

## NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA THÔNG SỐ HỆ THỐNG TREO CABIN ĐẾN ĐỘ ÊM DỊU NGƯỜI LÁI

Bùi Văn Cường<sup>1\*</sup>, Lê Xuân Long<sup>1</sup>, Vũ Trường Sơn<sup>1,2</sup>, Dương Đức Minh<sup>1,2</sup>,  
Trần Hồng Hà<sup>1,3</sup>, Hoàng Anh Tấn<sup>1</sup>

**Tóm tắt:** Dao động cabin có ảnh hưởng lớn sức khỏe cũng như làm giảm hiệu quả công việc của người lái xe trong quá trình làm việc. Để đánh giá ảnh hưởng của hệ thống treo cabin đến độ êm dịu người lái xe, một mô hình động lực học 3D của xe tải hạng nặng với 15 bậc tự do được thiết lập để mô phỏng và phân tích ảnh hưởng. Hệ phương trình động lực học của xe được thiết lập dựa trên phương pháp lý thuyết hệ nhiều vật và nguyên lý D’Alembert và phần mềm Matlab/Simulink được sử dụng để mô phỏng. Ảnh hưởng của thông số hệ thống treo cabin đến độ êm dịu người lái được phân tích theo tiêu chuẩn ISO2631-1(1997-E). Kết quả nghiên cứu không những chỉ ra được ảnh hưởng của độ cứng và hệ số cản của hệ thống treo cabin đến độ êm dịu của ghế ngồi người lái, mà còn đưa ra được vùng giá trị tối ưu của độ cứng và hệ số cản của hệ thống treo cabin xe tải hạng nặng dưới các điều kiện khai thác khác nhau.

**Từ khóa:** Xe tải hạng nặng; Hệ thống treo cabin; Độ êm dịu; Đánh giá ảnh hưởng.

### 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

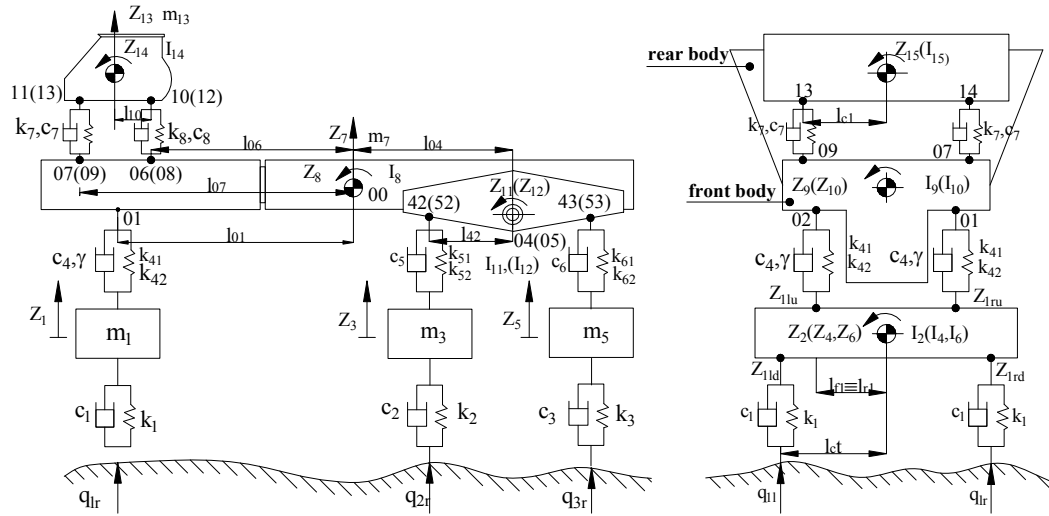
Hệ thống treo có vai trò quan trọng nhằm nâng cao độ êm dịu chuyển động, đồng thời làm giảm các tác động xấu đến mặt đường. Đối với xe tải độ êm dịu của cabin có ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu quả làm việc và sức khỏe của người lái, khi xe chuyển động các nguồn dao động được truyền từ mặt đường và động cơ lên ghế ngồi người lái thông qua hệ thống treo của cabin và ghế ngồi. Hiện nay, các nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống treo cabin xe tải hạng nặng đến độ êm dịu đã và đang được các nhà khoa học rất quan tâm nghiên cứu. Các thông số kết cấu xe tải hạng nặng như độ cứng và hệ số cản của hệ thống treo, lớp xe, cabin và ghế ngồi lần lượt được phân tích đánh giá các ảnh hưởng của chúng đến độ êm dịu chuyển động của xe [1-3, 13]. Để nâng cao độ êm dịu cũng như giảm các tác động xấu đến mặt đường, các phương pháp điều khiển hệ thống treo được áp dụng trong các tài liệu nghiên cứu [4-7, 8, 10]. Các thông số hệ thống treo bị động lần lượt được trình bày trong các nghiên cứu [8, 14, 15, 18].

Mục tiêu của nghiên cứu này, một mô hình động lực phi tuyến không gian của xe tải hạng nặng OFF-Road được thiết lập để phân tích ảnh hưởng của các thông số hệ thống treo cabin đến độ êm dịu người điều khiển. Các gia tốc bình phương trung bình của ghế ngồi người điều khiển theo phương thẳng đứng, góc lắc dọc và lắc ngang của cabin được chọn là hàm mục tiêu dựa vào tiêu chuẩn ISO2631-1(1997) [11] và các thông số thiết kế hệ thống treo cabin lần lượt được phân tích ảnh hưởng.

### 2. MÔ HÌNH DAO ĐỘNG

#### 2.1. Xây dựng mô hình dao động

Để đánh giá ảnh hưởng của các thông số hệ thống treo cabin đến độ êm dịu của ghế ngồi người lái, mô hình động lực không gian theo phương thẳng đứng của xe tải hạng nặng “Off-road” với 15 bậc tự do được thiết lập thiết lập dưới điều kiện kích thích ngẫu nhiên của mặt đường [18] và thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Mô hình dao động của ô tô tải hạng nặng 3 cầu [18].

Giải thích các ký hiệu trên hình 1::  $k_1, k_{41}, k_{42}, k_{51}, k_{52}, k_{61}, k_{62}, k_7, k_8$  lần lượt là độ cứng đặc trưng của lớp, hệ thống treo và hệ thống treo cabin ;  $c_1, c_{41}, c_{42}, c_{51}, c_{52}, c_{61}, c_{62}, c_7, c_8$  là hệ số cản đặc trưng cho lớp xe, hệ thống treo, hệ thống treo cabin;  $l_{01}, l_{04}, l_{42}, l_{43}, \dots$  là các khoảng cách tương ứng;  $m_1, m_3, m_5, \dots$  là các khối lượng không được treo;  $I$  và  $I_2, I_4, I_6, I_{11}, I_{12}, \dots$  là các momen quán tính tương ứng của khối lượng;  $Z_n, Z_{11}, Z_{12}, Z_{13}, Z_{14}, \dots$  là các chuyển vị theo phương thẳng đứng,  $q_1, q_2, q_3$  là các mấp mô mặt đường.

## 2.2. Thiết lập phương trình dao động

Để thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động của các hệ thống trên hình 1, các tác giả đã sử dụng kết hợp phương pháp hệ nhiều vật và nguyên lý D’alambert. Hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe được viết dưới đây:

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_{1ru} + F_{1lu} - F_{01} - F_{02}$$

$$I_2 \ddot{z}_2 = (F_{1ru} - F_{1lu})l_{ct} + (F_{02} - F_{01})l_{f1}$$

$$m_3 \ddot{z}_3 = F_{2ru} + F_{2lu} - F_{42} - F_{52}$$

$$I_4 \ddot{z}_4 = (F_{2ru} - F_{2lu})l_{ct} + (F_{42} - F_{52})l_{r1}$$

$$m_5 \ddot{z}_5 = F_{3ru} + F_{3lu} - F_{43} - F_{53}$$

$$I_6 \ddot{z}_6 = (F_{3ru} - F_{3lu})l_{ct} + (F_{43} - F_{53})l_{r1}$$

$$m_7 \ddot{z}_7 = F_{01} + F_{02} + F_{42} + F_{43} + F_{52} + F_{53} + F_{06} + F_{07} + F_{08} + F_{09}$$

$$I_8 \ddot{z}_8 = (F_{42} + F_{43} + F_{52} + F_{53})l_{04} - (F_{01} + F_{02})l_{01} - (F_{06} + F_{08})l_{06} - (F_{07} + F_{09})l_{07}$$

$$I_9 \ddot{z}_9 = (F_{42} + F_{43} - F_{52} - F_{53})l_{r1}$$

$$I_{10} \ddot{z}_{10} = (F_{01} - F_{02})l_{f1} + (F_{06} + F_{07} - F_{08} - F_{09})l_{c1}$$

$$I_{11} \ddot{z}_{11} = (F_{43} - F_{42})l_{42}$$

$$I_{12} \ddot{z}_{12} = (F_{53} - F_{52})l_{42}$$

$$m_{13} \ddot{z}_{13} = -(F_{06} + F_{07} + F_{08} + F_{09})$$

$$I_{14}\ddot{z}_{14} = (F_{07} + F_{09} - F_{06} - F_{08})I_{10}$$

$$I_{15}\ddot{z}_{15} = (F_{08} + F_{09} - F_{06} - F_{07})I_{c1}$$

### 2.3. Mặt đường ngẫu nhiên

Hiện nay, có nhiều phương pháp để mô tả mấp mô của mặt đường quốc lộ như đo trực tiếp hoặc theo phương pháp thống kê để xây dựng hàm số thực nghiệm. Trong nghiên cứu này các tác giả dựa vào tiêu chuẩn ISO 8068(1995) về cách phân loại các mặt đường quốc lộ (Bảng 1) để tiến hành xây dựng hàm kích thích mặt đường ngẫu nhiên. Theo tiêu chuẩn ISO mấp mô của mặt đường có mật độ phổ  $S_q(n_0)$  và được định nghĩa bằng công thức thực nghiệm:

$$S_q(n) = S_q(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-\omega}$$

trong đó,  $n$  là tần số sóng của mặt đường (chu kỳ/m),  $n_0$  là tần số mẫu (chu kỳ/m),  $S_q(n)$  là mật độ phổ chiều cao của mấp mô mặt đường ( $m^3$ /chu kỳ),  $S_q(n_0)$  là mật độ phổ tại  $n_0$  ( $m^3$ /chu kỳ),  $\omega$  là hệ số tần số được miêu tả tần số mật độ phổ của mặt đường (thường  $\omega=2$ ). Hàm mấp mô mặt đường ngẫu nhiên được giả định là quá trình ngẫu nhiên Gauss và nó được tạo ra thông qua biến ngẫu nhiên Fourier ngược:

$$q(t) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{2vn_0^2 S_q(n_0)}{f_{mid,i}^2}} \Delta f \cdot \cos(2\pi f_{mid,i} t + \phi_i)$$

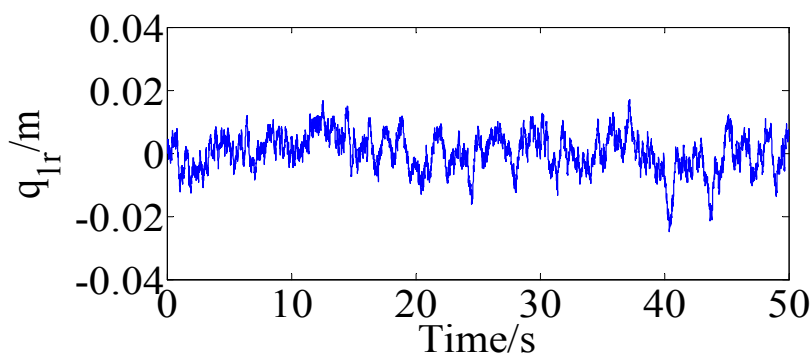
trong đó,  $f_{mid,i} = f_1 + \frac{2i-1}{2} \Delta f$  với  $i=1,2,3 \dots n$  và  $\phi_i$  là pha ngẫu nhiên phân bố  $0 \div 2\pi$ .

Căn cứ số liệu bảng 1 các loại đường được phân cấp theo tiêu chuẩn ISO với  $v=16.7m.s^{-1}$ ;  $f_1=0.5Hz$ ;  $f_2=30Hz$ ;  $n_0=0.1m^{-1}$  các tác giả đã tiến hành lập chương trình toán bằng phần mềm Matlab 7.04 để mô phỏng các hàm mấp mô ngẫu nhiên của mặt đường quốc lộ. Hình 2 thể hiện mấp mô ngẫu nhiên của mặt đường quốc lộ ISO cấp C, D, E.

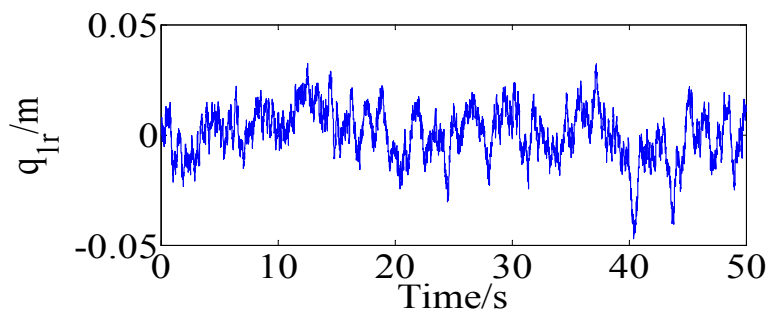
**Bảng 1.** Các loại mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068(1995).

Cấp	A	B	C	D	E
Tính trạng mặt đường	Rất tốt	Tốt	Bình thường	Xấu	Rất xấu
$S_q(n_0)$	16	64	256	1024	4096

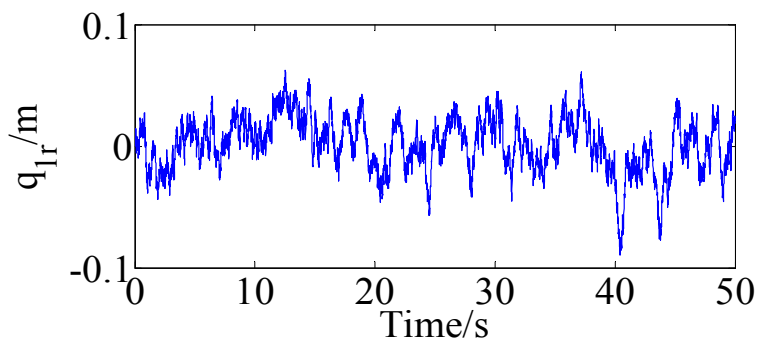
Mô phỏng mặt đường ngẫu nhiên



**Hình 2.** Mấp mô mặt đường ISO C.



**Hình 3.** Mấp mô mặt đường ISO D.



**Hình 4.** Mấp mô mặt đường ISO E.

### 3. ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU

Để đánh giá ảnh hưởng của dao động đến cơ thể người, hiệp hội tiêu chuẩn quốc tế đã đưa ra tiêu chuẩn ISO 2631-1(1997) về đánh giá ảnh hưởng dao động đến con người. Theo tiêu chuẩn này tần số dao động kích thích từ nguồn phát kính thích đến các vị trí khảo sát nằm trong khoảng từ 0.5 đến 80Hz. Để đánh giá độ êm dịu ghế ngồi người lái, các tác giả chọn chỉ tiêu đánh giá theo tiêu chuẩn ISO 2631-1(1997) và thông qua gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức:

$$a_w = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}$$

Trong đó:  $a_w$  là gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng;  $a_w(t)$  là gia tốc theo phương thẳng đứng theo thời gian ( $m/s^2$ ) và  $T$  là thời gian khảo sát(s).

Điều kiện chủ quan đánh giá độ êm dịu ô tô theo gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng dựa vào bảng 2 dưới đây:

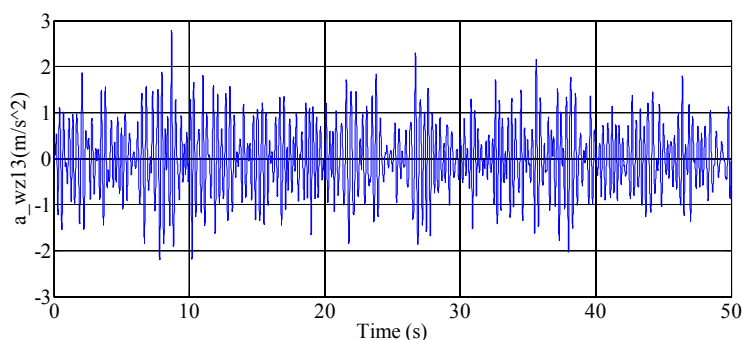
**Bảng 2.** Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1.

$a_{wz}$ giá trị ( $m^2/s$ )	Cấp êm dịu
$< 0.315 m.s^{-2}$	Thoải mái
$0.315m.s^{-2}-0.63m.s^{-2}$	Một chút khó chịu
$0.5m.s^{-2} - 1 m.s^{-2}$	Khá khó chịu
$0.8 m.s^{-2} - 1.6 m.s^{-2}$	Không thoải mái
$1.25 m.s^{-2} - 2.5 m.s^{-2}$	Rất khó chịu
$> 2 m.s^{-2}$	Cực kỳ khó chịu

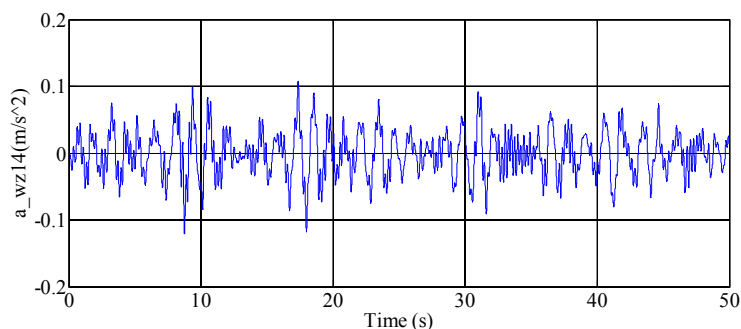
## 4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG

### 4.1. Mô phỏng

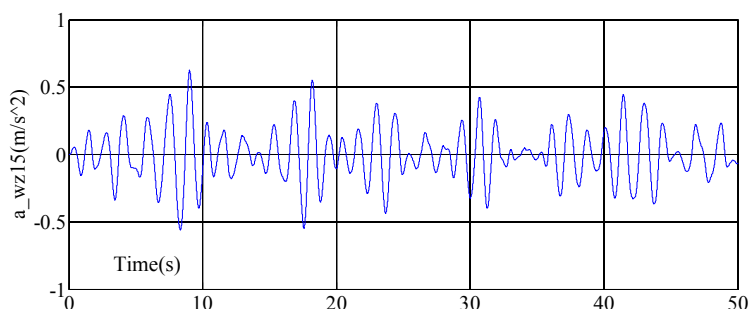
Để giải hệ phương trình trên phần mềm Matlab-Simulink 7.04 được sử dụng mô phỏng với bộ số liệu của xe tham khảo trong tài liệu[18]. Hình 5 thể hiện gia tốc theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người lái với sàn cabin khi ô tô chuyển động trên mặt đường ISO cấp C với vận tốc  $v=40\text{km/h}$ .



Hình 5. Gia tốc theo phương thẳng đứng.



Hình 6. Gia tốc góc lắc dọc.

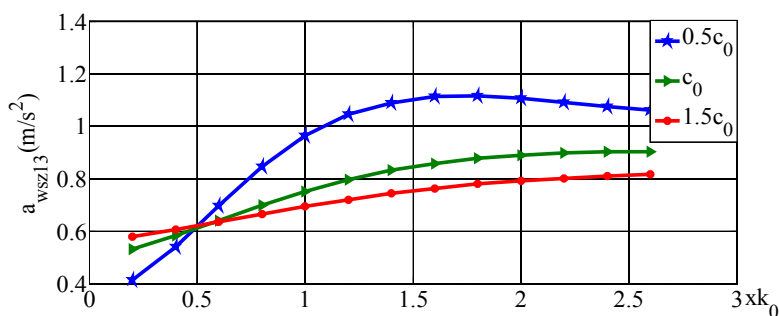


Hình 7. Gia tốc góc lắc ngang.

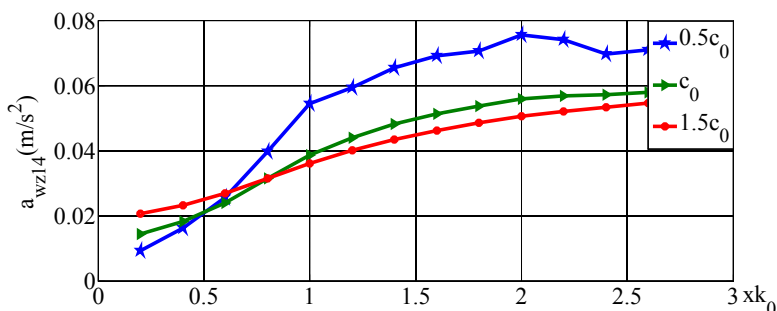
Từ hình 5, hình 6 và hình 7, chúng ta có thể xác định và thấy rằng gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người lái  $a_{wz13} = 0.7522/\text{s}^2$ , gia tốc bình phương góc lắc dọc  $a_{wz14} = 0.2025\text{m}/\text{s}^2$  và gia tốc góc lắc ngang  $a_{wz15} = 0.0387/\text{s}^2$  theo bảng 2 tiêu chuẩn ISO 2631-1 về đánh giá chủ quan thì người lái có cảm giác rất khó chịu. Hay nói cách khác là các thông số thiết kế của hệ thống treo xe, hệ thống treo cabin nguyên bản chưa phù hợp với điều kiện khai thác trên. Để đánh giá rõ hơn trong nghiên cứu này sẽ tiến hành khảo sát ảnh hưởng của thông số độ cứng và hệ số cản của hệ thống treo cabin đến độ êm dịu của người lái, từ đó đề xuất ra giá trị vùng tối ưu cho hệ thống treo cabin.

#### 4.2. Ảnh hưởng của độ cứng hệ thống treo cabin đến độ êm dịu người lái

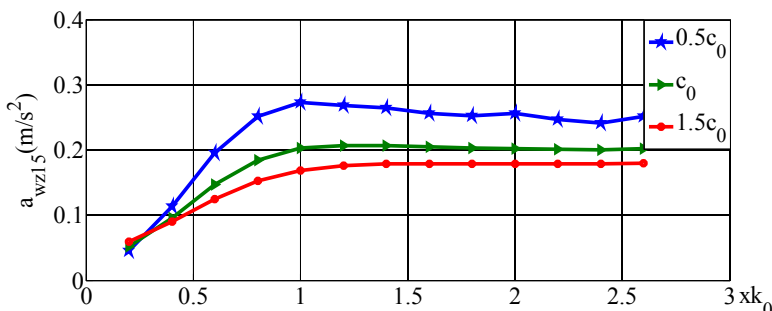
Các giá trị độ cứng hệ thống treo  $k=[0.2 \ 0.4 \ 0.6 \ 0.8 \ 1 \ 1.2 \ 1.4 \ 1.6 \ 1.8 \ 2 \ 2.2 \ 2.4 \ 2.6] \times k_0$  trong đó  $k_0=[k_7, k_8]^T$  ứng với 3 giá trị hệ số giảm chấn  $c=[0.5 \ 1 \ 1.5] \times c_0$ , trong đó,  $c_0=[c_7, c_8]^T$ , trong đó  $c_0, c_0$  là thông số của xe nguyên bản trong tài liệu [18] được chọn để đánh giá ảnh hưởng của chúng đến dao động theo phương thẳng đứng và lắc của cabin khi xe chuyển động trên đường ISO cấp C với vận tốc  $V=40\text{km/h}$ . Từ hình 8, hình 9 và hình 10 chúng ta thấy rằng giá trị độ cứng tăng dần đến các giá trị gia tốc bình phương trung bình cũng tăng theo điều đó ảnh hưởng xấu độ êm dịu của người điều khiển và để đảm bảo độ êm dịu cabin, thì giá trị độ cứng cabin  $k_c \leq 0.5 k_{c_0}$ . Từ kết quả hình 8, hình 9 và hình 10 cũng chỉ ra rằng giá trị hệ số cản của hệ thống treo cabin nhỏ cũng là nguyên nhân gây ra mật độ êm dịu của người điều khiển khi xe hoạt động.



Hình 8. Ghế ngồi người điều khiển.



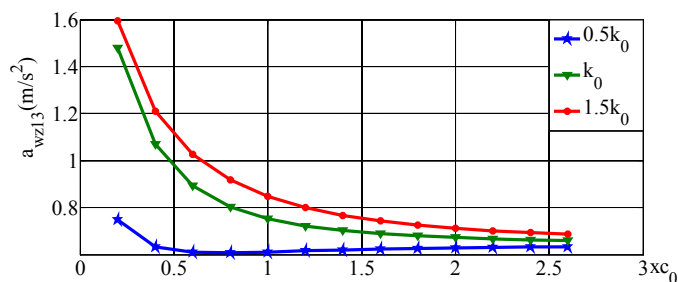
Hình 9. Góc lắc dọc cabin.



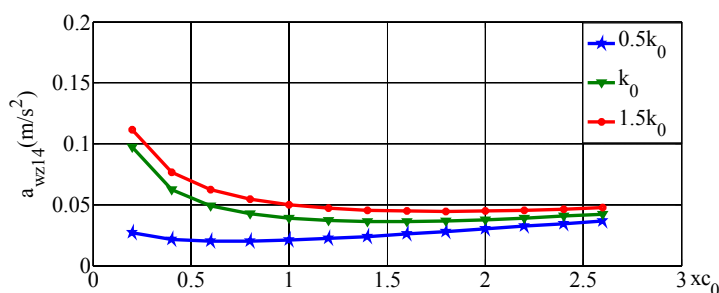
Hình 10. Góc lắc ngang cabin.

#### 4.3. Ảnh hưởng của hệ số cản hệ thống treo cabin đến độ êm dịu người lái

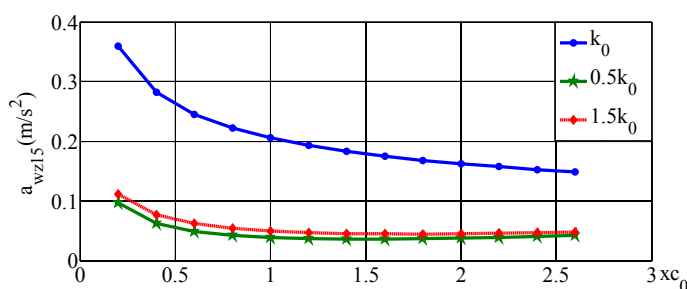
Để đánh giá ảnh hưởng của hệ số cản hệ thống treo cabin đến độ êm dịu người lái, các giá trị hệ số cản của giảm chấn  $c=[0.2 \ 0.4 \ 0.6 \ 0.8 \ 1 \ 1.2 \ 1.4 \ 1.6 \ 1.8 \ 2 \ 2.2 \ 2.4 \ 2.6] \times c_0$  trong đó  $c_0=[c_7, c_8]^T$  với 3 giá trị độ cứng của hệ thống treo  $k=[0.5 \ 1 \ 1.5] \times k_0$ , trong đó,  $k_0=[k_7, k_8]^T$ .



Hình 11. Ghế ngồi người điều khiển.



Hình 12. Góc lắc dọc cabin.



Hình 13. Góc lắc ngang cabin.

Từ hình hình 11, hình 12 và hình 13 chúng thấy rằng giá trị hệ số cản tăng dẫn đến các giá trị gia tốc bình phương trung bình giảm theo điều đó dẫn đến cải thiện được độ êm dịu của người điều khiển và khi giá trị độ cứng  $k=0.5k_0$ , thì các giá trị gia tốc bình phương trung bình của ghế ngồi và góc lắc giảm hiệu quả hệ thống treo cabin tăng (hình 11 và hình 12), tuy nhiên góc lắc ngang tăng cao (hình 13). Để nâng cao độ êm dịu của người lái, thì giá trị hệ số cản của hệ thống treo cabin  $c_0 \leq c \leq 2,5c_0$ .

## 5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, một mô hình động lực học phi tuyến không gian 15 bậc tự do với trợ giúp đặc lực của phần mềm Matlab/Simulink, các thông số thiết kế hệ thống treo cabin người lái được tìm thấy khi xe chuyển động trên mặt đường ISO loại C với vận tốc  $v=40$  km/h. Từ kết quả đó rút ra một số kết luận chính như sau:

(i) Hai thông số độ cứng và hệ thống treo cabin có ảnh hưởng đến độ êm dịu một cách rõ rệt và sự phối hợp tối ưu hai thông số này sẽ tăng độ êm dịu của người lái xe.

(ii) Để cải thiện độ êm dịu của người lái xe, thì vùng giá trị tối ưu độ cứng và số cản hệ số cản của hệ thống treo cabin  $0.4k_0 \leq k \leq 0,5k_0$  và  $c_0 \leq c \leq 2,5c_0$ .

Tối ưu hệ thống treo cabin bị động cũng như điều khiển hệ thống cabin xe tải “off-road” sẽ được nhóm tác giả tiếp tục công bố trên tạp chí khoa học.

*Lời cảm ơn:* Kinh phí cấp từ đề tài NCKH cấp cơ sở Trường Đại học KTCN, Đại học Thái Nguyên, mã số: T2016-67.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Junzhong Xia, Zongpo Ma, Shunmin Li and Xiangbi An (2012), “*Influence of Vehicle Suspension System on Ride Comfort*”, Applied Mechanics and Materials, Vol.141, pp. 319-322.
- [2]. Le Van Quynh, Zhang Jianrun, et al., “*Influence of Heavy Truck Dynamic Parameters on Ride Comfort Using a 3D Dynamic Model(2013)*”, Journal of Southeast University (Natural Science Edition), Vol. 43, pp.763-770.
- [3]. Le Van Quynh, Jianrun Zhang, Xiaobo Liu and Wang yuan (2011), “*Nonlinear dynamics model and analysis of interaction between vehicle and road surfaces for 5-axle heavy truck*”, Journal of Southeast University (Natural Science Edition), Vol. 27(4), pp.452-457.
- [4]. P. E. Uys, P. S. Els, M. (2006), “*Thoresson Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds*”, Journal of Terramechanics, Vol.44 (2007), pp.163–175.
- [5]. Yi K., Hedrick J. K. (1989), “*Active and semi-active heavy truck suspensions to reduce pavement damage*”, SAE Technical, Vol.39 (4), pp. 620–622.
- [6]. Peter Mucka (2002), “*Active suspension of a heavy-vehicle driven axle*”, Journal of Mechanical Engineering, Vol. 53, pp.342-350.
- [7]. Syabillah Sulaiman, et al.(2012), “*Groundhook Control of Semi-Active suspension For Heavy Vehicle*”, Journal of Sound & Vibration, Vol.172 (3), pp.391-411.
- [8]. Lu Sun(2002), “*Optimum design of “road-friendly vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces”*”, Applied Mathematical Modelling, Vol.26, pp. 635–652.
- [9]. Florin M. Marcu(2009), “*Semi active Cab Suspension Control for Semi-truck Applications*”, Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering, Blacksburg, Virginia.
- [10]. Haijun Xing, Shaopu Yang and Yongjun Shen(2012) “*Semi-Active Control of Vehicle Seat Suspension System with Magnetorheological Damper*”, Advanced Engineering Forum, Vols 2-3 (2012), pp1067-1070.
- [11]. ISO 2631-1 (1997), “*Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration*”, Part I: General requirements, The International Organization for Standardization.
- [12]. ISO 8068(1995), “*Mechanical vibration-Road surface profiles - reporting of measured data*”.
- [13]. Bohao Li (2006), “*3-D dyanamic modeling and simulation of a multi-degree of freedom 3-axle rigid*”, Matster thesis, University of Wollongong, 2006.
- [14]. Mahesh P. Nagarkar, Gahininath J. Vikhe patile, et al (2016), “*Optimization of nonlinear quarter car suspension–seat–driver model*”, Journal of Advanced Research, Vol.7, pp.991–1007
- [15]. Wael Abbas, Ossama B. Abouelatta, Magdy El-Azab, et al (2011), “*Optimal Seat Suspension Design Using Genetic Algorithms*”, Journal of Mechanics Engineering and Automation, Vol.1 (2011), pp.44-52
- [16]. C.H.Lewis and M.J. Griffin (2002), “*Evaluating the Vibration Isolation of Soft Seat Cushions Using an Active Anthrop dynamic Dummy*”, Journal of Sound and vibration, Vol. 253(1), pp.295-311.



- [17]. T.P. Gunston, J. Rebelle, M.J. Griffin(2004), “*A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance*”, Journal of Sound and Vibration, Vol.278, pp 117–134.
- [18]. ZOHOU Chang-feg (2007) “*Dynamics Modeling, Optimization And Experimental Reseach Of Rubber Suspension System Of Off-Road Vehicle*”, Luận văn tiến sĩ, Đại học Đông Nam, Trung Quốc.

### ABSTRACT

#### STUDY ON INFLUENCE OF PARAMETER CAB’S SUSPENSION SYSTEM ON DRIVER’S RIDE COMFORT

*Cab’s vibration has a great impact on health as well as reducing driving performance. In order to evaluate influence of parameter of cab’s suspension system on driver ride comfort, a 3D dynamic model of off-road truck with 15 degrees of freedom (DOF) is establish to simulate and analyze the impacts. The vehicle’s equation of motion is based on the theory of multiple systems and the D’Alenbert principle and Matlab/Simulink software are used to simulate. The influence of parameters of cab’s suspension system on driver ride comfort is analyzed according to with ISO2631-1 (1997-E). The study results not only show the effects of stiffness and damping coefficients of cab’s suspension system on the driver ride comfort, but also provide the optimal value ranges of stiffness and damping coefficients for truck cabin suspension system of off-road truck under different operating conditions.*

**Keywords:** Heavy vehicle; Suspension system; Ride comfort; Performance evaluation.

*Nhận bài ngày 01 tháng 7 năm 2018*

*Hoàn thiện ngày 10 tháng 9 năm 2018*

*Chấp nhận đăng ngày 20 tháng 9 năm 2018*

*Địa chỉ:* <sup>1</sup> Khoa Kỹ thuật Ô tô và Máy Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp Thái Nguyên;

<sup>2</sup> Công ty cổ phần đăng kiểm xe cơ giới giao thông Lào Cai - 2401D;

<sup>3</sup> Ban An toàn giao thông tỉnh Lào Cai.

\* Email: buivancuong1301@gmail.com.