

XÂY DỰNG BỘ ĐIỀU KHIỂN PID CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ CON

PID CONTROLLER DESIGN FOR AN ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEM ON CARS

Phạm Trung Dũng^{1,*}, Nguyễn Hữu Trường¹, Vũ Văn Tấn¹,
Trương Mạnh Hùng¹, Tạ Thị Thanh Huyền¹

DOI: <http://doi.org/10.57001/hu1h5804.2024.133>

TÓM TẮT

Hệ thống ổn định ngang chủ động là một trong các giải pháp trên ô tô để nâng cao tính an toàn cho con người, phương tiện, hàng hóa. Hệ thống có thể làm tăng khả năng chống lật xe nhờ có thể liên tục tạo ra một mô men xoắn ổn định tức thời để khắc phục các mô men gây lật ngang của ô tô. Trong bài báo này các tác giả sử dụng mô hình ô tô là mô hình 1/2 ô tô con để nghiên cứu, thiết kế bộ điều khiển PID với tín hiệu kích thích từ mặt đường q_1 , q_2 và lực ly tâm theo phương ngang F_{qt} . Để đánh giá kết quả hoạt động của bộ điều khiển các tác giả đã sử dụng phần mềm chuyên dụng Matlab - Simulink, khảo sát trên miền thời gian với các chỉ tiêu đánh giá quan trọng như dịch chuyển của các bánh xe theo phương thẳng đứng, dịch chuyển thân xe, góc lắc ngang thân xe và gia tốc góc lắc ngang thân xe.

Từ khóa: Động lực học và điều khiển ô tô, hệ thống ổn định ngang chủ động, điều khiển PID, ổn định ngang, lật ngang của ô tô con.

ABSTRACT

The active anti-roll bar system is one of the solutions in cars to improve safety for users, vehicles, and goods. The system can increase the vehicle's roll stability by continuously generating a stable torque over time to avoid the effect of the car's instability moments. In this article, the authors use a half car model, to research and design a PID controller with the input signal being the road surfaces q_1 , q_2 and the vehicle's inertia force F_{qt} . To evaluate the performance of the controller, the authors used specialized software Matlab - Simulink, surveying in the time domain with important evaluation criteria such as vertical wheel displacement, vehicle body displacement, vehicle body roll angle and vehicle body roll angle speed.

Keywords: Vehicle dynamics and control, active anti-roll bar system, optimal control, roll stability, rollover of cars.

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

*Email: dungpt@utc.edu.vn

Ngày nhận bài: 18/02/2024

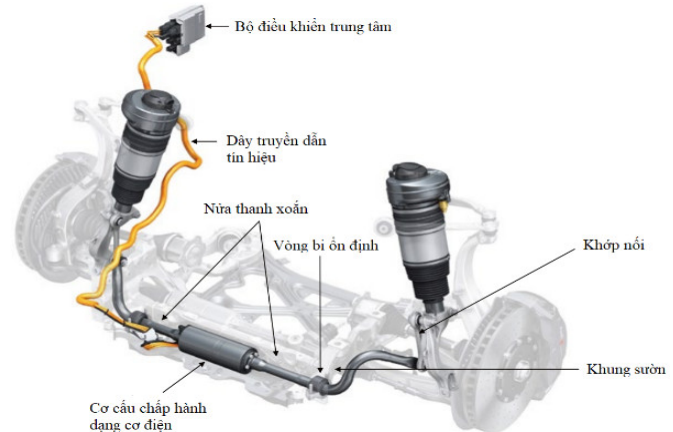
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 06/4/2024

Ngày chấp nhận đăng: 25/4/2024

1. MỞ ĐẦU

Hiện nay, ở Việt Nam cũng như rất nhiều các quốc gia trên thế giới, đặc biệt là các quốc gia đang phát triển, khi đề cập tới những nguyên nhân gây tai nạn giao thông thì hiện

tượng lật ngang trên ô tô là một nguyên nhân tai nạn thường gây hậu quả nghiêm trọng. Trong số các hệ thống điều khiển nhằm mục tiêu đảm bảo an toàn cho phương tiện, hệ thống ổn định ngang chủ động (Active anti-roll bar system) là phổ biến nhất được sử dụng để cải thiện độ ổn định lật ngang cho ô tô, được mô tả trong hình 1.



Hình 1. Hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con

Hiện nay các nghiên cứu về điều khiển hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con đang tập trung vào hướng nghiên cứu chính đó là: điều khiển tối ưu và điều khiển bền vững [9]. Ở trong nước những công trình nghiên cứu về hệ thống ổn định ngang chủ động có thể kể đến như sau: "Tính điều khiển và ổn định của ô tô khách với hệ thống chống lắc ngang bị động" [2]. Công trình nghiên cứu "Ảnh hưởng của thanh ổn định đến dao động ngang ô tô" [1]. Tác giả Trần Văn Công đã có công trình nghiên cứu "Ứng dụng logic mờ điều khiển hệ thống chống lắc ngang chủ động trên ô tô" [3]. Trên thế giới có thể kể tới công trình nghiên cứu "Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar" [7] của hai các tác giả P.H. Cronje, P.S. Els. Công trình nghiên cứu "Double anti-roll bar hardware-in-loop experiment for active anti-roll control system" [8] của nhóm các tác giả V. Muniandy, P. Mohd Samin, H. Jamaluddin, R. Abdul Rahman, S. A. Abu Bakar. Tác giả Vu Van Tan đã công bố bài báo "Preventing rollover phenomenon with an active anti-roll bar system using electro-hydraulic actuators: a full car model" [10]. Công trình nghiên cứu "Application of an Active Anti-roll Bar System for Enhancing

Vehicle Ride and Handling" [11] của nhóm tác giả Noraishikin Zulkarnain, Fitriani Imaduddin, Hairi Zamzuri.

Các phương pháp điều khiển được sử dụng trong các nghiên cứu kể trên có thể kể đến: Phương pháp điều khiển tối ưu [10], tuy nhiên phương pháp này có nhược điểm là cần sử dụng các thông số cũng như ma trận trạng thái của hệ thống; Phương pháp điều khiển mờ [3], phương pháp này có thể xem xét cho hệ phi tuyến nhưng phụ thuộc nhiều vào kinh nghiệm của người thiết kế điều khiển. Phương pháp điều khiển PID (Proportional Integral Derivative) đã và đang được ứng dụng phổ biến trong các lĩnh vực tự động hóa công nghiệp. Tuy nhiên các nghiên cứu áp dụng phương pháp này cho hệ thống ổn định ngang chủ động còn rất ít. Do vậy, cần có thêm các nghiên cứu và ứng dụng phương pháp điều khiển PID trong việc hoàn thiện hệ thống ổn định ngang chủ động.

Trong nghiên cứu này, các tác giả tập trung thiết kế bộ điều khiển PID cho hệ thống ổn định ngang chủ động dựa trên mô hình 1/2 ô tô con, tiến hành đánh giá và so sánh kết quả trên miền thời gian với kích thích đầu vào từ mặt đường và lực ly tâm theo phương ngang của thân xe.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH Ô TÔ

2.1. Xây dựng mô hình động lực học 1/2 ô tô có hệ thống ổn định ngang bị động

Để làm rõ được công dụng của hệ thống ổn định ngang chủ động, các tác giả đã nghiên cứu và xây dựng mô hình động lực học 1/2 ô tô có hệ thống ổn định ngang bị động để làm căn cứ đánh giá. Mô hình động lực học 1/2 ô tô trên được xây dựng gồm 4 bậc tự do: dịch chuyển thân xe Z_s , góc lắc ngang thân xe φ , dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 và dịch chuyển bánh xe bên phải Z_2 . Thông số của mô hình ô tô được thể hiện trong [10].

Hệ phương trình vi phân động lực học của mô hình 1/2 ô tô có hệ thống ổn định ngang bị động được xác định:

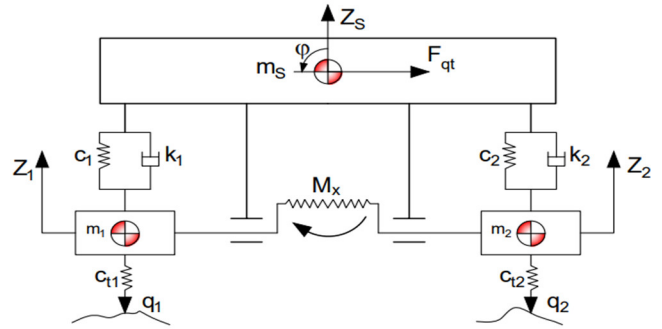
$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = c_1(Z_1 - Z'_1) + k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) + c_2(Z_2 - Z'_2) + k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) \\ m_1 \ddot{Z}_1 = -ct_1(Z_1 - q_1) + c_1(Z'_1 - Z_1) + k_1(\dot{Z}'_1 - \dot{Z}_1) - \frac{M_x}{2t_b} \\ m_2 \ddot{Z}_2 = -ct_2(Z_2 - q_2) + c_2(Z'_2 - Z_2) + k_2(\dot{Z}'_2 - \dot{Z}_2) + \frac{M_x}{2t_b} \\ I\ddot{\varphi} = [c_1(Z_1 - Z'_1) + k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1)]r - [c_2(Z_2 - Z'_2) + k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2)]r + F_{qt}h_r \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó:

M_x - mô men xoắn của thanh ổn định ngang bị động.

$$M_x = \frac{(Z_1 - Z_2)k_{AO}}{c} \quad (2)$$

Trong đó: k_{AO} - độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang bị động.



Hình 2. Mô hình 1/2 ô tô con có hệ thống ổn định ngang bị động

Bảng 1 thể hiện sự quan hệ giữa chiều dài chịu xoắn của thanh ổn định ngang l_{st} , đường kính thanh ổn định ngang d và độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang bị động k_{AO} đối với xe con.

Bảng 1. Độ cứng tính toán của thanh ổn định ngang bị động đối với xe con

| | |
|----------------------------|----------------------------------|
| $l_{st} = 0,7 \text{ (m)}$ | |
| $d = 2 \text{ (cm)}$ | $k_{AO} = 1725 \text{ (Nm/rad)}$ |

Và:

$$\begin{cases} Z'_1 = Z_s + \varphi \\ Z'_2 = Z_s - \varphi \end{cases} \quad (3)$$

Thay (2) và (3) vào (1) ta được:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = -(c_2 + c_1)Z_s + (c_2 - c_1)\varphi - (k_2 + k_1)\dot{Z}_s + (k_2 - k_1)\dot{\varphi} + c_1\dot{Z}_1 + k_1\dot{Z}_1 + c_2\dot{Z}_2 + k_2\dot{Z}_2 \\ m_1 \ddot{Z}_1 = c_1Z_s + c_1\varphi + k_1\dot{Z}_s + k_1\dot{\varphi} - k_1\dot{Z}_1 - (ct_1 + c_1)Z_1 + ct_1q_1 - \frac{(Z_1 - Z_2)k_{AO}}{2ct_b} \\ m_2 \ddot{Z}_2 = c_2Z_s - c_2\varphi + k_2\dot{Z}_s - k_2\dot{\varphi} - k_2\dot{Z}_2 - (ct_2 + c_2)Z_2 + ct_2q_2 + \frac{(Z_1 - Z_2)k_{AO}}{2ct_b} \\ I\ddot{\varphi} = (c_2 - c_1)rZ_s - (c_1 + c_2)r^2\varphi + (k_2 - k_1)r\dot{Z}_s - (k_1 + k_2)r^2\dot{\varphi} + c_1Z_1r - c_2Z_2r + k_1\dot{Z}_1r - k_2\dot{Z}_2r + F_{qt}h_r \end{cases} \quad (4)$$

Hệ phương trình (4) được viết dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU \\ Y = CX + DU \end{cases} \quad (5)$$

- Véc tơ trạng thái:

$$X = [Z_1 \ Z_2 \ Z_s \ \varphi \ \dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_s \ \dot{\varphi}]^T;$$

$$\dot{X} = [\dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_s \ \dot{\varphi} \ \ddot{Z}_1 \ \ddot{Z}_2 \ \ddot{Z}_s \ \ddot{\varphi}]^T$$

- Véc tơ đầu ra: $Y = X$

- Tín hiệu kích thích: $U = [q_1 \ q_2 \ F_{qt}]^T$

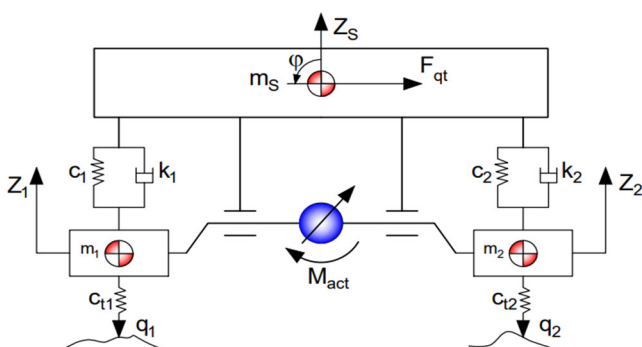
Từ (5) các ma trận được xác định như sau:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\left(\frac{ct_1 + c_1 \frac{k_{AO}}{2ct_b}}{m_1}\right) & \frac{k_{AO}}{2ct_b m_1} & \frac{c_1}{m_1} & \frac{c_1 r}{m_1} & \frac{-k_1}{m_1} & 0 & \frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1 r}{m_1} \\ \frac{k_{AO}}{2ct_b m_2} & -\left(\frac{ct_2 + c_2 + \frac{k_{AO}}{2ct_b}}{m_2}\right) & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-c_2 r}{m_2} & 0 & \frac{-k_2}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{-k_2 r}{m_2} \\ \frac{c_1}{m_s} & \frac{c_2}{m_s} & \frac{-(c_1 + c_2)}{m_s} & \frac{(c_2 - c_1)r}{m_s} & \frac{k_1}{m_s} & \frac{k_2}{m_s} & \frac{-(k_1 + k_2)}{m_s} & \frac{(k_2 - k_1)r}{m_s} \\ \frac{c_1 r}{m_s} & \frac{-c_2 r}{m_s} & \frac{(c_2 - c_1)r}{m_s} & \frac{-(c_1 + c_2)r^2}{m_s} & \frac{k_1 r}{m_s} & \frac{-k_2 r}{m_s} & \frac{(k_2 - k_1)r}{m_s} & \frac{-(k_1 + k_2)r^2}{m_s} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{ct_1}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{ct_2}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{h_r}{l} \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

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

2.2. Xây dựng mô hình động lực học 1/2 ô tô có hệ thống ổn định ngang chủ động



Hình 3. Mô hình 1/2 ô tô con có hệ thống ổn định ngang chủ động

Tương tự với mô hình 1/2 ô tô con có hệ thống ổn định ngang bị động, ta có hệ phương trình tổng quát cho mô hình 1/2 ô tô con có hệ thống ổn định ngang chủ động như sau:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = -(c_2 + c_1)Z_s + (c_2 - c_1)\varphi r - (k_2 + k_1)\dot{Z}_s + (k_2 - k_1)\dot{\varphi} r + c_1 \dot{Z}_1 + k_1 \dot{Z}_1 + c_2 \dot{Z}_2 + k_2 \dot{Z}_2 \\ m_1 \ddot{Z}_1 = c_1 Z_s + c_1 \varphi r + k_1 \dot{Z}_s + k_1 \dot{\varphi} r - k_1 \dot{Z}_1 - (ct_1 + c_1)Z_1 + ct_1 q_1 - \frac{M_{act}}{2t_b} \\ m_2 \ddot{Z}_2 = c_2 Z_s - c_2 \varphi r + k_2 \dot{Z}_s - k_2 \dot{\varphi} r - k_2 \dot{Z}_2 - (ct_2 + c_2)Z_2 + ct_2 q_2 + \frac{M_{act}}{2t_b} \\ l\ddot{\varphi} = (c_2 - c_1)rZ_s - (c_1 + c_2)r^2\varphi + (k_2 - k_1)r\dot{Z}_s - (k_1 + k_2)r^2\dot{\varphi} + c_1 Z_1 r - c_2 Z_2 r + k_1 \dot{Z}_1 r - k_2 \dot{Z}_2 r + F_{qt} h_r \end{cases} \quad (6)$$

Hệ phương trình (6) được viết dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = A_1 X_1 + B_{1,1} W_1 + B_{1,2} U_1 \\ Y_1 = C_1 X_1 + D_{1,1} W_1 + D_{1,2} U_1 \end{cases} \quad (7)$$

Trong đó:

- Véc tơ trạng thái:

$$X_1 = [Z_1 \ Z_2 \ Z_s \ \varphi \ \dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_s \ \dot{\varphi}]^T;$$

$$\dot{X}_1 = [\dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_s \ \dot{\varphi} \ \ddot{Z}_1 \ \ddot{Z}_2 \ \ddot{Z}_s \ \ddot{\varphi}]^T$$

- Véc tơ đầu ra: $Y_1 = X_1$

- Véc tơ tín hiệu điều khiển đầu vào: $w_1 = [M_{act}]$

- Tín hiệu kích thích: $U_1 = [q_1 \ q_2 \ F_{qt}]^T$

Từ phương trình (7) các ma trận được xác định như sau:

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-(ct_1 + c_1)}{m_1} & 0 & \frac{c_1}{m_1} & \frac{c_1 r}{m_1} & \frac{-k_1}{m_1} & 0 & \frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1 r}{m_1} \\ 0 & \frac{-(ct_2 + c_2)}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-c_2 r}{m_2} & 0 & \frac{-k_2}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{-k_2 r}{m_2} \\ \frac{c_1}{m_s} & \frac{c_2}{m_s} & \frac{-(c_1 + c_2)}{m_s} & \frac{(c_2 - c_1)r}{m_s} & \frac{k_1}{m_s} & \frac{k_2}{m_s} & \frac{-(k_1 + k_2)}{m_s} & \frac{(k_2 - k_1)r}{m_s} \\ \frac{c_1 r}{l} & \frac{-c_2 r}{l} & \frac{(c_2 - c_1)r}{l} & \frac{-(c_1 + c_2)r^2}{l} & \frac{k_1 r}{l} & \frac{-k_2 r}{l} & \frac{(k_2 - k_1)r}{l} & \frac{-(k_1 + k_2)r^2}{l} \end{bmatrix}$$

$$B_{1,1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{-1}{2m_1 t_b} \\ \frac{1}{2m_2 t_b} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad B_{1,2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{ct_1}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{ct_2}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{h_r}{l} \end{bmatrix};$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

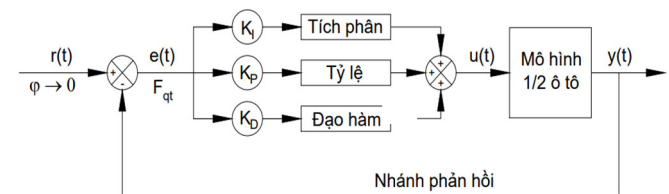
$$D_{1,1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad D_{1,2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

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 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} .

3.1. Cơ sở lý thuyết điều khiển

Sơ đồ khối của bộ điều khiển PID được thể hiện trong hình 4.



Hình 4. Sơ đồ khối của bộ điều khiển PID

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 đạc 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, bộ điều khiển PID tùy thuộc vào e(t) sẽ xuất ra giá trị u(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. Trong đó SISO là hệ thống thỏa mãn chỉ có một đầu vào và một đầu ra. Bộ PID có ba thành phần:

- Proportional - khâu tỷ lệ
- Integral - khâu tích phân
- Derivative - khâu đạo hàm

Ba phần này đều có vai trò đưa sai lệch về không. Tính chất tác động của mỗi thành phần có đặc điểm riêng. Tín hiệu phản hồi (feedback signal) thường là tín hiệu thực tế được đo bằng cảm biến. Giá trị sai lệch là hiệu của tín hiệu đặt (setpoint) trừ cho tín hiệu phản hồi.

3.2. Hàm mục tiêu của bộ điều khiển

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

$$G_c(s) = \frac{K_i + K_p s + K_d s^2}{s} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \tag{8}$$

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:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (9)$$

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

Bảng 2. Bảng giá trị thông số K_i , K_p , K_D

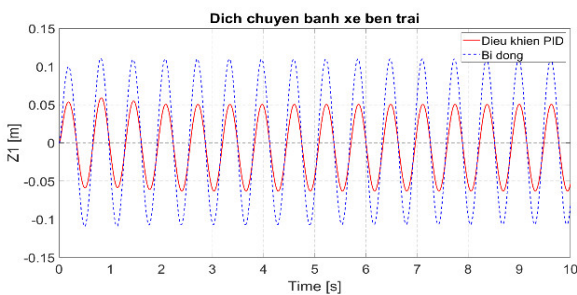
| K_i | K_p | K_D |
|------------------|------------------|------------------|
| 1492736,19177334 | 273342,393522841 | 12421,7150929601 |

4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

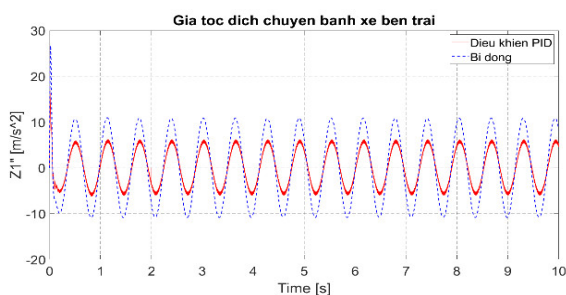
Để khảo sát sự hoạt động của hệ thống ổn định ngang chủ động trên miền thời gian, các tác giả tiến hành khảo sát trong các trường hợp dưới đây:

- Trường hợp 1: Với giá trị kích thích từ mặt đường q_1 có dạng đường kích thích là dạng hình sine có giới hạn biên độ là $\pm 0,1m$, tần số 10 (rad/s), $q_2 = 0$.
- Trường hợp 2: Với giá trị kích thích từ mặt đường $q_1 = q_2 = 0$ và giá trị F_{qt} tăng tuyến tính từ 0 đến 1000N.
- Trường hợp 3: Với giá trị kích thích từ mặt đường $q_1 = q_2 = 0$ và giá trị F_{qt} dạng hình sine có giới hạn biên độ là $\pm 1000N$, tần số 1,5 (rad/s).
- Trường hợp 4: Với biên độ mặt đường ngẫu nhiên, có 2 nguồn kích thích từ mặt đường q_1, q_2 , với giá trị F_{qt} tăng tuyến tính từ 0 đến 1000N.

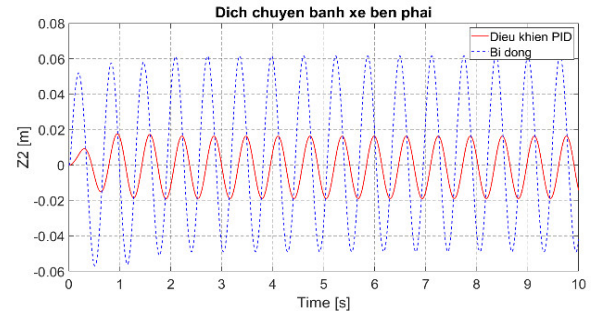
4.1. Kết quả khảo sát với giá trị kích thích từ mặt đường q_1 có dạng đường kích thích là dạng hình sine có giới hạn biên độ là $\pm 0,1m$, tần số 10 (rad/s), $q_2 = 0$



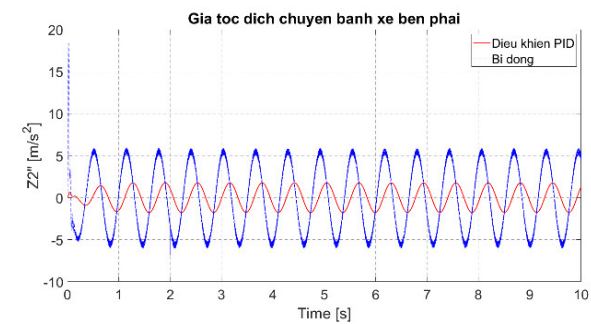
a)



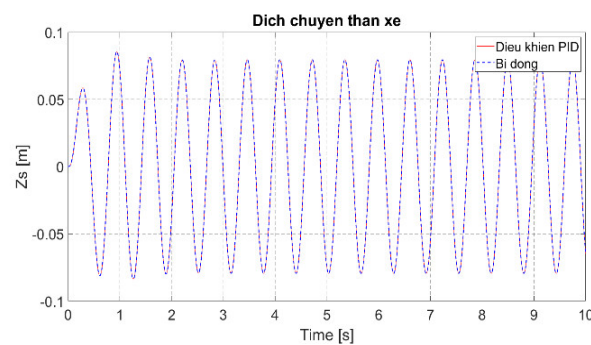
b)



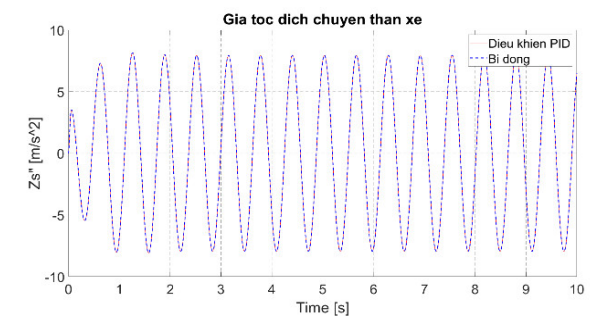
c)



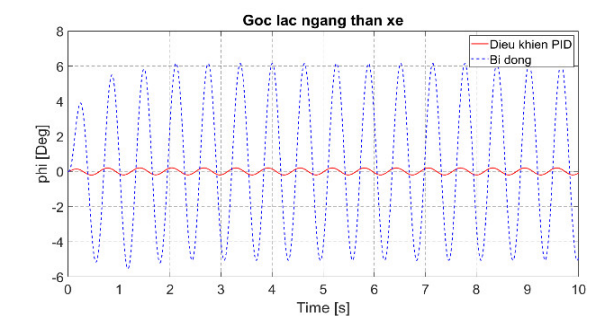
d)



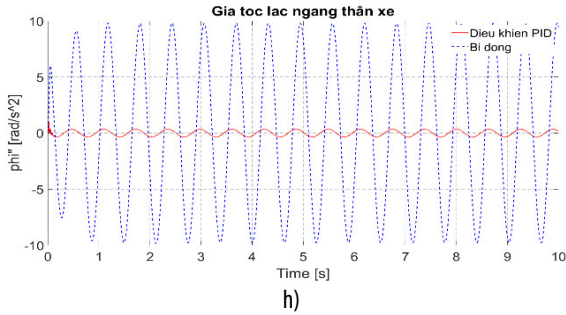
e)



f)



g)



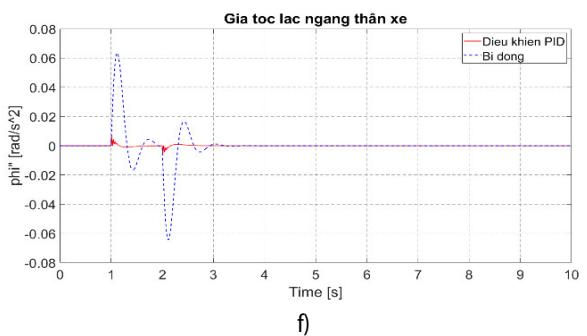
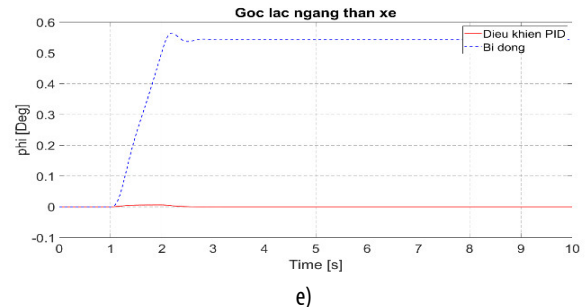
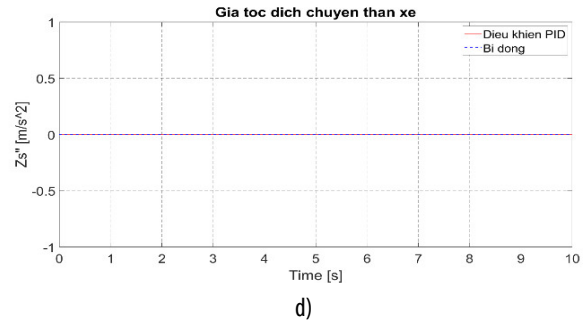
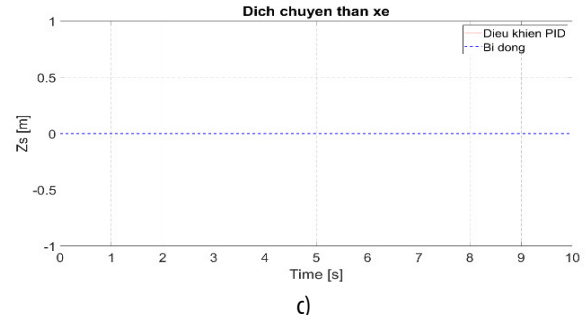
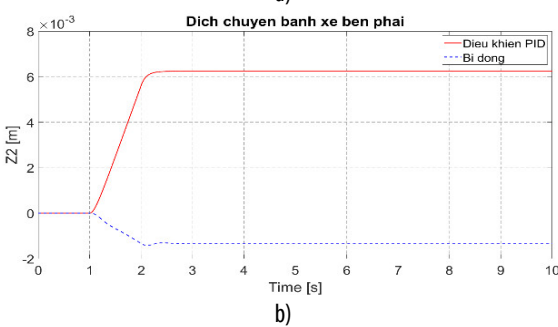
Hình 5. Đáp ứng theo thời gian của các thông số: (a) dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 , (b) gia tốc dịch chuyển bánh xe bên trái \ddot{z}_1 , (c) dịch chuyển bánh xe bên phải Z_2 , (d) gia tốc dịch chuyển bánh xe bên phải \ddot{z}_2 , (e) dịch chuyển thân xe Z_s , (f) gia tốc dịch chuyển thân xe \ddot{z}_s , (g) góc lắc ngang thân xe φ và (h) gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ với trường hợp 1

Bảng 3. Bảng thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS của trường hợp 1

| | $\ddot{\varphi}$ | φ | \ddot{z}_1 | Z_1 | \ddot{z}_2 | Z_2 | \ddot{z}_s | Z_s |
|---------------------|------------------|-----------|--------------|--------|--------------|--------|--------------|--------|
| Bị động | 6,8506 | 3,9154 | 7,7868 | 0,0768 | 3,9831 | 0,0392 | 5,5188 | 0,0557 |
| PID | 0,2489 | 0,1404 | 4,0859 | 0,0404 | 1,2099 | 0,0122 | 5,5188 | 0,0557 |
| Giảm so với bị động | 96,36% | 96,4% | 47,5% | 47,4% | 69,62% | 68,8% | 0% | 0% |

Từ hình 5 và bảng 3 ta thấy, giá trị các chỉ tiêu đánh giá ổn định ngang của ô tô có ổn định ngang chủ động đều giảm trên 47% khi so sánh với bị động. Hệ thống ổn định ngang chủ động có bộ điều khiển PID đã thiết kế đã nâng cao độ an toàn chuyển động đã được lên rất nhiều. Các kết quả so sánh của dịch chuyển thân xe theo phương thẳng đứng không bị thay đổi.

4.2. Kết quả khảo sát với giá trị kích thích từ mặt đường $q_1 = q_2 = 0$ và giá trị F_{qt} tăng tuyến tính từ 0 đến 1000N



Hình 6. Đáp ứng theo thời gian của các thông số: (a) dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 , (b) dịch chuyển bánh xe bên phải Z_2 , (c) dịch chuyển thân xe Z_s , (d) gia tốc dịch chuyển thân xe \ddot{z}_s , (e) góc lắc ngang thân xe φ và (f) gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$ với trường hợp 2

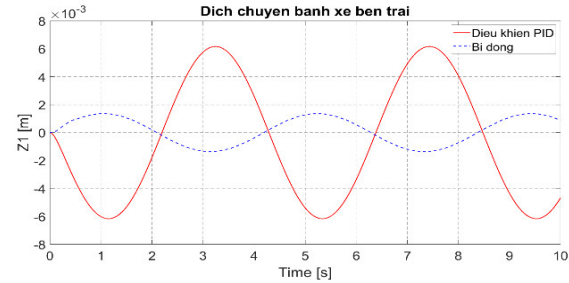
Bảng 4. Bảng thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS của trường hợp 2

| | $\ddot{\varphi}$ | φ | Z_1 | Z_2 | \ddot{z}_s | Z_s |
|----------------|------------------|-----------|----------|----------|--------------|-------|
| Bị động | 0,0119 | 0,1124 | 0,000253 | 0,000253 | 0 | 0 |
| PID | 0,000498 | 0,0016 | 0,0013 | 0,0013 | 0 | 0 |
| So với bị động | 95,8% | 98,57% | 80,5% | 80,5% | 0% | 0% |

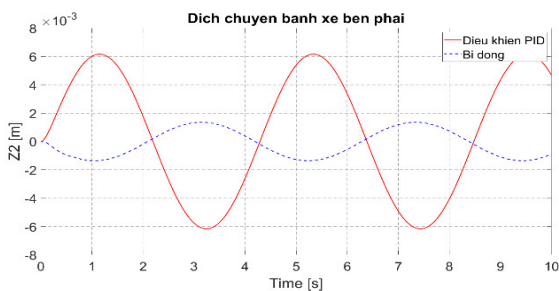
Từ hình 6 và bảng 4 ta thấy, đối với bộ điều khiển PID, giá trị các chỉ tiêu đánh giá đều giảm trên 80% so với hệ thống

bị động. Trong đó góc lắc ngang thân xe là giảm nhiều nhất với 98,57% và gia tốc góc lắc ngang thân xe giảm 95,8%.

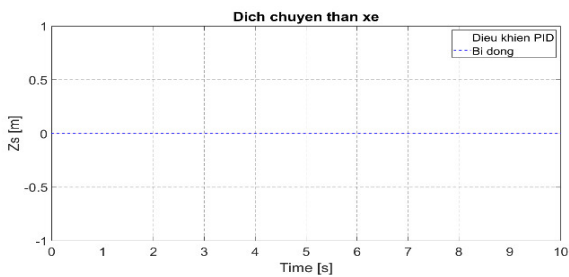
4.3. Kết quả khảo sát với giá trị kích thích từ mặt đường $q_1 = q_2 = 0$ và giá trị F_{qt} dạng hình sine có giới hạn biên độ là $\pm 1000N$, tần số 1,5 (rad/s)



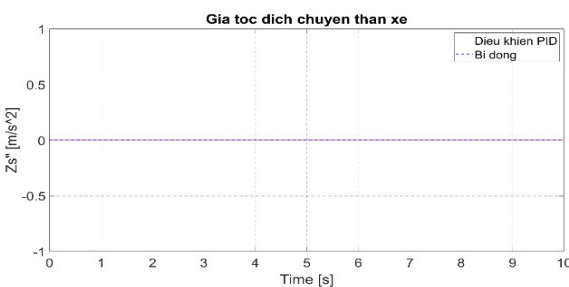
a)



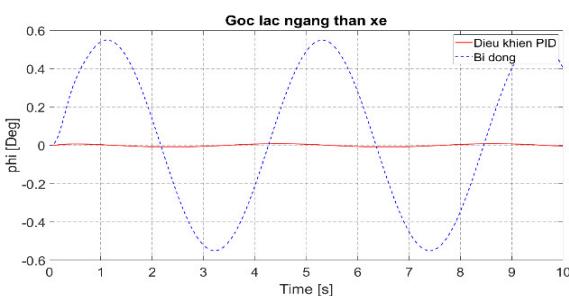
b)



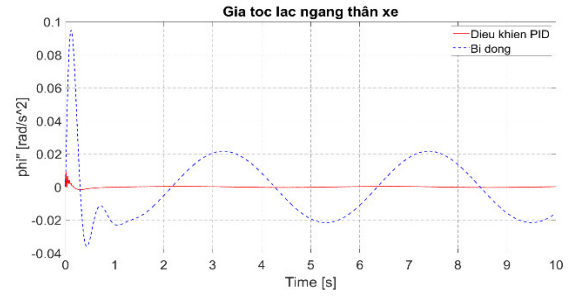
c)



d)



e)



f)

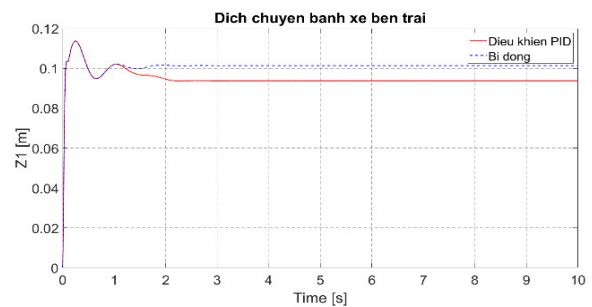
Hình 7. Đáp ứng theo thời gian của các thông số: (a) dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 , (b) dịch chuyển bánh xe bên phải Z_2 , (c) dịch chuyển thân xe Z_s , (d) gia tốc dịch chuyển thân xe \ddot{z}_s , (e) góc lắc ngang thân xe φ và (f) gia tốc góc lắc ngang thân xe $\dot{\varphi}$ với trường hợp 3

Bảng 5. Bảng thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS của trường hợp 3

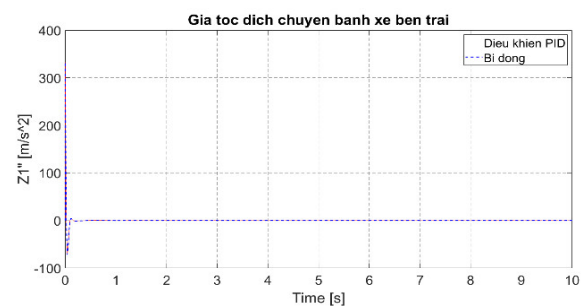
| | $\ddot{\varphi}$ | φ | Z_1 | Z_2 | \ddot{z}_s | Z_s |
|---------------------|------------------|-----------|----------|----------|--------------|-------|
| Bị động | 0,0195 | 0,3887 | 0,000962 | 0,000962 | 0 | 0 |
| PID | 0,000558 | 0,0058 | 0,0044 | 0,0044 | 0 | 0 |
| Giảm so với bị động | 97,1% | 98,5% | -78,1% | -78,1% | 0% | 0% |

Từ hình 7 và bảng 5 ta thấy, đối với bộ điều khiển PID giá trị các chỉ tiêu đánh giá đều giảm trên 90% so với hệ thống bị động. Trong đó góc lắc ngang thân xe là giảm nhiều nhất với 98,5%. Mặc dù dịch chuyển theo phương thẳng đứng của bánh xe Z_1 và Z_2 có tăng lên nhưng giá trị thực tế không đáng kể (6mm).

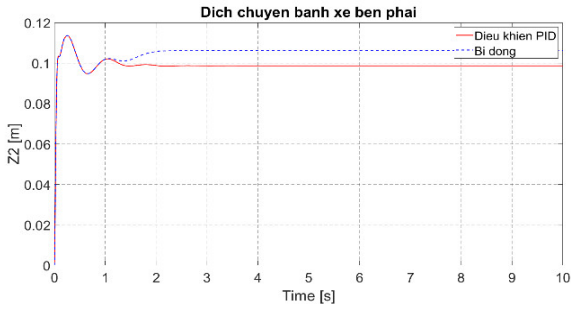
4.4. Kết quả khảo sát với biên độ mặt đường ngẫu nhiên, có 2 nguồn kích thích từ mặt đường q_1, q_2 , với giá trị F_{qt} tăng tuyến tính từ 0 đến 1000N



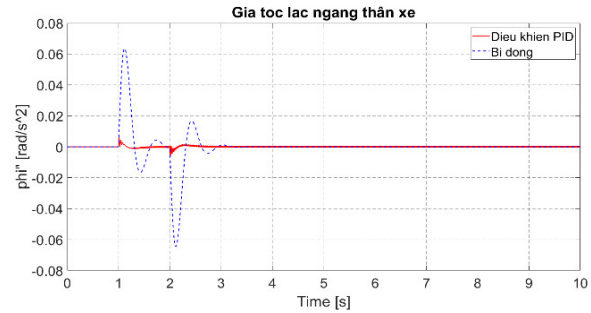
a)



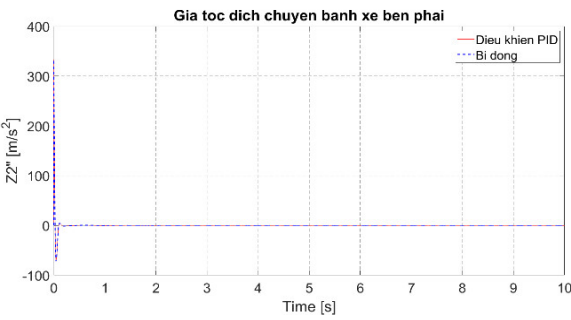
b)



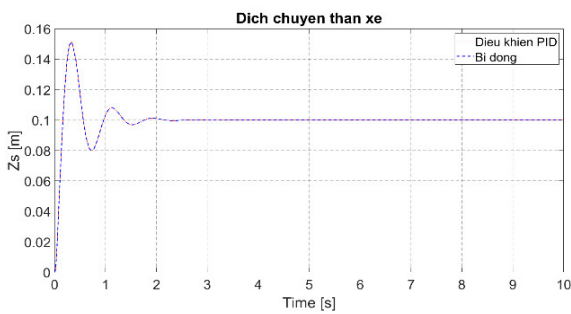
c)



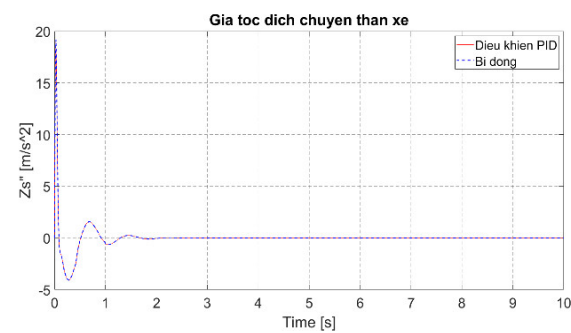
h)



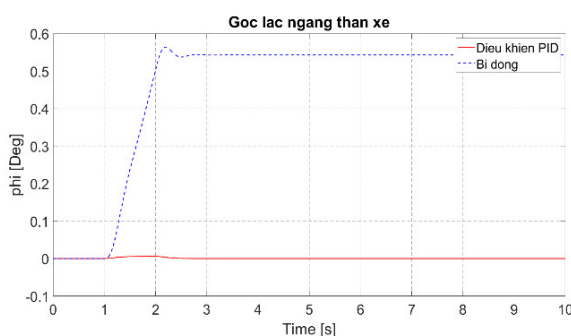
d)



e)



f)



g)

Hình 8. Đáp ứng theo thời gian của các thông số: (a) dịch chuyển bánh xe bên trái Z_1 , (b) gia tốc dịch chuyển bánh xe bên trái \dot{z}_1 , (c) dịch chuyển bánh xe bên phải Z_2 , (d) gia tốc dịch chuyển bánh xe bên phải \dot{z}_2 , (e) dịch chuyển thân xe Z_s , (f) gia tốc dịch chuyển thân xe \dot{z}_s , (g) góc lắc ngang thân xe ϕ và (h) gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\phi}$ với trường hợp 4

Bảng 6. Bảng thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS của trường hợp 4

| | $\ddot{\phi}$ | ϕ | \dot{z}_1 | Z_1 | \dot{z}_2 | Z_2 | \dot{z}_s | Z_s |
|---------------------|---------------|--------|-------------|--------|-------------|--------|-------------|--------|
| Bị động | 0,0119 | 0,1149 | 7,7747 | 0,0035 | 7,7742 | 0,0031 | 0,3271 | 0,0036 |
| PID | 0,000595 | 0,0016 | 7,7747 | 0,0026 | 7,7742 | 0,0025 | 0,3271 | 0,0036 |
| Giảm so với bị động | 95% | 98,6% | 0% | 28,5% | 0% | 19,35% | 0% | 0% |

Từ hình 8 và bảng 6 ta thấy, đối với bộ điều khiển PID giá trị các chỉ tiêu đánh giá đều giảm trên 19,35% so với hệ thống bị động. Trong đó góc lắc ngang thân xe giảm nhiều nhất với 98,6%.

Các kết quả khảo sát trong bốn trường hợp trên đã thể hiện rõ hiệu quả của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con thông qua các chỉ tiêu đánh giá đều đạt trên 50% so với hệ thống bị động. Các kết quả khảo sát cũng chỉ ra rằng, trong một số trường hợp thì mặc dù dịch chuyển của bánh xe có sự tăng nhưng giá trị thực tế không lớn. Bên cạnh đó, giá trị dịch chuyển và gia tốc dịch chuyển của thân xe theo phương thẳng đứng đã khẳng định tính ưu việt của hệ thống này khi không làm thay đổi dao động của ô tô theo phương thẳng đứng.

5. KẾT LUẬN

Qua tham khảo các nghiên cứu kể cả lý thuyết và thực nghiệm thì lực ngang tác dụng vào thân xe là nguyên nhân chủ yếu gây ra hiện tượng mất ổn định ngang. Bộ điều khiển PID đã thiết kế hoạt động thực sự hiệu quả khi lực ngang thay đổi giúp nâng cao đáng kể khả năng ổn định ngang của ô tô với hai tiêu chí đánh giá là góc nghiêng ngang thân xe và lực tác dụng bánh xe với mặt đường. Thể hiện qua hai trường hợp đã khảo sát là: Trường hợp 2 (lực ngang thân xe F_{qt} tăng dần đều theo thời gian khi góc đánh lái tăng dần) đã hoạt động hiệu quả nhất; Đối với trường hợp 4 (ảnh hưởng của lực ngang thân xe F_{qt} thay đổi theo dạng sine) thì khả

năng phản ứng của bộ điều khiển rất tốt, điều đó được thể hiện qua thời gian để ổn định chỉ mất trong khoảng 1,5 giây để giúp góc nghiêng thân xe giảm về 0°. Trong tất cả các trường hợp đã khảo sát thì dịch chuyển của thân xe theo phương thẳng đứng khi so sánh chủ động và bị động đều không thay đổi, nghĩa là hệ thống ổn định ngang chủ động với bộ điều khiển PID đã thiết kế không ảnh hưởng đến độ êm dịu chuyển động của ô tô.

Hướng nghiên cứu tiếp theo được xác định là: xây dựng mô hình động lực học toàn ô tô có hệ thống ổn định ngang chủ động ở cả hai cầu. Nghiên cứu các phương pháp điều khiển khác nhằm nâng cao hiệu quả làm việc của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô. Nghiên cứu cơ cấu chấp hành, xây dựng mô hình động lực học của cơ cấu chấp hành và đưa vào mô hình động lực học toàn ô tô có hệ thống ổn định ngang chủ động. Tiến hành khảo sát ở các điều kiện khác nhau như: thay đổi tốc độ xe, các kịch bản đánh lái sát với thực tế trên đường.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông Vận tải trong đề tài mã số T2024-CK-003.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyen Tuan Anh, Vu Duc Lap, Tran Thanh An, "The influence of the stabilizer bar on the roll motion of car body," *Transport Magazine*, 10: 41 - 44, 2009.
- [2]. Nguyen Minh Tuan, *Control and stability of passenger cars with passive anti-sway system*. Master Thesis, Hanoi, 2009.
- [3]. Tran Van Cong, *Application of fuzzy logic to control the active anti-sway system on cars*. Master Thesis, Hanoi, 2013
- [4]. Balazs Varga, Balazs Nemeth, Peter Gaspar, "Design of Anti-Roll Bar Systems Based on Hierarchical Control," *Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 61, 6, 374-382, 2014.
- [5]. Balazs Varga, Balazs Nemeth, Peter Gaspar, "Hierarchical Design of Electro-Hydraulic Actuator Control for Vehicle Dynamic Purposes," in *Proceedings of European Control Conference*, Strasbourg, France, 2014.
- [6]. Has Zulfatman, et al., "Robust Position Tracking Control of an Electro-Hydraulic Actuator in the Presence of Friction and Internal Leakage," *Arabian Journal for Science and Engineering* 39.4, 2965-2978, 2014.
- [7]. P.H. Cronje, P.S. Els, "Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar," *Journal of Terramechanics*, 47, 3, 179-189, 2010.
- [8]. V. Muniandy, P. Mohd Samin, H. Jamaluddin, R. Abdul Rahman, S. A. Abu Bakar, "Double anti-roll bar hardware-in-loop experiment for active anti-roll control system," *Journal of Vibroengineering*, 19, 4, 2886-2909, 2017.
- [9]. Van Tan Vu, *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system*. PhD thesis, University Grenoble Alpes - France, 2017.

[10]. Vu Van Tan, "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]. Noraishikin Zulkarnain, Fitriani Imaduddin, Hairi Zamzuri, Saiful Amri Mazlan, "Application of an Active Anti-roll Bar System for Enhancing Vehicle Ride and Handling," *2012 IEEE Colloquium on Humanities, Science & Engineering Research (CHUSER 2012)*, Kota Kinabalu, Sabah, Malaysia, 2012.

AUTHORS INFORMATION

Pham Trung Dzung, Nguyen Huu Truong, Vu Van Tan, Trung Manh Hung, Ta Thi Thanh Huyen

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications, Vietnam