



DOI:10.22144/ctujos.2026.096

XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ MÔ PHỎNG Ô TÔ ĐIỆN SỬ DỤNG HỆ THỐNG VI SAI ĐIỆN TỬ TRÊN PHẦN MỀM MATLAB/SIMULINK

Nguyễn Thái Quang Huy*, Huỳnh Hữu Cường và Nguyễn Hữu Cường

Trường Bách Khoa, Đại học Cần Thơ, Việt Nam

*Tác giả liên hệ (Corresponding author): ntqhuy@ctu.edu.vn

Thông tin chung (Article Information)

Nhận bài (Received): 10/03/2026

Sửa bài (Revised): 17/04/2026

Duyệt đăng (Accepted): 20/05/2026

Title: Modeling and simulation of an electric vehicle with an electronic differential system using MATLAB/Simulink

Author(s): Nguyen Thai Quang Huy*, Huynh Huu Cuong and Nguyen Huu Cuong

Affiliation(s): College of Engineering, Can Tho University, Viet Nam

TÓM TẮT

Nghiên cứu này được thực hiện nhằm xây dựng mô hình và mô phỏng động lực học ô tô điện sử dụng hệ thống vi sai điện tử (EDS) điều khiển độc lập bằng hai động cơ điện một chiều tại cầu sau thay thế cho vi sai cơ khí truyền thống. Mô hình được thiết lập dựa trên hệ phương trình Newton-Euler, kết hợp với mô hình lớp phi tuyến Pacejka và mô hình động cơ điện. Bộ điều khiển PI được tích hợp trong cấu trúc vi sai điện tử nhằm tính toán và phân bố lực kéo giữa các bánh xe chủ động. Kết quả mô phỏng trên phần mềm MATLAB/Simulink trong nhiều điều kiện vận hành khác nhau cho thấy vận tốc dọc bám sát giá trị tham chiếu, mô-men xoắn được phân phối hợp lý cho từng bánh xe khi chuyển hướng, đồng thời góc trượt thân xe và sai số bám quỹ đạo được duy trì ở mức thấp, nằm trong vùng ổn định. Kết quả nghiên cứu giúp chứng minh tính khả thi, hiệu quả của cấu trúc vi sai điện tử và là nền tảng cho việc phát triển các thuật toán điều khiển cấp cao hơn.

Từ khóa: Điều khiển PI, động lực học xe điện, MATLAB/Simulink, phân bố mô-men xoắn, vi sai điện tử

ABSTRACT

This study develops and simulates a dynamic model of an electric vehicle equipped with an electronic differential system (EDS) that independently controls two DC motors on the rear axle, replacing the conventional mechanical differential. The model is derived from the Newton-Euler equations, coupled with a nonlinear Pacejka tire model and a DC motor model. A PI controller is integrated into the EDS to compute and distribute traction forces between the driven wheels. MATLAB/Simulink simulations under various operating conditions demonstrate that the longitudinal velocity closely tracks the reference; torque is dynamically and appropriately distributed to each wheel during steering maneuvers; and both the vehicle sideslip angle and trajectory tracking error are consistently maintained at low levels, ensuring stable and safe operation. These results demonstrate the feasibility and effectiveness of the proposed electronic differential structure, providing a solid foundation for developing more advanced control algorithms.

Keywords: Electronic differential, electric vehicle dynamics, MATLAB/Simulink, PI control, torque distribution

1. GIỚI THIỆU

Trong những năm gần đây, xe ô tô điện đang dần trở thành xu hướng phát triển chính trong ngành công nghiệp vận tải do mục đích bảo vệ môi trường và giảm thiểu khí thải phát ra từ các loại phương tiện sử dụng nhiên liệu hóa thạch. Theo Ehsani et al. (2018), sự phát triển của công nghệ năng lượng pin và điện tử công suất đã mở ra một hướng đi mới cho các cấu hình xe điện, trong đó nổi bật là loại xe sử dụng động cơ điện một chiều đặt trực tiếp trong bánh xe (In-wheel motors - IWM). Cấu trúc này mang lại ưu điểm vượt trội nhờ tiềm năng loại bỏ hệ thống truyền động cơ khí phức tạp, từ đó giúp giảm trọng lượng hệ thống truyền động và tối ưu hóa không gian thiết kế.

Tuy nhiên, khi các bánh xe được dẫn động độc lập, ô tô mất đi sự liên kết cơ học vốn có, dẫn đến một bài toán thách thức về động lực học. Cụ thể, bộ vi sai cơ khí truyền thống đóng vai trò cho phép sự chênh lệch vận tốc góc của các bánh xe chủ động khi vào cua để tránh hiện tượng trượt bánh và ổn định quay vòng (Jazar, 2017). Khi cụm cơ khí này bị loại bỏ, chức năng phân bổ mô-men xoắn được đảm nhận hoàn toàn bởi hệ thống vi sai điện tử (Electronic Differential System - EDS). Hệ thống EDS hoạt động dựa trên các thuật toán phần mềm quản lý việc phân bổ lực kéo và tốc độ độc lập cho từng bánh xe dựa vào góc đánh lái và trạng thái động lực học của xe (Patil et al., 2018). Do đó, để giải quyết bài toán động lực học và ngăn ngừa nguy cơ mất ổn định khi vận hành, việc tích hợp một thuật toán điều khiển chính xác vào hệ thống EDS là yêu cầu bắt buộc.

Nhằm giải quyết vấn đề nêu trên, các chiến lược điều khiển EDS đã không ngừng được hoàn thiện. Bắt đầu từ những nghiên cứu nền tảng về cấu trúc hệ thống vi sai điện tử sơ khởi (Yildirim et al., 2015), các phương pháp đã dần trở nên phức tạp hơn. Tiếp cận từ góc độ điều khiển vòng kín, Liu (2025) đã đề xuất một chiến lược điều khiển vi sai điện tử dựa trên việc ước lượng tốc độ và hệ số trượt tối ưu, kết hợp cơ chế phản hồi. Trong việc tối ưu hóa hiệu suất, Asperti et al. (2024) và Liu et al. (2025) đã nghiên cứu và phát triển các thuật toán phân bổ mô-men xoắn chủ động theo cấu trúc phân tầng. Phương pháp này giúp cải thiện rõ rệt tính ổn định ngang và khả năng xử lý của xe khi vận hành ở ngưỡng giới hạn bám. Đồng thời, nhằm tối đa hóa độ an toàn chủ động, Hu et al. (2024) đã phát triển một khung điều khiển tối ưu tập trung vào việc kiểm soát trực tiếp mô-men quay vòng cho các dòng xe truyền động phân tán.

Các nghiên cứu trước đây đã giải quyết một phần bài toán phân phối vận tốc góc, nhưng chưa tích hợp một cách toàn diện mô hình lớp phi tuyến. Khi xe vận hành ở các điều kiện phức tạp hoặc tiến sát tới giới hạn bám, đặc tính lực – góc trượt của lớp sẽ chuyển sang trạng thái phi tuyến cao độ. Đặc biệt, theo Guo et al. (2020) và Asperti et al. (2024), việc sử dụng mô hình tuyến tính hóa đơn giản và không xem xét kỹ đến góc trượt ngang và biến thiên mô-men quay vòng rất dễ dẫn đến việc ước lượng sai ngưỡng an toàn thực tế, dẫn đến nguy cơ mất ổn định. Điều này đặt ra nhu cầu cấp thiết về một mô hình đánh giá toàn diện hơn, phản ánh đúng giới hạn vật lý của phương tiện khi vận hành trong các điều kiện phức tạp.

Tại Việt Nam, việc nghiên cứu về ô tô điện và động lực học phương tiện đang là một hướng đi thu hút được sự quan tâm mạnh mẽ. Nền tảng lý thuyết và các công cụ mô hình hóa nhằm đánh giá động lực học ô tô đã được xây dựng và kiểm chứng qua nhiều công trình uy tín. Cụ thể, Ngọc và ctv. (2022) đã ứng dụng mô hình động lực học không gian phức hợp kết hợp lớp phi tuyến Pacejka để khảo sát độ ổn định khi chuyển làn; trong khi Anh và ctv. (2019) sử dụng phần mềm CarSim để kiểm chứng độ tin cậy của mô hình hai vết khi xác định quỹ đạo quay vòng. Kế thừa những nền tảng đó, Huy và ctv. (2026) đã tiếp tục phân tích chi tiết ảnh hưởng của góc đánh lái đến độ ổn định ngang của phương tiện khi vận hành ở điều kiện xuống dốc phức tạp.

Tuy vậy, phần lớn kết quả của các nghiên cứu vẫn chỉ tập trung vào cấu hình xe truyền động tập trung. Các công bố khoa học đi sâu vào hệ thống EDS nhằm phân bổ mô-men xoắn độc lập cho xe cấu hình IWM vẫn còn rất hạn chế. Đặc biệt, việc tích hợp một thuật toán điều khiển cùng mô hình lớp phi tuyến Pacejka trong các điều kiện vận hành sát giới hạn bám để đánh giá toàn diện khả năng bám quỹ đạo vẫn là một khoảng trống lớn chưa được khai thác triệt để.

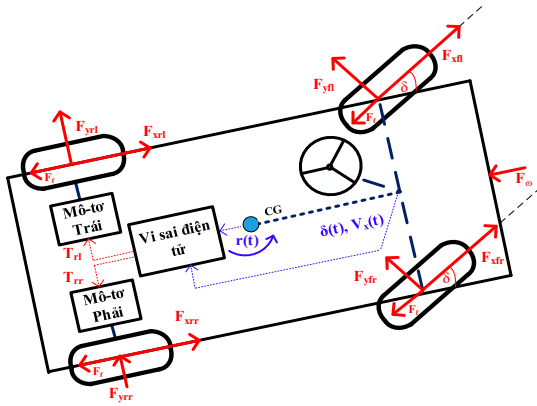
Chính vì vậy, nghiên cứu này được thực hiện nhằm hướng đến việc xây dựng mô hình động lực học độ trung thực cao và mô phỏng ô tô điện với EDS sử dụng cấu trúc điều khiển bù trước kết hợp hồi tiếp PI. Đồng thời, mô hình lớp phi tuyến tính Pacejka được sử dụng nhằm mô tả chính xác các tương tác vật lý phức tạp, hiệu quả phân phối mô-men và tính ổn định của hệ thống vi sai điện tử khi quay vòng. Cách tiếp cận này không chỉ tập trung vào thuật toán mà còn ưu tiên xây dựng một nền tảng mô phỏng tin cậy, làm cơ sở để kiểm chứng và so

sánh cho việc phát triển các thuật toán điều khiển thích ứng cấp cao và hiện đại hơn trong tương lai.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Phương trình động lực học thân xe

Để mô phỏng chính xác hành vi của xe, các phương trình động lực học tổng quát được xây dựng trên cơ sở hệ phương trình Newton-Euler (Jazar, 2017; Rajamani, 2011). Trong bài báo này, giả thiết xe ô tô điện cầu sau chủ động độc lập với hai động cơ điện một chiều đã được sử dụng và dẫn hướng bằng hai bánh trước được trình bày ở Hình 1.



Hình 1. Mô hình động lực học ô tô điện IWM

Để phân tích động lực học của phương tiện, hệ phương trình chuyển động được xây dựng dựa trên hệ quy chiếu động gắn với khối lượng thân xe có gốc tại trọng tâm CG theo hệ trục tọa độ xOy bao gồm: phương dọc theo trục X , phương ngang theo trục Y , và chuyển động quay quanh trục đứng Z . Với v_x, v_y lần lượt là vận tốc theo phương dọc, ngang, r là vận tốc góc quay thân xe. Sự cân bằng lực và mô-men tác dụng lên xe được thể hiện qua hệ phương trình sau (Rajamani, 2011):

$$m \cdot \dot{v}_x = F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \sin\delta + (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \cos\delta - F_r \quad (1)$$

$$+ m \cdot v_y \cdot r;$$

$$m \cdot \dot{v}_y = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos\delta + (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \sin\delta \quad (2)$$

$$+ -m \cdot v_x \cdot r;$$

$$J_z \cdot \dot{r} = L_f \cdot [(F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos\delta + (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \sin\delta] - L_r \cdot (F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{d}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{d}{2} [(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin\delta - (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \cos\delta]. \quad (3)$$

Với:

$$F_r = F_\omega + F_f; \quad (4)$$

$$F_\omega = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A \cdot v_x \cdot |v_x|; \quad (5)$$

$$F_f = m \cdot g \cdot f \quad (6)$$

Trong đó: J_z là mô-men quán tính của khối lượng thân xe; F_{xij}, F_{yij} (chỉ số i, j biểu thị vị trí của các bánh xe, với $i \in \{f, r\}$ biểu thị trước hoặc sau và $j \in \{l, r\}$ biểu thị trái hoặc phải) là các thành phần lực dọc và lực ngang tác dụng lên thân xe; F_r là tổng các lực cản dọc thân xe, các thông số tính lực cản được thể hiện ở Bảng 1 (Robert Bosch GmbH, 2018).

Bảng 1. Thông số tính toán lực cản

Thông số	Giá trị
Diện tích cản chính diện A (m ²)	2,1
Hệ số cản lăn của lốp f	0,015
Hệ số cản khí động học C_d	0,28
Khối lượng riêng của không khí ρ (kg/m ³)	1,225
Gia tốc trọng trường g (m/s ²)	9,81

Để giải phương trình vi phân (1), (2), (3) thì các thành phần ngoại lực F_{xij} và F_{yij} bên vế phải của phương trình cân được xác định thông qua mô hình lớp phi tuyến ở Mục 2.2.

2.2. Mô hình lớp phi tuyến Pacejka

Trong nghiên cứu này, mô hình lớp thực nghiệm của Pacejka (2005) đã được sử dụng để mô tả trạng thái của bánh xe dưới sự tác động của lực và mô-men tại lớp nhằm thể hiện tính chất phi tuyến của lớp xe khi tương tác với mặt đường. Với F_{xij} và F_{yij} là thành phần lực liên kết giữa bánh xe và mặt đường (Huy và ctv., 2026). Các lực này thay đổi liên tục theo thời gian, phụ thuộc vào điều kiện mặt đường và các yếu tố đánh lái và được xác định bằng công thức tổng quát như sau:

$$F_{xij} = D_i \cdot \sin(C_{xi} \cdot \arctan(B_{xi} \cdot k_{ij} - E_{xi} \cdot (B_{xi} \cdot k_{ij} - \arctan(B_{xi} \cdot k_{ij})))) \quad (7)$$

$$F_{yij} = D_i \cdot \sin(C_{yi} \cdot \arctan(B_{yi} \cdot \alpha_{ij} - E_{yi} \cdot (B_{yi} \cdot \alpha_{ij} - \arctan(B_{yi} \cdot \alpha_{ij})))) \quad (8)$$

$$B_{xi} = \frac{C_k}{C_x \cdot D_i} \quad (9)$$

$$B_{yi} = \frac{C_{ai}}{C_y \cdot D_i} \quad (10)$$

$$D_i = \mu \cdot F_{zi} \quad (11)$$

$$F_{zr} = \frac{m \cdot g \cdot L_f}{2 \cdot L} \quad (12)$$

$$F_{zf} = \frac{m \cdot g \cdot L_r}{2 \cdot L} \quad (13)$$

Trong đó: B, C, D, E là các hệ số thực nghiệm của mô hình lốp. Các hệ số B, D được xác định qua các phương trình (9), (10), (11). Các hệ số C, E được thể hiện ở Bảng 2.

Các thông số đầu vào mô hình lốp Pacejka bao gồm độ trượt dọc k_{ij} và góc trượt ngang bánh xe α_{ij} được xác định thông qua vận tốc dọc v_x và vận tốc ngang v_y và vận tốc góc quay r .

$$k_{rl} = \frac{\omega_{rl} \cdot R \cdot (v_x - \frac{d}{2} \cdot r)}{v_x - \frac{d}{2} \cdot r} \quad (14)$$

$$k_{rr} = \frac{\omega_{rr} \cdot R \cdot (v_x + \frac{d}{2} \cdot r)}{v_x + \frac{d}{2} \cdot r} \quad (15)$$

Góc trượt ngang các bánh xe trước - trái α_{fl} , trước - phải α_{fr} , sau - trái α_{rl} và sau - phải α_{rr} lần lượt được xác định theo công thức:

$$\alpha_{fl} = \delta - \arctan\left(\frac{v_y + L_f \cdot r}{v_x - \frac{d}{2} \cdot r}\right) \quad (16)$$

$$\alpha_{fr} = \delta - \arctan\left(\frac{v_y + L_f \cdot r}{v_x + \frac{d}{2} \cdot r}\right) \quad (17)$$

$$\alpha_{rl} = -\arctan\left(\frac{v_y - L_r \cdot r}{v_x - \frac{d}{2} \cdot r}\right) \quad (18)$$

$$\alpha_{rr} = -\arctan\left(\frac{v_y - L_r \cdot r}{v_x + \frac{d}{2} \cdot r}\right) \quad (19)$$

Bảng 2. Thông số ô tô điện khảo sát

Thông số	Giá trị
Độ cứng vững trượt ngang bánh trước C_{af} (N/rad)	75000
Độ cứng vững trượt ngang bánh sau C_{ar} (N/rad)	90000
Độ cứng vững trượt dọc bánh sau C_k (N/rad)	100000
Hệ số hình dạng đường cong Pacejka theo phương Y C_y	1,3
Hệ số hình dạng đường cong Pacejka theo phương X C_x	1,65
Hệ số độ cong đỉnh của lốp E	0,3
Mô-men quán tính của bánh xe J_w (kg.m ²)	2
Hệ số bám đường μ	0,9
Khối lượng toàn bộ xe m (kg)	1836
Bán kính làm việc của bánh xe R (m)	0,33
Chiều rộng cơ sở d (m)	1,58
Chiều dài cơ sở L (m)	2,88
Khoảng cách từ trọng tâm (CG) đến cầu trước L_f (m)	1,38
Khoảng cách từ trọng tâm (CG) đến cầu sau L_r (m)	1,5
Mô-men quán tính J_z (kg.m ²) quay quanh trục Z	2000
Độ tự cảm cuộn dây phần ứng L_a (H)	$0,5 \cdot 10^{-3}$
Điện trở cuộn dây phần ứng R_a (Ω)	0,05
Hằng số sức điện động ngược K_b (V/(rad/s))	0,2
Hằng số mô-men xoắn K_t (N.m/A)	0,2
Tỷ số truyền từ động cơ đến bánh xe N	9

Trong đó, vận tốc dọc v_x , vận tốc ngang v_y và vận tốc góc quay r được tính từ các phương trình (1), (2), (3). Góc lái của bánh xe dẫn hướng δ được cho trước theo từng kịch bản mô phỏng. Tốc độ góc các bánh xe sau ω_{ij} được xác định từ đầu ra của mô hình động lực học quay bánh xe có công thức như sau:

$$\dot{\omega}_{rj} = \frac{\tau_{rj} - F_{xrj} \cdot R}{J_w} \quad (20)$$

Đầu vào của mô hình động lực học quay của bánh xe bao gồm lực dọc tại các bánh xe F_{xij} được tính từ phương trình (7) và mô-men xoắn tại các bánh xe τ_{ij} được lấy từ đầu ra của các mô hình động cơ điện một chiều.

Các thông số hình học xe ở Bảng 2 được lựa chọn dựa theo thông số hình học của dòng xe điện Tesla Model 3. Thông số động cơ điện cơ điện một chiều được chuẩn hóa để đáp ứng yêu cầu mô phỏng, đồng thời vẫn giữ được đặc tính cơ bản của hệ truyền động điện. Các thông số của mô hình lốp được lựa chọn để đại diện cho xe ô tô điện cỡ trung với độ cứng vững trượt ngang và độ cứng vững trượt dọc chọn theo Robert Bosch GmbH (2018), các hệ số thực nghiệm E , C được chọn theo Pacejka (2005).

2.3. Động cơ điện một chiều

Để mô phỏng quá trình sinh lực kéo tại bánh xe chủ động, đặc tính động lực học của động cơ điện được mô hình hóa trên miền tần số Laplace theo định luật Kirchoff về điện áp và nguyên lý cơ điện, hàm truyền dòng điện phản ứng i_{arj} và phương trình mô-men truyền xuống bánh xe τ_{rj} được xác định như sau (Thắm, 2024):

$$i_{arj} = (u_{mrj} - K_b \cdot \omega_{rj} \cdot N) \cdot \frac{1}{L_a \cdot s + R_a} \quad (21)$$

$$\tau_{rj} = N \cdot K_t \cdot i_{arj} \quad (22)$$

Trong đó u_{mrj} là điện áp điều khiển đầu vào, ω_{rj} là vận tốc góc của bánh xe, N là tỉ số truyền cơ khí. Các thông số điện từ bao gồm hằng số suất điện động ngược K_b , hằng số mô-men K_t , điện trở R_a và độ tự cảm L_a của cuộn dây phản ứng, được trình bày cụ thể tại Bảng 2.

2.4. Bộ điều khiển vi sai điện tử

Trong nghiên cứu này, bộ điều khiển PI được lựa chọn nhằm đảm bảo khả năng bám tốc độ với cấu trúc đơn giản và độ ổn định cao. So với PID, thành phần vi phân không được sử dụng do hệ thống truyền động điện nhạy với nhiễu đo tốc độ và biến thiên mô-men tải. Bộ PI đảm bảo sai số xác lập bằng không và đáp ứng quá độ phù hợp cho hệ vi sai điện tử (Setiawan et al., 2024).

2.4.1. Thành phần bù trước

Bộ điều khiển bù trước được thông qua công thức:

$$u_{rj} = K_b \cdot \omega_{rjtc} \cdot N \quad (23)$$

Thành phần này cung cấp mức điện áp cần thiết để cân bằng suất điện động ngược tương ứng với tốc độ tham chiếu của từng bánh xe. Nhờ đó, hệ thống không hoàn toàn phụ thuộc vào sai số phản hồi mà chủ động đưa động cơ về điểm làm việc mong muốn. Việc tích hợp giá trị điều khiển ước lượng ở trạng thái xác lập giúp cải thiện đáp ứng quá độ và giảm sai số bám, đặc biệt hiệu quả trong các hệ truyền động có yêu cầu phân phối tốc độ khác nhau giữa các bánh khi quay vòng (Zhang et al., 2021).

2.4.2. Thành phần hồi tiếp PI

Dựa trên cấu trúc điều khiển vòng kín, tín hiệu đầu vào của bộ điều khiển PI là sai lệch vận tốc góc tại từng bánh xe chủ động. Giá trị sai số này được tính toán dựa trên sự chênh lệch giữa tốc độ góc tham chiếu định mức – thu được từ các phương trình (21), (22) kết hợp với tốc độ góc bánh xe hồi tiếp từ phương trình (20) để tính ra sai số theo công thức:

$$e_{rj} = \omega_{rjtc} - \omega_{rj} \quad (24)$$

Sai số từ công thức (24) được đưa vào bộ điều khiển hồi tiếp PI để tính điện áp điều khiển hồi tiếp. Tín hiệu điều khiển này được xác định bằng công thức tổng quát sau (Aggarwal, 2013):

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int e(t) dt \quad (25)$$

Các hệ số K_p , K_i của bộ điều khiển hồi tiếp PI được xác định bằng phương pháp thử - sai, đảm bảo hạn chế vọt lố và giảm thời gian xác lập, trình bày cụ thể ở Bảng 3.

Bảng 3. Thông số bộ điều khiển hồi tiếp PI

Thông số	Giá trị
Hệ số tỉ lệ K_p	75
Hệ số tích phân K_i	1

2.4.3. Luật điều khiển tổng

Điện áp điều khiển động cơ điện được xác định bằng công thức:

$$u_{mrj} = u(t) + u_{rj} \quad (26)$$

Điện áp điều khiển tổng u_{mrj} được đưa vào phương trình (21) của động cơ điện để xác định dòng điện phản ứng. Dòng điện này sinh ra mô-men điện từ theo phương trình (22), sau đó thông qua tỉ số truyền cơ khí, mô-men được truyền xuống bánh

xe để tạo lực kéo dọc, là thành phần đầu vào của hệ phương trình động lực học chuyển động của xe.

2.5. Tiêu chí đánh giá mô hình

Để đánh giá tính chính xác và hiệu quả của mô hình vi sai điện tử, các tiêu chí tham chiếu được xây dựng dựa trên nguyên lý vi sai cơ khí và lý thuyết động lực học ô tô theo Jazar (2017). Các tiêu chí bao gồm:

2.5.1. Tuân thủ điều kiện hình học Ackermann

Trong điều kiện quay vòng ổn định, quỹ đạo của thân xe khảo sát phải thỏa mãn nguyên lý Ackermann, theo đó các bánh xe phải quay quanh cùng một tâm tức thời với bán kính R_{cg} :

$$R_{cg} = \frac{L}{\tan(\delta)} \quad (27)$$

Tương ứng, tốc độ góc bánh trong ω_i và bánh ngoài ω_o theo nguyên lý hình học được xác định bởi:

$$\omega_i = \frac{v_{tc} \cdot \left(R - \frac{d}{2}\right)}{R \cdot R_{cg}} \quad (28)$$

$$\omega_o = \frac{v_{tc} \cdot \left(R + \frac{d}{2}\right)}{R \cdot R_{cg}} \quad (29)$$

2.5.2. Khả năng phân bổ mô-men xoắn giữa hai bánh xe chủ động

Hệ thống vi sai điện tử được xem là có khả năng thay thế vi sai cơ khí thông qua đặc tính phân bổ mô-men giữa hai bánh chủ động theo thời gian:

$$\Delta\tau(t) = \tau_R(t) - \tau_L(t) \quad (30)$$

Trong điều kiện chuyển động thẳng, mô-men hai bánh xấp xỉ bằng nhau ($\tau_R \approx \tau_L$). Khi quay vòng,

hệ thống phải tạo ra độ chênh lệch mô-men. Trong đó, mô-men tại bánh bên ngoài phải lớn hơn bánh xe phía trong. Sau khi kết thúc quay vòng, mô-men hai bánh phải hội tụ trở lại trạng thái cân bằng.

2.5.3. Độ ổn định ngang khi quay vòng

Để ô tô vận hành ổn định khi quay vòng, cần đảm bảo các yếu tố vận tốc góc quay thân xe r , góc trượt thân xe β nằm trong vùng làm việc của vận tốc góc quay thân xe tham chiếu r_{tc} và góc trượt thân xe tham chiếu β_{tc} được xác định theo công thức (Rajamani, 2011; Huy và ctv., 2026):

$$r_{tc} = \frac{v_{tc}}{L + K_u \cdot v_{tc}^2} \cdot \delta \quad (31)$$

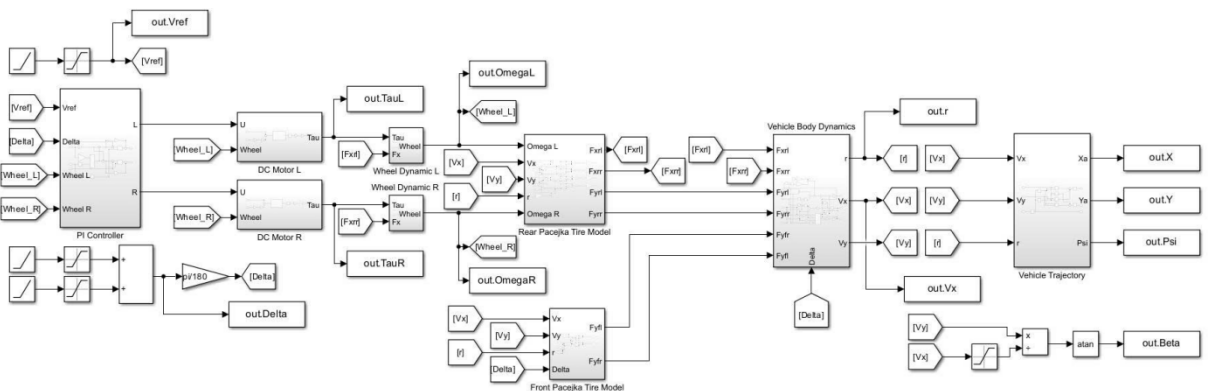
$$\beta_{tc} = \frac{L_r - \frac{L_f \cdot m \cdot v_{tc}^2}{2 \cdot C_{ar} \cdot L}}{L + K_u \cdot v_{tc}^2} \cdot \delta \quad (32)$$

Trong đó K_u là hệ số thiếu lái:

$$K_u = \frac{m}{L} \cdot \left(\frac{L_r}{2 \cdot C_{af}} - \frac{L_f}{2 \cdot C_{ar}} \right) \quad (33)$$

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

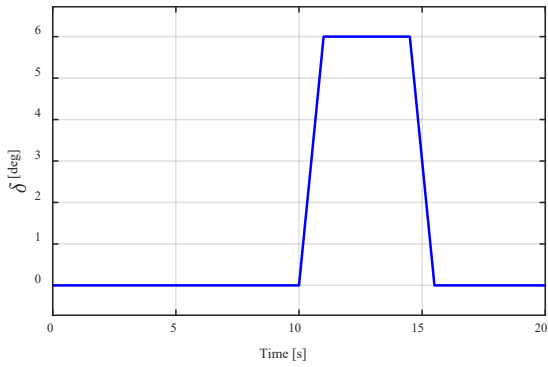
Các phương trình động lực học, mô hình lớp và hệ thống vi sai điện tử được mô phỏng bằng phần mềm MATLAB/Simulink như Hình 2 với các thông số xe điện cỡ trung, dẫn động cầu sau sử dụng hai động cơ độc lập như trình bày trong Bảng 2. Máy tính chạy mô phỏng có cấu hình Acer Nitro AN16-41, trang bị bộ vi xử lý AMD Ryzen 5 7535HS (~3.3 GHz), RAM 16 GB, đồ họa Radeon tích hợp và DirectX 12. Thời gian thực hiện mỗi kịch bản mô phỏng là 10 phút.



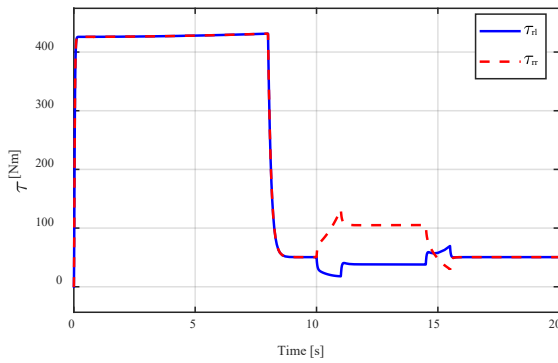
Hình 2. Mô hình Simulink mô phỏng động lực học ô tô điện sử dụng hệ thống vi sai điện tử

3.1. Kịch bản quay vòng chữ L

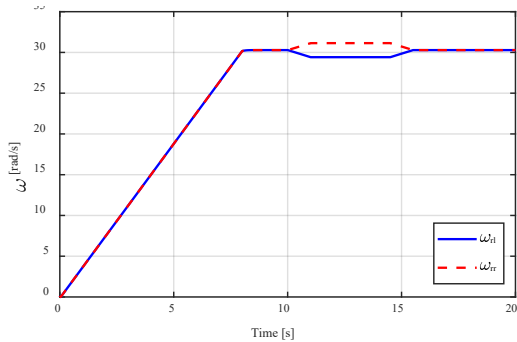
Việc mô phỏng được thực hiện theo kịch bản quay vòng chữ L (L-turn maneuver) với tín hiệu đánh lái dạng bậc thang, như thể hiện ở Hình 3. Cụ thể, góc lái $\delta = 0^\circ$ trong 10 giây đầu, sau đó tăng lên 6° và giữ cố định trong 4,5 giây nhằm thiết lập trạng thái xe quay vòng ổn định, sau đó được đưa trở lại trạng thái cân bằng. Kịch bản này mô phỏng tình huống chuyển hướng và duy trì quỹ đạo cong chữ L trong điều kiện vận hành thực tế, thường được sử dụng để đánh giá đặc tính ổn định hướng và khả năng phân phối mô-men giữa các bánh xe (Zong et al., 2025).



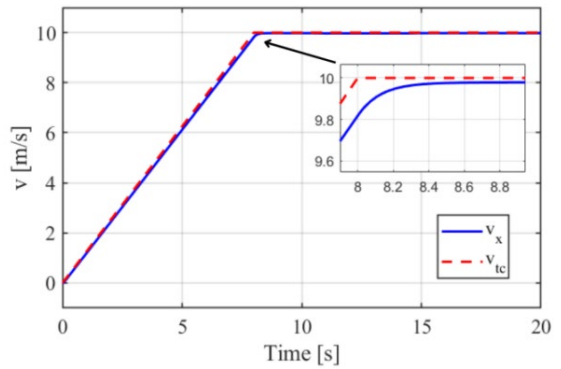
Hình 3. Góc quay của bánh xe dẫn hướng



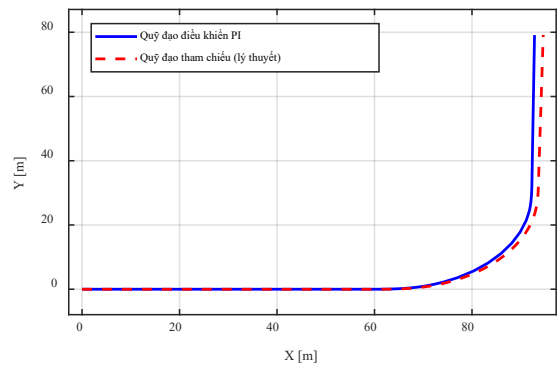
Hình 4. Mô-men xoắn tại các bánh xe chủ động



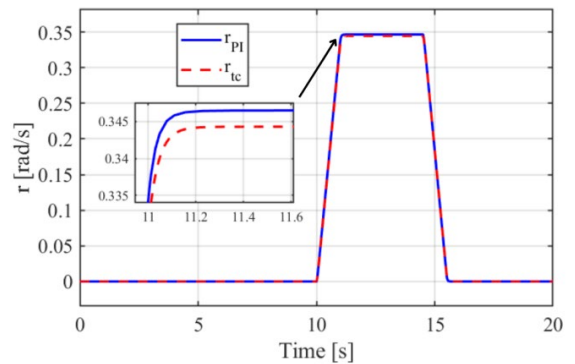
Hình 5. Tốc độ góc của bánh xe chủ động



Hình 6. Vận tốc dọc của xe



Hình 7. Quỹ đạo của ô tô khi quay vòng



Hình 8. Vận tốc góc quay thân xe

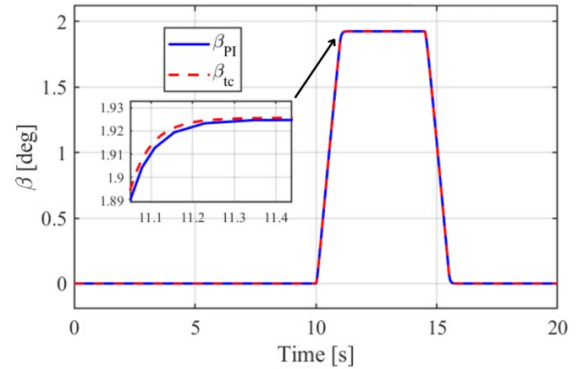
Kết quả mô phỏng chứng minh rằng bộ điều khiển PI đáp ứng tốt với các tín hiệu tham chiếu, đảm bảo tính khả thi và an toàn của hệ thống EDS được trình bày tại Bảng 4 và từ Hình 3 đến Hình 8.

Cụ thể, Hình 4 và Hình 5 cho thấy hiệu quả phân bổ mô-men xoắn và tốc độ góc bánh xe của EDS trong kịch bản đánh lái chữ L. Khi xe chạy thẳng, mô-men và tốc độ góc của hai bánh chủ động là hoàn toàn đồng nhất. Khi đánh lái sang trái từ giây thứ 10, sau khoảng 1 giây dao động quá độ, bánh bên phải tăng mô-men khoảng 104,92 Nm và bánh bên trái

giảm còn 38,16 Nm, tạo ra độ chênh lệch mô-men $\Delta\tau$ xấp xỉ 67 Nm. Quá trình trả lái cũng ghi nhận sự hội tụ nhanh chóng về mức cân bằng ban đầu (50,49 Nm và 30 rad/s) chỉ sau 1 giây. Kết quả cho thấy hệ thống EDS có khả năng phân bổ mô-men trong đường cấu trúc vi sai cơ khí trong cả pha chuyển động thẳng và quay vòng.

Hình 6 thể hiện vận tốc dọc của xe bám rất sát giá trị tham chiếu với sai số xác lập nhỏ, khoảng 0,03 m/s ngay khi vào cua. Đối với quỹ đạo tại trọng tâm xe (Hình 7), trong giai đoạn quay vòng (từ giây 10 đến 14,5), phương tiện chuyển tiếp mượt mà và bám sát quỹ đạo lý thuyết. Sai số quỹ đạo tích lũy khoảng 1,8 m xuất hiện ở cuối hành trình do đặc tính của mô phỏng vòng hở, không có sự can thiệp bù lái của tài xế. Giá trị này không được sử dụng như một tiêu chí

trực tiếp để đánh giá an toàn. Thay vào đó, tính ổn định của phương tiện được đánh giá dựa trên các trạng thái động lực học cốt lõi.



Hình 9. Góc trượt thân xe

Bảng 4. Kết quả mô phỏng hệ thống vi sai điện tử khi điều khiển PI

Thời gian (s)	τ_{rl} (Nm)	τ_{rr} (Nm)	$\Delta\tau$ (Nm)	v_x ($\frac{m}{s}$)	v_{tc} ($\frac{m}{s}$)	Sai số v (%)	r_{PI} ($\frac{rad}{s}$)	r_{tc} ($\frac{rad}{s}$)	Sai số r (%)	β_{PI} (°)	β_{tc} (°)	Sai số β (%)
2	426,84	426,84	0	2,42	2,5	3,2	0	0	0	0	0	0
4	427,26	427,26	0	4,88	5	2,4	0	0	0	0	0	0
6	428,97	428,97	0	7,35	7,5	2	0	0	0	0	0	0
8	431,39	431,39	0	9,82	10	1,8	0	0	0	0	0	0
10	50,49	50,49	0	9,98	10	0,2	0	0	0	0	0	0
12	38,16	104,92	66,76	9,97	10	0,3	0,35	0,34	0,64	1,92	1,93	0,05
14	37,96	105,11	67,15	9,97	10	0,3	0,35	0,34	0,64	1,92	1,93	0,05
16	50,46	50,46	0	9,98	10	0,2	0	0	0	0	0	0
18	50,49	50,49	0	9,98	10	0,2	0	0	0	0	0	0
20	50,49	50,49	0	9,98	10	0,2	0	0	0	0	0	0

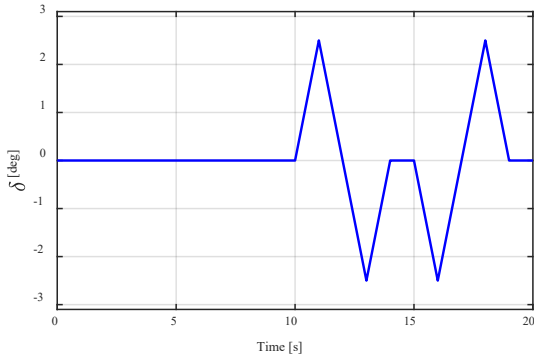
Cụ thể, sự ổn định của hệ thống ED được minh chứng qua việc các trạng thái động lực học (β , r) luôn được duy trì nghiêm ngặt trong ngưỡng an toàn định lượng. Về vận tốc góc quay thân xe r (Hình 8), hệ thống bám sát tham chiếu theo hình học Ackermann với sai số rất thấp, chỉ khoảng 0,64%. Đồng thời, góc trượt thân xe β (Hình 9) có dao động ổn định và đạt cực đại ở mức 1,92°, thấp hơn góc trượt tham chiếu với sai số 0,05%. Giá trị này nằm hoàn toàn trong vùng làm việc tuyến tính của lớp. Giá trị này nằm hoàn toàn trong vùng làm việc tuyến tính của lớp, thường được xác định dưới 4° đến 5° trên mặt đường có hệ số bám cao $\mu = 0,9$ (Pacejka, 2005; Rajamani, 2011). Điều này khẳng định lớp xe chưa bị bão hòa lực ngang, xe duy trì được độ bám đường tối ưu và hoàn toàn không có nguy cơ mất lái hay xoay vòng khi vào cua.

Để đánh giá rõ hơn khả năng kiểm soát phương tiện trong các tình huống chuyển động ngang phức tạp và có tính chuẩn hóa cao, phần tiếp theo sẽ xem

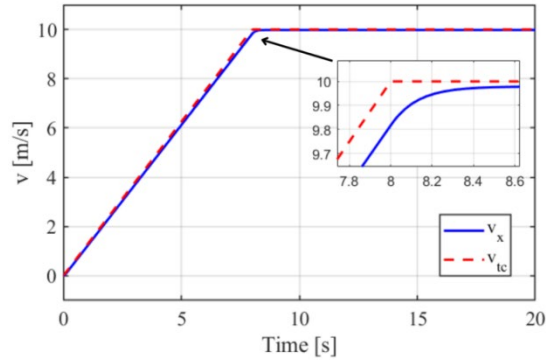
xét kịch bản chuyển làn kép (Double Lane Change – DLC) theo tiêu chuẩn ISO 3888-1 (International Organization for Standardization, 2018). Kịch bản này cho phép kiểm chứng bổ sung hiệu quả của hệ thống ED trong điều kiện quá độ mạnh, với yêu cầu cao về ổn định ngang và khả năng đáp ứng nhanh của hệ thống điều khiển.

3.2. Kịch bản đánh lái chuyển làn

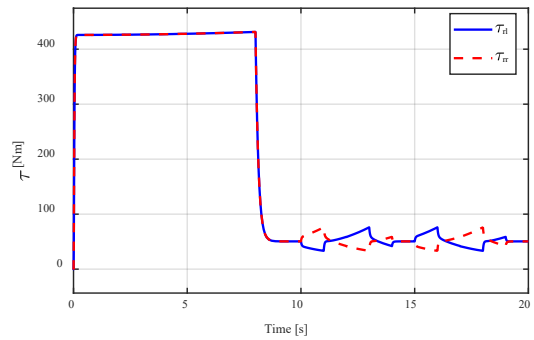
Việc mô phỏng được thực hiện theo kịch bản đánh lái DLC với tín hiệu đánh lái thay đổi liên tục để chuyển làn đường sau đó trở về làn đường cũ, thể hiện ở Hình 10. Cụ thể, góc lái $\delta = 0^\circ$ trong 10 giây đầu, sau đó lần lượt tăng lên 2,5°, giảm xuống -2,5 độ, rồi trả lái thẳng. Sau 1 giây, hành động đánh lái với biên độ ngược lại được thực hiện lại để xe trở lại làn đường cũ. Kịch bản này mô phỏng tình huống xe chuyển làn đường trong điều kiện vận hành thực tế, thường được sử dụng để kiểm tra tính an toàn và ổn định của xe, kết quả phân tích cụ thể được thể hiện qua Bảng 5 và từ Hình 11 đến Hình 16.



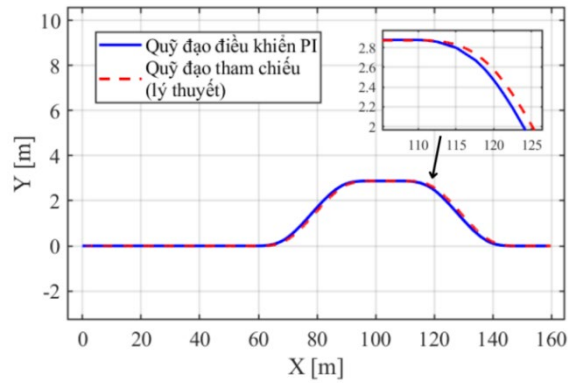
Hình 10. Góc quay của bánh xe dẫn hướng



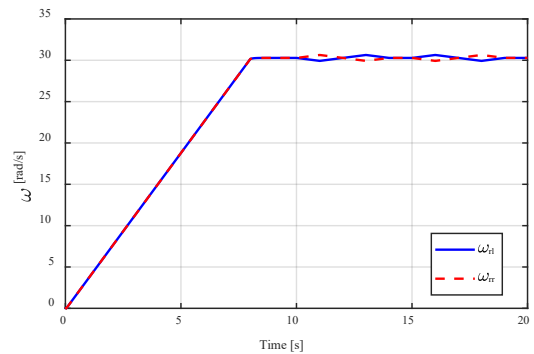
Hình 13. Vận tốc dọc của xe



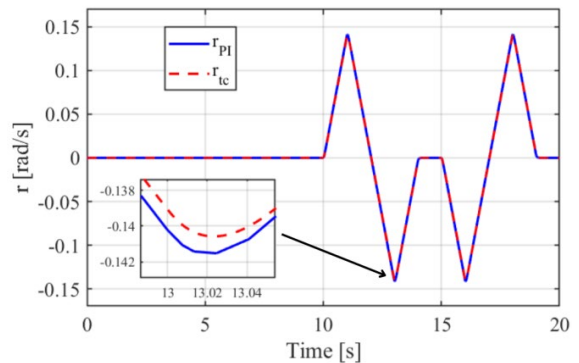
Hình 11. Mô-men xoắn tại các bánh xe chủ động



Hình 14. Quỹ đạo của ô tô khi quay vòng

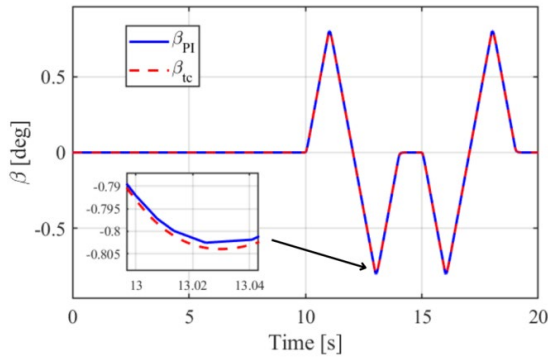


Hình 12. Tốc độ góc của bánh xe chủ động



Hình 15. Vận tốc góc quay thân xe

Hình 11 và Hình 12 lần lượt thể hiện khả năng phân bổ mô-men xoắn và tốc độ góc bánh xe của EDS trong kịch bản đánh lái DLC. Sự chênh lệch mô-men xoắn thay đổi nhanh và ổn định thể hiện khả năng kiểm soát mô-men của EDS hoạt động tốt kể cả trong điều kiện góc đánh lái thay đổi liên tục.



Hình 16. Góc trượt thân xe

Hình 13 cho thấy khi xe đánh lái với góc đánh lái nhỏ thì vận tốc xe có thể giữ không thay đổi đáng kể, khoảng 0,2% trước và sau khi vào cua. Đồng thời, có thể thấy quỹ đạo tại trọng tâm xe được trình bày tại Hình 14, trong giai đoạn chuyển làn từ giây

10 đến 14 và từ giây 15 đến 19, xe chuyển làn mượt mà và bám sát quỹ đạo lý thuyết. Sai lệch theo phương ngang của thân xe so với quỹ đạo tham chiếu khi đang chuyển làn là khoảng 0,16 m và sau khi đã chuyển làn, đánh lái thẳng là không đáng kể, nằm hoàn toàn trong vùng cho phép của tiêu chuẩn ISO 3888-1 (International Organization for Standardization, 2018).

Về tiêu chí vận tốc góc quay thân xe r (Hình 15), hệ thống bám sát tham chiếu theo hình học Ackermann với sai số rất thấp, chỉ khoảng 0,001 rad/s. Song song đó, góc trượt thân xe β (Hình 16) có dao động ổn định và đạt cực đại ở khoảng 0,8°. Giá trị này nằm hoàn toàn trong vùng làm việc tuyến tính của lớp. Điều này khẳng định lớp xe chưa bị bão hòa lực ngang, xe duy trì được độ bám đường tối ưu và hoàn toàn không có nguy cơ mất lái hay xoay văng khi vào cua.

Bảng 5. Kết quả mô phỏng hệ thống vi sai điện tử khi điều khiển PI

Thời gian (s)	τ_{rl} (Nm)	τ_{rr} (Nm)	$\Delta\tau$ (Nm)	v_x ($\frac{m}{s}$)	v_{tc} ($\frac{m}{s}$)	Sai số v (%)	r_{PI} ($\frac{rad}{s}$)	r_{tc} ($\frac{rad}{s}$)	Sai số r (%)	β_{PI} (°)	β_{tc} (°)	Sai số β (%)
2	426,84	426,84	0	2,42	2,5	3,2	0	0	0	0	0	0
4	427,26	427,26	0	4,88	5	2,4	0	0	0	0	0	0
6	428,97	428,97	0	7,35	7,5	2	0	0	0	0	0	0
8	431,39	431,39	0	9,82	10	1,8	0	0	0	0	0	0
10	50,49	50,49	0	9,98	10	0,2	0	0	0	0	0	0
12	58,57	41,75	-16,82	9,98	10	0,2	0,004	0,005	10,70	0,037	0,036	2,77
14	41,75	58,57	16,82	9,98	10	0,2	-0,004	-0,005	10,72	-0,037	-0,036	2,76
16	76,09	33,33	-42,76	9,98	10	0,2	-0,14	-0,139	0,83	-0,792	-0,793	0,12
18	33,33	76,09	42,76	9,98	10	0,2	0,14	0,139	0,83	0,792	0,793	0,12
20	50,49	50,49	0	9,98	10	0,2	0	0	0	0	0	0

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, việc mô hình hóa và mô phỏng động lực học ô tô điện cấu hình truyền động độc lập tích hợp hệ thống vi sai điện tử điều khiển trên môi trường MATLAB/Simulink đã được thực hiện. Các kết quả mô phỏng trong hai trường hợp quay vòng chữ L và đánh lái chuyển làn đều phản ánh chính xác đặc tính động lực học của xe. Bộ điều khiển PI hoạt động hiệu quả khi tích hợp cùng mô

hình lớp Pacejka giúp phân bổ mô-men và tốc độ góc cho từng bánh xe dựa trên góc lái và vận tốc của phương tiện để duy trì quỹ đạo bám lý thuyết và vận hành ổn định. Trên cơ sở mô hình đã được xây dựng, các nghiên cứu tiếp theo khi được thực hiện sẽ tập trung phát triển và tối ưu các thuật toán điều khiển động lực học xe điện tiên tiến nhằm nâng cao độ ổn định, khả năng bám quỹ đạo và hiệu quả năng lượng của hệ truyền động.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Aggarwal, A. (2013). Electronic differential in electric vehicle. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 4(11), 1322–1330.

Anh, N. T., Bình, H. T., Trang, T. T., Nam, P. H., & Dũng, L. T. (2019). Ứng dụng Carsim đánh giá mô hình động lực học quay vòng của ô tô khi xác định quỹ đạo chuyển động. *Tạp chí Khoa học Kỹ*

thuật Thủy lợi và Môi trường, (Số đặc biệt), 99–102.

Asperti, M., Vignati, M., & Sabbioni, E. (2024). On torque vectoring control: Review and comparison of state-of-the-art approaches. *Machines*, 12(3), 160. <https://doi.org/10.3390/machines12030160>

- Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., & Ebrahimi, K. (2018). *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles* (3rd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9780429504884>
- Guo, X., Chen, Y., & Li, H. (2020). Research on steering stability control of electric vehicle driven by dual in-wheel motor. In *Proceedings of the 2020 10th IEEE International Conference on Cyber Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER)* (pp. 394–399). <https://doi.org/10.1109/CYBER50695.2020.9279154>
- Hu, J., Zhang, K., Zhang, P., & Yan, F. (2024). Direct yaw moment control for distributed drive electric vehicles based on hierarchical optimization control framework. *Mathematics*, 12(11), 1715. <https://doi.org/10.3390/math12111715>
- Huy, N. T. Q., Cường, N. H., Hữu, B. V., Lê, L. V., & Trường, H. V. (2026). Nghiên cứu ảnh hưởng của góc đánh lái đến độ ổn định ngang của xe ô tô điện cỡ nhỏ khi xuống dốc. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ Đại học Thái Nguyên*, 231(02), 70–77. <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.13798>
- International Organization for Standardization. (2018). *ISO 3888-1:2018 Passenger cars — Test track for a severe lane-change manoeuvre — Part 1: Double lane change*. ISO.
- Jazar, R. N. (2017). *Vehicle dynamics: Theory and application* (3rd ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-53441-1>
- Liu, H. (2025). *Electronic differential control based on speed and optimum slip ratio estimation for all-electric vehicles with in-wheel motors*. *PLOS ONE*, 20(6), e0325125. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0325125>
- Liu, S., Zhang, H., Wang, S., & Zhao, X. (2025). Hierarchical torque vectoring control strategy of distributed driving electric vehicles considering stability and economy. *Sensors*, 25(13), 3933. <https://doi.org/10.3390/s25133933>
- Ngọc, N. Đ., Anh, N. T., & Duyên, Đ. N. (2022). Khảo sát sự ổn định của xe khi chuyển làn bằng mô hình động lực học phức hợp. *Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường*, 79, 26–32.
- Pacejka, H. B. (2005). *Tire and vehicle dynamics* (2nd ed.). SAE International. <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-6918-4.X5000-X>
- Patil, U. A., Savant, V. J., Bharamgonda, R. S., & Gore, P. N. (2018). Recent advances in differential drive systems for automobile propulsion. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 5(5), 3244–3249.
- Rajamani, R. (2011). *Vehicle dynamics and control* (2nd ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-1433-9>
- Robert Bosch GmbH. (2018). *Bosch automotive handbook* (10th ed.). SAE International.
- Setiawan, N., Caesarendra, W., & Majdoubi, R. (2024). Implementation of Kalman Filter on Pid Control System for DC Motor Under Noisy Condition. *Buletin Ilmiah Sarjana Teknik Elektro*, 6(3), 271–280. <https://doi.org/10.12928/biste.v6i3.11236>
- Thảm, N. T. (2024). Điều khiển feed-forward kết hợp PI tuyến tính cho thiết bị ổn định điện áp tự động để cải thiện chất lượng điện năng. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, 22(5), 12–17.
- Yıldırım, M., Öksüztepe, E., Tanyeri, B., & Kürüm, H. (2015). Electronic differential system for an electric vehicle with in-wheel motor. In *2015 9th International Conference on Electrical and Electronics Engineering (ELECO)* (pp. 1048–1052). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ELECO.2015.7394567>
- Zhang, L., Yang, J., & Li, S. (2021). *A model-based unmatched disturbance rejection control approach for speed regulation of a converter-driven DC motor using output-feedback*. *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, 8(9). <https://doi.org/10.1109/JAS.2021.1004213>
- Zong, Y., Yin, D., Gao, S., & Wang, L. (2025). Stable Drift Control Strategy Under Extreme Conditions for RWIDEVs: Y. Zong et al. *International Journal of Automotive Technology*, 26(3), 1–13. <https://doi.org/10.1007/s12239-025-00338-1>