

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN QUỸ ĐẠO CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ TỰ LÁI SỬ DỤNG KIẾN TRÚC ĐIỀU KHIỂN ĐA TẦNG MPC – PID

RESEARCH ON THE DESIGN OF A MOTION TRAJECTORY TRACKING
CONTROLLER FOR AUTONOMOUS VEHICLES USING A MULTI LEVEL
MPC – PID CONTROL ARCHITECTURE

ThS. **Nguyễn Văn Nhịn**^{1,*}, PGS.TS. **Trần Văn Nhu**², TS. **Trần Văn Lợi**³

¹Khoa Công nghệ ô tô và Công nghệ Hàn, Trường Cao đẳng Công Thương Việt Nam,
Thành phố Hồ Chí Minh

²Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải, Thành phố Hà Nội

³Bộ môn Cơ khí, Phân hiệu Trường Đại học Giao thông vận tải tại Thành Phố Hồ Chí Minh

*Email: vannhin0406@gmail.com

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày nghiên cứu và thiết kế bộ điều khiển PID (bộ điều khiển tỉ lệ - tích phân - vi phân) trong kiến trúc đa tầng kết hợp với MPC (điều khiển dự báo) để điều khiển quỹ đạo chuyển động của ô tô tự lái. Mục tiêu của nghiên cứu là nâng cao chất lượng điều khiển của bộ PID truyền thống trong các hệ thống có tính phi tuyến, trễ và chịu ảnh hưởng của nhiễu. Trong kiến trúc đề xuất, tầng trên sử dụng MPC để dự đoán và tối ưu hóa tín hiệu điều khiển dựa trên mô hình hệ thống, trong khi tầng dưới sử dụng bộ điều khiển PID để đảm bảo đáp ứng nhanh và ổn định theo thời gian thực. Phương pháp này cho phép tận dụng ưu điểm của cả hai kỹ thuật điều khiển, cải thiện khả năng bám theo tín hiệu đặt, giảm sai số. Kết quả mô phỏng cho thấy bộ điều khiển đề xuất đạt hiệu suất cao so với PID truyền thống trong các chế độ chuyển động khác nhau của ô tô tự lái.

Từ khóa: Điều khiển đa tầng; MPC; PID; Hệ thống lái tự động; Điều khiển quỹ đạo; Động lực học xe.

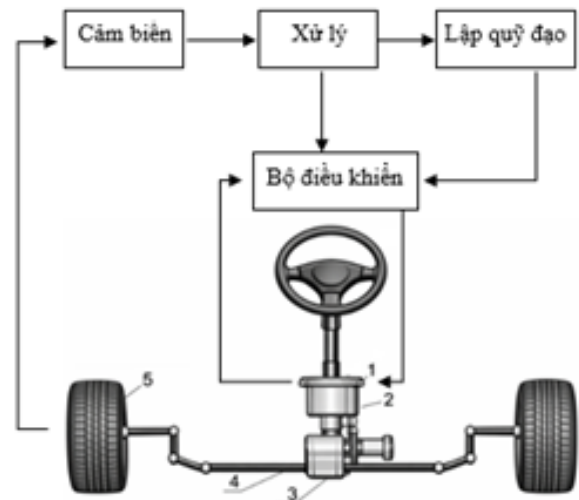
ABSTRACT

This paper presents the research and design of a (Proportional–Integral–Derivative) PID controller within a multi-level control architecture integrated with (Model Predictive Control) MPC for motion trajectory tracking of autonomous vehicles. The objective of this study is to enhance the performance of conventional PID controllers in systems characterized by nonlinearity, time delay, and external disturbances. In the proposed architecture, the upper-level employs MPC to predict and optimize control inputs based on a system model, while the lower level utilizes a PID controller to ensure fast and stable real-time response. This approach effectively combines the advantages of both control strategies, resulting in improved reference tracking capability and reduced tracking errors. Simulation results demonstrate that the proposed controller achieves superior performance compared to the conventional PID controller under various operating conditions of autonomous vehicles.

Keywords: Multi level control; Model Predictive Control MPC; PID controller; Autonomous steering system; Trajectory tracking; Vehicle dynamics.

1. TỔNG QUAN

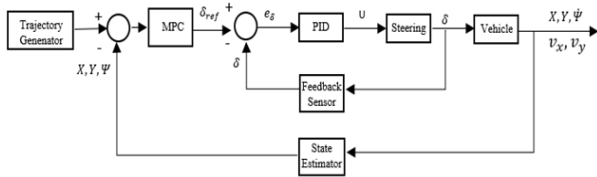
Sự phát triển nhanh chóng của công nghệ ô tô tự lái đang mở ra những hướng đi mới nhằm tối ưu hóa hiệu quả giao thông và nâng cao mức độ an toàn chủ động. Trong các bài toán điều khiển xe tự hành, việc đảm bảo ổn định ngang được coi là thách thức cốt lõi, đặc biệt khi phương tiện vận hành trong các tình huống khẩn cấp đòi hỏi phản ứng nhanh và chính xác, như thao tác chuyển làn. Đây là một quá trình phức tạp, đòi hỏi hệ thống điều khiển không chỉ phải triệt tiêu sai số bám quỹ đạo mong muốn mà còn phải đảm bảo quỹ đạo chuyển động của ô tô hoạt động trong hành lang an toàn dưới tác động của các yếu tố phi tuyến từ lớp và mặt đường. Do đó, việc xây dựng một kiến trúc điều khiển có độ chính xác cao, khả năng xử lý ràng buộc tốt và độ trễ thấp là yêu cầu cấp thiết. Trên cơ sở đó, nghiên cứu này sử dụng mô hình lái tự động, bao gồm một chu trình khép kín từ nhận thức môi trường đến điều khiển các bánh xe dẫn hướng. Dữ liệu từ các cảm biến như GPS/IMU, Camera và LiDAR được xử lý qua khối tổng hợp cảm biến và ước lượng trạng thái [1]. Tại đây, vị trí và hướng di chuyển của xe được xác định chính xác làm đầu vào cho khối quy hoạch quỹ đạo để tạo ra quỹ đạo tham chiếu tối ưu. Dựa trên sai số giữa trạng thái thực tế và quỹ đạo tham chiếu, bộ điều khiển sẽ tính toán và gửi tín hiệu điện áp tới cơ cấu chấp hành lái. Cơ cấu này được mô hình hóa chi tiết bao gồm các thành phần cơ điện tử chính: mạch công suất động cơ và bộ điều khiển phản hồi (1), động cơ một chiều (2), cơ cấu bánh răng - thanh răng (3, 4) và dẫn động đến bánh xe (5).



Hình 1. Sơ đồ hệ thống lái điều khiển tự động:
1 - Bộ điều khiển và phản hồi; 2 - Động cơ một chiều; 3, 4 - Cơ cấu bánh răng; 5 - Bánh xe

Vì thế, nghiên cứu này đề xuất một kiến trúc điều khiển phân tầng để giải quyết bài toán điều khiển chuyển động phức tạp. Kiến trúc này phân tách bài toán điều khiển thành hai tầng xử lý riêng biệt nhưng bổ trợ lẫn nhau. MPC tiếp nhận sai số hệ thống giữa quỹ đạo tham chiếu và trạng thái xe hiện tại để giải bài toán tối ưu hóa, từ đó đưa ra góc lái tham chiếu δ_{ref} và gia tốc tham chiếu a_{ref} đảm bảo xe hoạt động ổn định và bám theo quỹ đạo mong muốn. Cụ thể, tín hiệu góc lái tham chiếu δ_{ref} được so sánh liên tục với góc lái thực tế δ thu nhận từ cảm biến phản hồi tại cơ cấu chấp hành. Dựa trên độ lệch này, bộ điều khiển PID tính toán và điều chỉnh mức điện áp cấp cho động cơ lái nhằm triệt tiêu sai số bám trong thời gian ngắn nhất [2]. Cơ chế phối hợp này không chỉ tận dụng ưu điểm vượt trội của MPC trong việc xử lý các ràng buộc đa biến mà còn khai thác tốc độ đáp ứng tức thời của PID, qua đó khắc phục triệt để rào cản về gánh nặng tính toán thường gặp ở các hệ thống MPC đầy đủ. Mục tiêu chính của nghiên cứu là đánh giá hiệu quả và xác định phạm vi hoạt động ổn định của kiến trúc phân tầng MPC-PID.

đề xuất. Kịch bản kiểm tra được thiết lập dựa trên bài thử nghiệm chuyển làn đơn.

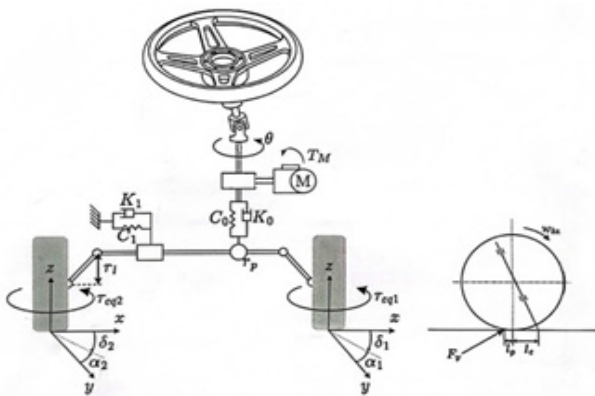


Hình 2. Sơ đồ kiến trúc điều khiển hệ thống lái

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

2.1. Mô hình hệ thống lái

Khi vô lăng quay một góc θ , mô men xoắn được truyền qua trục lái có mô men quán tính J_0 . Tiếp theo, chuyển động quay này đi qua phần tử đàn hồi đặc trưng bởi độ cứng xoắn K_0 và hệ số cản C_0 , thể hiện tính đàn hồi và ma sát của hệ thống lái. Sau đó, thông qua cơ cấu bánh răng, chuyển động quay của trục lái được chuyển đổi và truyền đến các bánh xe dẫn hướng [3], [4]. Kết quả là bánh xe quay một góc α , từ đó định hướng chuyển động của xe theo quỹ đạo mong muốn.



Hình 3. Mô hình động lực học hệ thống lái điều khiển tự động

Mô hình toán học bộ chấp hành được biểu diễn bằng hệ phương trình vi phân như sau:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\theta} = \tau_M - K_0 \left(\dot{\theta} - \frac{\dot{x}}{r_p} \right) - C_0 \left(\theta - \frac{x}{r_p} \right) \\ m \ddot{x} = \left[K_0 \left(\dot{\theta} - \frac{\dot{x}}{r_p} \right) + C_0 \left(\theta - \frac{x}{r_p} \right) \right] \frac{1}{r_p} \\ \quad - C_1 (x - \delta r_l) - K_1 (\dot{x} - \dot{\delta} r_l) \\ J_{bx} \ddot{\theta} = [C_1 (x - \delta r_l) + K_1 (\dot{x} - \dot{\delta} r_l)] r_l - \tau_{cq} \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó: J_0 là mô men quán tính; C_0 là độ cứng; K_0 là hệ số giảm chấn; r_p là khoảng cách tâm thanh răng đến điểm ăn khớp bánh răng; m , C_1 , K_1 là khối lượng, độ cứng và hệ số giảm chấn của thanh răng; r_l là khoảng cách từ trục thanh răng đến bánh xe; J_{bx} là mô men quán tính bánh xe. Phương trình trên được viết lại với dạng không gian trạng thái như sau:

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \\ x \\ \dot{x} \\ \delta \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} \quad u = \tau_M \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{J_0} \left[\tau_M - K_0 \left(x_2 - \frac{x_4}{r_p} \right) - C_0 \left(x_1 - \frac{x_3}{r_p} \right) \right] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_4 &= \frac{1}{m} \left[\frac{1}{r_p} \left(K_0 \left(x_2 - \frac{x_4}{r_p} \right) + C_0 \left(x_1 - \frac{x_3}{r_p} \right) \right) \right] \\ \dot{x}_5 &= x_6 \\ \dot{x}_6 &= \frac{1}{J_0} [(C_1 (x_3 - x_5 r_l) + K_1 (x_4 - x_6)) r_l - \tau_M] \end{aligned}$$

2.2. Thiết kế bộ điều khiển PID

Trong cấu trúc điều khiển phân tầng, bộ điều khiển cấp thấp có nhiệm vụ thực hiện điều khiển bám cho cơ cấu chấp hành lái. Cụ thể, bộ điều khiển này chuyển đổi tín hiệu góc lái tham chiếu tối ưu δ_{MPC} từ bộ điều khiển MPC ở tầng trên thành tác động vật lý lên trục bánh

xe, nhằm đảm bảo góc lái thực tế δ đáp ứng giá trị tham chiếu với sai số cực tiểu. Quá trình này thực hiện nhằm khắc phục các đặc tính động lực học phi tuyến của cơ cấu lái như động lực học cơ cấu lái, ma sát cơ khí và các nhiễu ngẫu nhiên phát sinh từ tương tác giữa lốp và mặt đường. Cơ chế hoạt động của tầng điều khiển này dựa trên thuật toán PID. Tại mỗi thời điểm lấy mẫu, sai số điều khiển e_δ được xác định là sai lệch giữa yêu cầu từ tầng trên và phản hồi trạng thái thực tế.

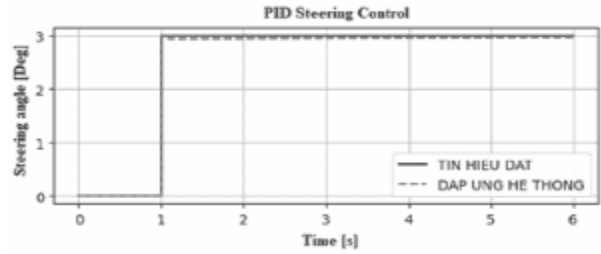
$$e_\delta(t) = \delta_{MPC}(t) - \delta(t) \quad (4)$$

Tín hiệu điều khiển đầu ra $u(t)$, điện áp cấp cho động cơ điện được tính toán để triệt tiêu sai số e_δ theo luật điều khiển tỉ lệ - tích phân - vi phân:

$$u(t) = K_p e_\delta(t) + K_i \int_0^t e_\delta(t) dt + K_d \frac{de_\delta(t)}{dt} \quad (5)$$

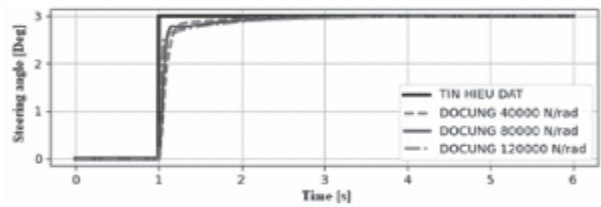
Trong đó, các tham số K_p , K_i , K_d đóng vai trò quyết định đến chất lượng của đáp ứng quá độ và xác lập, các giá trị được tính toán bằng phương pháp thử sai trên mô hình tuyến tính hóa được thực hiện như sau: Tăng K_p đến khi hệ bắt đầu dao động, tăng K_d nhằm cải thiện độ tắt dần dao động và nâng cao độ ổn định động lực học và tăng K_i để loại bỏ sai lệch tĩnh. Sau đó được tinh chỉnh bằng thực nghiệm để tối ưu hiệu năng dưới điều kiện ràng buộc bảo hòa của cơ cấu chấp hành [5]. Các giá trị tham số cuối cùng được lựa chọn như sau [6]: $K_p = 1021$, $K_i = 127$, $K_d = 30$. Để kiểm tra đặc tính động học và tính ổn định của bộ điều khiển PID đề xuất trước khi tích hợp vào mô hình toàn xe, một kịch bản thử nghiệm với tín hiệu đầu vào dạng bước trong điều kiện hoạt động không tải.

Từ phương trình hệ thống lái được phân tích như trên, ta có thể khảo sát các trạng thái điều khiển của hệ thống sử dụng bộ điều khiển PID bằng ngôn ngữ Python.



Hình 4. Góc đánh lái khi sử dụng bộ điều khiển PID

Khảo sát trạng thái làm việc của hệ thống khi thay đổi độ cứng lốp tương ứng với tình trạng mặt đường khác nhau [7]: Khi độ cứng $C_2 = 40000$ N/rad, $C_2 = 80000$ N/rad và $C_2 = 120000$ N/rad.

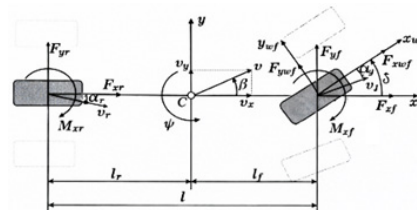


Hình 5. Góc đánh lái khi thay đổi độ cứng lốp xe

Qua kết quả khảo sát trên cho thấy hệ thống lái khi áp dụng bộ điều khiển PID với các tham số K_p , K_i , K_d cố định, sai số đáp ứng hệ thống thay đổi theo tình trạng cản. Xuất hiện dao động khi độ cứng quá lớn hoặc quá nhỏ.

2.3. Mô hình động lực học một vết

Mô hình động lực học một vết được ứng dụng rộng rãi trong bài toán điều khiển xe tự hành nhờ khả năng mô tả chính xác động lực học ngang với chi phí tính toán thấp.



Hình 6. Mô hình động lực học một vết

Phương trình vi phân mô tả cân bằng lực theo phương ngang và cân bằng mô men quay quanh trọng tâm xe được biểu diễn như sau:

$$m(\dot{v}_y + v_x r) = F_{yf} + F_{yr} \quad (6)$$

$$I_z \dot{r} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} \quad (7)$$

Trong đó: Vận tốc ngang v_y ; tốc độ quay thân xe $\dot{\Psi}$; khối lượng toàn bộ xe m ; momen quán tính I_z ; lực ngang sinh ra tại lốp trước F_{yf} ; lực ngang sinh ra tại lốp sau F_{yr} . Trong điều kiện vận hành chuyển làn thông thường, giả định rằng góc quay bánh xe nhỏ, đặc tính lốp xe được mô hình hóa tuyến tính [8]. Lực ngang tỉ lệ thuận với góc trượt, thông qua hệ số độ cứng góc $C_{\alpha f}$ và $C_{\alpha r}$:

$$F_{yf} = 2C_{\alpha f} \alpha_f \quad (8)$$

$$F_{yr} = 2C_{\alpha r} \alpha_r$$

$$\alpha_f = \delta - \frac{v_y + l_f \dot{\Psi}}{v_x}$$

$$\alpha_r = -\frac{v_y - l_r \dot{\Psi}}{v_x}$$

Để mô tả động lực học chuyển động ngang của xe, nghiên cứu này sử dụng mô hình xe dạng tuyến tính hóa và biểu diễn dưới dạng không gian trạng thái. Mô hình này cho phép mô tả mối quan hệ giữa các biến trạng thái như vận tốc ngang, góc quay thân xe và sai lệch quỹ đạo, cùng với tín hiệu điều khiển là góc lái bánh trước. Dựa trên các giả thiết tuyến tính hóa, hệ phương trình vi phân bậc hai được chuyển đổi về dạng không gian trạng thái như trình bày dưới đây:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + Bu \\ Y = CX \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\delta} \\ \ddot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2C_{yf} \\ 0 \\ \frac{2C_{yf}l_f}{I_z} \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f +$$

$$\begin{bmatrix} -\frac{2C_{yf} + C_{yr}}{m\dot{x}} & 0 & -\Psi - \frac{2C_{yf} + C_{yr}}{m\dot{x}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{2C_{yf} - C_{yr}}{m\dot{x}} & 0 & -\frac{C_{yf}l_f^2 + C_{yr}l_r^2}{m\dot{x}} & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \delta \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\delta} \\ \dot{r} \\ y \end{bmatrix}$$

Từ mô hình động lực học đã thiết lập, bộ điều khiển MPC được xây dựng nhằm đảm bảo khả năng bám quỹ đạo và ổn định hệ thống.

2.4. Bộ điều khiển MPC

Hệ động lực học rời rạc tuyến tính được mô tả dưới dạng không gian trạng thái:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bu_k \\ y_k &= Cx_k \end{aligned} \quad (10)$$

Trong đó, $x_k \in \mathbb{R}^n$ là véc-tơ trạng thái, $u_k \in \mathbb{R}^m$ là véc-tơ điều khiển. Các ma trận A , B , C là đặc trưng cho động lực học của hệ thống. Dựa trên mô hình hệ thống, trạng thái tương lai trong khoảng dự đoán N_p . Được xây dựng bằng cách lập phương trình trạng thái:

$$x_{k+1} = A^i x_k + \sum_{j=0}^{i-1} A^{i-1-j} B u_{k+j}, \quad i = 1, 2, \dots, N_p \quad (11)$$

Xây dựng hàm mục tiêu tối ưu, hàm chi phí như sau:

$$J = \sum_{i=0}^{N_p} (x_{k+1} - x_{ref})^T Q (x_{k+1} - x_{ref}) + \sum_{i=0}^{N_e-1} u_{k+i}^T R u_{k+i} \quad (12)$$

Trong đó:

- $Q \geq 0$: Ma trận trọng số trạng thái;
- $R > 0$: Ma trận trọng số điều khiển;
- N_p : Horizon dự đoán;
- N_c : Horizon điều khiển.

Bài toán MPC được biểu diễn dưới dạng tối ưu bậc hai:

$$\begin{aligned} \min & \frac{1}{2} U^T H U + f^T U \\ H &= \Phi^T Q \Phi + R \\ f &= \Phi^T Q (F x_k - X_{ref}) \end{aligned} \quad (13)$$

Ràng buộc điều khiển:

$$u_{\min} \leq u_k \leq u_{\max}$$

Ràng buộc trạng thái:

$$x_{\min} \leq x_k \leq x_{\max}$$

Trong bài toán chuyển làn, véc-tơ trạng thái được lựa chọn như sau:

$$x = [y, \dot{y}, \Psi, \dot{\Psi}]^T \text{ với } u = \delta \quad (14)$$

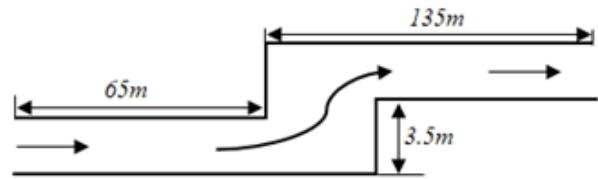
Dựa trên các cơ sở lý thuyết và mô hình MPC đã được xây dựng, tiến hành khảo sát mô phỏng nhằm đánh giá một cách toàn diện hiệu năng và tính ổn định của hệ thống trong các điều kiện vận hành cụ thể. Thông qua các kịch bản mô phỏng, các đặc tính quan trọng như khả năng bám quỹ đạo, chất lượng đáp ứng động và mức độ ổn định của hệ thống.

3. KHẢO SÁT MPC – PID VỚI KỊCH BẢN CHUYỂN LÀN ĐƠN

3.1. Thông số đầu vào

Để đánh giá hiệu quả và ổn định của kiến trúc điều khiển phân tầng được đề xuất,

nguyên cứu này sử dụng thử nghiệm chuyển làn đơn. Đây là phương pháp thử nghiệm vòng kín tiêu chuẩn dùng để đánh giá động lực học ngang và khả năng ổn định của xe trong tình huống đánh lái khẩn cấp.



Hình 7. Tình huống chuyển làn đơn

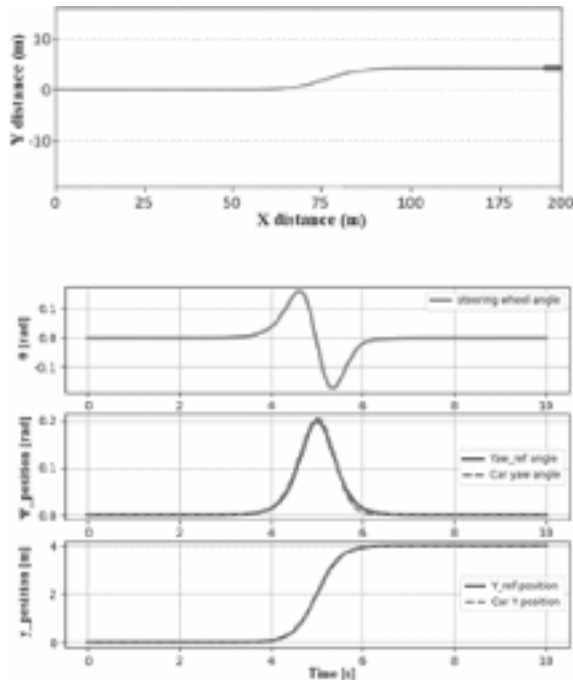
Đường thử có tổng chiều dài là cố định, các ranh giới làn đường được xác định bởi các cọc tiêu, tạo thành hành lang di chuyển bắt buộc. Xe thử nghiệm phải di chuyển từ làn đường ban đầu sang làn đường bên trái với độ lệch ngang là 3.5m tại đoạn giữa và sau đó giữ nguyên ở làn vừa chuyển mà không va chạm với bất kỳ cọc tiêu nào. Trong kịch bản này, xe được di chuyển với vận tốc dọc không đổi ($v_x = \text{const}$) trong suốt quá trình thực hiện mô phỏng [9], [10].

Bảng 1. Thông số ô tô sử dụng trong mô phỏng

Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
m	1707	Kg
I_z	4050	Kgm ²
C_{af}	80000	N/rad
C_{ar}	80000	N/rad
l_f	1.2	m
l_r	1.05	m
l_c	0.016	m
l_p	0.023	m
R	0.42	Ω
L	0.005	H
$U_{\max}$	12	V

3.2. Kết quả mô phỏng

Hiệu quả của kiến trúc điều khiển phân tầng đề xuất được kiểm chứng thông qua thử nghiệm chuyển làn đơn.



Hình 8. Điều khiển MPC-PID tình huống chuyển làn đơn

Dựa trên kết quả mô phỏng kịch bản chuyển làn đơn, có thể khẳng định rằng kiến trúc điều khiển phân tầng được đề xuất đã đáp ứng hiệu quả các yêu cầu về độ chính xác bám quỹ đạo và tính ổn định động lực học của phương tiện.

Về khả năng bám quỹ đạo: Quỹ đạo chuyển động thực tế của xe thể hiện mức độ tương đồng rất cao với quỹ đạo tham chiếu trên cả hai phương diện dọc (trục x) và ngang (trục y), với sai số xác lập tiệm cận về không. Đặc biệt, trong giai đoạn chuyển làn có độ biến thiên lớn (khoảng từ 4s đến 6s), đáp ứng theo phương ngang không xuất hiện hiện tượng quá điều chỉnh hay dao động, cho thấy bộ điều

khiển dự báo mô hình MPC đã xây dựng quỹ đạo tối ưu một cách hiệu quả, đồng thời bộ điều khiển PID ở tầng thấp đảm bảo khả năng bám lệnh với độ chính xác cao.

Về đặc tính đáp ứng của hệ thống lái: Góc quay vô lăng biến thiên liên tục và trơn tru, có dạng gần tương tự tín hiệu hình sin với giá trị cực đại xấp xỉ 0.25 rad trước khi quay trở về trạng thái cân bằng. Đáp ứng này cho thấy cơ cấu chấp hành hoạt động trong giới hạn cho phép, không xảy ra hiện tượng bão hòa hay quá tải tín hiệu điều khiển, đồng thời đảm bảo tính khả thi trong triển khai thực tế.

Về tính ổn định hướng chuyển động: Góc quay thân xe thực tế bám sát giá trị tham chiếu tương ứng trong suốt quá trình mô phỏng. Sự trùng khớp giữa hai đại lượng này chứng minh rằng phương tiện không chỉ tuân thủ chính xác quỹ đạo mong muốn mà còn duy trì được trạng thái ổn định động học, hạn chế hiệu quả các hiện tượng mất ổn định như trượt ngang hoặc mất lái khi thực hiện thao tác đánh lái ở tốc độ cao.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này tập trung vào điều khiển quỹ đạo chuyển động của ô tô tự lái thông qua phương pháp kết hợp MPC- PID. Kết quả thu được cho thấy cấu trúc điều khiển phân tầng kết hợp giữa MPC ở tầng cao và PID ở tầng thấp đã khai thác hiệu quả ưu điểm của từng phương pháp, qua đó giải quyết bài toán cân bằng giữa khả năng tối ưu hóa quỹ đạo và hiệu suất bám điều khiển. Điều này góp phần nâng cao độ an toàn, tính ổn định và độ tin cậy của hệ thống điều khiển phương tiện trong các tình huống vận hành phức tạp. ♦

Ngày nhận bài: 05/5/2026

Ngày phản biện: 20/5/2026

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Rajamani (2012), “*Vehicle Dynamics and Control*”, 2nd ed.. New York, NY, USA: Springer.
- [2]. J. Kong, M. Pfeiffer, G. Schildbach, and F. Borrelli (2015), “*Kinematic and dynamic vehicle models for autonomous driving control design*”. Intelligent Vehicles Symposium
- [3]. F. Borrelli, A. Bemporad, and M. Morari (2017), “*Predictive Control for Linear and Hybrid Systems*”. Cambridge University Press.
- [4]. Y.Zhang, X.Li, J.Wang (2023), “*Modeling and control of electric power steering systems for autonomous vehicles*”. Transactions on Intelligent Vehicles.
- [5]. Tạp chí Khoa học và Công nghệ (2020), “*Nghiên cứu mô hình động lực học và điều khiển hệ thống lái ô tô*”.
- [6]. Y.Sun, L.Wang, X.Zhao (2022), “*PID-Based Steering Control for Autonomous Vehicles Considering Actuator Dynamics and Constraints*”. ISA Transactions.
- [7]. Y. Lian, W. Feng, S. Liu, Z. Nie (2023), “*A road adhesion coefficient tire cornering stiffness normalization method*”. Frontiers in Neurorobotics.
- [8]. Tạp chí Khoa học GTVT (2021), “*Nghiên cứu mô hình động lực học ô tô và ảnh hưởng của lực bên lốp đến ổn định chuyển động*”.
- [9]. Liu X, Hong L, Lin Y (2023), “*Vehicle Lane Change Models A Historical Review*”. Applied Sciences.
- [10]. Liu Y, Cui D, Peng W (2023), “*Minimum Time Lane Changing Problem of Vehicle Handling Inverse Dynamics Based on Adaptive Mesh Refinement and Collocation Optimization Method*”. Journal of Vibroengineering.