

RESEARCH ON THE ABILITY OF AIR SUSPENSION SYSTEMS TO REDUCE DYNAMIC LOADS ON HEAVY TRUCKS

Luu Duc Lich^{1*}, Ngo Sy Dong²

¹The University of Danang - University of Science and Technology, ²Electric Power University

ARTICLE INFO		ABSTRACT
Received:	01/3/2024	Air suspension systems are becoming increasingly popular on heavy duty vehicles to improve driving comfort and road holding. This study focuses on evaluating the ability to reduce dynamic loads at the axles of semi-trailers using air suspension systems compared to semi-trailers using spring suspension systems. Firstly, a vertical dynamic model is proposed for semi-trailers with two types of leaf spring suspension systems and air suspension systems for the two axles of the semi-trailer, the middle and rear axles of the tractor, while the front axle of the tractor uses a leaf spring suspension system. The air suspension system is built based on the GENSYS model, while the remaining structural parameters are considered the same. The system of differential equations describing the entire mechanical system is established based on D'Alembert's principle combined with the principle of multiple body mechanical systems. Matlab/Simulink is used for simulation and evaluation calculations. Simulation results show that semi-trailers using air suspension systems are significantly improved compared to semi-trailers using spring suspension systems.
Revised:	10/6/2024	
Published:	11/6/2024	
KEYWORDS		
Heavy trucks		
Vertical dynamic model		
Air spring		
Leaf spring		
Dynamic load reduction		

NGHIÊN CỨU KHẢ NĂNG GIẢM TẢI TRỌNG ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG TREO KHÍ NÉN TRÊN XE TẢI HẠNG NẶNG

Lưu Đức Lịch^{1*}, Ngô Sĩ Đồng²

¹Trường Đại học Bách Khoa - Đại học Đà Nẵng, ²Trường Đại học Điện Lực

THÔNG TIN BÀI BÁO		TÓM TẮT
Ngày nhận bài:	01/3/2024	Hệ thống treo khí nén ngày càng trở nên phổ biến trên các phương tiện vận tải hạng nặng để cải thiện sự thoải mái khi lái xe và khả năng bám đường. Nghiên cứu này tập trung đánh giá khả năng giảm tải trọng động tại các trục của xe somi rơ moóc sử dụng hệ thống treo khí nén so với xe somi rơ moóc sử dụng hệ thống treo dạng nhíp. Đầu tiên, mô hình động lực học thẳng đứng được đề xuất cho xe somi rơ moóc với hai loại hệ thống treo dạng nhíp, và dạng khí nén cho hai trục tại somi rơ moóc, cầu giữa và cầu sau của đầu kéo, trong khi trục trước của đầu kéo sử dụng hệ thống treo dạng nhíp. Hệ thống treo khí nén được xây dựng dựa trên mô hình GENSYS, trong khi đó, các thông số kết cấu còn lại được coi là như nhau. Hệ phương trình vi phân mô tả toàn cơ hệ được thiết lập dựa vào nguyên lý D'Alembert's kết hợp nguyên lý cơ hệ nhiều vật. Matlab/Simulink được sử dụng để mô phỏng và tính toán đánh giá. Kết quả mô phỏng cho thấy xe somi rơ moóc sử dụng hệ thống treo khí nén được cải thiện đáng kể so với xe somi rơ moóc sử dụng hệ thống treo dạng nhíp.
Ngày hoàn thiện:	10/6/2024	
Ngày đăng:	11/6/2024	
TỪ KHÓA		
Xe tải hạng nặng		
Mô hình dao động		
Hệ thống treo khí nén		
Hệ thống treo dạng nhíp		
Tải trọng động		

DOI: <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.9821>

* Corresponding author. Email: ldlich@dut.udn.vn

1. Giới thiệu

Xe somi romoóc là một phương tiện quan trọng trong việc vận chuyển hàng hóa trên toàn thế giới. Phương tiện này đã đóng góp đáng kể vào sự phát triển kinh tế-xã hội và phát triển ngành vận tải, nhưng do tính chất vận chuyển hàng hóa nặng của những phương tiện này, đường phải được bảo vệ một cách nghiêm túc.

Yếu tố chính gây hư hỏng đường là áp lực mặt đường tại vùng tiếp xúc với lốp xe. Có hai giải pháp cơ bản để giảm tải trọng của lốp tác dụng xuống đường, đó là (1) tăng diện tích bề mặt tiếp xúc của bánh xe và/hoặc (2) giảm tải trọng của lốp bao gồm cả tải trọng tĩnh và tải trọng động. Tải trọng tĩnh của các phương tiện tuân theo quy định của từng quốc gia, do đó việc giảm tải trọng động của các bánh xe trong quá trình di chuyển sẽ nhằm mục tiêu giảm tải trọng của bánh xe tác dụng xuống nền đường. Tác giả Cebon và cộng sự [1] đã đưa ra các giải pháp giảm áp lực lên đường, bao gồm: (1) sử dụng trục đôi, trục ba; (2) lốp đôi, các loại xe hạng nặng đều đã ứng dụng những giải pháp này.

Bên cạnh các giải pháp nêu trên, việc giảm tải trọng động của xe somi rơ moóc cũng rất cần thiết, có thể thực hiện bằng hai phương án đó là: sử dụng hệ thống treo điều khiển [2] – [4] và sử dụng hệ thống treo phần tử đàn hồi phi tuyến tính, chẳng hạn như lò xo khí nén [5] – [7]. Hệ thống treo điều khiển bao gồm điều khiển bán tích cực và điều khiển tích cực, trong đó hệ thống treo điều khiển bán tích cực có độ cứng thay đổi đã được áp dụng như trong [8] – [10], tác giả sử dụng giảm chấn điện từ thay cho giảm chấn bị động thông thường. Khi có tín hiệu dòng điện cung cấp tới các bản cực bên trong giảm chấn, từ trường sẽ xuất hiện xung quanh các bản cực và làm thay đổi trật tự sắp xếp của các hạt magnetit bên trong. Kết quả là dẫn đến thay đổi độ cứng của giảm chấn. Bên cạnh đó, hệ thống treo chủ động với cơ cấu chấp hành thủy lực được đề cập trong [11], [12], loại hệ thống treo này vẫn có đầy đủ các thành phần như của một hệ thống treo bị động thông thường nhưng được tích hợp thêm một cơ cấu chấp hành thủy lực riêng biệt tại mỗi vị trí của hệ thống treo. Lực tác động được sinh ra từ cơ cấu chấp hành có thể giúp đảm bảo sự ổn định của xe trong suốt quá trình dao động. Tuy nhiên, hệ thống treo có điều khiển không hiệu quả về mặt chi phí đối với loại phương tiện vận tải hạng nặng này do chi phí sản xuất cao và mức tiêu thụ năng lượng cao của hệ thống điều khiển. Phương án khả thi được nghiên cứu đó là sử dụng hệ thống treo khí nén có thể thay thế cho hệ thống treo dạng nhíp thông thường, tức là sử dụng lò xo khí nén thay cho lò xo kim loại truyền thống [13] – [15]. Độ cứng của lò xo khí nén được thay đổi một cách linh hoạt dựa trên sự cung cấp khí nén vào các khoang của lò xo. Quá trình cấp khí được thực hiện hoàn toàn tự động dựa trên việc đóng – mở các van solenoid. Vì vậy, đây còn được gọi là hệ thống treo khí nén. Để làm cơ sở đánh giá mức độ giảm tải trọng động của hệ thống treo khí nén đối với hệ thống treo dạng nhíp, điều quan trọng là phải thiết lập mô hình động học thẳng đứng hoàn chỉnh của đối tượng nghiên cứu sử dụng cả hai hệ thống treo nêu trên, để xác định các đặc tính của phần tử đàn hồi, với điều kiện các thông số kết cấu khác của xe không đổi.

Mục đích của bài báo là đánh giá khả năng giảm tải trọng động của somi rơ moóc bằng cách sử dụng hệ thống treo khí nén đối với hệ thống treo sử dụng nhíp. Những đóng góp của bài viết này được liệt kê như sau: 1) Đề xuất mô hình động lực học theo phương thẳng đứng của somi romoóc 5 trục trang bị hệ thống treo dạng nhíp và dạng khí nén. Hệ thống treo nhíp được sử dụng cho cầu trước của đầu kéo và hệ thống treo khí nén được trang bị cho 2 cầu giữa, cầu sau của đầu kéo và cho somi romoóc. Hai hệ thống treo này được trình bày dưới dạng hai mô hình, trong đó hệ thống treo khí nén dựa trên mô hình GENSYS và được tích hợp vào mô hình xe. 2) Mô phỏng và đánh giá ưu điểm của hai hệ thống treo này.

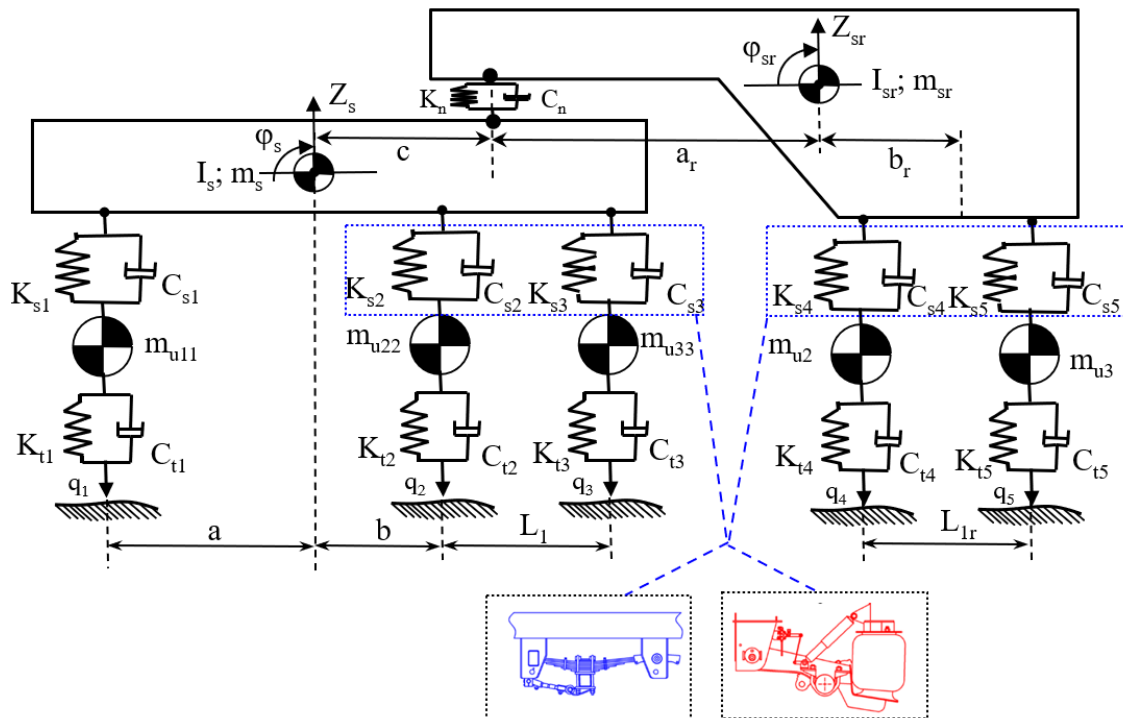
Bài báo được sắp xếp cấu trúc như sau: Sau phần giới thiệu, phần 2 trình bày động lực học của somi romoóc bao gồm xây dựng mô hình dao động, động lực học của nhíp và khí nén, phần 3 trình bày kết quả mô phỏng để đánh giá hai loại hệ thống treo trên, và phần cuối cùng là kết luận.

2. Động lực học của xe somi romoóc

2.1. Xây dựng mô hình dao động

Mô hình động lực của ô tô trong mặt phẳng dọc được xây dựng dựa trên một số giả thiết vật lý: khung của xe là một vật rắn tuyệt đối; bỏ qua các biến dạng uốn, xoắn của khung xe; đường tâm trục của các cầu xe chuyển động trong các mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng đối xứng dọc xe; bỏ qua mô men quán tính của các cầu xe đối với trục quay của bánh xe; bỏ qua dao động ngang của xe, sự tiếp xúc của bánh xe với đường là tiếp xúc điểm; bỏ qua dao động của động cơ, hệ thống truyền lực và coi mấp mô của mặt đường là nguồn kích thích dao động duy nhất.

Với những giả thiết, sơ đồ mô hình dao động của xe somi romoóc trong mặt phẳng dọc được mô tả như trong hình 1.



Hình 1. Mô hình dao động của đoàn xe somi romoóc trong mặt phẳng dọc

Trong đó: q_1, q_2, q_3, q_4, q_5 - biên dạng mặt đường;

$K_{t1}, K_{t2}, K_{t3}, K_{t4}, K_{t5}, C_{t1}, C_{t2}, C_{t3}, C_{t4}, C_{t5}$ - tương ứng là độ cứng và hệ số cản giảm chấn của lớp đàn hồi cầu trước đầu kéo, cầu giữa đầu kéo, cầu sau đầu kéo, cầu trước somi romoóc, cầu sau somi romoóc; $C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}, C_{s4}, C_{s5}$ - tương ứng là hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo cầu trước đầu kéo, cầu giữa đầu kéo, cầu sau đầu kéo, cầu trước somi romoóc, cầu sau somi romoóc; K_n, C_n - tương ứng là độ cứng và hệ số cản giảm chấn của yên ngựa; $m_{u1}, m_{u2}, m_{u3}, m_{u4}, m_{u5}$ - tương ứng là khối lượng không được treo của cầu trước đầu kéo, cầu giữa đầu kéo, cầu sau đầu kéo, cầu trước somi romoóc, cầu sau somi romoóc; m_s, m_{sr} - tương ứng là khối lượng được treo của đầu kéo, somi romoóc; I_s, I_{sr} - tương ứng là mô men quán tính đối với trục đi qua trọng tâm khối lượng được treo của đầu kéo, somi romoóc; Z_s, Z_{sr} - tương ứng là chuyển vị theo phương thẳng đứng khối lượng được treo của đầu kéo, somi romoóc; φ_s, φ_{sr} - tương ứng là góc lắc khối lượng được treo của đầu kéo, somi romoóc; $F_{t1}, F_{t2}, F_{t3}, F_{t4}, F_{t5}$ - tương ứng là lực tác dụng của bánh xe xuống đường cầu trước đầu kéo, cầu giữa đầu kéo, cầu sau đầu kéo, cầu trước somi romoóc, cầu

sau somi romoóc; $K_{s1}, K_{s2}, K_{s3}, K_{s4}, K_{s5}$ - tương ứng là độ cứng của phần tử đàn hồi cầu trước, cầu giữa, cầu sau đầu kéo và cầu trước, cầu sau somi romoóc $Z_{u1}, Z_{u2}, Z_{u3}, Z_{u4}, Z_{u5}$ - tương ứng là chuyển vị theo phương thẳng đứng khối lượng không được treo của cầu trước đầu kéo, cầu giữa đầu kéo, cầu sau đầu kéo, cầu trước somi romoóc, cầu sau somi romoóc; $Z_{s1}, Z_{s2}, Z_{s3}, Z_{s4}, Z_{s5}$ - tương ứng là chuyển vị theo phương thẳng đứng của khối lượng được treo tại vị trí cầu trước đầu kéo, cầu giữa đầu kéo, cầu sau đầu kéo, cầu trước somi romoóc, cầu sau somi romoóc; Z_{ns}, Z_{nr} - tương ứng là chuyển vị theo phương thẳng đứng của khối lượng được treo của đầu kéo và somi romoóc tại vị trí yên ngựa, tức là điểm liên kết giữa đầu kéo và somi romoóc.

Các phương trình vi phân động lực học của mô hình dao động xe somi romoóc được xây dựng dựa trên nguyên lý D'Alembert [16], các phương trình động lực học miêu tả như sau:

$$m_{u1} \ddot{Z}_{u1} = K_{t1} \cdot (q_1 - Z_{u1}) + C_{t1} \cdot (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1}) - F_{z1} - C_{s1} \cdot (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) \quad (1)$$

$$m_{u2} \ddot{Z}_{u2} = K_{t2} \cdot (q_2 - Z_{u2}) + C_{t2} \cdot (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2}) - F_{z2} - C_{s2} \cdot (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) \quad (2)$$

$$m_{u3} \ddot{Z}_{u3} = K_{t3} \cdot (q_3 - Z_{u3}) + C_{t3} \cdot (\dot{q}_3 - \dot{Z}_{u3}) - F_{z3} - C_{s3} \cdot (\dot{Z}_{u3} - \dot{Z}_{s3}) \quad (3)$$

$$m_s \ddot{Z}_s = F_{z1} + C_{s1} \cdot (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + F_{z2} + C_{s2} \cdot (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) + F_{z3} + C_{s3} \cdot (\dot{Z}_{u3} - \dot{Z}_{s3}) - K_n \cdot (Z_r - Z_{nr}) - C_n \cdot (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{nr}) \quad (4)$$

$$I_s \ddot{\phi}_s = [F_{z1} + C_{s1} \cdot (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1})] \cdot a - [F_{z2} + C_{s2} \cdot (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2})] \cdot b - [F_{z3} + C_{s3} \cdot (\dot{Z}_{u3} - \dot{Z}_{s3})] \cdot (b + L_1) + [K_n \cdot (Z_r - Z_{nr}) + C_n \cdot (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{nr})] \cdot c \quad (5)$$

$$m_{u4} \ddot{Z}_{u4} = K_{t4} \cdot (q_4 - Z_{u4}) + C_{t4} \cdot (\dot{q}_4 - \dot{Z}_{u4}) - F_{z4} - C_{s4} \cdot (\dot{Z}_{u4} - \dot{Z}_{s4}) \quad (6)$$

$$m_{u5} \ddot{Z}_{u5} = K_{t5} \cdot (q_5 - Z_{u5}) + C_{t5} \cdot (\dot{q}_5 - \dot{Z}_{u5}) - F_{z5} - C_{s5} \cdot (\dot{Z}_{u5} - \dot{Z}_{s5}) \quad (7)$$

$$m_{sr} \ddot{Z}_{sr} = F_{z4} + C_{s4} \cdot (\dot{Z}_{u4} - \dot{Z}_{s4}) + F_{z5} + C_{s5} \cdot (\dot{Z}_{u5} - \dot{Z}_{s5}) + K_n \cdot (Z_r - Z_{nr}) + C_n \cdot (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{nr}) \quad (8)$$

$$I_{sr} \ddot{\phi}_{sr} = [K_n \cdot (Z_r - Z_{nr}) + C_n \cdot (\dot{Z}_r - \dot{Z}_{nr})] \cdot a_r - [F_{z4} + C_{s4} \cdot (\dot{Z}_{u4} - \dot{Z}_{s4})] \cdot (b_r - \frac{L_{1r}}{2}) - F_{s4} \cdot (b_r + \frac{L_{1r}}{2}) \quad (9)$$

Quan hệ động học giữa các chuyển vị: Các thí nghiệm thực tế cho thấy trong các điều kiện chuyển động thông thường, các góc lắc của thân xe và các cầu thường rất nhỏ nên có thể sử dụng các công thức gần đúng. Khi đó chuyển dịch của thân xe tại các vị trí lắp đặt hệ thống treo ở bánh xe thứ i có thể được xác định:

$$Z_{s1} = Z_s + a \cdot \tan \phi_s \approx Z_s + a \cdot \phi_s \quad (10)$$

$$Z_{s2} = Z_s - b \cdot \tan \phi_s \approx Z_s - b \cdot \phi_s \quad (11)$$

$$Z_{s3} = Z_s - (L_1 + b) \cdot \tan \phi_s \approx Z_s - (L_1 + b) \cdot \phi_s \quad (12)$$

$$Z_{s4} = Z_{sr} - (b_r - \frac{L_{1r}}{2}) \cdot \tan \phi_{sr} \approx Z_{sr} - (b_r - \frac{L_{1r}}{2}) \cdot \phi_{sr} \quad (13)$$

$$Z_{s5} = Z_{sr} - (b_r + \frac{L_{1r}}{2}) \cdot \tan \phi_{sr} \approx Z_{sr} - (b_r + \frac{L_{1r}}{2}) \cdot \phi_{sr} \quad (14)$$

Chuyển vị tại điểm liên kết giữa đầu kéo và somi romoóc như sau:

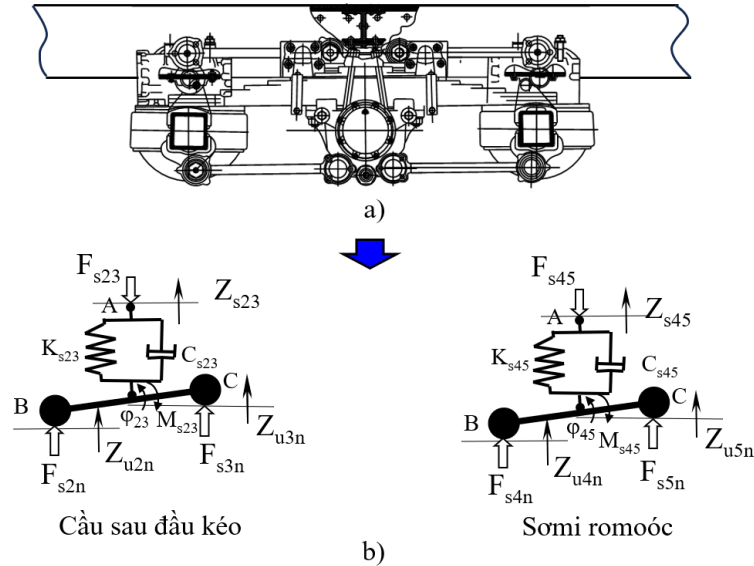
$$Z_n = Z_s - c \cdot \tan \phi_s \approx Z_s - c \cdot \phi_s \quad (15)$$

$$Z_{nr} = Z_{sr} + a_r \cdot \tan \phi_{sr} \approx Z_{sr} + a_r \cdot \phi_{sr} \quad (16)$$

2.2. Mô hình động lực học nhíp của hệ thống treo bị động

Giả thiết khối lượng của hệ thống treo được chia đều cho phần khối lượng được treo và phần khối lượng không được treo gồm trục giữa và trục sau, mô hình động lực học của hệ thống treo thẳng bằng chỉ gồm phần tử đàn hồi K_s và phần tử giảm chấn C_s (gồm cản giảm chấn trên trục

giữa, trục sau và cản ma sát trong phần tử dẫn hướng quy dẫn) thể hiện trên hình 2, điểm A là điểm nối với khung xe tại vị trí trục thẳng bằng, điểm B là điểm nối với trục giữa và điểm C là điểm nối với trục sau. Đoạn BC được coi là thanh cứng tuyệt đối không khối lượng. M_{s23} là tổng mô men cản ma sát trong phần tử dẫn hướng và mô men cản nhớt do các phần tử giảm chấn đặt tại các trục giữa và trục sau của đầu kéo.



Hình 2. Hệ thống treo sử dụng lá nhíp: (a) kết cấu, (b) sơ đồ mô hình

Phương trình động lực học của hệ thống treo cầu sau đầu kéo:

$$F_{s2n} = \frac{F_{s23}}{2} - \frac{M_{s23}}{L_1}, \quad F_{s3n} = \frac{F_{s23}}{2} + \frac{M_{s23}}{L_1} \quad (17)$$

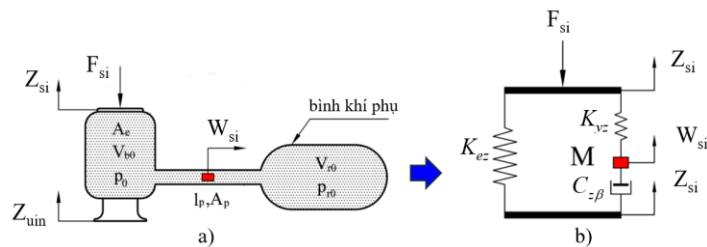
Trong đó: $F_{s23} = K_{s23} \left(\frac{Z_{u2n} + Z_{u3n}}{2} - Z_{s23} \right) + C_{s23} \left(\frac{\dot{Z}_{u2n} + \dot{Z}_{u3n}}{2} - \dot{Z}_{s23} \right)$, $M_{s23} = C_{s23} (\dot{Z}_{u3n} - \dot{Z}_{u2n}) \frac{L_1}{4}$

Tương tự phương trình động lực học của hệ thống treo cho sơmi rơmoóc:

$$F_{s4n} = \frac{F_{s45}}{2} - \frac{M_{s45}}{L_{1r}}, \quad F_{s5n} = \frac{F_{s45}}{2} + \frac{M_{s45}}{L_{1r}} \quad (18)$$

Trong đó: $F_{s45} = K_{s45} \left(\frac{Z_{u4n} + Z_{u5n}}{2} - Z_{s45} \right) + C_{s45} \left(\frac{\dot{Z}_{u4n} + \dot{Z}_{u5n}}{2} - \dot{Z}_{s45} \right)$, $M_{s45} = C_{s45} (\dot{Z}_{u5n} - \dot{Z}_{u4n}) \frac{L_{1r}}{4}$

2.3. Mô hình động lực học hệ thống treo khí nén



Hình 3. Hệ thống treo khí nén: (a) mô hình vật lý, (b) mô hình GENSYS

Cơ sở toán học của mô hình hệ thống treo khí nén phụ thuộc vào các quá trình động lực học và nhiệt động học phức tạp của khí nén bên trong hệ thống [17]. Để nghiên cứu đặc tính động lực học của lò xo khí nén, bài báo này sử dụng mô hình GENSYS [18], [19] được giới thiệu trên hình

3. Trong đó: V_{b0} , p_0 và A_e - lần lượt là thể tích, áp suất tuyệt đối và tiết diện mặt cắt ngang của khí nén trong lò xo khí nén; V_{r0} và p_{r0} - lần lượt là thể tích và áp suất tuyệt đối của khí nén trong bình khí phụ; A_p và l_p - lần lượt là tiết diện mặt cắt ngang và chiều dài đường ống nối lò xo khí nén và bình khí phụ; Z_{si} , Z_{uin} lần lượt là biến dạng của lò xo khí nén theo phương thẳng đứng thân xe và bánh xe tương ứng tại cầu thứ i ($i=2, 3, 4, 5$); chuyển động của khí nén giữa lò xo khí nén và bình khí phụ được đặc trưng bằng khối lượng M và biến dạng W_{si} ; các hệ số K_{ez} , K_{vz} đặc trưng cho độ cứng của khí nén trong lò xo khí nén và bình khí phụ, $C_{z\beta}$ có liên quan đến vận tốc chuyển động của dòng khí và tạo ra cản giảm chấn; n là chỉ số nén đa biến.

Tải trọng tĩnh tác dụng lên lò xo khí nén được xác định như sau:

$$F_{zt} = (p_0 - p_a)A_e \quad (19)$$

Phương trình động lực học của hệ thống treo khí nén như sau:

$$F_{si} = K_{ez}(Z_{uin} - Z_{si}) + K_{vz}(Z_{uin} - Z_{si} - W_{si}) \quad (20)$$

$$M\ddot{W}_{si} = K_{vz}(Z_{uin} - Z_{si} - W_{si}) - C_{z\beta}|\dot{W}_{si}|^2 \text{sign}(\dot{W}_{si}) \quad (21)$$

$$\text{Trong đó: } K_{ez} = \frac{p_0 A_e^2 n}{V_{b0} + V_{r0}}, K_{vz} = K_{ez} \frac{V_{r0}}{V_{b0}}, M = l_p A_p \rho \left(\frac{A_e}{A_p} \frac{V_{r0}}{V_{b0} + V_{r0}} \right)^2, C_{z\beta} = C_s \left(\frac{A_e}{A_p} \frac{V_{r0}}{V_{b0} + V_{r0}} \right)^3$$

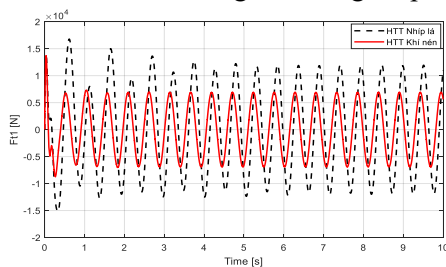
$$C_s = 0.5 \rho k_t A_p$$

3. Kết quả mô phỏng

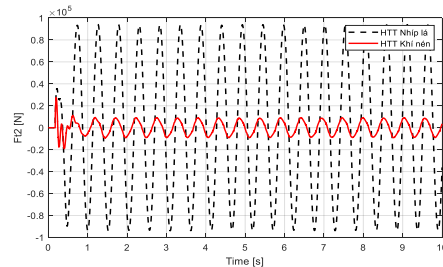
Để mô phỏng dao động của xe sômi romoóc dựa trên cơ sở các phương trình động lực học, nhóm tác giả sử dụng phần mềm Matlab/Simulink và khi tính toán mô phỏng cho xe sômi romoóc sử dụng hệ thống treo khí nén và hệ thống dạng nhíp với điều kiện đầu vào giống nhau.

Nguồn kích thích từ biên dạng mặt đường có dạng hình sin: $q = q_0 \sin \omega t$, trong đó $q_0 = 0.07m$ - Biên độ mấp mô mặt đường; $\omega = 2\pi.f = 20 \text{ rad/s}$ - Tần số kích thích; $V = 20 \text{ km/h}$ - Vận tốc chuyển động; $S_{\text{Duong}} = 3.5(m)$.

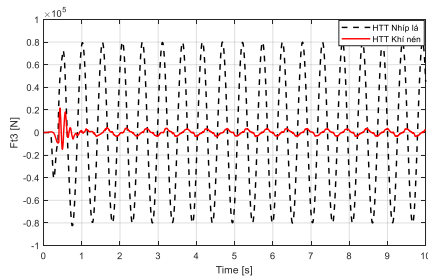
Lực động bánh xe ảnh hưởng đến chỉ tiêu an toàn chuyển động và khả năng phá hủy đường, biên độ lực động bánh xe càng lớn thì khả năng mất tính an toàn và mức độ phá hủy đường càng cao. Từ đồ thị lực động bánh xe tác dụng xuống nền đường được thể hiện trên hình 4, hình 5, hình 6, hình 7, hình 8 dễ thấy ô tô sử dụng hệ thống treo khí nén giúp có biên độ lực động của bánh xe nhỏ hơn đáng kể so với hệ thống treo dạng nhíp, điều này góp phần nâng cao an toàn chuyển động, độ bền cho xe, và giảm khả năng phá hủy đường, nâng cao tuổi thọ đường. Gia tốc thân xe là thông số quan trọng giúp đánh giá độ êm dịu của ô tô khi di chuyển. Gia tốc thân xe thể hiện trên hình 9, hệ thống treo khí nén có gia tốc dịch chuyển lớn nhất khoảng $3 \text{ (m/s}^2\text{)}$, với hệ thống treo dạng nhíp gia tốc dịch chuyển lớn nhất khoảng $6 \text{ (m/s}^2\text{)}$. Nhờ vào việc sử dụng hệ thống treo khí nén, độ êm dịu của xe được đảm bảo tốt hơn, từ đó thấy rằng hệ thống treo khí nén ưu việt hơn so với hệ thống treo dạng nhíp.



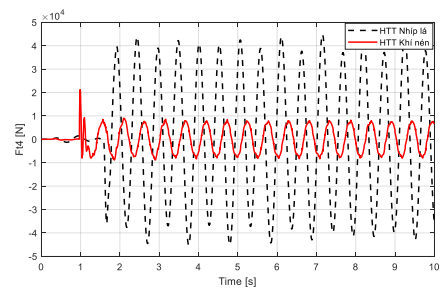
Hình 4. Lực động bánh xe tác dụng xuống nền đường ở cầu trước đầu kéo



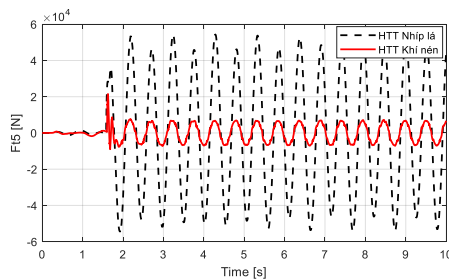
Hình 5. Lực động bánh xe tác dụng xuống nền đường ở cầu giữa đầu kéo



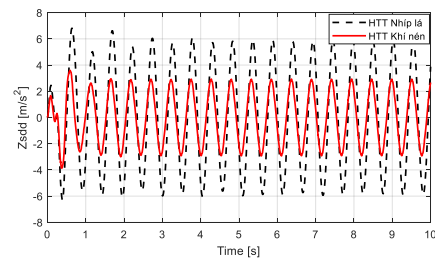
Hình 6. Lực động bánh xe tác dụng xuống nền đường ở cầu sau đầu kéo



Hình 7. Lực động bánh xe tác dụng xuống nền đường ở cầu trước somi romoóc



Hình 8. Lực động bánh xe tác dụng xuống nền đường ở cầu sau somi romoóc



Hình 9. Gia tốc dịch chuyển thẳng đứng của đầu kéo

4. Kết luận

Bài báo trình bày một mô hình động lực học theo phương thẳng đứng cho xe somi rơ moóc. Mô hình này xét một somi rơ moóc sử dụng hai loại hệ thống treo gồm nhíp lá và lò xo khí nén. Mô hình hệ thống treo khí nén dựa trên cơ sở mô hình GENSYS. Kết quả đánh giá và so sánh cho thấy xe somi rơ moóc sử dụng hệ thống treo khí nén có thể giảm tải trọng động đáng kể so với hệ thống treo dạng nhíp. Kết quả nghiên cứu đã củng cố những ưu điểm của hệ thống treo khí nén trên các loại xe hạng nặng nhằm mục đích ít gây hư hỏng mặt đường hơn.

Hướng nghiên cứu trong tương lai có thể bao gồm việc phát triển mô hình hệ thống treo khí nén dựa trên cơ sở mô hình SIMPAC, VAMPIRE, NISHIMURA cho xe tải hạng nặng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

- [1] D. Cebon, *Handbook of Vehicle-Road Interaction*, Taylor & Francis: London, UK; New York, NY, USA; pp. 310–334, 1999.
- [2] M. J. Mahmoodabadi and N. Nejadkourki, "Optimal fuzzy adaptive robust PID control for an active suspension system," *Australian Journal of Mechanical Engineering*, vol. 20, no. 3, pp. 681-691, 2020.
- [3] T. A. Nguyen, "Advance the efficiency of an active suspension system by the sliding mode control algorithm with five state variables," *IEEE Access*, vol. 9, pp.164368-164378, 2021.
- [4] S. Hao, Y. Yamashitaand, and K. Kobayashi, "Robust passivity-based control design for active nonlinear suspension system," *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, vol. 32, no. 1, pp.373-392, 2022.
- [5] V. T. Nguyen, V. Q. Le, T. P. T. Vi, and Q. D. Le, "Optimal design parameters of air suspension systems for semi-trailer truck. Part 1: modeling and algorithm," *Vibroengineering Procedia*, vol. 33, pp.72-77, 2020.
- [6] V. T. Nguyen, V. Q. Le, T. P. T. Vi, and Q. D. Le, "Optimal design parameters of air suspension systems for semi-trailer truck. Part 2: results and discussion," *Vibroengineering Procedia*, vol. 33, pp.147-152, 2020.
- [7] S. P. Gokul and K. M. Malar, "A contemporary adaptive air suspension using LQR control for passenger vehicles," *ISA Transactions*, vol. 93, pp.244-254, 2019.

-
- [8] Z. Zhang, J. Wang, W. Wu, and C. Huang, "Semi-active control of air suspension with auxiliary chamber subject to parameter uncertainties and time-delay," *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, vol. 30, no. 17, pp.7130-7149, 2020.
- [9] H Khodadadi and H Ghadir, "Self-tuning PID controller design using fuzzy logic for half car active suspension system," *International Journal of Dynamics and Control*, vol. 6, pp. 224–232, 2018.
- [10] F. Jia, H. Jing, Z. Liu, and M. Gu, "Cooperative control of yaw and roll motion for in-wheel motor vehicle with semi-active suspension," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 236, no. 1, pp. 3-15, 2022.
- [11] I. Dridi, A. Hamza, and N. B. Yahia, "A new approach to controlling an active suspension system based on reinforcement learning," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 15, no. 6, 2023, Art. no. 16878132231180480.
- [12] R Ghazali, M Paharudin, and Y. Sam, "Intelligent controller design for a nonlinear quarter car active suspension system with electro-hydraulic actuator," *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 12, pp. 39–51, 2017.
- [13] H. Qi, Y. Chen, N. Zhang, B. Zhang, D. Wang, and B. Tan, "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*, vol. 234, no. 2-3, pp.552-571, 2020.
- [14] H. Zhu, J. Yang, Y. Zhang, and X. Feng, "A novel air spring dynamic model with pneumatic thermodynamics, effective friction and viscoelastic damping," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 408, pp.87-104, 2017.
- [15] T. Hondo and T. Tanaka, "Investigation of relationship between initial setting of leveling valves and air spring pressure of a railway vehicle when assuming the centrifugal force action," *In Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks: Proceedings of the 26th Symposium of the International Association of Vehicle System Dynamics*, Gothenburg, Sweden, 2020, pp. 252-260.
- [16] M. Blundell and D. Harty, *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Elsevier: Berlin/Heidelberg, Germany, 2004, pp. 326–393.
- [17] M. Presthus, "Derivation of Air spring Model Parameters for Train Simulation," Master thesis, Lulea University of technology, Sweden, 2002.
- [18] V. H. Dang, V. T. Vu, T. N. Vu, and S. Olivier, "Evaluation of dynamic load reduction for a tractor semi-trailer using the air suspension system at all axles of the semi-trailer," *Actuators*, vol. 11, no. 1, p. 12, 2022.
- [19] V. T. Vu, M. H. Nguyen, and S. Olivier, "An investigation into the ride comfort of buses using an air suspension system," *International Journal of Heavy Vehicle System*, vol. 28, pp. 184–205, 2021.