

ĐÁNH GIÁ TÍNH DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ SỬ DỤNG HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG Ở CẢ HAI TRỤC

ASSESSMENT OF THE HANDLING CHARACTERISTICS OF A VEHICLE EQUIPPED WITH AN ACTIVE ANTI-ROLL SYSTEM ON BOTH AXLES

ThS. **Tạ Thị Thanh Huyền**^{1,*}, ThS. **Phạm Trung Dũng**²

¹Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

²Trung tâm Khoa học Công nghệ Giao thông vận tải, Trường Đại học Giao thông vận tải

*Email: thanhhuyen@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Nghiên cứu này đánh giá tính dẫn hướng của ô tô sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động với bộ điều khiển PID. Mô hình động lực học toàn xe được xây dựng có xét đến hệ thống ổn định ngang chủ động tại cả hai trục với cơ cấu chấp hành điện – thủy lực. Bộ điều khiển PID được thiết kế dựa trên sai lệch vận tốc góc lắc ngang nhằm tạo mô men điều khiển cải thiện ổn định chuyển động. Các mô phỏng được thực hiện trong hai kịch bản điển hình gồm quay vòng đều ở vận tốc 60 km/h và đánh lái tránh chướng ngại vật ở vận tốc 120 km/h. Kết quả cho thấy hệ thống giúp giảm đáng kể góc lắc ngang và vận tốc lắc ngang thân xe, qua đó nâng cao độ ổn định chuyển động. Thông qua phân tích đồ thị pha và hệ số ổn định, hệ thống còn cho thấy khả năng đảm bảo tính dẫn hướng của ô tô.

Từ khóa: Ổn định ngang; Hệ thống ổn định ngang chủ động; Bộ điều khiển PID; Tính dẫn hướng ô tô; Động lực học ô tô.

ABSTRACT

This study evaluates the handling performance of a vehicle equipped with an Active Anti-Roll System (AARS) using a PID controller. A full-vehicle dynamic model is developed, incorporating active anti-roll systems on both axles with electro-hydraulic actuators. The PID controller is designed based on the yaw rate error to generate control moments that enhance vehicle stability. Simulations are performed under two representative driving scenarios: steady-state cornering at a speed of 60 km/h and an obstacle avoidance maneuver at 120 km/h. The results indicate that the system significantly reduces the vehicle roll angle and roll rate, thereby improving overall dynamic stability. Furthermore, through phase-plane analysis and the evaluation of the stability factor, the system demonstrates its capability to maintain and improve the vehicle's handling characteristics.

Keywords: Lateral Stability; Active Anti-Roll System; PID controller; Vehicle Handling; Vehicle Dynamics.



1. MỞ ĐẦU

Tính ổn định ngang của ô tô là một trong những chỉ tiêu quan trọng trong khai thác và sử dụng ô tô. Hiện nay có hai dạng chính là thanh ổn định ngang ô tô và hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô, như hình 1 và 2 dưới đây.



Hình 1. Hệ thống treo sử dụng thanh ổn định ngang bị động:

1. Thanh ổn định ngang; 2. Bộ phận giảm chấn và lò xo đàn hồi; 3. Đòn ngang trên; 4. Bán trục; 5. Đòn ngang dưới.



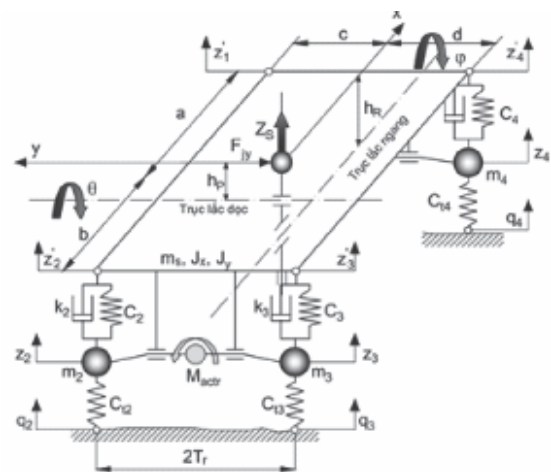
Hình 2. Hệ thống treo sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động:

1. Cơ cấu chấp hành hệ thống ổn định ngang chủ động; 2. Bộ điều khiển.

Trong những năm gần đây, hệ thống ổn định ngang chủ động đã được nghiên cứu rộng rãi nhằm nâng cao độ ổn định và giảm nguy cơ lật xe trong các điều kiện vận hành phức tạp. Các nghiên cứu đã xây dựng mô hình động lực

học toàn xe kết hợp cơ cấu chấp hành điện – thủy lực, cho phép mô phỏng chính xác dao động lắc ngang và đánh giá hiệu quả điều khiển [1], [3], [14], đồng thời tích hợp với hệ thống treo chủ động nhằm cải thiện hiệu suất tổng thể [2]. Về phương pháp điều khiển, LQR được áp dụng để tối ưu hóa ổn định ngang [13], trong khi PID và các biến thể của nó vẫn được sử dụng phổ biến nhờ tính đơn giản và hiệu quả thực tiễn [6], [15]. Ngoài ra, các phương pháp điều khiển thông minh như Fuzzy Logic cho thấy khả năng thích ứng tốt với hệ phi tuyến [7], [11]. Bên cạnh đó, các nghiên cứu thiết kế thanh ổn định cũng khẳng định ảnh hưởng trực tiếp đến tính ổn định và dẫn hướng của xe [4], [5], và hệ thống chủ động có ưu thế hơn so với hệ bị động [12]. Tuy nhiên, các nghiên cứu hiện nay chủ yếu tập trung vào ổn định ngang mà chưa làm rõ ảnh hưởng đến tính dẫn hướng, tạo ra khoảng trống nghiên cứu [9]. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả xây dựng mô hình toàn xe có hệ thống ổn định ngang chủ động tại cả hai cầu và thiết kế bộ điều khiển PID. Trên cơ sở đó, tiến hành đánh giá ảnh hưởng của hệ thống đến tính dẫn hướng thông qua các kịch bản đánh lái ở các vận tốc khác nhau.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH Ô TÔ



Hình 3. Mô hình toàn xe ô tô con có hệ thống ổn định ngang chủ động ở cả hai trục

Mô hình toàn xe ô tô con có hệ thống ổn định ngang chủ động được thể hiện như hình 3. Hệ phương trình tổng quát cho mô hình toàn xe ô tô con có hệ thống ổn định ngang chủ động

có kể tới cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực được xác định như hệ phương trình (1), các ký hiệu và giá trị các thông số được thể hiện trong bảng 1.

$$\begin{cases}
 m_s \ddot{Z}_s = c_1(Z_1 - Z'_1) + c_2(Z_2 - Z'_2) + c_3(Z_3 - Z'_3) + c_4(Z_4 - Z'_4) + k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) \\
 \quad + k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + k_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) + k_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) \\
 (I_{xx} + m_s h_R^2) \ddot{\varphi} = -dc_1(Z_1 - Z'_1) - dc_2(Z_2 - Z'_2) + cc_3(Z_3 - Z'_3) + cc_4(Z_4 - Z'_4) \\
 \quad - dk_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) - dk_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + ck_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) + ck_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) + m_s a_y h_R + A_{v1} a_{arn} P_{L1} + A_{v2} a_{arn} P_{L2} \\
 (I_{yy} + m_s h_p^2) \ddot{\theta} = -ac_1(Z_1 - Z'_1) + bc_2(Z_2 - Z'_2) + bc_3(Z_3 - Z'_3) - ac_4(Z_4 - Z'_4) \\
 \quad - ak_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) + bk_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + bk_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) - ak_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) \\
 m_1 \ddot{Z}_1 = -c_1(Z_1 - Z'_1) - k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) + c_{t1}(q_1 - Z_1)_1 - A_{v1} a_{arn} P_{L1} / d \\
 m_2 \ddot{Z}_2 = -c_2(Z_2 - Z'_2) - k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + c_{t2}(q_2 - Z_2)_2 - A_{v2} a_{arn} P_{L2} / d \\
 m_3 \ddot{Z}_3 = -c_3(Z_3 - Z'_3) - k_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) + c_{t3}(q_3 - Z_3) + A_{v2} a_{arn} P_{L2} / c \\
 m_4 \ddot{Z}_4 = -c_4(Z_4 - Z'_4) - k_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) + c_{t4}(q_4 - Z_4) + A_{v1} a_{arn} P_{L1} / c \\
 \ddot{X}_{v1} = K_v i_1 w_v^2 - 2D_v \ddot{X}_{v1} w_v - X_{v1} w_v^2 \\
 \ddot{P}_{L1} = \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_{v1} - \frac{4\beta_E}{V_t} P_{L1} (K_c + c_{l2}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \vartheta_1 + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{l1} \dot{\vartheta}_1 \\
 \ddot{\vartheta}_1 = \frac{-d_a \dot{\vartheta}_1}{J} + \frac{V_p P_{L1}}{J} + \frac{M_{ecr1}}{J} \\
 \ddot{X}_{v2} = K_v i_2 w_v^2 - 2D_v \ddot{X}_{v2} w_v - X_{v2} w_v^2 \\
 \ddot{P}_{L2} = \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_{v2} - \frac{4\beta_E}{V_t} P_{L2} (K_c + c_{l2}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \vartheta_2 + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{l1} \dot{\vartheta}_2 \\
 \ddot{\vartheta}_2 = \frac{-d_a \dot{\vartheta}_2}{J} + \frac{V_p P_{L2}}{J} + \frac{M_{ecr2}}{J} \\
 mv\dot{\beta} + (mv + \frac{aC_f - bC_r}{v})\dot{\psi} = C_f \delta - (C_f + C_r)\beta \\
 I_{zz}\ddot{\psi} = aC_f \delta - (aC_f - bC_r)\beta - \frac{(a^2 C_f + b^2 C_r)}{v} \dot{\psi}
 \end{cases} \quad (1)$$

Hệ phương trình (1) được viết dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases}
 \dot{X} = A.X + B_1.W + B_2.U \\
 Y = C.X + D_1.W + D_2.U
 \end{cases} \quad (2)$$

- Véc tơ trạng thái:

$$X = \begin{bmatrix} Z_s & \varphi & \theta & Z_1 & Z_2 & Z_3 & Z_4 & \dot{Z}_s & \dot{\varphi} & \dot{\theta} & \dot{Z}_1 & \dot{Z}_2 & \dot{Z}_3 & \dot{Z}_4 \\ X_{v1} & \dot{X}_{v1} & P_{L1} & \vartheta_1 & \dot{\vartheta}_1 & X_{v2} & \dot{X}_{v2} & P_{L2} & \vartheta_2 & \dot{\vartheta}_2 & \beta & \psi \end{bmatrix}; \quad \dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{Z}_s & \dot{\varphi} & \dot{\theta} & \dot{Z}_1 & \dot{Z}_2 & \dot{Z}_3 & \dot{Z}_4 & \ddot{Z}_s & \ddot{\varphi} & \ddot{\theta} & \ddot{Z}_1 & \ddot{Z}_2 & \ddot{Z}_3 & \ddot{Z}_4 \\ \ddot{X}_{v1} & \ddot{P}_{L1} & \ddot{\vartheta}_1 & \ddot{X}_{v2} & \ddot{P}_{L2} & \ddot{\vartheta}_2 & \ddot{\beta} & \ddot{\psi} \end{bmatrix}$$

- Véc tơ đầu ra: $Y = X$; Véc tơ kích thích bao gồm mặt đường và góc đánh lái:

$$U = [q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4 \quad \delta]^T; \quad \text{Tín hiệu điều khiển: } W = [i_1 \quad i_2]^T.$$

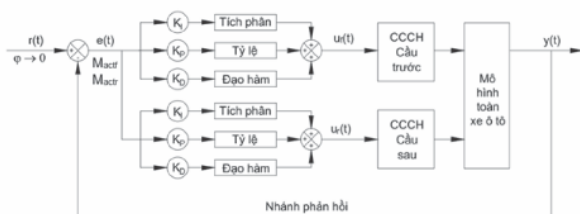


Bảng 1. Thông số của mô hình ô tô con

Ký hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
m_s	Khối lượng được treo	990,2	kg
m_1, m_4	Khối lượng không được treo bên trái, phải cầu trước	30,2	Kg
m_2, m_3	Khối lượng không được treo bên trái, phải cầu sau	49,7	Kg
I_{xx}	Mô men quán tính khối lượng được treo theo trục x	330,5	Kg.m ²
I_{yy}	Mô men quán tính khối lượng được treo theo trục y	861,8	Kg.m ²
I_{zz}	Mô men quán tính khối lượng được treo theo trục z	2192	Kg.m ²
k_1, k_4	Độ cứng lò xo bên trái, bên phải cầu trước	30000	N/m
k_2, k_3	Độ cứng lò xo bên trái, bên phải cầu sau	32500	N/m
c_1, c_4	Hệ số cản giảm chấn bên trái, phải cầu trước	1400	Ns/m
c_2, c_3	Hệ số cản giảm chấn bên trái, phải cầu sau	1400	Ns/m
a	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe phía trước	1,116	m
b	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe phía sau	1,232	m
c	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe bên trái	0,621	m
d	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe bên phải	0,621	m
k_{t1}, k_{t4}	Độ cứng lốp bên trái, phải cầu trước	181000	N/m
k_{t2}, k_{t3}	Độ cứng lốp bên trái, phải cầu sau	181000	N/m
c_f	Cánh tay đòn của thanh ổn định ngang cầu trước	0,15	m
c_r	Cánh tay đòn của thanh ổn định ngang cầu sau	0,2	m
t_{Af}	Nửa khoảng chiều dài thanh ổn định ngang cầu trước	0,6	m
t_{Ar}	Nửa khoảng chiều dài thanh ổn định ngang cầu sau	0,6	m
t_{Bf}	Chiều dài từ tâm xe tới gối đỡ cầu trước	0,3	m
t_{Br}	Chiều dài từ tâm xe tới gối đỡ cầu sau	0,3	m
h_R	Khoảng cách từ trọng tâm tới trục lắc ngang	0,1	m
h_p	Khoảng cách từ trọng tâm tới trục lắc dọc	0,2	M
k_{AOP}, k_{AOr}	Độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang cầu trước và cầu sau	798	Nm/rad

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN PID CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ CON

Trong bài báo này, các tác giả xây dựng một bộ điều khiển PID nhằm nâng cao ổn định ngang của ô tô. Tín hiệu đầu vào của bộ điều khiển là sai lệch của vận tốc góc lắc ngang thân xe và đầu ra là mô men xoắn của cơ cấu chấp hành hệ thống ổn định ngang chủ động M_{act} . Sơ đồ khối của bộ điều khiển PID được thể hiện trong hình 4.



Hình 4. Sơ đồ khối của bộ điều khiển PID và bộ điều khiển LQR

Trong đó: $u(t)$ - Tín hiệu điều khiển tác dụng vào cơ cấu chấp hành (tín hiệu đầu ra của bộ điều khiển); $y(t)$ - Tín hiệu đầu ra của hệ thống (tín hiệu đo đặc được); $r(t)$ - Tín hiệu đặt (hay tín hiệu mong muốn $y(t)$ bám theo, $y(t)$ sẽ hồi tiếp và so sánh với $r(t)$); $e(t)$ - Sai số giữa $y(t)$ và $r(t)$ ($e(t)$ sẽ được đưa vào bộ điều khiển PID và bộ điều khiển LQR, bộ điều khiển PID tùy thuộc vào $e(t)$ sẽ xuất ra giá trị $i(t)$ tương ứng tác động ngược vào hệ thống).

Bộ điều khiển PID (Proportional – Integral – Derivative Controller) là một bộ hiệu chỉnh có phản hồi nhằm làm giá trị sai lệch của một tín hiệu đang được điều khiển bằng không. Được sử dụng rộng rãi để điều khiển đối tượng SISO theo nguyên lý hồi tiếp.

Hàm truyền của bộ điều khiển PID được xác định như sau:

$$G_c(s) = \frac{K_I + K_P s + K_D s^2}{s} = K_P \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad (3)$$

Trong đó: K_I - Hệ số khuếch đại tích phân; K_P - Hệ số khuếch đại tỷ lệ; K_D - Hệ số khuếch đại vi phân.

Tín hiệu đầu ra của bộ điều khiển $u(t)$ được xác định bởi công thức:

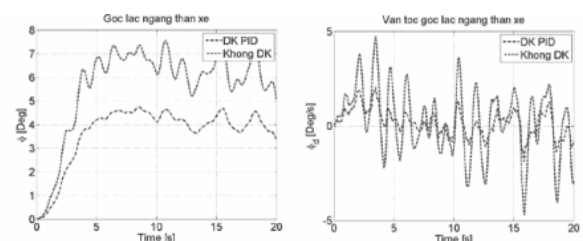
$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4)$$

Phương pháp các tác giả sử dụng để lựa chọn các thông số K_P , K_P , K_D là phương pháp sai lệch bám. Các giá trị K_P , K_P , K_D được thể hiện trong bảng 2 dưới đây:

Bảng 2. Bảng giá trị thông số K_P , K_P , K_D

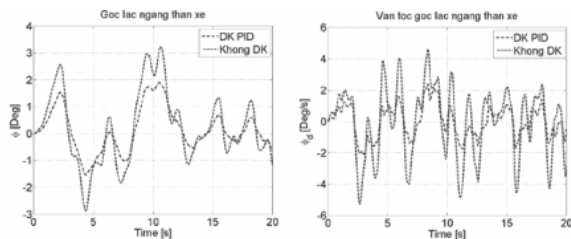
K_I	K_P	K_D
1e+16	2.5e+16	0.5e+16

Hình 5 là kết quả khảo sát góc lắc ngang thân xe ϕ và vận tốc lắc ngang thân xe $\dot{\phi}$, các tác giả thấy rằng đối với góc lắc ngang, khi có bộ điều khiển thì giá trị góc lắc ngang giảm đi 2.2° , đảm bảo góc lắc ngang nhỏ hơn $7-8^\circ$ khi so sánh với thanh ổn định ngang bị động. Song song đó, vận tốc lắc ngang thân xe khi có bộ điều khiển giảm đi $1-2$ rad/s.



Hình 5. Đáp ứng theo thời gian của góc lắc ngang thân xe ϕ (a), vận tốc góc lắc ngang thân xe $\dot{\phi}$ (b) khi xe quay vòng đều ở vận tốc 60 km/h

Hình 6 là kết quả khảo sát khi xét tới chỉ tiêu đánh giá ổn định ngang của ô tô là góc lắc ngang thân xe φ và vận tốc lắc ngang thân xe $\dot{\varphi}$, các tác giả thấy rằng đối với góc lắc ngang, khi có bộ điều khiển thì giá trị góc lắc ngang giảm đi 1.2° , vận tốc lắc ngang thân xe khi có bộ điều khiển giảm $1 \div 2$ độ/s khi so với thanh ổn định ngang bị động.



Hình 6. Đáp ứng theo thời gian của góc lắc ngang thân xe φ (a), vận tốc góc lắc ngang thân xe $\dot{\varphi}$ (b) khi xe tránh chướng ngại vật ở vận tốc 120km/h

4. ĐÁNH GIÁ TÍNH DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ SỬ DỤNG HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG CÓ BỘ ĐIỀU KHIỂN PID

4.1. Các chỉ tiêu đánh giá tính dẫn hướng của ô tô

Để đánh giá tính dẫn hướng của ô tô, tác giả dựa trên đồ thị pha giữa góc lệch thân xe và vận tốc góc lệch thân xe $(\beta - \dot{\beta})$ thường được sử dụng phổ biến, như trong công thức (5). Trong đó, $b = 24$ và $k_{\beta\dot{\beta}} = 4$ thể hiện biên giới vùng giới hạn của đồ thị pha và $\frac{\beta}{k_{\beta\dot{\beta}}}$ là nửa bề rộng vùng giới hạn ổn định. Khi mối quan hệ của góc lệch thân xe và vận tốc góc lệch thân xe vượt quá biên giới vùng giới hạn ổn định thì ô tô sẽ không đảm bảo tính dẫn hướng. Điều này đồng nghĩa với việc, nếu mối quan hệ giữa góc lệch thân xe và vận tốc góc lệch thân xe càng gần gốc tọa độ thì tính dẫn hướng của ô tô càng tốt. Tương đương với giản đồ pha này thì hệ số ổn định λ được xác định như trong công thức (6). Khi giá trị của λ vượt

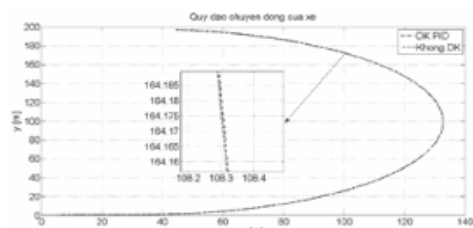
quá 1 thì ô tô không đảm bảo tính dẫn hướng, và mục tiêu là giá trị này càng nhỏ càng tốt.

$$|\dot{\beta} + k_{\beta\dot{\beta}}\beta| < b \quad (5)$$

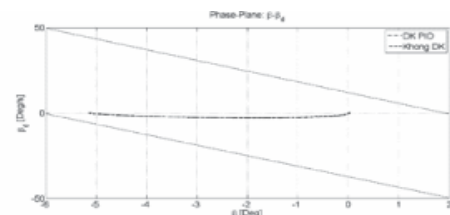
$$\lambda = |2,39\dot{\beta} + 9,55\beta| \quad (6)$$

Các tác giả tiến hành khảo sát trong hai kịch bản đánh lái là ô tô quay vòng đều ở vận tốc 60 km/h và đánh lái vượt chướng ngại vật ở vận tốc 120 km/h với ô tô sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động có bộ điều khiển PID và thanh ổn định ngang bị động.

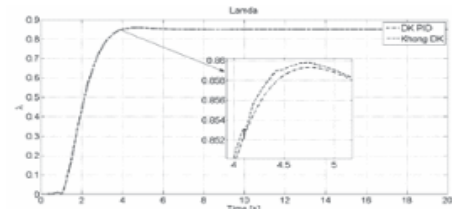
4.2. Tính dẫn hướng của ô tô khi ô tô quay vòng đều ở vận tốc 60 km/h



(a)



(b)



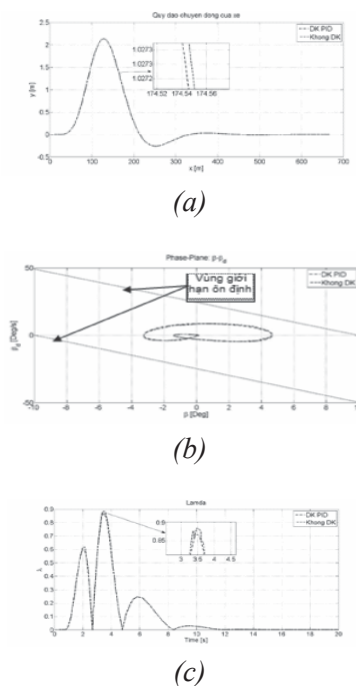
(c)

Hình 7. Tính dẫn hướng của ô tô khi quay vòng đều ở vận tốc 60 km/h:

- (a) Quỹ đạo chuyển động của ô tô theo thời gian khi quay vòng đều; (b) Đồ thị pha $\beta - \dot{\beta}$
(c) Đáp ứng theo thời gian của hệ số ổn định λ

Khảo sát trong trường hợp ô tô quay vòng với vận tốc như đã nêu, Hình 7 trình bày (a) quỹ đạo chuyển động, (b) đồ thị pha $\beta - \dot{\beta}$ và (c) đáp ứng theo thời gian của hệ số ổn định λ . Kết quả cho thấy cả hai trường hợp sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động điều khiển PID và thanh ổn định ngang bị động đều có quỹ đạo tương đương, đồ thị pha nằm trong vùng giới hạn ổn định và hệ số ổn định đều nhỏ hơn 1, đảm bảo tính dẫn hướng của xe. Tuy nhiên, khi sử dụng bộ điều khiển PID, đồ thị pha có xu hướng tiến gần hơn về gốc tọa độ so với trường hợp bị động. Đồng thời, hệ số ổn định giảm khoảng 0,12%, cho thấy khả năng cải thiện tính dẫn hướng. Mặc dù vậy, mức độ cải thiện này là không đáng kể so với hiệu quả nâng cao ổn định ngang của hệ thống.

4.3. Tính dẫn hướng của ô tô khi ô tô đánh lái tránh chướng ngại vật ở vận tốc 120 km/h



Hình 8. Tính dẫn hướng của ô tô khi tránh chướng ngại vật: (a) Quỹ đạo chuyển động của ô tô theo thời gian khi đánh lái tránh chướng ngại vật; (b) Đồ thị pha $\beta - \dot{\beta}$; (c) Đáp ứng theo thời gian của hệ số ổn định λ

Khảo sát với ô tô thực hiện vượt tránh ngại vật ở tốc độ 120 km/h, hình 8 thể hiện (a) quỹ đạo chuyển động của ô tô khi đánh lái chuyển làn để tránh chướng ngại vật ở tốc độ cao, (b) đồ thị pha $\beta - \dot{\beta}$, (c) đáp ứng theo thời gian của hệ số ổn định λ . Kết quả cho thấy cả hai cấu hình, bao gồm hệ thống ổn định ngang chủ động sử dụng bộ điều khiển PID và thanh ổn định ngang bị động, đều đảm bảo quỹ đạo chuyển động tương tự nhau. Đồng thời, trạng thái làm việc của hệ thống trong cả hai trường hợp đều nằm trong vùng ổn định, thể hiện qua đồ thị pha không vượt quá giới hạn và hệ số ổn định luôn nhỏ hơn 1. Mặc dù sự khác biệt không lớn, hệ thống sử dụng bộ điều khiển PID vẫn cho thấy xu hướng cải thiện khi quỹ đạo pha tập trung gần hơn về vùng lân cận gốc tọa độ. Giá trị hệ số ổn định cũng giảm nhẹ, khoảng 0,12% so với trường hợp bị động. Điều này cho thấy hệ thống ổn định ngang chủ động có đóng góp nhất định trong việc nâng cao tính dẫn hướng, tuy nhiên hiệu quả cải thiện vẫn còn hạn chế so với vai trò chính là tăng cường ổn định ngang của xe. Như vậy, kết quả khảo sát cho thấy bên cạnh mục tiêu chính là nâng cao độ ổn định ngang của ô tô thì hệ thống ổn định ngang chủ động cũng góp phần đảm bảo tính dẫn hướng của ô tô.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã xây dựng mô hình động lực học toàn xe có xét đến hệ thống ổn định ngang chủ động tại cả hai cầu và thiết kế bộ điều khiển PID nhằm nâng cao ổn định chuyển động. Kết quả mô phỏng trong các kịch bản quay vòng 60 km/h và tránh chướng ngại vật 120 km/h cho thấy mô men ổn định ngang do hệ thống chủ động sinh ra có biên độ nhỏ hơn và biến thiên ổn định hơn so với hệ bị động, qua đó khẳng định hiệu quả rõ rệt trong việc cải thiện ổn định ngang của ô tô. Đáng chú ý, sự gia tăng ổn định ngang này không làm suy

giảm tính dẫn hướng; ngược lại, các chỉ tiêu đánh giá cho thấy tính dẫn hướng vẫn được duy trì và có xu hướng cải thiện nhẹ, thể hiện qua sự hội tụ của đồ thị pha về gần gốc tọa độ và sự suy giảm của hệ số ổn định. Mặc dù mức cải thiện không lớn, kết quả này chứng minh bộ điều khiển PID có khả năng đảm bảo sự cân bằng giữa ổn định và khả năng điều khiển của xe. Điểm đóng góp chính của nghiên cứu là chỉ ra rằng hệ thống ổn định ngang chủ động có thể đồng thời nâng cao ổn định ngang mà không đánh đổi tính dẫn hướng, thậm chí còn cải thiện nhẹ đặc tính này, qua đó cung cấp cơ sở khoa học cho việc ứng dụng hệ thống trong thực tế. Trong tương lai, các phương pháp điều khiển tiên tiến hơn có thể được phát triển nhằm tối ưu hóa hơn nữa hiệu quả của hệ thống trong các điều kiện vận hành phức tạp. ❖

Ngày nhận bài: **25/3/2026**

Ngày phản biện: **06/4/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. V. V. Tan (2020), “Research on controlling the active anti-roll bar system of double decker buses”. *Journal of Science and Technology*, no. 56, pp. 45-52.
- [2]. V. V. Tan và N. M. Trung (2020), “A central controller design for active suspension and active anti-roll bar systems”. *Journal of Science and Technology*, no. 57, pp. 60-68.
- [3]. V. V. Tan (2021), “Preventing rollover phenomenon with an active anti-roll bar system using electro-hydraulic actuators”. *Engineering Science and Technology*, vol. 24, no. 3, pp. 789-798.
- [4]. S. S. Kelkar và cộng sự (2021), “Design and analysis of anti-roll bar system for formula student cars”. *SN Applied Sciences*, vol. 3, no. 5, pp. 1-12.
- [5]. G. Wheatley và cộng sự (2022), “Anti-roll bar design for a Formula SAE vehicle suspension”. ResearchGate, bài báo trực tuyến, pp. 1-10.
- [6]. Z. Feng và cộng sự (2022), “Feedforward PID control of full-car system with active anti-roll bar”. arXiv, bài báo trực tuyến, pp. 1-12.
- [7]. T. A. Nguyen (2023), “Fuzzy control approach for active anti-roll bars to prevent vehicle rollover”. *PLOS ONE*, vol. 18, no. 8, pp. 1-18.
- [8]. V. V. Tan và cộng sự (2023), “Assessment of passive anti-roll bars on vehicle stability”. *Journal of Science and Technology*, no. 65, pp. 70-78.
- [9]. J. Chen và cộng sự (2025), “Recent advances in roll stability control of vehicles: A review”. *Applied Sciences*, vol. 15, no. 10, pp. 1-25.
- [10]. N. Zulkarnain và cộng sự (2018), “Optimised control strategy for active anti-roll bar system”. *International Journal of Engineering & Technology*, vol. 7, no. 4, pp. 120-125.
- [11]. T. A. Nguyen (2023), “Fuzzy control for active anti-roll bar system”. *International Journal of Advanced Engineering Research*, vol. 12, no. 2, pp. 34-42.
- [12]. J. H. Paes và D. Colon (2019), “Comparison between passive and active anti-roll bars”. *Vehicle System Dynamics*, vol. 57, no. 6, pp. 890-905.
- [13]. Anonymous (2016), “Active anti-roll bar control using LQR”. *IFAC Proceedings*, vol. 49, no. 11, pp. 210-215.
- [14]. Phạm Trung Dũng và cộng sự (2022), “Xây dựng mô hình cơ cấu chấp hành của hệ thống ổn định ngang chủ động loại điện thủy lực trên ô tô con”. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, số 4, tr. 55-63.
- [15]. Phạm Trung Dũng và cộng sự (2024), “Xây dựng bộ điều khiển PID cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con”. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, số 2, tr. 40-48.