KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA ĐỘ CỨNG THANH ỔN ĐỊNH NGANG ĐẾN TÍNH ỔN ĐỊNH NGANG CỦA Ô TÔ TẢI

SURVEYING THE EFFECT OF TORSIONAL STIFFNESS OF THE ANTI-ROLL BAR ON ROLL STABILITY OF TRUCKS

Ngọ Văn Dũng[1,2], Vũ Văn Tấn[2,*], Trương Mạnh Hùng[3]

DOI: http://doi.org/10.57001/huih5804.2024.378

TÓM TẮT

Để nâng cao tính ổn định ngang thì hầu hết các ô tô hiện đại đều trang bị các thanh ổn định ngang bị động ở các cầu. Trong nghiên cứu này, các tác giả thiết lập một mô hình dao động tổng quát của ô tô tải trong không gian kết hợp với mô hình chuyển động một vết bánh ô tô để nghiên cứu tính ổn định ngang. Mô hình thanh ổn định ngang cơ bản được thiết kế để liên kết với mô hình ô tô đã đề xuất là cơ sở để lựa chọn vùng độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang ở cầu trước và cầu sau cho ô tô tải. Thông qua phần mềm Matlab/Simulink, đặc tính ổn định ngang của ô tô tải được đánh giá trực quan thông qua lực động tại mỗi bánh ô tô tác dụng xuống mặt đường, gia tốc ngang tại trọng tâm của ô tô, hệ số chuyển tải ở hai cầu. Các kết quả mô phỏng cho thấy độ cứng chống xoắn tối ưu của thanh ổn định ngang cho ô tô tải lựa chọn nằm trong khoảng từ 28000Nm/rad đến 45000Nm/rad. Kết quả nghiên cứu này là tiền đề để cho các nghiên cứu tiếp theo nhằm tập trung vào tối ưu độ cứng chống xoắn và các thông số vật lý của thanh ổn định ngang nhằm phù hợp với mọi loại điều kiện khai thác khác nhau của ô tô tải.

Từ khóa: *Tính ổn định ngang, thanh ổn định ngang bị động, an toàn chuyển động, dao động ô tô, ô tô tải.*

ABSTRACT

To improve roll stability, most modern vehicles are equipped with passive anti-roll bars at the axles. In this study, the authors establish a general oscillation model of a truck in space combined with a single-track motion model to study roll stability. The basic anti-roll bar model is designed to be linked with the proposed truck model as the foundation for selecting the torsional stiffness range of the anti-roll bar at the front and rear axles for the truck. Through Matlab/Simulink software, the truck's roll stability characteristics are visually evaluated through the vertical dynamic force at each wheel acting on the road surface, the lateral acceleration at the truck's center of gravity, and the normalized load transfer coefficients at two axles. The simulation results show that the optimal torsional stiffness of the anti-roll bar for selected trucks ranges from 28,000Nm/rad to 45,000Nm/rad. The results of this research are the fundamental for further research to focus on optimizing torsional stiffness and physical parameters of the anti-roll bar to suit all types of different operating conditions of trucks.

Keywords: *Roll stability, passive anti-roll bar, motion safety, vehicle vibration, trucks.*

[1]Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Đông Á
[2]Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải
[3]Cục Đăng kiểm Việt Nam
[*]Email: vvtan@utc.edu.vn
Ngày nhận bài: 14/7/2024
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/9/2024
Ngày chấp nhận đăng: 28/11/2024

1. MỞ ĐẦU

Tính ổn định ngang của các ô tô là một trong những yếu tố quan trọng đối với an toàn giao thông đường bộ. Đặc biệt, đối với các ô tô tải có tải trọng lớn và trọng tâm cao, việc dịch chuyển tải trọng giữa các trục và các bánh ô tô trên cùng một trục góp phần gây ra hiện tượng mất

ổn định ngang. Do đó, nguy cơ lật bên trở nên đáng lo ngại, đặc biệt là khi ô tô hoạt động dưới điều kiện khắc nghiệt như tốc độ chuyển động cao, chuyển làn gấp, thao tác phanh đột ngột [1-4].

Để nâng cao tính ổn định ngang, phần lớn các dạng ô tô hiện đại đều được trang bị thanh ổn định ngang bị động trên các trục [5-8]. Cấu trúc và hình dạng học hình của thanh này phụ thuộc vào hai yếu tố chính: mô men xoắn cần thiết mà thanh tạo ra và cấu trúc khung vỏ của ô tô [9]. Về mặt lý thuyết, để tăng tính ổn định ngang của ô tô, cần phải tăng mô men xoắn của thanh từ việc tăng cường độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang. Tuy nhiên, việc tăng độ cứng của thanh ổn định ngang có thể làm tăng khả năng chuyển tải trọng bên của các bánh ô tô trên cùng một cầu và giảm lực bám ngang tổng thể của ô tô [8, 10, 11].

Thanh ổn định ngang gần đây đã trở nên rất phổ biến đối với các nhà nghiên cứu để giải quyết vấn đề về sự cân bằng giữa độ an toàn chuyển động và tính êm dịu, tiện nghi của phương tiện [12, 13]. Mô hình động học trong nghiên cứu [14] mô phỏng các dao động của ô tô cho thấy việc sử dụng thanh ổn định đã giảm góc lắc ngang lớn nhất của ô tô từ 9,0° xuống còn 8,2° và giá trị lực tương tác tại bánh ô tô được đo là 485N và 1162N tương ứng với hai trường hợp ô tô quay vòng ở 60km/h và 75km/h. Khi xem xét mô hình ô tô với 26 bậc tự do di chuyển ở vận tốc cao hơn, nghiên cứu [9] cho thấy vai trò của hệ thống thanh ổn định ngang chủ động sử dụng bộ điều khiển LQR để tăng độ ổn định ngang và ngăn ngừa hiện tượng lật ô tô trong tình huống khẩn cấp lên tới 27,8%. Các hệ thống treo khí nén trên ô tô khách hiện đại trong cũng được trang bị thanh ổn định ngang nhằm tăng cường tính ổn định ngang cho phương tiện khi phải chuyển hướng trong các tình huống khẩn cấp như tránh chướng ngại vật, chuyển làn đôi, quay vòng đột ngột [15, 16].

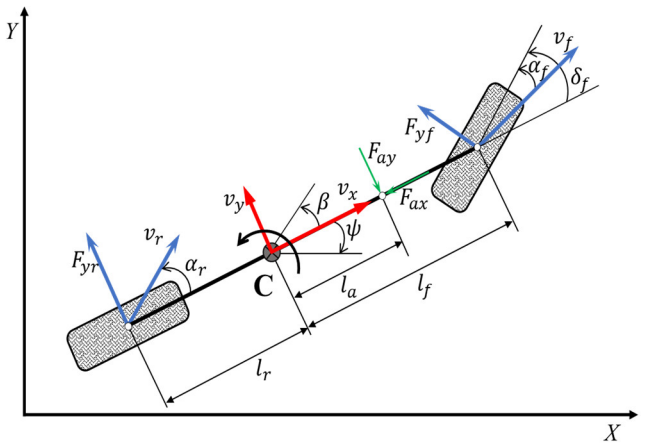
Nghiên cứu này kết hợp mô hình chuyển động một vết của ô tô tải và hệ dao động trong không gian nhằm đánh giá các đặc tính ổn định ngang của phương tiện này dựa trên sự thay đổi độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trang bị trên các trục. Trong phần 2, các tác giả trình bày mô hình chuyển động một vết của ô tô tải sau đó là hệ dao động trong không gian với 8 bậc tự do, tiếp theo là đặc tính độ cứng của thanh ổn định ngang dựa vào thông số hình học của thanh ổn định. Trong phần 3, các tác giả trình bày các kết quả mô phỏng và đánh giá dựa trên các tiêu chí đánh giá tính ổn định ngang phổ biến hiện nay nhằm xác định vùng độ cứng tối ưu của thanh. Cuối cùng là kết luận và các hướng nghiên cứu tiếp theo.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH Ô TÔ

Để nghiên cứu, đánh giá dao động ô tô nói chung, hiện tượng mất ổn định ngang nói riêng, hai nguồn kích thích chủ yếu tác động lên ô tô gồm góc đánh lái được tác động bởi người lái xe và biên dạng mấp mô của mặt đường thường được xem xét. Do vậy, trong phần này, các tác giả sử dụng kết hợp mô hình một vết bánh xe và mô hình không gian của ô tô để nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của động cứng thanh ổn định ngang đến tính ổn định ngang của ô tô tải.

2.1. Mô hình chuyển động 1 vết bánh ô tô

Mô hình chuyển động một vế của ô tô được thể hiện trên hình 1. Áp dụng nguyên lí d'Alembert, hệ phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động của ô tô khi đổi hướng chuyển động được xác định như sau:



Hình 1. Hệ chuyển động một vết của ô tô

Tổng các lực theo phương X:

$$\begin{aligned} m_v\ddot{x} &= F_{xf}\cos\delta - F_{yf}\sin\delta \\ &\quad + m_v\dot{\psi}\sqrt{x^2+y^2}\sin\beta + F_{xr} - F_{ax} \\ &= F_{xf}\cos\delta - F_{yf}\sin\delta + m_v\dot{\psi}\dot{y} + F_{xr} - F_{ax} \end{aligned} \quad (1)$$

Tổng các lực theo phương Y:

$$\begin{aligned} m_v\ddot{y} &= F_{xf}\sin\delta + F_{yf}\cos\delta \\ &\quad - m_v\dot{\psi}\sqrt{x^2+y^2}\cos\beta + F_{yr} - F_{ay} \\ &= F_{xf}\sin\delta + F_{yf}\cos\delta - m_v\dot{\psi}\dot{x} + F_{yr} - F_{ay} \end{aligned} \quad (2)$$

Tổng mô men quay quanh trọng tâm C:

$$J_v\ddot{\psi} = -F_{yr}l_r + \left(F_{yf}\cos\delta + F_{xf}\sin\delta\right)l_f - F_{ay}l_a \quad (3)$$

Bỏ qua động lực học theo phương dọc, coi ô tô chuyển động đều, mô hình động lực học quay vòng của ô tô gồm 2 phương trình (2) và (3) với $F_{xf} = 0$ và $\dot{x} = v_o$ là hằng số:

$$\begin{cases} m_v\ddot{y} = F_{yr} + F_{yf}\cos\delta - m_v\dot{\psi}v_o - F_{ay} \\ J_v\ddot{\psi} = -F_{yr}l_r + F_{yf}l_f\cos\delta - F_{ay}l_a \end{cases} \quad (4)$$

Khi góc quay bánh ô tô δ nhỏ, hệ phương trình (4) có dạng:

$$\begin{cases} m_v\ddot{y} = F_{yr} + F_{yf} - m_v\dot{\psi}v_o - F_{ay} \\ J_v\ddot{\psi} = -F_{yr}l_r + F_{yf}l_f - F_{ay}l_a \end{cases} \quad (5)$$

Lực ngang của lốp được xác định:

$$\begin{cases} F_{yf} = \mu C_f\alpha_f \\ F_{yr} = \mu C_r\alpha_r \end{cases} \quad (6)$$

trong đó, μ là hệ số bám của bánh ô tô so với mặt đường; α_f và α_r là góc lăn lệch của bánh ô tô trước và sau với:

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta - \dfrac{l_f\dot{\psi} + \dot{y}}{v_o} \\ \alpha_r = -\dfrac{\dot{y} - l_r\dot{\psi}}{v_o} \end{cases} \quad (7)$$

Thay (6) và (7) vào (5) ta được hệ phương trình:

$$\begin{cases} \dot{\beta} = -\dfrac{C_r + C_f}{m_v v_o}\beta\mu + \left(\dfrac{\mu C_r l_r - \mu C_f l_f}{m_v v_o^2} - 1\right)\dot{\psi} \\ \qquad + \dfrac{C_f}{m_v v_o}\delta\mu - \dfrac{1}{m_v v_o}F_{ay} \\ \ddot{\psi} = \dfrac{C_r l_r - C_f l_f}{J_v}\beta\mu - \dfrac{C_r l_r^2 + C_f l_f^2}{J_v v_o}\dot{\psi}\mu \\ \qquad + \dfrac{C_f . l_f}{J_v}\delta\mu - \dfrac{l_a}{J_v}F_{ay} \end{cases} \quad (8)$$

Ở dạng không gian trạng thái, hệ dao động được viết dưới dạng:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (9)$$

Theo đó, ta coi $x = \begin{bmatrix} \beta & \dot{\psi} \end{bmatrix}^T$ là véc tơ trạng thái; $u = \begin{bmatrix} F_{ay} & \delta \end{bmatrix}^T$ là véc tơ kích thích; véc tơ thông số đầu ra y = x. Các ma trận A, B, C, D trong (9) được xác định như sau:

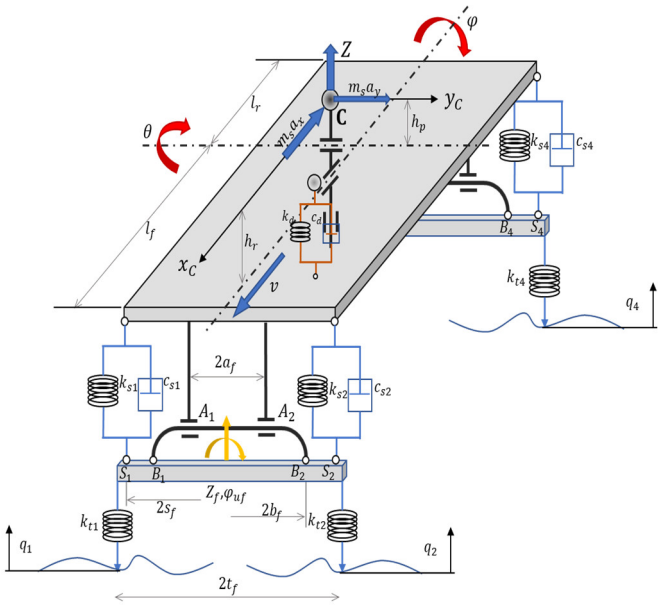
$$A = \begin{bmatrix} \dfrac{-(C_f + C_r)\mu}{m_v v_o} & \dfrac{(C_r l_r - C_f l_f)\mu}{m_v v_o^2} - 1 \\ \dfrac{(C_r l_r - C_f l_f)\mu}{J_v} & \dfrac{-(C_r l_r^2 + C_f l_f^2)\mu}{J_v v_o} \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} \dfrac{1}{m_v . v_o} & \dfrac{C_f . \mu}{m_v . v_o} \\ \dfrac{l_a}{J_v} & \dfrac{C_f . l_f . \mu}{J_v} \end{bmatrix}; \; C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \; D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

2.2. Mô hình dao động trong không gian

Mô hình dao động của ô tô tải trong không gian có xét đến dao động của người lái có thể được xây dựng như mô tả trên hình 2. Trong mô hình, người lái và ghế ngồi được xem như là một chất điểm có khối lượng m_d liên kết với thân ô tô qua phần tử đàn hồi có độ cứng c_d và phần tử giảm chấn có hệ số cản k_d. Thân ô tô có khối lượng m_s và các mô men quán tính khối lượng J_x, J_y. Đặc trưng quán tính của cầu trước và cầu sau là khối lượng m_{uf}, m_{ur} và mô men quán tính khối lượng J_{uf}, J_{ur}. Hệ thống treo phụ thuộc có hệ số cản k_{si} và độ cứng c_{si} liên kết các cầu ô tô với thân ô tô. Tác dụng của thanh ổn định phía trước và phía sau được đặc trưng bằng độ cứng chống xoắn c_{af} và c_{ar}. Liên kết giữa các cầu với mặt đường được thực hiện thông qua các bánh ô tô có độ cứng c_{ui}. Các bánh ô tô luôn tiếp xúc với mặt đường có biên độ mấp mô tương ứng q_i (i = 1, 2, 3, 4).

Dựa trên nguyên lý d'Alembert, tách liên kết giữa thân ô tô với ghế lái và các cầu, xét cân bằng của các vật thể sau khi bổ sung các thành phần lực quán tính và lực liên kết ta có thể nhận được hệ phương trình dao động tương ứng với 8 bậc tự do.



Hình 2. Mô hình dao động của ôtô tải trong không gian

Phương trình biểu diễn dao động của người lái:

$$m_d\ddot{Z}_d = -F_d \quad (10)$$

Phương trình biểu diễn dao động của khối lượng được treo:

$$m_s\ddot{Z} = -\sum_{i=1}^{4} F_{si} + F_d \quad (11)$$

Phương trình biểu diễn dao động theo trục lắc ngang:

$$\left(J_x + m_s h_r^2\right)\ddot{\Phi} = -\sum_{i=1}^{4} F_{si} r_{syi} + M_{af} + M_{ar} + F_d r_{yd} + m_s a_y h_r \quad (12)$$

Phương trình biểu diễn dao động theo trục lắc dọc:

$$\left(J_y + m_s h_p^2\right)\ddot{\Theta} = \sum_{i=1}^{4} F_{si} r_{sxi} - F_d r_{xd} - m_s a_x h_p \quad (13)$$

Phương trình biểu diễn dao động của cầu trước:

$$m_{uf}\ddot{Z}_{uf} = \sum_{i=1}^{2}\left(F_{si} - F_{ui}\right) \quad (14)$$

Phương trình biểu diễn dao động của cầu sau:

$$m_{ur}\ddot{Z}_{ur} = \sum_{i=3}^{4}\left(F_{si} - F_{ui}\right) \quad (15)$$

Phương trình biểu diễn góc lắc của cầu trước:

$$J_{uf}\ddot{\Phi}_{uf} = \sum_{i=1}^{2} F_{si} r_{syi} - \sum_{i=1}^{2} F_{ui} r_{uyi} + M_{af} \quad (16)$$

Phương trình biểu diễn góc lắc của cầu sau:

$$J_{ur}\ddot{\Phi}_{ur} = \sum_{i=3}^{4} F_{si} r_{syi} - \sum_{i=3}^{4} F_{ui} r_{uyi} + M_{ar} \quad (17)$$

với F_d biểu diễn lực liên kết giữa ghế lái và thân ô tô, F_{si} và F_{ui} biểu diễn lực liên kết của hệ thống treo tại vị trí bánh ô tô thứ i và lực liên kết giữa các bánh ô tô thứ i với mặt đường (i = 1, 2, 3, 4); M_{af} và M_{ar} biểu diễn mô men chống lắc sinh ra do hệ thống ổn định ngang ở cầu trước và cầu sau; r_s và r_u là tọa độ của các điểm đặt lực được cho trong bảng 1.

Bảng 1. Tọa độ của các điểm đặt lực

Tọa độ	i	r_{sxi}	r_{syi}	r_{uxi}	r_{uyi}
Bánh trước trái	1	l_f	s_f	l_f	t_f
Bánh trước phải	2	l_f	$-s_f$	l_f	$-t_f$
Bánh sau trái	3	$-l_r$	s_r	$-l_r$	t_r
Bánh sau phải	4	$-l_r$	$-s_r$	$-l_r$	$-t_r$

Từ phương trình không gian trạng thái tổng quát (9), các vector và ma trận của hệ dao động ô tô tải trong không gian trên hình 2 được xác định như sau:

- Đo được vector trạng thái của hệ thống với các tín hiệu:

$$x = \left[Z_s \;\; \varphi \;\; \theta \;\; Z_{uf} \;\; \varphi_{uf} \;\; Z_{ur} \;\; \varphi_{ur} \;\; \dot{Z}_s \;\; \dot{\varphi} \;\; \dot{\theta} \;\; \dot{Z}_{uf} \;\; \dot{\varphi}_{uf} \;\; \dot{Z}_{ur} \;\; \dot{\varphi}_{ur}\right]^T$$

- Đầu vào điều khiển quá trình chuyển động của hệ:

$$u = \left[q_1 \;\; q_2 \;\; q_3 \;\; q_4\right]^T$$

- Ma trận trạng thái A của hệ thống được biểu diễn như sau: $A = \left[A_1 \;\; A_2\right]^T$

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0&0&0&0&0&0&0&1&0&0&0&0&0&0\\ 0&0&0&0&0&0&0&0&1&0&0&0&0&0\\ 0&0&0&0&0&0&0&0&0&1&0&0&0&0\\ 0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&1&0&0&0\\ 0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&1&0&0\\ 0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&1&0\\ 0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&0&1 \end{bmatrix}$$

Ta đặt:

$$A_2 = \left[A_2^1 \;\; A_2^2 \;\; A_2^3 \;\; A_2^4 \;\; A_2^5 \;\; A_2^6 \;\; A_2^7 \;\; A_2^8 \;\; A_2^9 \;\; A_2^{10} \;\; A_2^{11} \;\; A_2^{12} \;\; A_2^{13} \;\; A_2^{14}\right]^T$$

$$A_2^1 = \begin{bmatrix} \left(-k_{s1} - k_{s2} - k_{s3} - k_{s4}\right)/m_s \\ \left(-s_f k_{s1} - s_r k_{s3} + s_f k_{s2} + s_r k_{s4}\right)/\left(J_x + m_s h_r^{\,2}\right) \\ \left(-l_f k_{s1} - l_f k_{s2} + l_r k_{s3} + l_r k_{s4}\right)/\left(J_y + m_s h_p^{\,2}\right) \\ \left(k_{s1} + k_{s2}\right)/m_{uf} \\ \left(-s_f k_{s2} + s_f k_{s1}\right)/J_{uf} \\ \left(k_{s3} + k_{s4}\right)/m_{ur} \\ \left(s_r k_{s3} - s_r k_{s4}\right)/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^2 = \begin{bmatrix} \left(-k_{s1}s_f + k_{s2}s_f - k_{s3}s_r + k_{s4}s_r\right)/m_s \\ \left(-s_f^{\,2}k_{s1} - s_r^{\,2}k_{s3} - s_f^{\,2}k_{s2} - s_r^{\,2}k_{s4} - c_{am1} - c_{am2}\right)/\left(J_x + m_s h_r^{\,2}\right) \\ \left(-l_f k_{s1}s_f + l_f k_{s2}s_f + l_r k_{s3}s_r - l_r k_{s4}s_r\right)/\left(J_y + m_s h_p^{\,2}\right) \\ \left(k_{s1}s_f - k_{s2}s_f\right)/m_{uf} \\ \left(s_f^{\,2}k_{s2} + s_f^{\,2}k_{s1} + c_{am1}\right)/J_{uf} \\ \left(k_{s3}s_r - k_{s4}s_r\right)/m_{ur} \\ \left(s_r^{\,2}k_{s3} + s_r^{\,2}k_{s4} + c_{am2}\right)/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^3 = \begin{bmatrix} \left(-k_{s1}l_f - k_{s2}l_f + k_{s3}l_r + k_{s4}l_r\right)/m_s \\ \left(-s_f l_f k_{s1} + s_r k_{s3}l_r + s_f k_{s2}l_f - s_r k_{s4}l_r\right)/\left(J_x + m_s h_r^{\,2}\right) \\ \left(-l_f^{\,2}k_{s1} - l_f^{\,2}k_{s2} - l_r^{\,2}k_{s3} - l_r^{\,2}k_{s4}\right)/\left(J_y + m_s h_p^{\,2}\right) \\ \left(k_{s1}l_f + k_{s2}l_f\right)/m_{uf} \\ \left(-s_f k_{s2}l_f + s_f k_{s1}l_f\right)/J_{uf} \\ \left(-k_{s3}l_r - k_{s4}l_r\right)/m_{ur} \\ \left(-s_r k_{s3}l_r + s_r k_{s4}l_r\right)/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^4 = \begin{bmatrix} (k_{s1}+k_{s2})/m_s \\ (s_f k_{s1} - s_f k_{s2})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (l_f k_{s1} + l_f k_{s2})/(J_y + m_s h_p^2) \\ (-k_{t1} - k_{t2} - k_{s1} - k_{s2})/m_{uf} \\ (-t_f k_{t1} + t_f k_{t2} + s_f k_{s2} - s_f k_{s1})/J_{uf} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$A_2^9 = \begin{bmatrix} (-c_{s1}s_f + c_{s2}s_f - c_{s3}s_r + c_{s4}s_r)/m_s \\ (-s_f^2 c_{s1} - s_r^2 c_{s3} - s_f^2 c_{s2} - s_r^2 c_{s4})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (-l_f c_{s1}s_f + l_f c_{s2}s_f + l_r c_{s3}s_r -)/(J_y + m_s h_p^2) \\ (c_{s1}s_f - c_{s2}s_f)/m_{uf} \\ (s_f^2 c_{s2} + s_f^2 c_{s1})/J_{uf} \\ (c_{s3}s_r - c_{s4}s_r)/m_{ur} \\ (s_r^2 c_{s3} + s_r^2 c_{s4})/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^5 = \begin{bmatrix} (k_{s1}s_f - k_{s2}s_f)/m_s \\ (s_f^2 k_{s1} + s_f^2 k_{s2} + c_{am1})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (l_f k_{s1}s_f - l_f k_{s2}s_f)/(J_y + m_s h_p^2) \\ (-k_{t1}t_f + k_{t2}t_f - k_{s1}s_f + k_{s2}s_f)/m_{uf} \\ (-c_{am1} - t_f^2 k_{t1} - t_f^2 k_{t2} - s_f^2 k_{s2} - s_f^2 k_{s1})/J_{uf} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$A_2^{10} = \begin{bmatrix} (-c_{s1}l_f - c_{s2}l_f + c_{s3}l_r + c_{s4}l_r)/m_s \\ (-s_f c_{s1}l_f + s_r c_{s3}l_r + s_f c_{s2}l_f - s_r c_{s4}l_r)/(J_x + m_s h_r^2) \\ (-l_f^2 c_{s1} - l_f^2 c_{s2} - l_r^2 c_{s3} - l_r^2 c_{s4})/(J_y + m_s h_p^2) \\ (c_{s1}l_f + c_{s2}l_f)/m_{uf} \\ (-s_f c_{s2}l_f + s_f c_{s1}l_f)/J_{uf} \\ (-c_{s3}l_r - c_{s4}l_r)/m_{ur} \\ (-s_r c_{s3}l_r + s_r c_{s4}l_r)/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^6 = \begin{bmatrix} (k_{s3}+k_{s4})/m_s \\ (s_r k_{s3} - s_r k_{s4})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (-l_r k_{s3} - l_r k_{s4})/(J_y + m_s h_p^2) \\ 0 \\ 0 \\ (-k_{t3} - k_{t4} - k_{s3} - k_{s4})/m_{ur} \\ (-t_r k_{t3} + t_r k_{t4} - s_r k_{s3} + s_r k_{s4})/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^{11} = \begin{bmatrix} (c_{s1}+c_{s2})/m_s \\ (s_f c_{s1} - s_f c_{s2})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (l_f c_{s1} + l_f c_{s2})/(J_y + m_s h_p^2) \\ (-c_{s1} - c_{s2})/m_{uf} \\ (s_f c_{s2} - s_f c_{s1})/J_{uf} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$A_2^7 = \begin{bmatrix} (k_{s3}s_r - k_{s4}s_r)/m_s \\ (s_r^2 k_{s3} + s_r^2 k_{s4} + c_{am2})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (-l_r k_{s3}s_r + l_r k_{s4}s_r)/(J_y + m_s h_p^2) \\ 0 \\ 0 \\ (-k_{t3}t_r + k_{t4}t_r - k_{s3}s_r + k_{s4}s_r)/m_{ur} \\ (-c_{am2} - t_r^2 k_{t3} - t_r^2 k_{t4} - s_r^2 k_{s3} - s_r^2 k_{s4})/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^{12} = \begin{bmatrix} (c_{s1}s_f - c_{s2}s_f)/m_s \\ (s_f^2 c_{s1} + s_f^2 c_{s2})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (l_f c_{s1}s_f - l_f c_{s2}s_f)/(J_y + m_s h_p^2) \\ (-c_{s1}s_f + c_{s2}s_f)/m_{uf} \\ (-s_f^2 c_{s2} + s_f^2 c_{s1})/J_{uf} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$A_2^8 = \begin{bmatrix} (-c_{s1} - c_{s2} - c_{s3} - c_{s4})/m_s \\ (-s_f c_{s1} - s_r c_{s3} + s_f c_{s2} + s_r c_{s4})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (-l_f c_{s1} - l_f c_{s2} + l_r c_{s3} + l_r c_{s4})/(J_y + m_s h_p^2) \\ (c_{s1} + c_{s2})/m_{uf} \\ (-s_f c_{s2} + s_f c_{s1})/J_{uf} \\ (c_{s3} + c_{s4})/m_{ur} \\ (s_r c_{s3} - s_r c_{s4})/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^{13} = \begin{bmatrix} (c_{s3}+c_{s4})/m_s \\ (s_r c_{s3} - s_r c_{s4})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (-l_r c_{s3} - l_r c_{s4})/(J_y + m_s h_p^2) \\ 0 \\ 0 \\ (-c_{s3} - c_{s4})/m_{ur} \\ (-s_r c_{s3} + s_r c_{s4})/J_{ur} \end{bmatrix}$$

$$A_2^{14} = \begin{bmatrix} (c_{s3}s_r - c_{s4}s_r)/m_s \\ (s_r^2 c_{s3} + s_r^2 c_{s4})/(J_x + m_s h_r^2) \\ (-l_r c_{s3}s_r + l_r c_{s4}s_r)/(J_y + m_s h_p^2) \\ 0 \\ 0 \\ (-c_{s3}s_r + c_{s4}s_r)/m_{ur} \\ (-s_r^2 c_{s3} - s_r^2 c_{s4})/J_{ur} \end{bmatrix}$$

- Ma trận đầu ra B của hệ thống được biểu diễn như sau: $B = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 \end{bmatrix}^T$

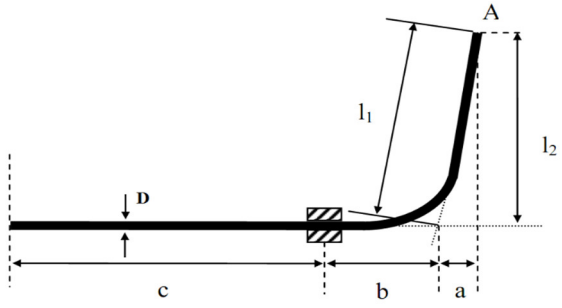
$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{t1}/m_{uf} & k_{t2}/m_{uf} & 0 & 0 \\ t_f k_{t1}/J_{uf} & -t_f k_{t2}/J_{uf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{t3}/m_{ur} & k_{t4}/m_{ur} \\ 0 & 0 & t_r k_{t3}/J_{ur} & -t_r k_{t4}/J_{ur} \end{bmatrix}$$

- Vector đầu ra được lựa chọn y = x, do vậy, ma trận đầu ra C, D của hệ thống sẽ được biểu diễn như sau: C = eye(14) và D = zeros(14,4).

2.3. Mô hình thanh ổn định ngang bị động

Thanh ổn định ngang được bố trí trên ô tô tải được thể hiện trong hình 3. Trong đó hai đầu của thanh được liên kết với hai bên bánh ô tô và hai gối cao su ở giữa được liên kết với phần khối lược được treo [9]. Mô men ổn định ngang sinh ra tại từng cầu được xác định như sau:



Hình 3. Sơ đồ nửa thanh ổn định ngang trên ô tô tải

$$\begin{aligned} M_{af} &= 4k_{af}\frac{t_A t_B}{c^2}\Phi - 4k_{af}\frac{t_A^2}{c^2}\ddot{\Phi}_{uf} \\ M_{ar} &= 4k_{ar}\frac{t_A t_B}{c^2}\Phi - 4k_{ar}\frac{t_A^2}{c^2}\ddot{\Phi}_{ur} \end{aligned} \quad (18)$$

Trong đó, t_A, t_B là một nửa khoảng cánh đến hai bánh ô tô và hai gối cao su, c là chiều dài cánh tay đòn của thanh ổn định ngang, $k_{af,}$ k_{ar} là độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trên cầu trước và cầu sau của ô tô. Các giá trị về kích thước hình học được xác định dựa trên kết cấu khung của từng loại ô tô. Trong khi đó giá trị của độ cứng chống xoắn được xác định theo phương pháp dưới đây.

Giả sử tác động lực F tại vị trí đầu A của thanh thì độ cứng chống xoắn của thanh được xác định như sau:

$$k_{af,r} = \frac{FL^2}{2f_A} \quad (19)$$

Trong đó, f_A là độ dịch chuyển của điểm A theo phương của lực F và được xác định như sau:

$$f_A = \frac{F}{2EI}\left[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c)\right] \quad (20)$$

Ở đây, L = a + b + c là nửa chiều dài của thanh ổn định ngang, I là mô men quán tính của thanh được xác định theo công thức:

$$I = \pi\frac{D^4}{64} \quad (21)$$

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

3.1. Các tiêu chí đánh giá tính ổn định ngang trên ô tô tải

Trong quá trình ô tô chuyển động, các tải trọng động đóng một vai trò quan trọng trong tính ổn định của ô tô tải. Những tải trọng này thường bắt nguồn từ các yếu tố như gia tốc, phanh, và quãng đường cong, khi đó, trọng tâm của ô tô sẽ di chuyển, gây ra sự chuyển động của trọng tâm trên cả chiều dọc và ngang của ô tô. Điều này làm thay đổi phân bổ tải trọng của ô tô ở điểm tiếp xúc giữa các bánh ô tô với mặt đường. Các lực động tại bánh ô tô được xác định theo công thức (22) với $F_{zt1,2,3,4}$ là tải trọng tĩnh tác dụng lên các bánh ô tô, $\Delta F_{1,2,3,4}$ là độ biến thiên tải trọng khi có sự thay đổi trọng tâm ô tô lực tác động lên ô tô.

$$F_{z1,2,3,4} = F_{zt1,2,3,4} + \Delta F_{1,2,3,4} \quad (22)$$

Xuất phát từ các giá trị của tải trọng động của phương tiện tới mặt đường, hệ số chuyển tải LTR (Load Transfer Ratio) thể hiện trực quan sự thay đổi phản lực thẳng đứng

tác dụng lên bánh ô tô bên phải và bánh ô tô bên trái trên cùng một cầu khi ô tô đổi hướng chuyển động.

$$LTR_{f,r} = \frac{F_{z2,4} - F_{z1,3}}{F_{z2,4} + F_{z1,3}} \quad (23)$$

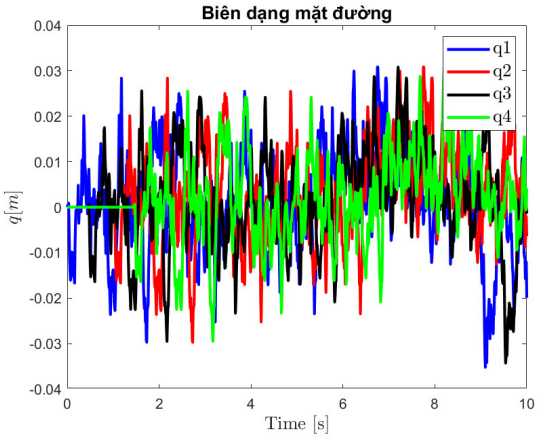
trong đó: $F_{z1,3}$, $F_{z2,4}$ lần lượt là phản lực tác dụng lên bánh ô tô bên phải và bên trái ở trục trước và trục sau của ô tô tải.

Nhằm biểu diễn độ lớn của các tiêu chí khi thay đổi độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang trên cả cầu trước và cầu sau của ô tô tải, các tác giả xem xét giá trị độ lớn của các tiêu chí lựa chọn để đánh giá tính ổn định ngang này theo công thức số (24):

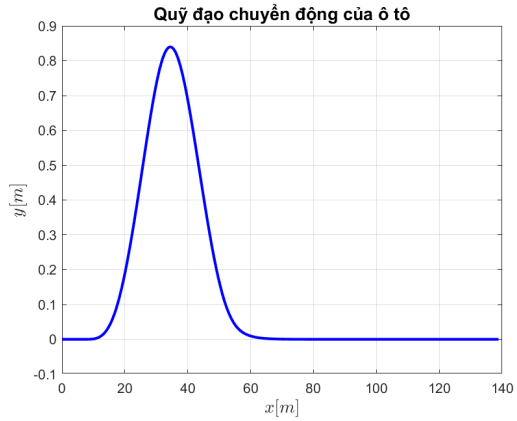
$$Value_z = \max(|t|) \quad (24)$$

3.2. Kết quả mô phỏng tính ổn định ngang của ô tô tải

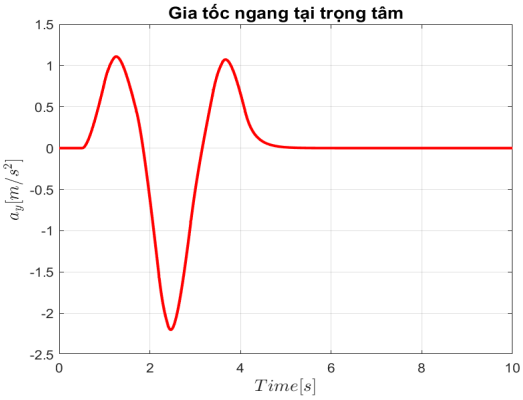
Trong phần này, các tác giả khảo sát sự thay đổi của độ cứng các thanh ổn định ngang trên hai cầu trước sau trong điều kiện ô tô tránh chướng ngại vật với vận tốc v = 50km/h, mặt đường kích thích dạng tiêu chuẩn ISO8608-2016 [17,18] với mặt đường loại C tại cả 4 bánh ô tô.



Hình 4. Kích thích mặt đường



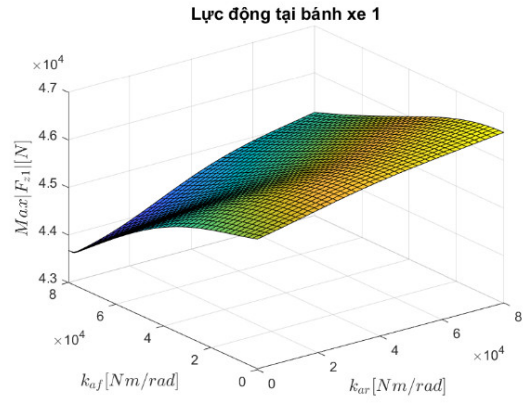
a) Quỹ đạo chuyển động của ô tô



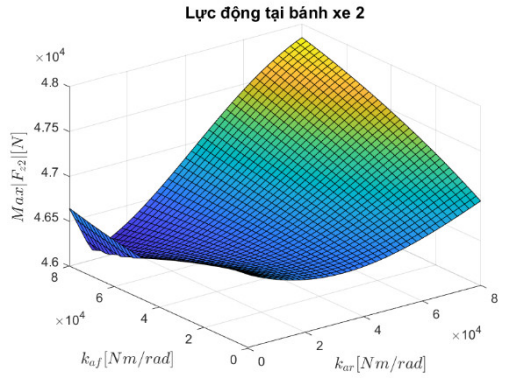
b) Gia tốc ngang tại trọng tâm ô tô

Hình 5. Quỹ đạo chuyển động của ô tô (a) và gia tốc ngang tại trọng tâm ô tô (b)

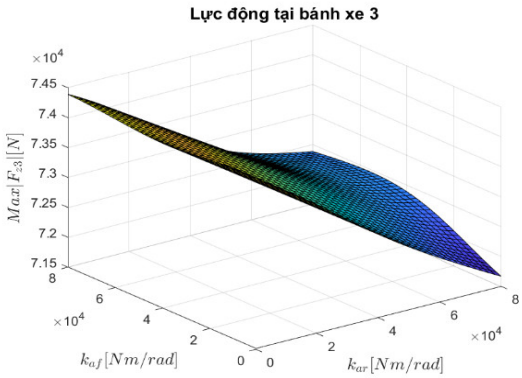
Hình 6 thể hiện kết quả mô phỏng giá trị độ lớn của lực động tại các bánh xe với mặt đường. Khi tăng độ cứng thanh ổn định ngang cầu phía trước và giữ nguyên độ cứng thanh ổn định ngang cầu phía sau thì lực động tác dụng lên bánh ô tô số 1 giảm. Khi tăng độ cứng thanh ổn định ngang phía cầu sau và giữ nguyên độ cứng thanh ổn định ngang phía trước thì lực động tác dụng lên bánh ô tô số 1 tăng. Trong trường hợp độ cứng của cả hai cùng tăng thì lực động tác dụng lên bánh ô tô số 1 có xu hướng tăng nhẹ. Tại vùng độ cứng từ 50000Nm/rad cho thanh ổn định ngang trên cầu trước thì lực động có xu hướng giảm mạnh. Khi độ cứng của cả hai thanh ổn định ngang bằng 80000Nm/rad thì lực động tác dụng lên bánh ô tô số 2 là lớn nhất khoảng 4800N. Nếu cả hai cùng giảm thì lực động của bánh ô tô số 2 giảm, tuy nhiên, nếu độ cứng của cả hai thanh ổn định ngang là 0Nm/rad thì lực động tại bánh ô tô số 2 sẽ tăng nhẹ. Ta nhận thấy sự hội tụ khi độ võng của lực động bánh ô tô số 2 đạt giá trị nhỏ nhất khi độ cứng thanh ổn định ngang trên cầu trước ở 80000Nm/rad và độ cứng thanh ổn định ngang cầu sau ở mức 20000Nm/rad.



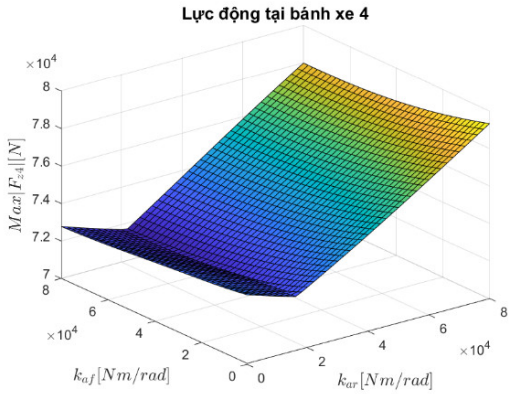
a) Lực động tại bánh ô tô số 1



b) Lực động tại bánh ô tô số 2



c) Lực động tại bánh ô tô số 3

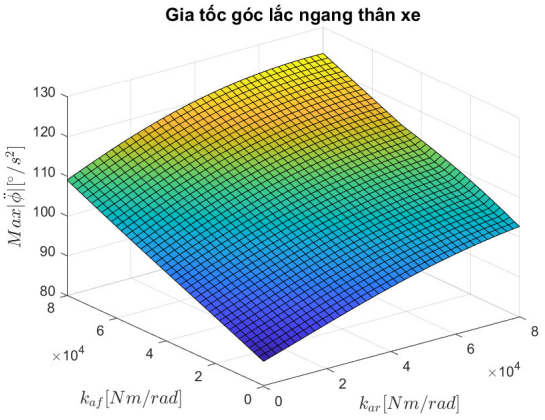


d) Lực động tại bánh ô tô số 4

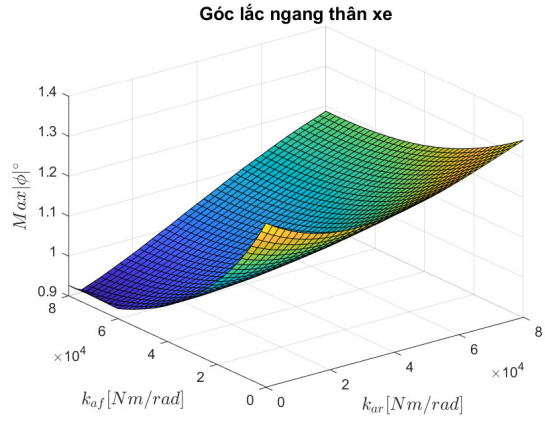
Hình 6. Lực động của ô tô tải tại các bánh ô tô

Khi càng tăng giá trị độ cứng của cả thanh ổn định ngang trên cầu trước và giữ nguyên độ cứng của thanh ổn định ngang trên cầu sau, lực động tác dụng lên bánh ô tô số 3 càng tăng. Nếu chỉ tăng độ cứng của thanh ổn định ngang trên cầu sau thì lực động của bánh ô tô số 3 tác dụng lên mặt đường càng giảm. Ở đồ thị này có sự xuất hiện về xu hướng dốc của lực động nhưng rơi vào khoảng k_{af} = 0Nm/rad và k_{ar} = 80000Nm/rad. Khi ta giữ nguyên k_{af} và tăng giá trị k_{ar} thì lực động tác dụng lên bánh ô tô số 4 càng giảm, giá trị tối ưu nhất cho tiêu chí này là khi k_{ar} = 30000Nm/rad và trong khoảng k_{af} = 30000 ÷ 45000Nm/rad.

Hình 7 thể hiện kết quả mô phỏng và đánh giá gia tốc và góc lắc ngang thân xe. Khi càng tăng độ cứng thanh ổn định ngang, gia tốc góc lắc ngang thân ô tô càng tăng, khi đạt ngưỡng khảo sát $k_{af,r}$ = 80000Nm/rad thì gia tốc góc lắc ngang thân ô tô cũng đạt ngưỡng 125°/s². Trong khi đó, giá trị góc lắc ngang thân xe càng giảm khi độ cứng thanh ổn định ngang ở cầu trước càng tăng và độ cứng của thanh ổn định ngang ở cầu sau càng giảm.



a) Gia tốc góc lắc ngang thân ô tô

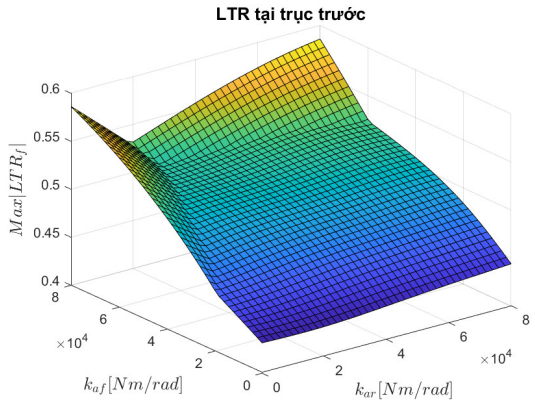


b) Góc lắc ngang thân ô tô

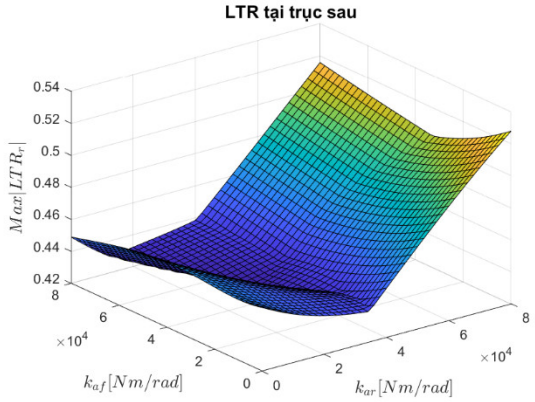
Hình 7. Gia tốc góc lắc ngang thân ô tô (a) và góc lắc ngang thân ô tô (b)

Hình 8 thể hiện kết quả mô phỏng giá trị độ lớn của hệ số chuyển tải ở hai cầu khi thay đổi độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang. Ta nhận thấy rằng giá trị lớn nhất của hệ số chuyển tải trên cầu trước nằm trong khoảng 0,4 ÷ 0,57. Khi càng tăng giá trị độ cứng của hai thanh ổn định ngang thì giá trị hệ số này càng tăng, trong trường hợp ta giữ nguyên độ cứng của thanh ổn định ngang trên cầu trước và tăng độ cứng của thanh ổn định ngang trên cầu sau thì giá trị LTR trên cầu trước có xu hướng tăng nhẹ. Trong khi đó hệ số chuyển tải ở cầu sau

có sự thanh đổi nhiều khi độ cứng thanh ổn định ngang cầu sau thay đổi.



a) Hệ số chuyển tải tại trục trước



b) Hệ số chuyển tải tại trục sau

Hình 8. Hệ số chuyển tải tại trục trước (a) và hệ số chuyển tải tại trục sau (b)

Dễ dàng thấy rằng hệ số chuyển tải trên cầu sau thì có xu hướng biến thiên hơn so với hệ số chuyển tải trên cầu trước. Khi càng tăng độ cứng cho hai thanh ổn định ngang ở hai cầu thì hệ số chuyển tải trên các cầu tăng, trong đó, nếu càng tăng giá trị độ cứng thanh ổn định ngang trên cầu sau và giữ nguyên giá trị độ cứng của thanh ổn định ngang trên cầu trước thì hệ số LTR trên cầu sau càng tăng mạnh. Độ võng của hệ số LTR trên cầu sau trong trường hợp khảo sát này hội tụ ở dải $k_{af,r} = 28000 \div 45000$Nm/rad.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã thực hiện việc đánh giá tính ổn định ngang của ô tô tải dựa trên việc khảo sát ảnh hưởng của độ cứng của thanh ổn định ngang trên cả hai cầu. Thông qua việc kết hợp mô hình ô tô tải và mô hình chuyển động một vết bánh ô tô, các tác giả đã thiết lập một phương pháp đánh giá hiệu quả. Sử dụng phần mềm Matlab/Simulink, các đặc tính ổn định ngang được đánh giá bằng các chỉ số như lực động tại mỗi bánh ô tô và gia tốc ngang tại trọng tâm của ô tô. Điều kiện giả tưởng cho mô phỏng đó là ô tô tải chuyển làn với vận tốc 50km/h với kích thích từ mặt đường dạng xung theo tiêu chuẩn ISO8608-2016 với mặt đường loại C tác dụng cả lên bốn bánh ô tô. Kết quả mô phỏng đã cho thấy giá trị độ cứng chống xoắn tối ưu của thanh ổn định ngang nằm trong khoảng từ 28000Nm/rad đến 45000Nm/rad. Điều này mở ra cơ sở cho các nghiên cứu tiếp theo nhằm tối ưu hóa độ cứng chống xoắn và các thông số vật lý của thanh ổn định ngang, nhằm nâng cao hiệu suất và đáp ứng với mọi điều kiện vận hành của ô tô tải.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi đề tài số 08/HĐCNKH Trường Đại học Công nghệ Đông Á. Nhóm tác giả xin gửi lời cám ơn tới các đồng nghiệp tại Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Đông Á; các thầy cô giáo Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải; Cục Đăng kiểm Việt Nam đã hỗ trợ các tác giả trong thời gian thực hiện nghiên cứu này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Van Tan V, Sename O, Gaspar P, Do TT, *Active Anti-Roll Bar Control Design for Heavy Vehicles*. Springer Nature Singapore, 2024. doi: 10.1007/978-981-97-1359-2.

[2]. Nguyen TA, "Development of a Fuzzy Algorithm With Multiple Inputs for the Active Stabilizer Bar to Improve Vehicle Stability When Steering," *IEEE Access,* 11:29035-29047, 2023.

[3]. Tran V, Nguyen X, Vu V, Dang T, "Rollover stability analysis of liquid tank truck taking into account the road profiles," *Journal of Applied Engineering Science,* 20(4):1133-1142. 2022.

[4]. Nguyen Cao Cuong, *Research on lateral vibrations of cars using air suspension systems*. Master Thesis, University of Transport and Communications, Hanoi, 2017.

[5]. Xu T, Wang X, "Roll Stability and Path Tracking Control Strategy Considering Driver in the Loop," *IEEE Access,* 9:46210-46222, 2021.

[6]. Jin Z, Li J, Huang Y, Khajepour A, "Study on Rollover Index and Stability for a Triaxle Bus," *Chinese Journal of Mechanical Engineering,* 32(1):64, 2019.

[7]. Vu VT, Sename O, Dugard L, Gaspar P, "H_∞ active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles: a robustness analysis," *IFAC-PapersOnLine*, 49(9):99-104, 2016.

[8]. Vu VT, Sename O, Dugard L, Gaspar P, "H_∞/LPV controller design for an active anti-roll bar system of heavy vehicles using parameter dependent weighting functions," *Heliyon,* 5(6):e01827, 2019.

[9]. Vu VT, *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system*. PhD Thesis, Grenoble INP, France, 2017.

[10]. Vu VT, "Preventing rollover phenomenon with an active anti-roll bar system using electro-hydraulic actuators: A full car model," *Journal of Applied Engineering Science*, 19(1):217-229, 2021.

[11]. Vu Van Tan, Dinh Duc Thien, Do Trong Tu, "Estimate the state of the truck using the Kalman-Bucy observer," in *Proceedings of the 1st National Scientific Conference on Dynamics and Control,* Danang, 2019.doi: 10.15625/vap.2019000265.

[12]. Moreno G, Figueroa S, Ramon B, "Stability models of heavy vehicle," *Contemporary Engineering Sciences*, 11(92):4569-4579, 2018.

[13]. Hou Y, Ahmadian M, Southward S, Tarazaga PA, Taheri S, Wang L, *Roll and Yaw Stability Evaluation of Class 8 Trucks with Single and Dual Trailers in Low-and High-speed Driving Conditions*. PhD Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2017.

[14]. Nguyen DN, Dang ND, Tran TTH, Hoang TB, Nguyen TA, "Effect of the Passive Stabilizer Bar on the Vehicle's Stability," *Modelling and Simulation in Engineering*, 2022:1-8, 2022.

[15]. Truong Manh Hung, *Research on vibrations of passenger cars using air suspension systems*. PhD Thesis, University of Transport and Communications, Hanoi, 2017.

[16]. Hung TM, "Optimal selection for an air suspension system on buses through a unique high level parameter in genetic algorithms," *Heliyon*, 8(3):e09059, 2022.

[17]. International Standard Orgainization, *ISO 8608:2016 Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data*. 2016.

[18]. International Standard Orgainization, *ISO 2631-5: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration*. 2018.

AUTHORS INFORMATION

Ngo Van Dzung[1,2], Vu Van Tan[2], Truong Manh Hung[3]

[1]Faculty of Mechanical Engineering, East Asia University of Technology, Vietnam

[2]Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, Vietnam

[3]Vietnam Register, Vietnam