

THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN PID CHO CHƯƠNG TRÌNH ỔN ĐỊNH ĐIỆN TỬ TRÊN Ô TÔ

PID CONTROLLER DESIGN FOR AN ELECTRONIC STABILITY PROGRAM ON CARS

Vũ Văn Tấn

TÓM TẮT

Quý đạo chuyển động không theo mong muốn của người lái xe là một trong các nguyên nhân chính gây ra tai nạn giao thông. Bài báo này trình bày việc sử dụng hệ thống phanh để ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô. Trước tiên một mô hình tổng quát của ô tô được đề xuất gồm mô hình động lực học chuyển động và dao động. Sau đó tác giả sử dụng phương pháp điều khiển PID để thiết kế bộ điều khiển lực phanh tới từng bánh xe nhằm nâng cao tính an toàn chuyển động. Thông số được xem xét để thiết kế điều khiển là sai lệch của vận tốc góc quay thân xe giữa mô hình ô tô thực tế và mô hình lý tưởng. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian đã thể hiện rõ hiệu quả của bộ điều khiển để xuất khi giảm các tín hiệu khảo sát trên 30% so với ô tô khi không điều khiển. Bên cạnh đó sai lệch tốc độ góc quay thân xe trong một thời gian ngắn luôn tiến về giá trị không, điều này cho thấy quỹ đạo chuyển động thực tế của ô tô gần như theo mong muốn của người lái.

Từ khóa: Động lực học ô tô, hệ thống phanh, hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động ESP, điều khiển PID, dao động ô tô.

ABSTRACT

The incorrect trajectory of cars according to the driver's wishes is one of the main causes of traffic accidents. This paper presents the use of the brake system to stabilize the trajectory of cars. First, an integrated model of a car is proposed, which includes the longitudinal, lateral and vertical motions. Then, the author uses PID control method to design the braking force controller to each wheel to improve the road safety. The parameter considered for the controller design is the deviation of the yaw rate between the actual car model and the ideal one. The simulation results in the time domain clearly show the effect of the proposed controller when reducing survey signals by more than 30% compared to cars without control. Beside that the deviation of the yaw rate is always forward to zero with the short time, which shows that the actual trajectory of the car is almost what the driver wishes.

Keywords: Vehicle dynamics, brake system, electronic stability program, PID control, vehicle vibration.

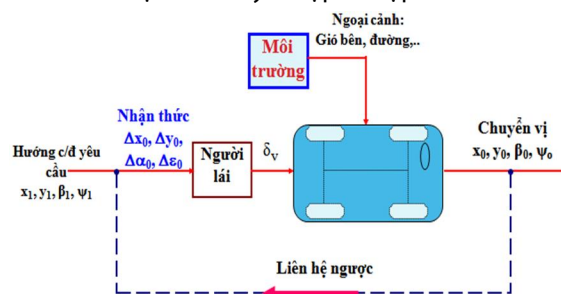
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải
 Email: vvtan@utc.edu.vn
 Ngày nhận bài: 05/8/2020
 Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 25/9/2020
 Ngày chấp nhận đăng: 21/10/2020

1. GIỚI THIỆU

Khi ô tô chuyển động trên đường, nhiều tình huống bất ngờ có thể xảy ra khiến lái xe không làm chủ được phương

tiện. Trong đó ô tô mất tính điều khiển hay khả năng ổn định hướng chuyển động là một trong các nguyên nhân dẫn đến các vụ tai nạn giao thông nghiêm trọng. Tính ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô được hiểu là khả năng ô tô giữ được hướng chuyển động theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động. Tùy thuộc vào các trạng thái chuyển động khác nhau, ô tô có thể mất ổn định hướng chuyển động khi có tác dụng lực ngang (do tác dụng của gió hoặc mặt đường nghiêng), khi quay vòng hoặc phanh gấp trên đường có hệ số bám khác nhau ở hai bên bánh xe. Trong những điều kiện sử dụng phức tạp như vậy, ô tô phải giữ được quỹ đạo chuyển động mong muốn theo tín hiệu điều khiển của người lái.

Có rất nhiều nguyên nhân gây mất ổn định hướng chuyển động của ô tô như: mất ổn định khi quay vòng, mất ổn định do lực ngang và biến dạng bên của lốp, mất ổn định hướng khi phanh, mất ổn định khi khởi hành hoặc tăng tốc. Để ổn định quỹ đạo chuyển động theo mong muốn của người lái thì phải đề cập tới động lực học chuyển động của ô tô, có thể tách ra ba hướng nghiên cứu chính là: chuyển động thẳng, chuyển động quay vòng và tính tiện nghi êm dịu chuyển động. Để khảo sát tính ổn định của ô tô người ta đưa ra mô hình khảo sát tổng quát "xe - môi trường - người lái" [1]. Trong thực tế các yếu tố của môi trường luôn luôn thay đổi, dẫn tới thay đổi mối tương quan chuyển động của ô tô trên đường. Người lái luôn luôn có tác động điều chỉnh để có thể thu được các chuyển vị phù hợp.



Hình 1. Sơ đồ mô hình điều khiển quỹ đạo chuyển động của ô tô

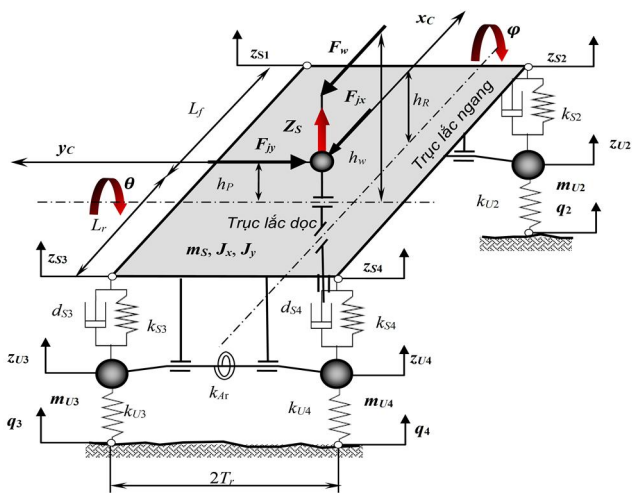
Dựa trên cơ sở của mô hình điều khiển quỹ đạo chuyển động như hình 1, hiện nay xuất hiện những hướng nghiên cứu chủ yếu sau về tính ổn định của ô tô: ổn định quỹ đạo chuyển động bằng lái điện tử [2], ổn định bằng điều khiển lực kéo [3], ổn định quỹ đạo chuyển động bằng điều khiển

lực phanh [4]. Trong đó ổn định quỹ đạo bằng lực phanh là hệ thống được quan tâm và nghiên cứu nhiều nhất và được trang bị nhiều trên ô tô hiện nay. Hệ thống này sử dụng bộ chấp hành thủy lực điện tử để thay đổi áp suất phanh ở các bánh xe [5]. Lực phanh được điều khiển bằng cách tăng áp suất phanh của bánh xe bên trái và so sánh với với các bánh xe bên phải, sẽ sinh ra mô men xoay thân xe ngược chiều kim đồng hồ. Hoặc tăng áp suất phanh các bánh xe bên phải và so sánh với áp suất phanh các bánh xe bên trái, tạo ra mô men xoay cùng chiều kim đồng hồ. Trên cơ sở đó vào năm 1995, ESP (Electronic Stability Program) ra đời là chương trình điều khiển ổn định hướng chuyển động của xe nhờ tự động điều khiển lực phanh trên từng bánh xe. Có rất nhiều phương pháp điều khiển hệ thống ổn định ESP có thể kể đến như PID [6], Fuzzy [7,8]. Tuy nhiên các nghiên cứu này chủ yếu giải quyết vấn đề xây dựng thuật toán điều khiển tối ưu nhằm khắc phục các tồn tại của hệ thống chống bó cứng bánh xe ABS và ổn định quỹ đạo chuyển động ESP.

Bài báo này tác giả bước đầu đề xuất xây dựng một bộ điều khiển PID để điều khiển lực phanh tại từng bánh xe nhằm ổn định quỹ đạo chuyển động trong trường hợp quay vòng thiếu. Mô hình ô tô sử dụng trong nghiên cứu này là mô hình đầy đủ gồm dao động và quay vòng của ô tô con. Do vậy, bài báo được phân với cấu trúc gồm 5 phần. Phần 2 giới thiệu mô hình đầy đủ của ô tô nghiên cứu. Phần 3 thiết kế bộ điều khiển PID với mục tiêu nâng cao ổn định quỹ đạo chuyển động theo mong muốn của người lái. Phần 4 là kết quả mô phỏng trên miền thời gian. Phần 5 là kết luận và đề xuất hướng nghiên cứu tiếp theo.

2. MÔ HÌNH Ô TÔ CON

2.1. Mô hình động lực học dao động



Hình 2. Sơ đồ mô hình dao động tổng quát của ô tô [12]

Mô hình ô tô được xây dựng với các giả thiết: thân xe được coi là cứng tuyệt đối, có trọng lượng phân bố đối xứng theo trục dọc xe, các phần tử đàn hồi và giảm chấn trong mô hình có đặc tính tuyến tính, bỏ qua hệ số cản của lớp và độ dốc của đường. Mô hình có 7 bậc tự do được thể hiện trong hình 2 gồm có: 3 chuyển động của thân xe dịch chuyển theo phương thẳng đứng Z_i; góc lắc quanh trục lắc

ngang cách trọng tâm một đoạn h_i; góc lắc quanh trục lắc dọc cách trọng tâm một đoạn h_p và bốn dịch chuyển thẳng đứng của bốn bánh xe Z_{U_i}.

Hệ phương trình dao động của ô tô được viết như sau:

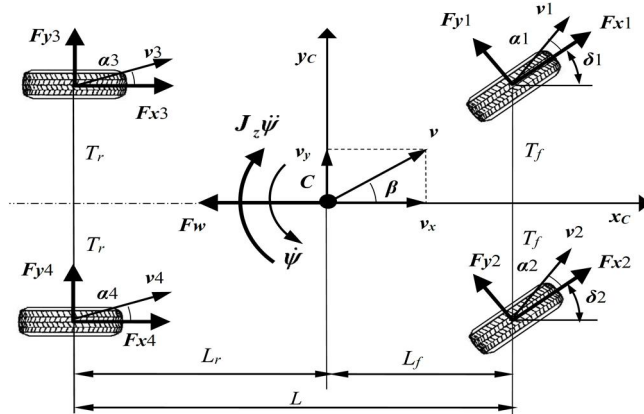
$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = F_{K1} + F_{A1} + F_{D1} + F_{K2} + F_{A2} + F_{D2} + F_{K3} + F_{A3} + F_{D3} + F_{K4} + F_{A4} + F_{D4} \\ (J_x + m_s h_p^2) \ddot{\phi} = (F_{K1} + F_{A1} + F_{D1}) T_f - (F_{K2} + F_{A2} + F_{D2}) T_f \\ \quad + (F_{K3} + F_{A3} + F_{D3}) T_r - (F_{K4} + F_{A4} + F_{D4}) T_r + F_{jy} h_p \\ (J_y + m_s h_p^2) \ddot{\theta} = -(F_{K1} + F_{A1} + F_{D1}) L_f - (F_{K2} + F_{A2} + F_{D2}) L_f \\ \quad + (F_{K3} + F_{A3} + F_{D3}) L_r + (F_{K4} + F_{A4} + F_{D4}) L_r - F_{w} h_w - F_{jx} h_x \\ m_{u1} \ddot{z}_{u1} = -(F_{K1} + F_{A1} + F_{D1}) + K_{u1} (q_1 - z_{u1}) \\ m_{u2} \ddot{z}_{u2} = -(F_{K2} + F_{A2} + F_{D2}) + K_{u2} (q_2 - z_{u2}) \\ m_{u3} \ddot{z}_{u3} = -(F_{K3} + F_{A3} + F_{D3}) + K_{u3} (q_3 - z_{u3}) \\ m_{u4} \ddot{z}_{u4} = -(F_{K4} + F_{A4} + F_{D4}) + K_{u4} (q_4 - z_{u4}) \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó: F_{K_i} = k_{s_i}(z_{u_i} - z_{s_i}): lực đàn hồi, với k_{s_i} là độ cứng phần tử đàn hồi.

F_{A_i} = k_{A_i}(z_{u_i} - z_{s_i}): lực của thanh ổn định ngang, với k_{A_i} là độ cứng chống xoắn.

F_{D_i} = d_{s_i}(\dot{z}_{u_i} - \dot{z}_{s_i}) : lực cản giảm chấn, với d_{s_i} là hệ số cản giảm chấn.

2.2. Mô hình động lực học chuyển động của ô tô



Hình 3. Mô hình động lực học chuyển động của ô tô [12]

Hình 3 minh họa mô hình ô tô hai vết nghiên cứu chuyển động của ô tô trong trường hợp tổng quát chịu tác dụng của lực gió ngang với giả thiết các lực tác dụng lên bánh xe đặt tại tâm vết tiếp xúc của bánh xe với mặt đường, bỏ qua các lực cản ở bánh xe và tải trọng tính phân bố đối xứng theo phương chuyển động của ô tô.

Các ký hiệu trong hình 3 gồm: C - trọng tâm ô tô, δ_i - góc quay của các bánh xe dẫn hướng, α_i - góc lệch bên của bánh xe thứ i (i = 1 ÷ 4), ψ - góc quay thân xe quanh trục thẳng đứng qua trọng tâm, β - góc lệch thân xe so với phương chuyển động, v - vận tốc chuyển động của ô tô, v_x, v_y - các thành phần vận tốc ô tô trong hệ tọa độ trọng tâm, v_i - vận tốc của bánh xe thứ i; F_{y_i} - phân lực ngang từ mặt đường tác dụng lên bánh xe thứ i, F_{x_i} - lực dọc tác dụng lên bánh xe thứ i, F_w - lực cản không; N - lực ngang tác dụng có thể đặc trưng cho gió ngang; T_r, T_f - nửa khoảng cách giữa tâm hai vết bánh xe cầu trước và sau; L_r, L_f - khoảng cách từ trọng tâm đến tâm vết bánh cầu trước và sau.

Phương trình các lực tác dụng lên ô tô theo phương dọc và ngang được xác định như sau:

$$\begin{cases} -m\dot{v}_x + m v_y (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + F_{x3} \cos(\delta_1) + F_{x2} \cos(\delta_2) \\ + F_{x3} + F_{x4} - F_{y1} \sin(\delta_1) - F_{y2} \sin(\delta_2) - Fw = 0 \\ -m\dot{v}_y - m v_x (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + F_{x2} \sin(\delta_2) + F_{x1} \sin(\delta_1) \\ + F_{y1} \cos(\delta_1) + F_{y2} \cos(\delta_2) + F_{y3} + F_{y4} + N = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Phương trình mô men đối với trọng tâm xe được xác định như sau:

$$\begin{aligned} -Jz\ddot{\epsilon} + F_{y1} \cos(\delta_1)L_f + F_{y2} \cos(\delta_2)L_f - F_{y3}L_r - F_{y4}L_r \\ + F_{y1} \sin(\delta_1)T_f - F_{y2} \sin(\delta_2)T_f + F_{x1} \sin(\delta_1)L_f + F_{x2} \sin(\delta_2)L_f \\ - F_{x1} \cos(\delta_1)T_f + F_{x2} \cos(\delta_2)T_f + F_{x4}Tr - F_{x3}Tr + Ne = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

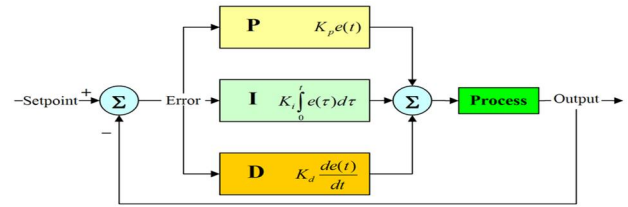
Từ các phương trình (1), (2) và (3), hệ phương trình mô tả chuyển động tổng quát như sau:

$$\begin{cases} \dot{v}_x = v_y (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + \frac{1}{m}(F_{x1} \cos(\delta_1) + F_{x2} \cos(\delta_2) + F_{x3} \\ + F_{x4} - F_{y1} \sin(\delta_1) - F_{y2} \sin(\delta_2) - Fw) \\ \dot{v}_y = -v_x (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + \frac{1}{m}(F_{x2} \sin(\delta_2) + F_{x1} \sin(\delta_1) \\ + F_{y1} \cos(\delta_1) + F_{y2} \cos(\delta_2) + F_{y3} + F_{y4} + N) \\ \ddot{\epsilon} = \frac{1}{Jz}(F_{y1} \cos(\delta_1)L_f + F_{y2} \cos(\delta_2)L_f - F_{y3}L_r - F_{y4}L_r \\ + F_{y1} \sin(\delta_1)T_f - F_{y2} \sin(\delta_2)T_f + F_{x1} \sin(\delta_1)L_f \\ + F_{x2} \sin(\delta_2)L_f - F_{x1} \cos(\delta_1)T_f + F_{x2} \cos(\delta_2)T_f \\ + F_{x4}Tr - F_{x3}Tr + Ne) \\ m_3 \ddot{z}_3 = F_{K1} + F_{A1} + F_{D1} + F_{K2} + F_{A2} + F_{D2} + F_{K3} + F_{A3} \\ + F_{D3} + F_{K4} + F_{A4} + F_{D4} \\ (J_x + m_3 h_r^2) \ddot{\phi} = (F_{K1} + F_{A1} + F_{D1})T_f - (F_{K2} + F_{A2} + F_{D2})T_f \\ + (F_{K3} + F_{A3} + F_{D3})Tr - (F_{K4} + F_{A4} + F_{D4})Tr + F_{jy} h_p \\ (J_y + m_3 h_p^2) \ddot{\theta} = -(F_{K1} + F_{A1} + F_{D1})L_f - (F_{K2} + F_{A2} + F_{D2})L_f \\ + (F_{K3} + F_{A3} + F_{D3})L_r + (F_{K4} + F_{A4} + F_{D4})L_r - F_w h_w - F_{jx} h_r \\ m_{u1} \ddot{z}_{u1} = -(F_{K1} + F_{A1} + F_{D1}) + K_{u1}(q_1 - z_{u1}) \\ m_{u2} \ddot{z}_{u2} = -(F_{K2} + F_{A2} + F_{D2}) + K_{u2}(q_2 - z_{u2}) \\ m_{u3} \ddot{z}_{u3} = -(F_{K3} + F_{A3} + F_{D3}) + K_{u3}(q_3 - z_{u3}) \\ m_{u4} \ddot{z}_{u4} = -(F_{K4} + F_{A4} + F_{D4}) + K_{u4}(q_4 - z_{u4}) \end{cases} \quad (4)$$

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN PID ĐỂ ĐIỀU KHIỂN QUỸ ĐẠO CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ

3.1. Cơ sở lý thuyết điều khiển PID

Bộ điều khiển PID xem xét một giá trị sai số là hiệu số giữa giá trị đo của thông số biến đổi thực tế và giá trị đặt mong muốn. Bộ điều khiển sẽ thực hiện giảm tối đa sai số này bằng cách điều chỉnh các giá trị đầu vào. Trong trường hợp kiến thức cơ bản về quá trình bị hạn chế thì bộ điều khiển PID là bộ điều khiển đơn giản nhất để áp dụng. Tuy nhiên, để đạt được kết quả tốt nhất, các thông số cơ bản của PID gồm K_i , K_p , K_d cần phải điều chỉnh theo tính chất của hệ thống. Sơ đồ cấu trúc bộ điều khiển PID được thể hiện trong hình 4. Bằng cách lựa chọn các giá trị của K_i , K_p , K_d khác nhau thì các biến thể thường xuất hiện của bộ điều khiển này có thể là bộ điều khiển P hay PI. Cần lưu ý rằng các hệ số này có thể xác định tự động từ phần mềm Matlab để đạt được hiệu quả tốt nhất.



Hình 4. Mô hình cấu trúc bộ điều khiển PID

Sơ đồ điều khiển PID được đặt tên theo ba khâu hiệu chỉnh của nó, tổng của ba khâu này tạo thành tín hiệu điều khiển, được xác định như sau:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (5)$$

Trong đó: e là sai số, K_d : độ lợi vi phân, K_p : độ lợi tỉ lệ, K_i : độ lợi tích phân.

3.2. Xây dựng bộ điều khiển PID

Tính ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô được đánh giá bằng khả năng ô tô đảm bảo được quỹ đạo chuyển động mong muốn theo tín hiệu điều khiển của người lái. Quan hệ giữa giá trị tốc độ góc quay thân xe mong muốn theo tốc độ chuyển động và góc quay bánh xe dẫn hướng được xác định như sau [9]:

$$\dot{\psi}(t) = \frac{v}{R} = \frac{v}{L + \frac{mv^2}{2L} \left(\frac{l_r}{C_{af}} - \frac{l_f}{C_{ar}} \right)} \delta, [\text{rad} / \text{s}^2] \quad (6)$$

Để đảm bảo ô tô luôn chuyển động theo đúng quỹ đạo mong muốn, cần xác định các hệ số K_p , K_d và K_i của bộ điều khiển PID để sai lệch e giữa tốc độ quay thân xe thực tế $\dot{\psi}^*(t)$ (được xác định bởi cảm biến tốc độ quay thân xe) và tốc độ góc quay mong muốn là nhỏ nhất. Do đó bài toán tối ưu được xác định:

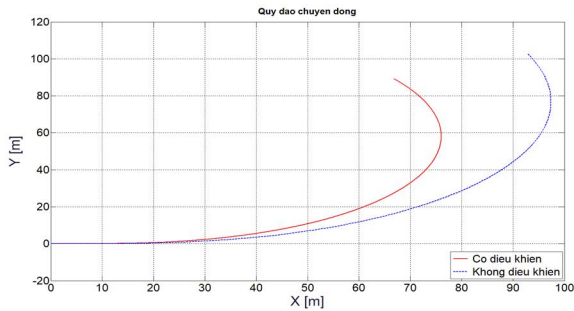
$$\min_{K_p, K_i, K_d} e(t) = |\dot{\psi}^*(t) - \dot{\psi}(t)| \quad (7)$$

Ứng dụng thuật toán tối ưu tổng bình phương sai lệch nhỏ nhất với các hàm phi tuyến "lsqnonlin" trong phần mềm Matlab Simulink [10], ta nhận được các giá trị tối ưu của bộ điều khiển PID là: $K_p = 22899$; $K_i = 113284$; $K_d = 41$.

Để đảm bảo khả năng bám ngang của các bánh xe dẫn hướng khi ô tô quay vòng, bộ điều khiển chỉ cung cấp tín hiệu đến các bánh xe phía sau. Tín hiệu lực phanh được phân phối đến các bánh xe dựa trên chiều quay của bánh xe dẫn hướng và giá trị hệ số quay vòng $K_s = \frac{m}{L} \left(\frac{l_r}{C_{af}} - \frac{l_f}{C_{ar}} \right)$.

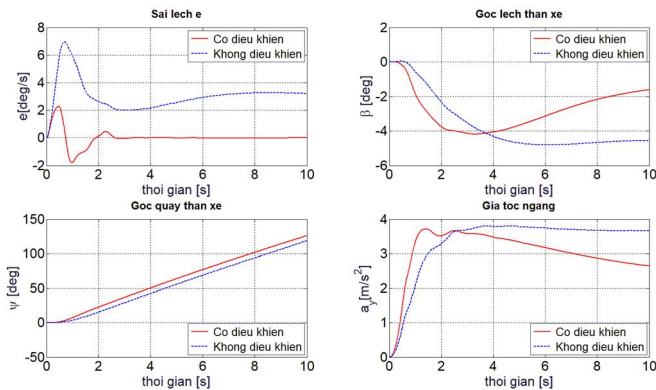
4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

Ở phần này tác giả đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển đề xuất trên miền thời gian. Với đường nét đứt cho ô tô không sử dụng hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động và nét liền cho ô tô sử dụng hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động với bộ điều khiển PID. Giá trị độ cứng bên của bánh xe cầu trước và cầu sau trong trường hợp quay vòng thiếu được xác định như sau: $C_{af} = 30000$ [N/rad] và $C_{ar} = 26000$ [N/rad] và hệ số quay vòng $K_s = 0,00017$.



Hình 5. Quỹ đạo chuyển động của ô tô khi quay vòng thiếu

Kết quả mô phỏng khi ô tô chuyển động với vận tốc 60km/h thể hiện trên hình 5. Khi không có điều khiển, quỹ đạo của ô tô khi quay vòng có bán kính cong lớn hơn (nét đứt) so với quỹ đạo quay vòng khi có điều khiển lực phanh (nét liền). Điều này chứng tỏ hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động giúp cho ô tô quay vòng tốt hơn. Hệ thống điều khiển lực phanh đã tạo ra mô men quay, ngược với mô men lệch do quay vòng thiếu, do vậy giúp ô tô quay vòng đúng.



Hình 6. Đáp ứng theo thời gian của các thông số khảo sát

Hình 6 thể hiện đáp ứng theo thời gian của các thông số khi quay vòng gồm: sai lệch tốc độ góc quay thân xe e , góc lệch thân xe β , góc quay thân xe ψ và gia tốc ngang a_y . Các kết quả này đã chỉ rõ tác dụng của hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô khi quay vòng thiếu. Khi có tác dụng điều khiển, các đường đồ thị cho thấy rõ sự khác biệt so với khi không điều khiển, nhất là thông số sai lệch tốc độ góc quay thân xe e . Ta thấy khi sai số e của tốc độ góc quay càng nhỏ thì quỹ đạo chuyển động càng đảm bảo và càng gần với quỹ đạo mong muốn của người lái.

Bảng 1. So sánh giá trị RMS giữa hệ thống ổn định quỹ đạo sử dụng PID và không điều khiển

	e	β	ψ	a_y
Không điều khiển	1,3833	1,8519	0,0722	1,1900
Có điều khiển	0,5790	1,1475	0,0487	0,7193
Độ giảm	58,14%	38,04%	32,55%	39,55%

Để thấy rõ hơn hiệu quả của bộ điều khiển PID đã đề xuất, tác giả thống kê giá trị sai lệch bình phương trung bình RMS [11] giữa ô tô khi quay vòng có điều khiển và không điều khiển như trong bảng 1. Chúng ta thấy rằng tất cả các tín hiệu được khảo sát đều giảm trên 30% trong trường hợp có điều khiển.

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này tác giả đã tập trung trong việc xây dựng mô hình tổng quát của ô tô và áp dụng phương pháp điều khiển PID vào thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động. Kết quả mô phỏng trên miền thời gian, cho thấy ô tô được trang bị hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động bằng điều khiển lực phanh với phương pháp PID đã đảm bảo sai lệch vận tốc góc quay thân xe so với lý tưởng là rất nhỏ (độ giảm đạt trên 58%). Tức là, khi ô tô quay vòng, bằng việc điều khiển lực phanh một cách chính xác sẽ luôn đảm bảo ô tô duy trì được quỹ đạo quay vòng đúng. Ngoài ra kết quả mô phỏng trên miền thời gian đã thể hiện rõ mục tiêu nâng cao an toàn chuyển động được đảm bảo với độ giảm trên 30% cho tất cả các chỉ tiêu khi so sánh với ô tô không sử dụng hệ thống điều khiển.

Hướng nghiên cứu tiếp theo có thể kể đến là xây dựng bộ điều khiển có sử dụng PID kết hợp Fuzzy để điều khiển lực phanh tại từng bánh xe tăng tính ổn định và quay vòng đúng theo mong muốn của người lái.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi đề tài nghiên cứu khoa học và công nghệ cấp trường trọng điểm của Đại học Giao thông Vận tải, MS: T2019-CK-012TĐ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Khắc Trai, 1997. *Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô*. NXB Giao thông Vận tải.
- [2]. Jianhua Guo, Liang Chu, Xiaobing Zhang, Feikun Zhou, 2010. *The Integrated Control of Semiactive Suspension and Electronic Stability Program Based on Fuzzy Logic Method*. Applied Mechanics and Materials, Vol 29, No. 32, pp 2059-2064.
- [3]. Georg Rill. 2005. *Vehicle Dynamics*. Lecture Notes, Fachhochschule Regensburg, University Applied Sciences.
- [4]. William K. Lennon and Kevin M. Passino, 1999. *Intelligent Control for Brake Systems*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.7, No.2.
- [5]. Hans B. Pacejka, 2006. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Elsevier, UK.
- [6]. Carl Knosp, 2006. *PID Control*. IEEE Control Systems Magazine.
- [7]. F. Yu , J.- Z.Feng and J.Li, 2002. *A Fuzzy Logic Controller Design for Vehicle ABS with an Online Optimized Target Wheel Slip Ratio*. International Journal of Automotive Technology, Vol. 3, No. 4, pp. 165-170.
- [8]. Liang Chu, Xinzhaoh Gao, Jianhua Guo, Hongwei Liu, Libo Chao, Mingli Shang, 2012. *Coordinated Control of Electronic Stability Program and Active Front Steering*. Procedia Environmental Sciences, Vol 12, pp. 1379-1386.
- [9]. Rajesh Rajamani, 2000. *Vehicle Dynamics and Control*. Berlin: Springer.
- [10]. Nguyễn Phùng Quang, 2005. *Matlab & Simulink dành cho kỹ sư điều khiển tự động*. NXB khoa học và Kỹ thuật.
- [11]. Van Tan Vu, 2017. *Enhancing the roll stability of heavy vehicles by using an active anti-roll bar system*. PhD thesis, University Grenoble Alpes - France.
- [12]. Nguyễn Công Tuấn, 2012. *Điều khiển lực phanh nhằm ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô*. Luận văn Thạc sỹ kỹ thuật, Đại học Giao thông Vận tải.

AUTHOR INFORMATION

Van Tan Vu

Faculty of Mechanical Engineering, University of Transport and Communications