth@utt.edu.vn

Ngày nộp bài: 12/05/2026

Ngày nộp bài sửa: 07/06/2026

Ngày chấp nhận: 15/07/2026

Trần Thanh An¹, Đào Thị Hương Giang^{1*}, Phùng Anh Tuấn¹, Tạ Tuấn Hưng¹, Nguyễn Anh Ngọc²

¹Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải, Số 54 phố Triều Khúc, phường Thanh Liệt, Hà Nội, Việt Nam

²Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội, Việt Nam

Tóm tắt: Bài báo nghiên cứu xác định lực liên kết giữa hệ thống treo và khung của xe tải nhiều cầu. Các lực này là những thông số đầu vào chính để kiểm nghiệm độ bền và tối ưu thiết kế kết cấu của ô tô. Nghiên cứu sử dụng phương pháp hệ nhiều vật và hệ phương trình Newton-Euler để thiết lập mô hình dao động với 14 bậc tự do cho xe tải 4 cầu. Phần mềm MATLAB-Simulink được dùng để xác định lực liên kết giữa hệ thống treo và khung xe khi xe đi qua mấp mô có biên dạng cosine. Kết quả nghiên cứu cho thấy tải trọng động sinh ra từ các lực liên kết tại cụm cầu cân bằng lớn hơn rất nhiều so với các cầu phía trước, đồng thời thời gian dập tắt hoàn toàn các dao động này cũng kéo dài hơn tương ứng và đáng kể. Kết quả đạt được trong nghiên cứu có thể được dùng làm cơ sở để thiết kế và tinh chỉnh các thông số của bộ phận đàn hồi cũng như giảm chấn của hệ thống treo. Đồng thời, nghiên cứu hướng tới việc bảo vệ kết cấu hạ tầng giao thông bằng cách hạn chế tối đa những tác động xấu lên mặt đường do tải trọng động lớn sinh ra trong quá trình xe tải nhiều cầu vận hành với tải trọng lớn.

Từ khóa: Lực liên kết hệ thống treo, phương pháp hệ nhiều vật, mô hình dao động không gian, xe tải 4 cầu, mấp mô cosine.

1. Tổng quan

Hệ thống treo trên ô tô đóng vai trò là phần tử liên kết đàn hồi giữa phần khối lượng không được treo (cầu xe và bánh xe - gọi tắt là cầu xe) và phần khối lượng được treo (thân xe và khung xe - gọi tắt là thân xe), nó có nhiệm vụ hấp thụ và triệt tiêu các dao động do kích thích từ mặt đường truyền lên khung vỏ [1, 2]. Đối với xe tải nhiều cầu, do trọng tâm của xe cao, tải trọng lớn và sự thay đổi tải trọng động lên các trục khi xe di chuyển sẽ thay đổi với biên độ rộng và liên tục nên việc thiết kế các liên kết đàn hồi và giảm chấn là rất phức tạp và đòi hỏi yêu cầu cao [3].

Thực tế quá trình vận hành cho thấy, cùng

với trạng thái phanh, tăng tốc, chuyển hướng, khi xe chuyển động trên các bề mặt đường không bằng phẳng, sự tương tác giữa lốp xe và mặt đường làm sinh ra các nguồn kích thích dao động chủ yếu cho xe [4]. Các nguồn kích thích này không chỉ gây ra dao động cho toàn bộ xe theo phương thẳng đứng (vuông góc với mặt đường), dao động lắc theo chiều dọc thân xe do trọng tâm xe dồn ra phía trước hoặc phía sau, mà còn sinh ra các lực và mô men liên kết tại các điểm liên kết của hệ thống treo lên khung xe [5, 6]. Nếu các giá trị lực này vượt quá giới hạn bền cho phép, sẽ làm giảm độ bền của kết cấu khung xe, giảm tuổi thọ sử dụng của xe và gây mất an toàn khi vận hành [7]. Đồng

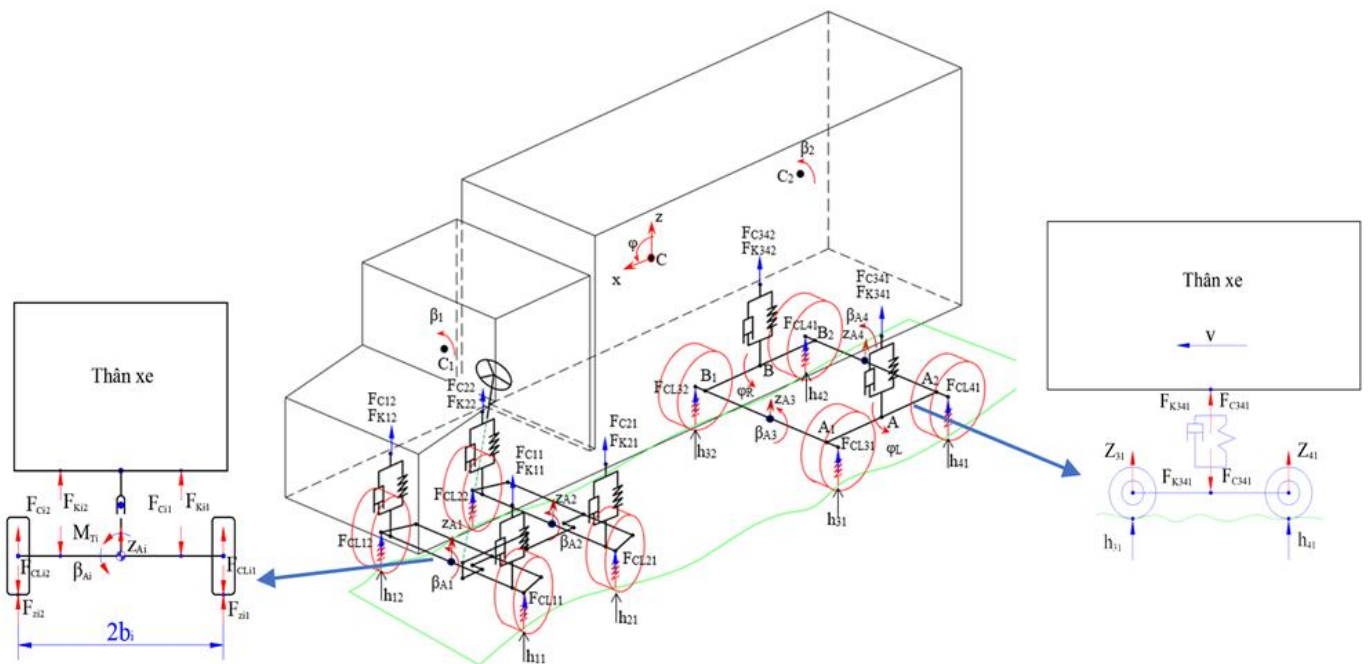
thời, các dao động còn gây ra tải trọng động lớn khi xe vận hành qua mấp mô, tải trọng động này khi phân bổ ra từng bánh xe sẽ tác động ngược trở lại mặt đường làm biến dạng mặt đường đến mức không thể phục hồi lại kết cấu ban đầu, tức gây hư hỏng kết cấu đường bộ [8, 9].

Mặc dù đã có nhiều nghiên cứu về dao động ô tô, nhưng các nghiên cứu trước đây thường tập trung chủ yếu vào việc đánh giá độ êm dịu thông qua gia tốc thân xe hoặc độ an toàn chuyển động thông qua tải trọng động của bánh xe [10, 11]. Trong nghiên cứu này, đã thực hiện xác định và đánh giá lực liên kết của hệ thống treo trong mô hình dao động xe tải nhiều cầu bằng phương pháp phân tích hệ nhiều vật khi xe đi qua mặt đường mấp mô dạng cosine. Mô hình tính toán được thiết lập bằng phần mềm MATLAB-Simulink có xét đến độ cứng xoắn khung xe. Kết quả đạt được của

nghiên cứu có thể được sử dụng làm cơ sở để xác định, tối ưu hóa kết cấu phần tử của hệ thống treo trên ô tô và là cơ sở để đo lường và đánh giá ảnh hưởng phá hủy công trình đường bộ khi vận hành xe [12]. Bài báo được trình bày với các phần như sau: Phần 1: Tổng quan; Phần 2: Mô hình dao động 14 bậc tự do của xe tải nhiều cầu; Phần 3: Khảo sát và đánh giá; Phần 4: Các kết luận.

2. Mô hình dao động 14 bậc tự do của xe tải nhiều cầu

Đối tượng được lựa chọn để khảo sát trong nghiên cứu này là xe tải 4 cầu có cấu trúc hệ thống treo đặc thù: các cầu 1 và 2 sử dụng hệ thống treo phụ thuộc đơn, cụm cầu 3 và 4 là hệ thống treo phụ thuộc loại cân bằng (Hình 1). Thông qua mô hình dao động, bài báo tập trung xác định các thành phần lực liên kết phát sinh giữa khung xe và hệ thống treo trong các điều kiện vận hành khác nhau.



Hình 1. Sơ đồ lực và mô men của xe tải 4 cầu khi đi qua mấp mô

2.1. Quy ước và giả thiết khi thiết lập mô hình

Khối lượng phần được treo (thân xe và khung xe) được coi là một vật rắn có khối lượng m , có cấu trúc đối xứng qua trục dọc của xe.

Giả thiết khung xe cứng theo chiều uốn và mềm theo chiều xoắn. Sự xoắn khung được đặc trưng bởi độ cứng xoắn khung C_{kx} .

Khối lượng không được treo (các cầu xe,

bánh xe) gồm các vật rắn có khối lượng là m_{Ai} ($i=1\div 4$).

Khối lượng của phần được treo và khối lượng không được treo liên kết với nhau bởi hệ thống treo có phần tử đàn hồi (độ cứng C_{ij}) và phần tử giảm chấn (có hệ số cản K_{ij}).

Hệ tọa độ Cxyz của thân xe được đặt tại trung tâm của khối lượng được treo. Các cầu xe có

hệ tọa độ $A_iX_{Ai}Y_{Ai}Z_{Ai}$ được đặt tại tâm các cầu xe tương ứng.

2.2. Các phương trình mô tả dao động của xe

Mô hình dao động của xe tải 4 cầu được thiết lập theo phương pháp hệ nhiều vật và hệ phương trình Newton-Euler với 14 bậc tự do. Khối lượng được treo tham gia 4 chuyển động tương ứng với 4 bậc tự do, gồm có: chuyển động thẳng đứng theo trục z của trọng tâm thân xe, góc lắc dọc φ của thân xe quanh trục ngang và các góc lắc ngang β_1 và β_2 của thân xe phía trước và phía sau.

Trong hệ phương trình (1) dao động của khối lượng được treo được mô tả qua phương trình từ (1.1) đến (1.4); các cầu xe 1, 2, 3, 4 có dao động theo phương thẳng đứng với biên độ Z_{Ai} và dao động lắc ngang với góc lắc ngang β_{Ai} , tức mỗi cầu xe có 2 bậc tự do, được mô tả bằng các phương

trình từ (1.5) đến (1.12). Đối với hệ thống treo của cầu 3 và cầu 4 được liên kết bởi dầm cứng, các dầm cứng liên kết bên trái và bên phải chịu các góc lắc dọc quanh trục y (φ_L, φ_R) tương ứng với 2 bậc tự do và được xác định theo các phương trình (1.13), (1.14) của hệ phương trình (1).

Trong đó: J_{x1} và J_{x2} lần lượt là mô men quán tính của khối lượng được treo phía trước (cabin) và khối lượng được treo phía sau (thùng xe) quanh trục x; J_y là mô men quán tính của khối lượng thân xe quanh trục y; J_{AyL} và J_{AyR} là mô men quán tính của các dầm cứng trái và phải; a là chiều dài của các dầm cứng; l_i là khoảng cách từ cầu thứ i ($i=1+4$) đến trọng tâm thân xe; F_{CK3j} ($j=1+2$) và F_{CK4j} ($j=1+2$) là lực liên kết giữa đòn cân bằng và khung xe tại bánh xe bên trái và bên phải của các cầu 3 và cầu 4.

$$m\ddot{z} = F_{C11} + F_{C12} + F_{K11} + F_{K12} + F_{C21} + F_{C22} + F_{K21} + F_{K22} + F_{C341} + F_{C342} + F_{K341} + F_{K342} \quad (1.1)$$

$$J_y \ddot{\varphi} = -l_1(F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) - l_2(F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) + (l_3 + \frac{a}{2})(F_{C341} + F_{K341} + F_{C342} + F_{K342}) \quad (1.2)$$

$$J_{x1} \ddot{\beta}_1 = w_1(F_{C11} + F_{K11} - F_{C12} - F_{K12}) + w_2(F_{C21} + F_{K21} - F_{C22} - F_{K22}) - M_{Kx} - M_{T1} - M_{T2} \quad (1.3)$$

$$J_{x2} \ddot{\beta}_2 = w_{34}(F_{C341} + F_{K341} - F_{C342} - F_{K342}) + M_{Kx} - M_{T3} - M_{T4} \quad (1.4)$$

$$m_{A1} \ddot{Z}_{A1} = (F_{CL11} + F_{CL12}) - (F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) \quad (1.5)$$

$$J_{Ax1} \ddot{\beta}_{A1} = (F_{CL11} - F_{CL12})b_1 + (F_{C12} + F_{K12} - F_{C11} - F_{K11})w_1 + M_{T1} \quad (1.6)$$

$$m_{A2} \ddot{Z}_{A2} = (F_{CL21} + F_{CL22}) - (F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \quad (1.7)$$

$$J_{Ax2} \ddot{\beta}_{A2} = (F_{CL21} - F_{CL22})b_2 + (F_{C22} + F_{K22} - F_{C21} - F_{K21})w_2 + M_{T2} \quad (1.8)$$

$$m_{A3} \ddot{Z}_{A3} = (F_{CL31} + F_{CL32}) - (F_{CK31} + F_{CK32}) \quad (1.9)$$

$$J_{Ax3} \ddot{\beta}_{A3} = (F_{CL31} - F_{CL32})b_3 + (F_{CK32} - F_{CK31})w_3 + M_{T3} \quad (1.10)$$

$$m_{A4} \ddot{Z}_{A4} = (F_{CL41} + F_{CL42}) - (F_{CK41} + F_{CK42}) \quad (1.11)$$

$$J_{Ax4} \ddot{\beta}_{A4} = (F_{CL41} - F_{CL42})b_4 + (F_{CK42} - F_{CK41})w_4 + M_{T4} \quad (1.12)$$

$$J_{AyL} \ddot{\varphi}_L = (F_{CK41} - F_{CK31})\frac{a}{2} \quad (1.13)$$

$$J_{AyR} \ddot{\varphi}_R = (F_{CK42} - F_{CK32})\frac{a}{2} \quad (1.14)$$

2.3. Xác định các lực và mô men liên kết

a. Xác định các lực liên kết

Lực liên kết hệ thống treo được xác định từ

độ cứng của hệ thống treo, hệ số cản giảm chấn với dịch chuyển và vận tốc dịch chuyển tương đối giữa vị trí các điểm liên kết hệ thống treo.

Đối với cầu 1, 2: lực liên kết hệ thống treo F_{Cij} và F_{Kij} được xác định theo hệ phương trình (2):

$$F_{Cij} = \begin{cases} C_{\infty} (z_{Aij} - z_{Sij} + f_{dij}^n) & \text{khi } f_{dij}^n < z_{Aij} - z_{Sij} \\ C_{ij} (z_{Aij} - z_{Sij}) & \text{khi } f_{dij}^t \leq z_{Aij} - z_{Sij} \leq f_{dij}^n \\ -C_{\infty} (z_{Aij} - z_{Sij} - f_{dij}^n) & \text{khi } z_{Aij} - z_{Sij} < -f_{dij}^n \end{cases} \quad (2)$$

$$F_{Kij} = K_{ij} (\dot{z}_{Aij} - \dot{z}_{Sij})$$

Dịch chuyển tại các liên kết hệ thống treo của cầu 1 và cầu 2 (z_{Aij} và z_{Sij} , $i=1+2$, $j=1+2$) được xác định theo hệ phương trình (3):

$$\begin{cases} z_{Sij} = z - l_i \sin \varphi + (-1)^{j-1} w_i \sin \beta_i \\ z_{Aij} = z_{Ai} + (-1)^{j-1} w_i \sin \beta_{Ai} \end{cases} \quad (3)$$

Dịch chuyển tại các liên kết của hệ thống treo trên cầu 3 và cầu 4 được xác định theo hệ phương trình (4):

$$\begin{cases} z_{S341} = z + \frac{l_3 + l_4}{2} \sin \varphi + \frac{w_3 + w_4}{2} \sin \beta_2 \\ z_{S342} = z + \frac{l_3 + l_4}{2} \sin \varphi - \frac{w_3 + w_4}{2} \sin \beta_2 \\ z_{A341} = \frac{1}{2} (z_{A3} + z_{A4} + w_3 \sin \beta_{A3} + w_4 \sin \beta_{A4}) \\ z_{A342} = \frac{1}{2} (z_{A3} + z_{A4} - w_3 \sin \beta_{A3} - w_4 \sin \beta_{A4}) \end{cases} \quad (4)$$

Các lực đàn hồi của lốp xe F_{CLij} và tải trọng động F_{zij} tại từng bánh xe theo phương thẳng đứng được xác định theo hệ phương trình (5):

$$F_{CLij} = \begin{cases} C_{Lij} (h_{ij} - z_{Aij}) & \text{Khi bánh xe tiếp xúc mặt đường} \\ -F_{zstij} & \text{Khi bánh xe rời khỏi mặt đường} \end{cases} \quad (5)$$

$$F_{zij} = F_{CLij} + F_{zstij}$$

Trong đó: w_i là nửa khoảng cách giữa hai điểm đặt hệ thống treo trên cùng một cầu i ($i=1+4$); l_i là khoảng cách từ trọng tâm thân xe đến cầu i ; z_{Ai} : biên độ dao động của từng cầu xe theo phương thẳng đứng, β_{Ai} : góc lắc ngang của cầu xe thứ i ; C_{∞} là độ cứng giới hạn khi phần tử treo làm việc ở vùng va chạm; C_{Lij} là độ cứng dọc của lốp tại cầu i ; f_{dij}^n và f_{dij}^t là giới hạn biến dạng (nén và giãn) của phần tử treo.

b. Xác định mô men liên kết

Các mô men ổn định $M_{Ti(i=1+4)}$ của khung xe

được xác định bởi độ cứng các thanh cân bằng C_{Ti} , $i=1+4$, và mô men xoắn khung M_{kx} tác dụng lên các cầu xe, đặc trưng bởi độ cứng xoắn khung C_{kx} và góc lệch tương đối của góc lắc cabin (β_1), thùng xe (β_2) với góc lắc của các cầu xe (β_{Ai} , $i=1+4$). Mô men ổn định và mô men xoắn khung được xác định theo hệ phương trình (6):

$$\begin{cases} M_{kx} = C_{kx} (\beta_2 - \beta_1) \\ M_{T1} = C_{T1} (\beta_{A1} - \beta_1) \\ M_{T2} = C_{T2} (\beta_{A2} - \beta_1) \\ M_{T3} = C_{T3} (\beta_{A3} - \beta_2) \\ M_{T4} = C_{T4} (\beta_{A4} - \beta_2) \end{cases} \quad (6)$$

2.4. Mô hình mặt đường

Nghiên cứu khảo sát khi xe di chuyển trên đường có mấp mô dạng cosine, có chiều cao mấp mô thay đổi $h(x)$, x là quãng đường di chuyển (hoặc tọa độ vị trí) của bánh xe dọc theo chiều dài của mặt đường.

Mấp mô cosine có hình dạng tương tự như gờ giảm tốc và được xác định theo hệ phương trình (7) [10, 11, 13]:

$$h(x) = \begin{cases} \frac{1}{2} h \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{x}{L_{mm}} \right) \right) & \text{khi } 0 < x < L_{mm} \\ 0, & \text{khi } x \leq 0; x \geq L_{mm} \end{cases} \quad (7)$$

Trong đó: L_{mm} là chiều dài mấp mô; h_{max} là chiều cao mấp mô lớn nhất.

2.5. Mô phỏng bằng phần mềm MATLAB-Simulink

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã sử dụng phần mềm MATLAB-Simulink để mô phỏng và xác định các lực liên kết của hệ thống treo tại các cầu xe trong các trường hợp khảo sát khác nhau.

3. Khảo sát và đánh giá

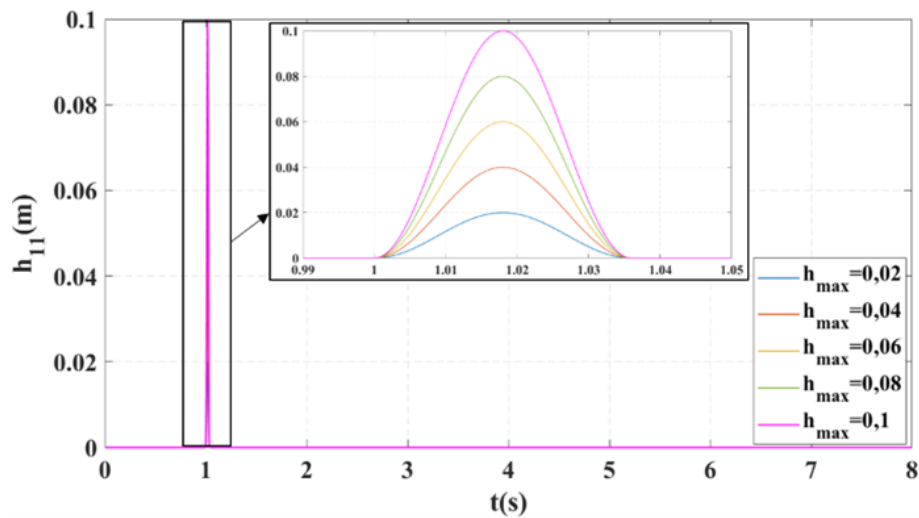
3.1. Các thông số và phương án khảo sát

Bài báo sử dụng các thông số kỹ thuật thực tế của xe tải 4 cầu để mô phỏng nhằm đảm bảo tính thực tế của mô hình. Kết quả khảo sát cho thấy dao động của xe tải 4 cầu khi xe di chuyển qua

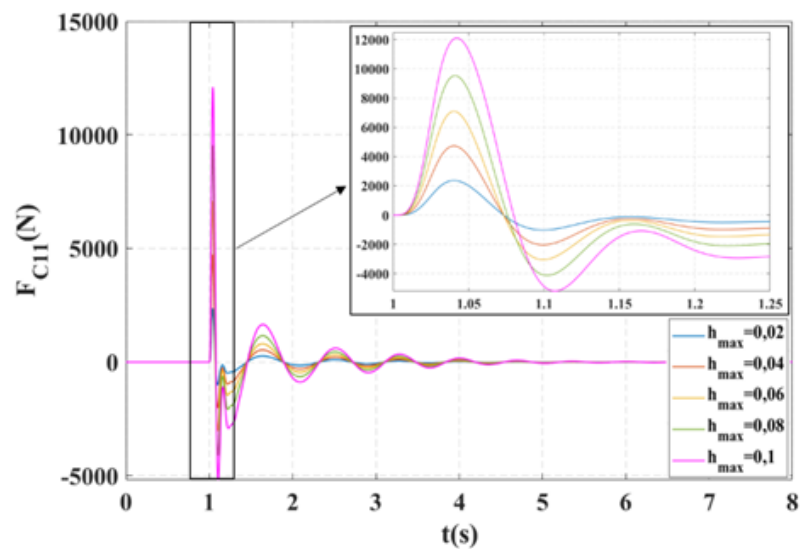
mấp mô mặt đường dạng cosine với vận tốc khảo sát $v_0 = 40\text{km/h}$, chiều dài $L_{mm}=0,4\text{m}$ và biên độ

$h_{\max}$ thay đổi từ $0,02\text{m}$ đến $0,1\text{m}$ (Hình 2).

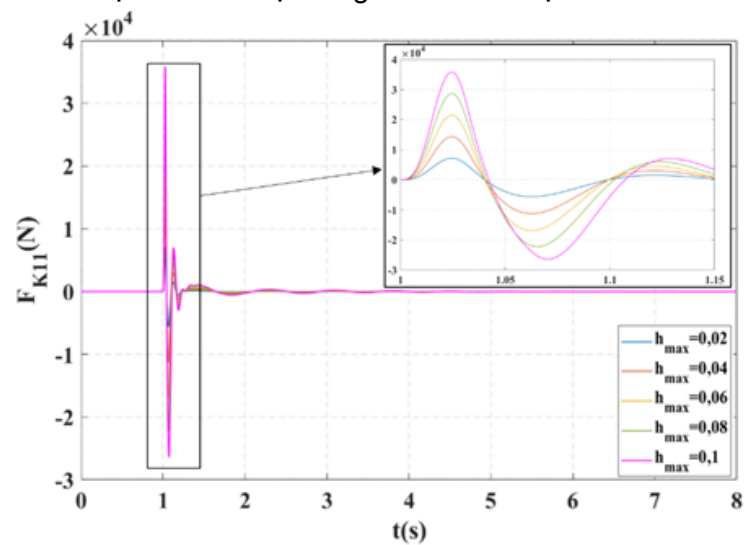
3.2. Kết quả khảo sát và đánh giá



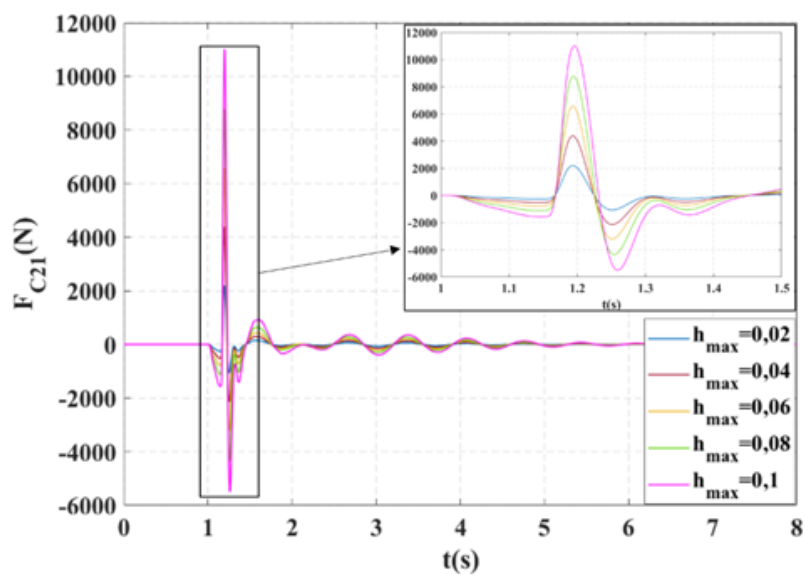
Hình 2. Mấp mô đầu vào khảo sát



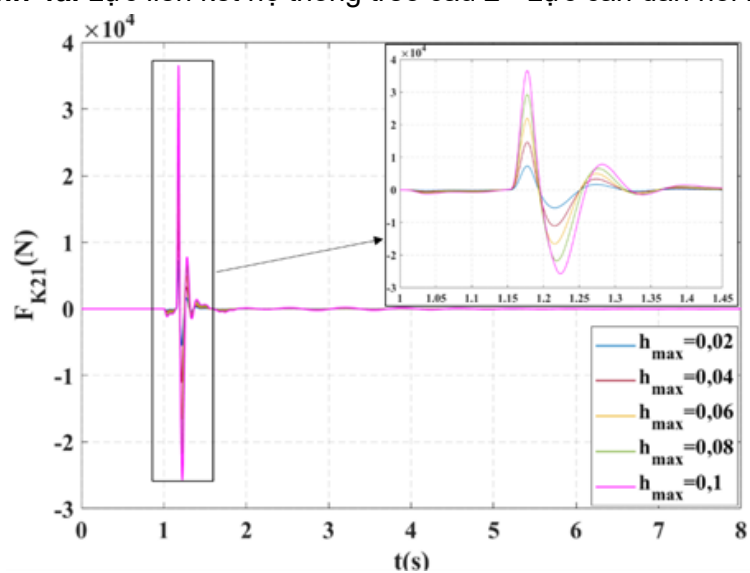
Hình 3a. Lực liên kết hệ thống treo cầu 1 - lực cản đàn hồi F_{C11}



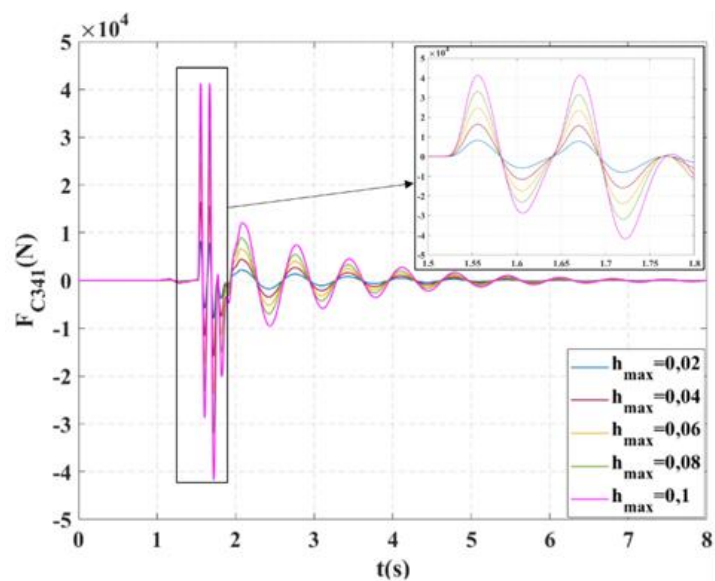
Hình 3b. Lực liên kết hệ thống treo cầu 1 - Lực cản giảm chấn F_{K11}



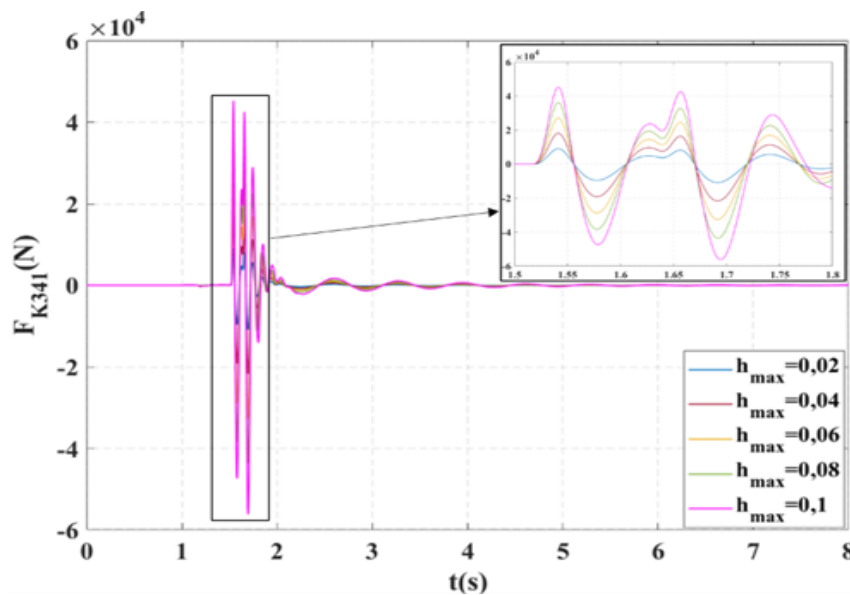
Hình 4a. Lực liên kết hệ thống treo cầu 2 - Lực cản đàn hồi F_{C21}



Hình 4b. Lực liên kết hệ thống treo cầu 2- Lực cản giảm chấn F_{K21}



Hình 5a. Lực liên kết hệ thống treo cầu cân bằng - Lực cản giảm chấn F_{K341}



Hình 5b. Lực liên kết hệ thống treo cầu cân bằng - Lực cản giảm chấn F_{K341}

Dựa trên các kết quả khảo sát xe tải khi đi qua mấp mô mặt đường dạng cosine ở vận tốc 40 km/h, có thể thấy kích thước mấp mô (h_{max}) (Hình 2) là thông số tác động trực tiếp và thay đổi tỷ lệ thuận với giá trị tải trọng động tại các điểm liên kết. Đối với các cầu trước (cầu 1 và cầu 2), kết quả từ đồ thị cho thấy: khi gặp kích thích mấp mô lớn nhất ($h_{max}=0,1$ m), lực đàn hồi và lực cản giảm chấn đều tăng mạnh (Hình 3), trong đó: lực đàn hồi F_{Cij} tăng vọt lên giá trị cực đại lần lượt là 12.103,3 (N) sau thời gian 1,0423 giây tại cầu 1 (Hình 3a) và 10.957,2 (N) sau thời gian 1,1939 giây tại cầu 2 (Hình 4a), trong khi lực cản giảm chấn F_{Kij} đạt giá trị cực đại là 35.821,8 (N) tại thời gian 1,0244 giây ở cầu 1 (Hình 3b) và 36.587,5 (N) tại thời gian 1,1776 giây ở cầu 2 (Hình 4b).

Tuy nhiên, các thành phần lực này có xu hướng giảm nhanh và sớm đạt trạng thái ổn định ngay sau khi xe vượt qua chướng ngại vật. Tại cụm cầu cân bằng (cầu 3 và cầu 4) (Hình 5), lực đàn hồi tăng mạnh tới giá trị cực đại là 41.302,6 N tại thời điểm 1,5561 giây sau khi gặp mấp mô cực đại ($h_{max}=0,1$ m), nhưng có xu hướng vọt lên cao hơn tùy theo điều kiện va chạm, giá trị lực đàn hồi tại cầu cân bằng cao gấp nhiều lần so với các cầu trước (Hình 5a). Đồng thời, lực cản giảm chấn cũng đạt mức cực trị rất lớn là 45.212,7 N ở thời điểm 1,5408 giây, với thời gian dao động kéo dài và biên độ duy trì mạnh (Hình 5b). Nguyên nhân chính dẫn

đến tải trọng động lớn ở cụm cầu cân bằng là do tải trọng hàng hóa rất lớn, kết hợp với cơ chế đòn cân bằng tạo ra sự truyền lực và tương tác động lực học phức tạp giữa các trục bánh xe. Sự xuất hiện của các lực liên kết cực đại này không chỉ làm giảm độ êm dịu chuyển động mà còn tác động xấu lên kết cấu khung vỏ, và là nguyên nhân chủ yếu gây mỏi kết cấu và tiềm ẩn nguy cơ nứt gãy tại các điểm nối của hệ thống treo.

4. Kết luận

Bài báo đã xây dựng được mô hình động lực học và chương trình mô phỏng trên MATLAB-Simulink để xác định lực liên kết của xe tải nhiều cầu. Kết quả khảo sát cho thấy kích thước mấp mô bề mặt đường (h_{max}) là tác nhân chủ yếu gây ra tải trọng động tại các điểm liên kết của hệ thống treo lên khung xe. Khi chiều cao mấp mô tăng, các thành phần lực đàn hồi và lực cản giảm chấn đều tăng mạnh, gây áp lực lớn lên kết cấu khung vỏ. Nghiên cứu đã xác định và mô phỏng được tải trọng tác dụng lên các trục của xe tải nhiều cầu. Trong đó, cụm cầu cân bằng phía sau chịu tải trọng động lớn hơn nhiều so với các cụm cầu trước và thời gian dập tắt dao động cũng kéo dài hơn, phù hợp với đặc thù xe tải nhiều cầu. Kết quả của bài báo không chỉ đóng góp về mặt lý thuyết với mô hình dao động xe tải nhiều cầu mà còn cung cấp thông số đầu vào tin cậy cho bài toán tính bền mỏi khung vỏ và tối ưu hóa kết cấu hệ thống treo.

Nghiên cứu tiếp theo nhóm tác giả sẽ hướng tới việc kết hợp thêm dữ liệu thực nghiệm, hoặc tích hợp mô hình phi tuyến để mô phỏng chính xác và trực quan hơn ảnh hưởng của các lực liên kết hệ thống treo trong các điều kiện vận hành thực tế khác nhau của xe tải nhiều cầu.

Tài liệu tham khảo

- [1] L.Đ. Lịch, N.S. Đồng. (2024). Nghiên cứu khả năng giảm tải trọng động của hệ thống treo khí nén trên xe tải hạng nặng. *TNU Journal of Science and Technology*, 229(10), 142-149, <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.9821>
- [2] N.H. Cần, D.Q. Thịnh, P.M. Thái, N.V. Tài, L.T. Vàng. (2005). Lý thuyết ô tô - máy kéo. *NXB Khoa học và kỹ thuật*.
- [3] J. Korta, A. Martowicz, A. Gallina, T. Uhl. (2011). Multibody approach in suspension system optimization. *Computer Assisted Methods in Engineering and Science*, 18(1-2), 23-37. <https://comes.ippt.pan.pl/index.php/comes/article/view/119>
- [4] T. D. Gillespie, S. M.Karamihas, M.W. Sayers, M.A. Nasim, W. Hansen, N. Ehsan, D. Cebon. (1993). Effects of heavy vehicle characteristics on pavement response and performance. NCHRP Report 353. Transportation Research Board, National Research Council, Washington, DC. https://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/nchrp/nchrp_rpt_353.pdf
- [5] B. Cășeriu, P. Blaga. (2023). Analysis of the effects of vehicle vibrations and noise on the human body. *International Journal of Recent Advances in Multidisciplinary Research*, 10(9), 8841-8845. <https://www.ijramr.com/sites/default/files/issues-pdf/4679.pdf>
- [6] P. Velmurugan, L.A. Kumaraswamidhas, K. Sankaranarayanassamy. (2012). Influence of road surfaces on whole body vibration for suspended cabin tractor semitrailer drivers. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 31(2), 75-84. <https://doi.org/10.1260/0263-0923.31.2.75>
- [7] E. Khorshid, F. AlAli, M. Alfares. (2017). Performance analysis of speed control humps and dips based on health and comfort criteria. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 13(3-4), 295-325. <https://doi.org/10.1504/IJNVN.2017.089528>
- [8] Z. Ye, Y. Lu, L. Wang. (2018). Investigating the Pavement Vibration Response for Roadway Service Condition Evaluation. *Advances in Civil Engineering*, 2018(1), 2714657, 1-14. <https://doi.org/10.1155/2018/2714657>
- [9] S. Kang, I.L. Al-Qad, O.E. Gungor. (2021). Impact of dynamic wheel load on roadway infrastructure sustainability. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 94, 102811. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2021.102811>
- [10] T.T. Hưng, D.N. Khánh, V.V. Hường. (2023). Nghiên cứu dao động của xe tải 4 cầu trên đường mấp mô cosin 1 bên. Hội nghị Khoa học và Công nghệ Cơ khí - Động lực lần thứ XVI, Số đặc biệt. *Tạp chí Khoa học Giao thông vận tải*, 132-139.
- [11] Đ.T.H. Giang, P.A. Tuấn, T.T. Hưng, N.T. Nam. (2024). Nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của kích thước gờ giảm tốc đến dao động và tải trọng toàn bộ của xe tải 4 cầu. *Tạp chí điện tử Khoa học và Công nghệ Giao thông*, 4(3), 61-70. <https://doi.org/10.58845/jstt.utt.2024.vn.4.3.61-70>
- [12] P. Hu, X.N. Zhang, S. Tian. (2016). Research on heavy truck dynamic load coefficient and Influence Factors. 2016 5th International Conference on Transportation and Traffic Engineering (ICTTE 2016). *MATEC Web of Conferences*, 81, 02015. <https://doi.org/10.1051/mateconf/20168102015>
- [13] G. Rill, A.A. Castro. (2020). Road Vehicle Dynamics Fundamentals and Modeling with MATLAB®, Second Edition. *CRC Press, USA*. <https://doi.org/10.1201/9780429244476>