

SO SÁNH CÁC BỘ ĐIỀU KHIỂN CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG PHI TUYẾN

COMPARISON OF CONTROLLERS FOR NONLINEAR ACTIVE SUSPENSION SYSTEM

Lê Văn Dương¹, Hoàng Ngọc Dũng¹,
Vũ Gia Hưng¹, Ngô Ánh Dương¹,
Lê Đức Thịnh¹, Nguyễn Danh Huy¹, Nguyễn Tùng Lâm^{1,*}

DOI: <https://doi.org/10.57001/huic5804.2023.054>

TÓM TẮT

Bộ điều khiển Backstepping và bộ điều khiển Sliding mode được thiết kế để điều khiển cho hệ thống treo chủ động phi tuyến. Bằng cách so sánh hiệu suất giữa các bộ điều khiển Backstepping, Sliding Mode, PID và hệ thống treo thụ động (hệ thống treo không sử dụng bộ điều khiển) để tìm ra phương pháp điều khiển tốt nhất. Các hiệu suất được xem xét đến là: sự thoải mái khi đi xe, độ bám đường, không gian treo và sự bão hòa lực. Matlab Simulink được sử dụng để mô phỏng và cho ra kết quả dưới tác động đầu vào mặt đường cho trước. Kết quả cho thấy, bộ điều khiển Sliding Mode cho kết quả tốt nhất. Sau đó là bộ điều khiển Backstepping và PID. Hệ thống treo sử dụng bộ điều khiển cho kết quả tốt hơn hẳn hệ thống treo thụ động.

Từ khóa: Hệ thống treo chủ động, điều khiển cuốn chiếu, điều khiển trượt.

ABSTRACT

Backstepping controller and Sliding Mode controller are designed to control the active nonlinear suspension system. By comparing the performance between Backstepping, Sliding Mode, PID and passive suspension (controllerless suspension) to find the best control method. Performance considerations are: ride comfort, grip, suspension space and force saturation. Matlab Simulink is used to simulate and produce results under a given pavement input. The results show that the Sliding Mode controller gives the best results. Then there are Backstepping and PID controllers. The suspension using the controller gives better results than the passive suspension.

Keywords: Active suspension, backstepping, sliding mode.

¹Trường Điện - Điện tử, Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: lam.nguyentung@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/10/2022

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 03/02/2023

Ngày chấp nhận đăng: 15/3/2023

1. GIỚI THIỆU

Hệ thống treo là hệ thống liên kết giữa thân xe và cụm trục bánh xe, giúp đảm bảo sự thoải mái và an toàn cho người ngồi trong xe. Hệ thống treo có thể được chia làm ba loại: hệ thống treo thụ động, bán chủ động và chủ động. Hệ thống treo thụ động bao gồm lò xo và bộ giảm chấn được lắp giữa thân xe và cụm trục bánh xe. Nó có ưu điểm là cơ chế đơn giản, dễ thực hiện và độ tin cậy cao, nhưng không

đủ trong việc cải thiện sự thoải mái khi đi xe hoặc bám đường vì lý do đặc tính của lò xo và giảm chấn bất biến không thể xử lý được những điều kiện mặt đường khác nhau. Hệ thống treo bán chủ động có bộ giảm chấn hoặc lò xo thay đổi, có nghĩa là hệ số giảm chấn hoặc độ cứng của lò xo có thể được điều chỉnh trong phạm vi nhất định. Do tiêu thụ năng lượng thấp và độ tin cậy cao, chúng có sẵn trong nhiều loại phương tiện sản xuất. Tuy nhiên, lực điều tiết của giảm chấn và lò xo rõ ràng bị hạn chế bởi các ràng buộc thụ động, tức là chúng chỉ có thể chống lại chuyển động tương đối và tiêu tán một cách thụ động. Điều này làm hạn chế sự cải thiện thoải mái khi đi xe mặc dù được cải thiện đáng kể so với hệ thống treo thụ động [1-4]. Do những cải tiến thích hợp của hệ thống treo chủ động có khả năng cải thiện sự thoải mái khi đi xe và khả năng bám đường, lĩnh vực nghiên cứu này vẫn hấp dẫn trong nhiều năm [5-9]. Với hệ thống treo chủ động, bộ truyền động được đặt giữa thân xe và cụm trục bánh xe, song song với các bộ phận của hệ thống treo có thể bổ sung hoặc tiêu hao năng lượng từ hệ thống, cho phép hệ thống treo kiểm soát trạng thái của xe để tăng sự thoải mái và an toàn.

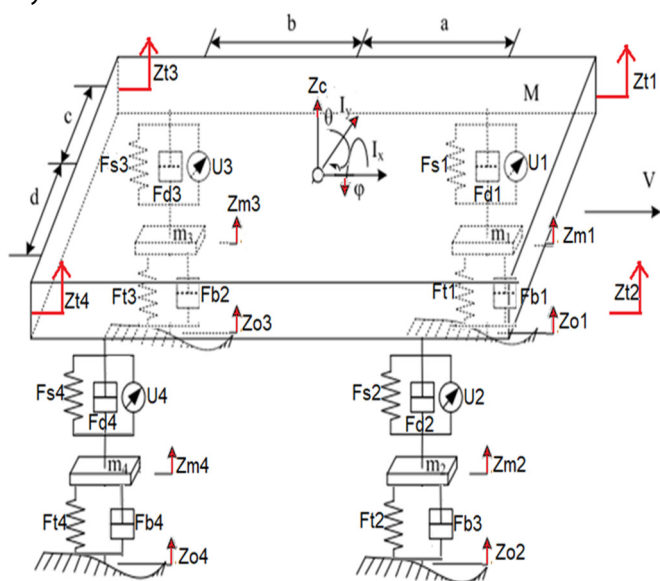
Có nhiều phương pháp điều khiển cho hệ thống này như: Sliding Mode [10, 11], Backstepping [12-14], PID, Fuzzy,... Trong các nghiên cứu [10-14], các bộ điều khiển đều cho kết quả rất tốt, nhưng các yêu cầu về hiệu suất như bám đường và độ bão hòa bộ truyền động không được xem xét.

Trong bài báo này, mô hình hệ thống treo chủ động phi tuyến được trình bày ở mục 2. Mục 3 trình bày về các bộ điều khiển. Mục 4 trình bày kết quả mô phỏng. Mục 5 rút ra kết luận.

2. MÔ HÌNH HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG PHI TUYẾN

Hệ thống treo toàn bộ xe có bảy bậc tự do gồm: ly độ của thân xe, ly độ góc của thân xe theo phương ngang và theo phương dọc, ly độ của hệ thống treo phía trước trái, trước phải, sau trái, sau phải được mô tả như hình 1. Mô hình bao gồm thân xe và bốn hệ thống treo ở các góc. Thân xe có thể dao động theo phương thẳng đứng và quay theo phương ngang và phương dọc, còn khối lượng không bung có thể dao động theo phương thẳng đứng. Hệ thống

treo giữa khối lượng bung và khối lượng không bung được mô phỏng như một bộ giảm chấn và lò xo. Còn lớp xe được mô hình như là một lò xo tuyến tính và một bộ giảm chấn tuyến tính.



Hình 1. Mô hình hệ thống treo [15]

Trong hình 1, M, I_x , I_y lần lượt là khối lượng, mô men quán tính theo trục dọc và mô men quán tính theo trục ngang của thân xe. m_1, m_2, m_3, m_4 lần lượt là khối lượng không bung ở góc trước trái, trước phải, sau trái và sau phải. F_{si}, F_{di} ($i = 1 : 4$) là lực đàn hồi và lực giảm chấn của hệ thống treo ở các góc. F_{ti}, F_{bi} ($i = 1 : 4$) là lực đàn hồi và giảm chấn của lớp xe ở các góc. Z_c là ly độ của thân xe, φ là ly độ góc của thân xe theo trục x, θ là ly độ góc của thân xe theo trục y. Z_{mi} ($i = 1 : 4$) là ly độ của khối lượng không bung ở bốn góc. Z_{ti} ($i = 1 : 4$) là ly độ theo trục z của bốn góc trên thân xe. Z_{oi} ($i = 1 : 4$) là đầu vào mặt đường đến các bánh xe liên quan. U_i ($i = 1 : 4$) là lực đầu vào điều khiển hệ thống treo.

Phương trình động lực học của mô hình xe đầy đủ được biểu diễn như sau [15]:

$$M\ddot{Z}_c = -F_z + U_z \tag{1}$$

$$I_y\ddot{\varphi} = -F_\varphi + U_\varphi \tag{2}$$

$$I_z\ddot{\theta} = -F_\theta + U_\theta \tag{3}$$

$$m_i\ddot{Z}_{mi} = F_i - F_{oi} - U_i \quad (i = 1:4) \tag{4}$$

trong đó:

$$F_z = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \tag{5}$$

$$U_z = U_1 + U_2 + U_3 + U_4$$

$$F_\varphi = -c(F_1 + F_3) + d(F_2 + F_4) \tag{6}$$

$$U_\varphi = -c(U_1 + U_3) + d(U_2 + U_4)$$

$$F_\theta = a(F_1 + F_2) - b(F_3 + F_4) \tag{7}$$

$$U_\theta = a(U_1 + U_2) - b(U_3 + U_4)$$

$$F_i = F_{si} + F_{di} \tag{8}$$

$$F_{oi} = F_{ti} + F_{bi}$$

F_{si}, F_{ti} lần lượt là lực đàn hồi của lò xo và lớp xe. F_{di}, F_{bi} lần lượt là lực giảm chấn của bộ giảm chấn và lớp xe ($i = 1 : 4$), được tính theo công thức:

$$F_{si} = k_{si}(Z_{ti} - Z_{mi}) + k_{ni}(Z_{ti} - Z_{mi})^3$$

$$F_{di} = \begin{cases} b_{ei}(\dot{Z}_{ti} - \dot{Z}_{mi}), & \text{nếu } (\dot{Z}_{ti} - \dot{Z}_{mi}) \geq 0 \\ b_{ci}(\dot{Z}_{ti} - \dot{Z}_{mi}), & \text{nếu } (\dot{Z}_{ti} - \dot{Z}_{mi}) < 0 \end{cases} \tag{9}$$

$$F_{ti} = k_{ti}(Z_{mi} - Z_{oi})$$

$$F_{bi} = b_{bi}(\dot{Z}_{mi} - \dot{Z}_{oi}) \tag{10}$$

trong đó: k_{si}, k_{ni} là hệ số đàn hồi của thành phần tuyến tính và phi tuyến của lò xo. b_{ei}, b_{ci} là hệ số giảm chấn của bộ giảm chấn khi đẩy ra và thu về. k_{ti}, b_{bi} là hệ số đàn hồi và giảm chấn của lớp xe ($i = 1 : 4$).

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN CHO HỆ THỐNG TREO

3.1. Những yêu cầu về hiệu suất của hệ thống treo

Để thiết kế bộ điều khiển, những yêu cầu về hiệu suất của hệ thống cần được quan tâm. Bốn yêu cầu chính về hiệu suất của hệ thống treo là: Sự thoải mái khi đi xe: nhiệm vụ chính của hệ thống treo là giúp ổn định chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay cũng như cô lập lực truyền cho người ngồi trên xe. Gia tốc là đại lượng đại diện cho sự thoải mái của người ngồi trên xe và cần kiểm soát nó trong giới hạn cho trước. Độ bám đường: tải động của lớp không được vượt quá tải tĩnh đối với cả bánh trước và bánh sau để đảm bảo sự bám đường của xe, được biểu diễn bởi phương trình sau:

$$\begin{cases} |D_1| = |F_{t1} + F_{b1}| < P_1, |D_2| = |F_{t2} + F_{b2}| < P_2 \\ |D_3| = |F_{t3} + F_{b3}| < P_3, |D_4| = |F_{t4} + F_{b4}| < P_4 \end{cases} \tag{11}$$

trong đó:

$$\begin{cases} P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = g(M + m_1 + m_2 + m_3 + m_4) \\ (P_1 + P_2)(a + b) = g(Mb + (m_1 + m_2)(a + b)) \\ (P_1 + P_3)(c + d) = g(Md + (m_1 + m_3)(c + d)) \end{cases} \tag{12}$$

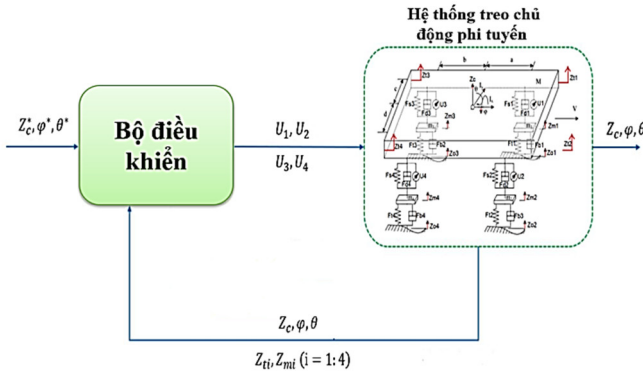
Không gian treo: do kết cấu cơ khí, không gian treo không được vượt quá giới hạn cho phép, có thể được mô tả như sau:

$$|Z_{ti} - Z_{mi}| \leq \Delta Z_{i\max}, \quad (i = 1:4) \tag{13}$$

Bảo hòa bộ truyền động: Tất cả các bộ truyền động của thiết bị cơ khí đều phải bảo hòa biên độ, tức là độ lớn lực sinh ra bởi bộ truyền động bị giới hạn.

$$|U_i(t)| \leq U_{i\max}, \quad (i = 1:4) \tag{14}$$

Hệ thống treo sẽ nhận tín hiệu đầu vào bao gồm: hai tín hiệu mặt đường và bốn tín hiệu điều khiển. Tín hiệu đầu ra của đối tượng bao gồm Z_c, φ, θ được đo lường và đưa trở lại bộ điều khiển, kết hợp với tín hiệu đặt làm đầu vào cho bộ điều khiển. Bộ điều khiển sẽ tính toán lực và truyền tới bốn cơ cấu chấp hành của hệ thống treo.



Hình 2. Sơ đồ điều khiển hệ thống treo

3.2. Thiết kế bộ điều khiển Backstepping

Bộ điều khiển Backstepping được tạo ra với mục đích giữ cho sai lệch $e_1 = Z_c - Z_c^d, e_3 = \theta - \theta^d, e_5 = \varphi - \varphi^d$ tiến về 0. Đặt các biến trạng thái: $x_1 = Z_c, x_2 = \dot{Z}_c, x_3 = \theta, x_4 = \dot{\theta}, x_5 = \varphi, x_6 = \dot{\varphi}, x_7 = Z_{m1}, x_8 = \dot{Z}_{m1}, x_9 = Z_{m2}, x_{10} = \dot{Z}_{m2}, x_{11} = Z_{m3}, x_{12} = \dot{Z}_{m3}, x_{13} = Z_{m4}, x_{14} = \dot{Z}_{m4}$. Thế các biến trạng thái vào phương trình động lực học (1) - (4), được phương trình trạng thái sau:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad \dot{x}_2 = \frac{1}{M}(-F_z + U_z) \tag{15}$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad \dot{x}_4 = \frac{1}{I_\theta}(-F_\theta + U_\theta) \tag{16}$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad \dot{x}_6 = \frac{1}{I_\varphi}(-F_\varphi + U_\varphi) \tag{17}$$

$$\dot{x}_{6+i} = x_{7+i}, (i = 1:4) \tag{18}$$

$$\dot{x}_{7+i} = \frac{1}{m_i}(F_i - F_{oi} - U_i), (i = 1:4) \tag{18}$$

Thiết kế bộ điều khiển ảo x_2^d sao cho e_1 hội tụ về 0. Đặt sai lệch dao động thân xe theo phương thẳng đứng:

$$e_1 = x_1 - x_1^d \quad e_2 = x_2 - x_2^d \tag{19}$$

Chọn bộ điều khiển ảo x_2^d để e_1 hội tụ về 0:

$$x_2^d = \dot{x}_1^d - k_1 \tanh(e_1), (k_1 > 0) \tag{20}$$

Xét hàm Lyapunov: $V_1 = \frac{1}{2}e_1^2$, đạo hàm hai vế hàm này, thu được:

$$\dot{V}_1 = e_1 e_2 - k_1 e_1 \tanh(e_1) \tag{21}$$

Nếu $e_2 = 0$, suy ra $\dot{V}_1 \leq 0$. e_1 sẽ đảm bảo hội tụ về 0. Tìm luật điều khiển U_z để sai lệch e_2 hội tụ về 0. Xét hàm Lyapunov:

$$V_2 = \frac{1}{2}e_2^2 + V_1 \tag{22}$$

Qua một vài bước biến đổi toán học đơn giản, rút ra biểu thức sau:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = & -k_1 e_1 \tanh(e_1) \\ & + e_2 \left(-\frac{1}{M}(-F_z + U_z) - \dot{x}_2^d + e_1 \right) \end{aligned} \tag{23}$$

Chọn luật điều khiển U_z từ phương trình (23):

$$U_z = F_z + M(\dot{x}_2^d - k_1(1 - \tanh(e_1))^2 e_1 - k_2 \tanh(e_2) - e_1) \tag{24}$$

Thế U_z từ phương trình (24) lại phương trình (23):

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1 \tanh(e_1) - k_2 e_2 \tanh(e_2) \leq 0 \tag{25}$$

Vậy luật điều khiển U_z thỏa mãn sai lệch e_1, e_2 hội tụ về 0. Tìm luật điều khiển U_θ, U_φ tương tự như U_z :

$$U_\theta = F_\theta + I_\theta(\dot{x}_3^d - k_3(1 - \tanh(e_3))^2 e_3 - k_4 \tanh(e_4) - e_3) \tag{26}$$

$$U_\varphi = F_\varphi + I_\varphi(\dot{x}_5^d - k_5(1 - \tanh(e_5))^2 e_5 - k_6 \tanh(e_6) - e_5) \tag{27}$$

trong đó:

$$e_3 = x_3 - x_3^d \quad e_4 = x_4 - \dot{x}_3^d + k_3 \tanh(e_3) \tag{28}$$

$$e_5 = x_5 - x_5^d \quad e_6 = x_6 - \dot{x}_5^d + k_5 \tanh(e_5) \tag{29}$$

U_1, U_2, U_3, U_4 được tính thông qua mối quan hệ với U_z, U_θ, U_φ được biểu diễn qua các phương trình sau:

$$U_z = U_1 + U_2 + U_3 + U_4 \tag{30}$$

$$U_\theta = a(U_1 + U_2) - b(U_3 + U_4) \tag{31}$$

$$U_\varphi = -c(U_1 + U_3) + d(U_2 + U_4) \tag{32}$$

3.3. Thiết kế bộ điều khiển Sliding Mode

Để thiết kế bộ điều khiển Sliding mode, phương trình trạng thái (15) - (18) vẫn được sử dụng cho mục này. Tìm luật điều khiển U_z , đặt sai lệch của thành phần dao động theo phương thẳng đứng:

$$e_1 = x_1 - x_1^d \tag{33}$$

Chọn mặt trượt:

$$s_1 = \dot{e}_1 + c_1 e_1 \tag{34}$$

Xét hàm Lyapunov: $V = \frac{1}{2}s_1^2$. Đạo hàm hai vế hàm Lyapunov, thu được:

$$\dot{V} = s_1 \dot{s}_1 = s_1(\dot{e}_1 + c_1 \dot{e}_1) \tag{35}$$

Sau một vài bước biến đổi toán học đơn giản, thu được:

$$\dot{V} = s_1 \left[\frac{1}{M}(-F_z + U_z) - \dot{x}_1^d + c_1 \dot{e}_1 \right] \tag{36}$$

Từ phương trình (36), chọn luật điều khiển U_z như sau:

$$U_z = F_z + M(\dot{x}_1^d - c_1 \dot{e}_1 - k_1 \tanh(s_1)) \tag{37}$$

Thế U_z từ phương trình (37) vào phương trình (36), thu được:

$$\dot{V} = -k_1 s_1 \tanh(s_1) < 0 \tag{38}$$

Vậy luật điều khiển U_z đảm bảo giá trị sai lệch e_1 tiến về 0. Tương tự, luật điều khiển U_θ, U_φ :

$$U_\theta = F_\theta + I_\theta(\dot{x}_3^d - c_3 \dot{e}_3 - k_3 \tanh(s_3)) \tag{39}$$

$$U_\varphi = F_\varphi + I_\varphi(\dot{x}_5^d - c_5 \dot{e}_5 - k_5 \tanh(s_5)) \tag{40}$$

trong đó:

$$e_3 = x_3 - x_3^d \quad s_3 = \dot{e}_3 + c_3 e_3 \tag{41}$$

$$e_5 = x_5 - x_5^d \quad s_5 = \dot{e}_5 + c_5 e_5 \tag{42}$$

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Thông số mô hình hệ thống treo được trình bày trong bảng 1, thông số của các bộ điều khiển được ghi ở bảng 2.

Bảng 1. Thông số mô hình hệ thống treo toàn bộ xe

Đại lượng	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng thân xe	M	1200	kg
Khối lượng không bung phía trước trái	m ₁	100	kg
Khối lượng không bung phía trước phải	m ₂	100	kg
Khối lượng không bung phía sau trái	m ₃	100	kg
Khối lượng không bung phía sau phải	m ₄	100	kg
Mô men quán tính thân xe theo trục ngang	I _θ	600	kgm ²
Mô men quán tính thân xe theo trục dọc	I _φ	300	kgm ²
Độ cứng thành phần bậc 1 của các lò xo i (i = 1 : 4)	k _{si}	15	kN/m
Độ cứng thành phần bậc 3 của các lò xo i (i = 1 : 4)	k _{ni}	1	kN/m ³
Hệ số giảm chấn của hệ thống treo i (i = 1 : 4)	b _{ei}	1500	Ns/m
Hệ số giảm chấn của hệ thống treo i (i = 1 : 4)	b _{ci}	1200	Ns/m
Độ cứng lớp xe trước trái	k _{t1}	200	kN/m
Độ cứng lớp xe trước phải	k _{t2}	200	kN/m
Độ cứng lớp xe sau trái	k _{t3}	150	kN/m
Độ cứng lớp xe sau phải	k _{t4}	150	kN/m
Hệ số giảm chấn lớp xe trước trái	b _{b1}	1500	Ns/m
Hệ số giảm chấn lớp xe trước phải	b _{b2}	1500	Ns/m
Hệ số giảm chấn lớp xe sau trái	b _{b3}	2000	Ns/m
Hệ số giảm chấn lớp xe sau phải	b _{b4}	2000	Ns/m
Khoảng cách đầu xe đến trọng tâm thân xe	a	1,2	m
Khoảng cách đuôi xe đến trọng tâm thân xe	b	1,5	m
Khoảng cách mép trái xe đến trọng tâm thân xe	c	0,75	m
Khoảng cách mép phải xe đến trọng tâm thân xe	d	0,75	m
Vận tốc xe	v	20	m/s

Bảng 2. Thông số các bộ điều khiển

Back-stepping	k ₁ = 10, k ₂ = 10	k ₃ = 10, k ₄ = 10	k ₅ = 10, k ₆ = 10
Sliding mode	k ₁ = 12, c ₁ = 12	k ₃ = 12, c ₃ = 12	k ₅ = 12, c ₅ = 12
PID	P ₁ = 10 ⁵ , I ₁ = 10 ⁴ , D ₁ = 20.10 ⁶ , N ₁ = 100	P ₂ = 10 ⁵ , I ₂ = 10 ⁵ , D ₂ = 16.10 ⁶ , N ₂ = 100	P ₃ = 1, I ₃ = 10 ⁵ , D ₃ = 8.10 ⁶ , N ₃ = 100

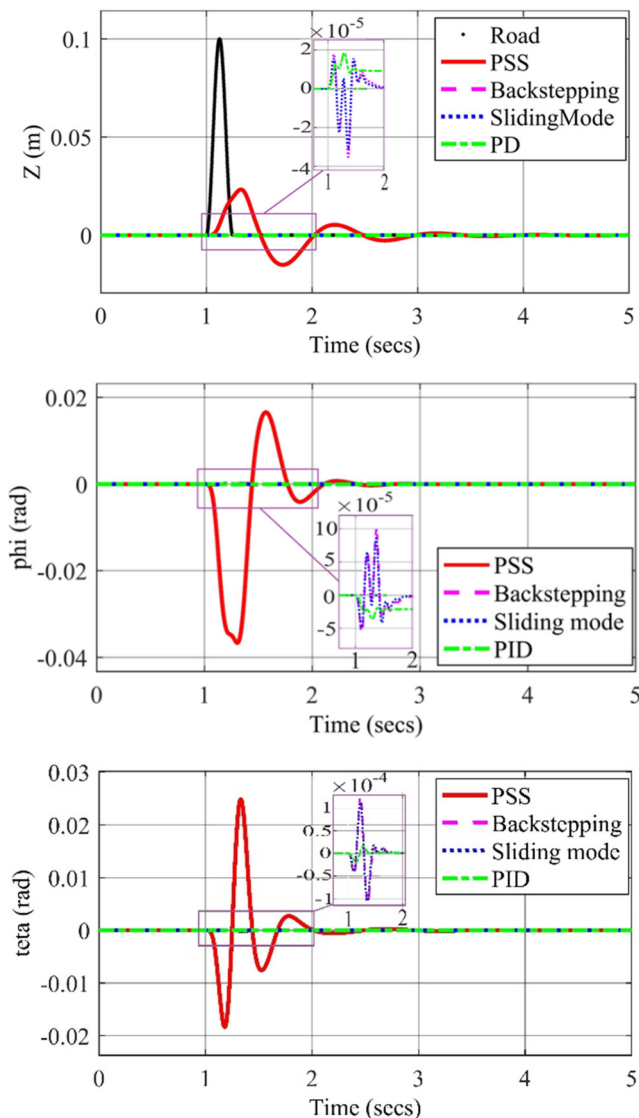
Mặt đường được mô tả như phương trình sau:

$$Z_r = \frac{A}{2} (1 - \cos(2\pi t \cdot \frac{v}{L})) \tag{43}$$

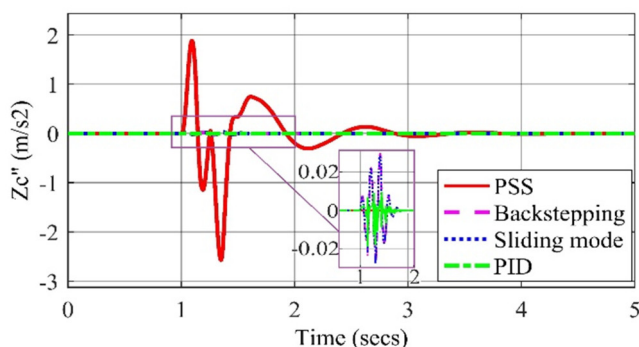
với A là biên độ đoạn đường nhấp nhô, v là vận tốc xe, L chiều dài đoạn nhấp nhô. Thông số chúng như sau: A = 0,08m, L = 5m, v = 20m/s

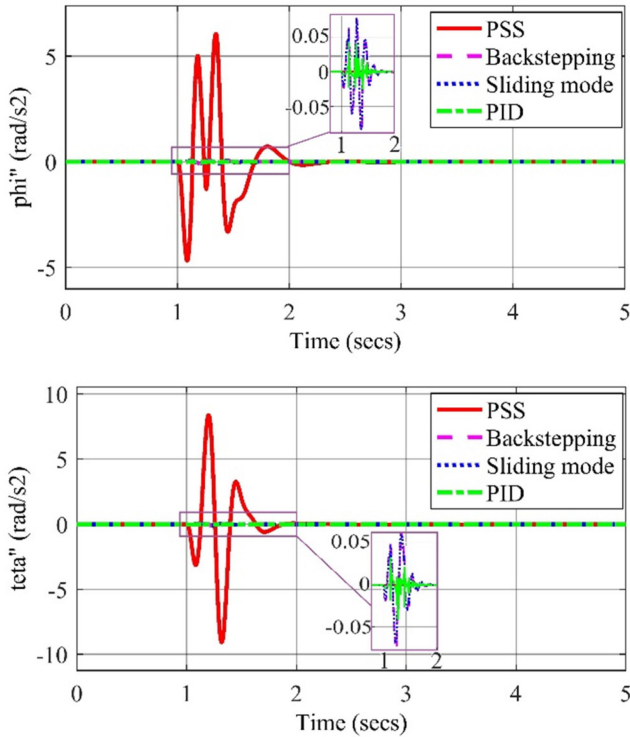
Quan sát hình 3, thời gian hội tụ về 0 của dao động theo phương thẳng đứng và dao động góc theo phương ngang sử dụng bộ điều khiển Backstepping và bộ điều khiển Sliding mode tương đương nhau. Bộ điều khiển PID cho đáp ứng về 0 chậm hơn hai bộ điều khiển Backstepping và Sliding mode. Về dạng quỹ đạo của đáp ứng đầu ra, hai bộ điều khiển Backstepping và Sliding mode dao động mạnh

hơn đáp ứng của bộ PID và hệ thống treo thụ động trước khi hội tụ về 0. Hình 4 thể hiện đáp ứng về gia tốc của thân xe khi đi qua mặt đường nhấp nhô. Gia tốc của thân xe khi sử dụng bộ điều khiển Backstepping và bộ điều khiển trượt cho kết quả tương đương nhau và lớn hơn một chút so với khi sử dụng bộ PID và không sử dụng bộ điều khiển. Qua đó thấy rằng các bộ điều khiển chưa có hiệu quả rõ rệt về phương diện cải thiện sự thoải mái cho người lái.



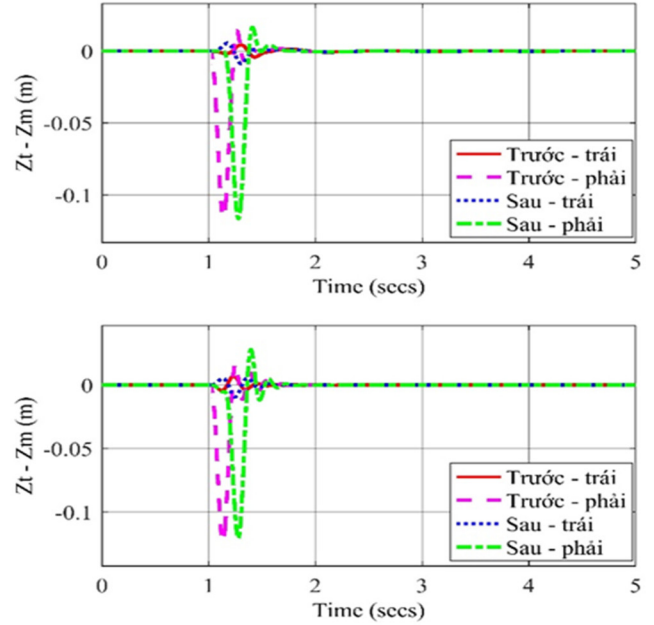
Hình 3. Dao động của thân xe





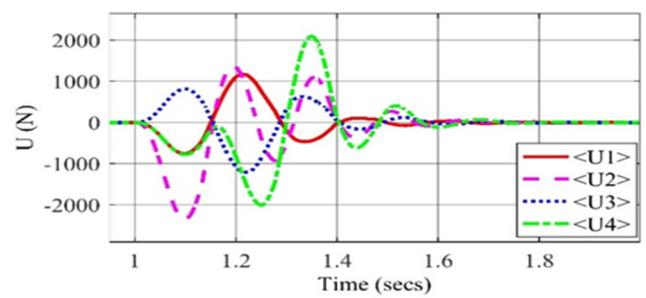
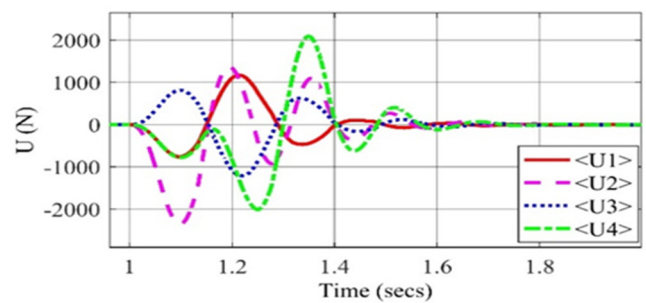
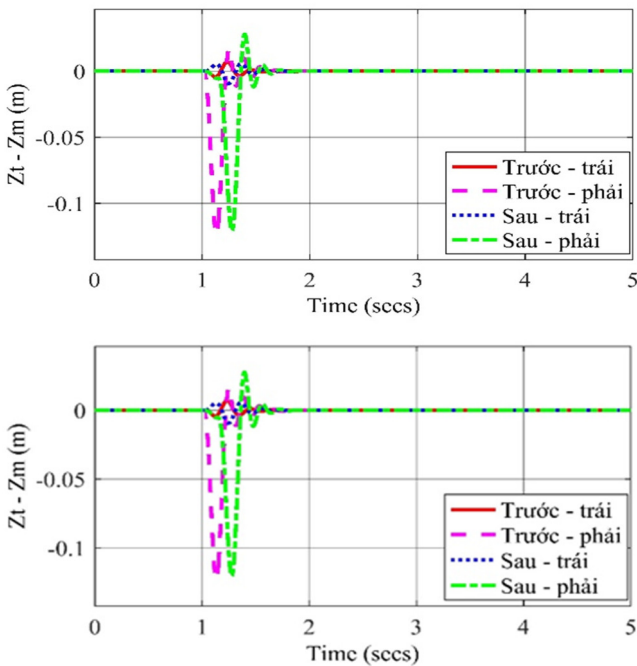
Hình 4. Gia tốc của thân xe

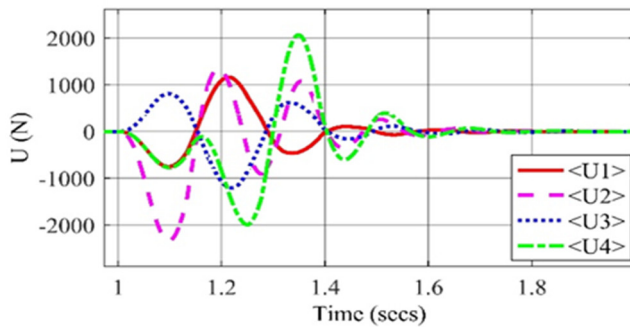
Trong hình 5 lần lượt là đồ thị biểu diễn không gian hoạt động của hệ thống treo khi sử dụng bộ điều khiển Backstepping, Sliding Mode, PID và không sử dụng bộ điều khiển. Kết quả cho thấy, không gian hoạt động của hệ thống treo trong các trường hợp không có sự khác biệt. Ngoài ra, các đồ thị đều chỉ ra rằng, không gian hoạt động của hệ thống treo ở hai bánh sau lớn hơn đáng kể so với không gian treo của hai bánh trước. Để giảm sự khác biệt này, việc tăng độ cứng lò xo và hệ số giảm chấn của bánh sau là một ý tưởng sẽ kiểm nghiệm trong tương lai.



Hình 5. Không gian hoạt động của hệ thống treo

Quan sát hình 6, hình trên bên trái, hình trên bên phải, hình dưới lần lượt là đồ thị mô tả lực điều khiển lên hệ thống treo khi đi qua đoạn đường nhấp nhô của hệ thống treo dùng bộ Backstepping, hệ thống treo dùng bộ Sliding mode và hệ thống treo sử dụng bộ PID. Một điểm chung là lực điều khiển ở hai bánh sau cao hơn hai bánh trước nhưng không quá chênh lệch. Vì vậy, cần cải thiện khả năng bám đường của bánh sau ô tô. Cơ cấu chấp hành luôn tạo ra lực trong một giá trị giới hạn cho trước. Vì vậy, khi thiết kế bộ điều khiển cần chú trọng đến điều này để chọn thông số của bộ điều khiển. Trong bài mô phỏng này, giá trị lớn nhất mà cơ cấu chấp hành có thể tạo ra là 5000N. Nhóm tác giả đề xuất sử dụng xi lanh điện thủy lực bởi sự nhỏ gọn cũng như khả năng đáp ứng lực nhanh cho cơ cấu chấp hành này [15].





Hình 6. Lực của cơ cấu chấp hành khi sử dụng các bộ điều khiển

5. KẾT LUẬN

Bộ điều khiển Backstepping và Sliding mode đã được thiết kế để tăng hiệu suất của hệ thống treo trên cả bốn phương diện: sự thoải mái khi đi xe, độ bám đường, hành trình treo và sự bão hòa lực của cơ cấu chấp hành. Kết quả mô phỏng trên Matlab Simulink cho thấy, hệ thống treo sử dụng bộ điều khiển Sliding mode và Backstepping cho kết quả tương đối giống nhau và tốt hơn hẳn so với bộ điều khiển PID về phương diện ổn định dao động và tăng sự thoải mái cho người ngồi trên xe. Với điều kiện mặt đường trong mô phỏng, các hiệu suất về độ bám đường, hành trình treo hay sự bão hòa của cơ cấu chấp hành chưa tỏ ra được sự khác nhau giữa các bộ điều khiển nhưng chúng đều được đảm bảo trong giới hạn cho phép.

Ngoài ra, các cơ cấu chấp hành để điều khiển hệ thống treo chủ động phi tuyến thường là các xy lanh thủy lực. Việc nghiên cứu mô hình xy lanh thủy lực từ đó tạo ra các bộ điều khiển để tạo ra được lực theo ý muốn là hướng phát triển tiếp theo của báo cáo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. M. Fallah, R. Bhat, W. Xie, 2012. *Optimized control of semiactive suspension systems using H_∞ robust control theory and current signal estimation*. IEEE Trans. Mechatronics, vol. 17, no.4, pp.767–778.
- [2]. V. Sankaranarayanan, M. Emekli, B. A. Gilvenc, L. Guvenc, E. S. Ozturk, E. S. Ersolmaz, I. E. Eyol, M. Sinal, 2008. *Semiactive suspension control of a light commercial vehicle*. IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 13, no. 5, pp. 598–604.
- [3]. M. Zapateiro, F. Pozo, H. Karimi, N. Luo, 2012. *Semiactive control methodologies for suspension control with magnetorheological dampers*. IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 17, no. 2, pp. 370–380.
- [4]. D. Cao, X. Song, M. Ahmadian, 2011. *Editors' perspectives: Road vehicle suspension design, dynamics, and control*. Veh. Syst. Dyn., vol. 49, no. 1/2, pp. 3–28.
- [5]. R. Amirifar, N. Sadati, 2006. *Low-order H_∞ controller design for an active suspension system via LMIs*. IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 53, no. 2, pp. 554–560.
- [6]. M. Hoque, M. Takasaki, Y. Ishino, T. Mizuno, 2006. *Development of a three-axis active vibration isolator using zero-power control*. IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 11, no. 4, pp. 462–470.

- [7]. K. Waldron, M. Abdallah, 2007. *An optimal traction control scheme for offroad operation of robotic vehicles*. IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 12, no. 2, pp. 126–133.
- [8]. B. Allotta, L. Pugi, F. Bartolini, 2008. *Design and experimental results of an active suspension system for a high-speed pantograph*. IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 13, no. 5, pp. 548–557.
- [9]. H. Karimi, 2006. *Optimal vibration control of vehicle engine-body system using haar functions*. Int. J. Control, Autom., Syst., vol. 4, no. 6, pp. 714–724.
- [10]. S. Huang, H. Chen, 2006. *Adaptive sliding controller with self-tuning fuzzy compensation for vehicle suspension control*. Mechatronics, vol. 16, pp. 607–622.
- [11]. E. Kayacan, Y. Oniz, O. Kaynak, 2009. *A grey system modeling approach for sliding-mode control of antilock braking system*. IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 56, no. 8, pp. 3244–3252.
- [12]. N. Yagiz, Y. Hacioglu, 2008. *Backstepping control of a vehicle with active suspensions*. Control Eng. Practice, vol. 16, pp. 1457–1467.
- [13]. J. Lin, C. Huang, 2004. *Nonlinear backstepping active suspension design applied to a half-car model*. Veh. Syst. Dyn., vol. 42, no. 6, pp. 473–493.
- [14]. M. Zapateiro, N. Luo, H. Karimi, J. Vehi, 2009. *Vibration control of a class of semiactive suspension system using neural network and backstepping techniques*. Mech. Syst. Signal Process.-Special Issue Inverse Problems, vol. 23, no. 6, pp. 1946–1953.
- [15]. Weichao Sun, Huijun Gao, Okyay Kaynak, 2013. *Adaptive Backstepping Control for Active Suspension Systems With Hard Constraints*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics vol. 18, no. 3, pp. 1072–1079.

AUTHORS INFORMATION

Le Van Duong, Hoang Ngoc Dung, Vu Gia Hung, Ngo Anh Duong, Le Duc Thinh, Nguyen Danh Huy, Nguyen Tung Lam

School of Electrical and Electronic Engineering, Hanoi University of Science and Technology