



## TẠP CHÍ XÂY DỰNG - eISSN 3030-4482

### Nghiên cứu xây dựng mô hình và đánh giá hệ thống lái trên ô tô con

Research on modeling and evaluation of the steering system in passenger cars

► **Đào Huy Hải, Vi Văn Nam, Vũ Văn Tấn\***

Trường Đại học Giao thông vận tải

\*Email: vvtan@utc.edu.vn

---

#### THÔNG TIN BÀI BÁO

Chuyên mục: Khoa học công nghệ

Ngày nhận bài: 26/5/2026

Ngày sửa bài: 03/6/2026

Ngày chấp nhận đăng: 10/6/2026

Ngày xuất bản Online: 16/6/2026

Tác giả liên hệ:

Email: vvtan@utc.edu.vn

---

#### TÓM TẮT

Sự phát triển của ngành công nghiệp ô tô hiện đại đặt ra yêu cầu khắt khe về an toàn và ổn định chuyển động, trong đó hệ thống lái đóng vai trò then chốt quyết định quỹ đạo và khả năng kiểm soát xe. Dù các công nghệ hỗ trợ ngày càng tiên tiến, hệ thống lái cơ khí thuần túy vẫn giữ vai trò là nền tảng cốt lõi, quyết định các đặc tính động lực học cơ bản và là tiền đề cho mọi sự cải tiến kỹ thuật trên ô tô.

Do đó, bài báo tập trung vào hướng tiếp cận: Xây dựng mô hình toán học và mô phỏng ô tô con kết hợp mô hình dẫn động lái có hình thang lái Ackermann và mô hình lớp phi tuyến Pacejka. Thông qua các kịch bản quay vòng đều và chuyển làn kép, nghiên cứu trích xuất các thông số động lực học cốt lõi để đánh giá định lượng tính ổn định hướng, tạo cơ sở cho việc tối ưu hóa thiết kế và vận hành hệ thống lái cơ khí trên xe con.

**Từ khóa:** Hệ thống lái cơ khí; hình thang lái Ackermann; động lực học ô tô; ổn định hướng chuyển động.

#### ABSTRACT

The development of the modern automotive industry imposes stringent requirements on safety and motion stability, in which the steering system plays a pivotal role in determining the vehicle's trajectory and controllability. Despite the continuous advancement of driver assistance technologies, the pure mechanical steering system remains the core foundation, dictating fundamental dynamic characteristics and serving as the prerequisite for all technical innovations in automobiles.

Therefore, this paper focuses on a modeling approach: developing a mathematical model and simulating a passenger car by integrating a steering linkage model featuring the Ackermann steering trapezoid and the Pacejka non-linear tire model. Through steady-state turning and double lane change scenarios, the study extracts core dynamic parameters to quantitatively evaluate directional stability, thereby establishing a reliable basis for optimizing the design and operation of mechanical steering systems in passenger cars.

**Keywords:** Mechanical steering system; Ackermann steering trapezoid; vehicle dynamics; directional stability.

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ thống lái là cụm tổng thành then chốt, quyết định trực tiếp đến an toàn chuyển động và tính ổn định hướng của ô tô. Trong bối cảnh công nghệ trợ lực điện tử phát triển mạnh, hệ thống lái cơ khí thuần túy vẫn đóng vai trò là nền tảng động lực học cốt lõi, giúp làm rõ bản chất tương tác giữa người lái và mặt đường. Về kết cấu, hệ thống thiết lập dòng truyền mô-men từ vành tay lái qua cơ cấu bánh răng - thanh răng đến các bánh xe dẫn hướng, tuân thủ hình học Ackermann để đảm bảo các bánh xe lăn thuần túy khi quay vòng.



Hình 1. Hệ thống lái trên ô tô con

Tại Việt Nam, các nghiên cứu của các tác giả Đỗ Sanh [1] và Nguyễn Khắc Trai [2] đã đặt nền móng về động lực học quay vòng và quan hệ vật lý bánh xe đàn hồi. Tiếp nối hướng đi này, các tác giả Đào Mạnh Hùng, Cao Trọng Hiền [3] tập trung vào tương tác lớp - đường, trong khi tác giả Nguyễn Tuấn Anh [4] hướng tới các bộ điều khiển lái tích cực. Tuy nhiên, việc khảo sát định lượng hệ thống thuần cơ khí bằng mô hình mô phỏng độ tin cậy cao vẫn cần được làm rõ để hỗ trợ quá trình tối ưu hóa thiết kế. Vậy nên, việc đánh giá chi tiết một hệ thống "không điều khiển" (thuần cơ khí) làm nền tảng so sánh vẫn luôn cần thiết.

Đóng góp chính của bài báo là xây dựng mô hình và mô phỏng mô hình dựa trên nền tảng Matlab/Simulink, tích hợp hình thang lái Ackermann và mô hình lớp phi tuyến Pacejka. Thông qua các kịch bản quay vòng tròn và chuyển làn ở dải tốc độ thay đổi, nghiên cứu trích xuất các chỉ tiêu gia tốc ngang để đánh giá tính ổn định. Kết quả không chỉ cung cấp công cụ khảo sát tin cậy mà còn đưa ra các khuyến cáo về vận tốc giới hạn an toàn nhằm chống hiện tượng lật ngang cho xe con.



Phương trình vi phân chuyển động của thước lái:

$$m_{tl} \ddot{Y}_{TR} = \frac{\eta_F}{R_{br}} K_{td} (\delta_{tl} - \delta_{br}) - \frac{\eta_B}{N_{lk}} K_{db1} (\delta_{br1} - \delta_{bd1}) - \frac{\eta_B}{N_{lk}} K_{db2} (\delta_{br2} - \delta_{bd2}) - B_{TR} \dot{Y}_{TR} - MS_{TR} \text{sgn}(\dot{Y}_{TR}) \quad (4)$$

Phương trình động lực học của hệ thống lái cơ khí viết dưới dạng ma trận ta được:

$$\ddot{x} = A_1 \dot{x} + B_1 x + C_1 + D_1 \quad (5)$$

Trong đó:

$$x = \begin{bmatrix} \delta_{tl} \\ Y_{TR} \\ \delta_{bx1} \\ \delta_{bx2} \end{bmatrix}; A_1 = \begin{bmatrix} -\frac{B_{vl}}{I_{tl}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{B_{TR}}{I_{tr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{B_{lk1}}{I_{bx1}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{B_{lk2}}{I_{bx2}} \end{bmatrix};$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} -\frac{(K_{tl} + K_{td})}{I_{tl}} & \frac{K_{td}}{I_{tl} R_{br}} & 0 & 0 \\ \frac{\eta_F K_{td}}{R_{br} m_{tl}} & -\frac{1}{m_{tl}} \left[ \frac{\eta_B}{N_{lk}^2} (K_{db1} + K_{db2}) + \frac{\eta_F}{R_{br}} K_{td} \right] & \frac{\eta_B K_{db1}}{N_{lk} m_{tl}} & \frac{\eta_B K_{db2}}{N_{lk} m_{tl}} \\ 0 & \frac{K_{db1}}{N_{lk} I_{bx1}} & -\frac{K_{db1}}{I_{bx1}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{K_{db2}}{I_{bx1}} \end{bmatrix};$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} \frac{B_{vl}}{I_{tl}} \dot{\delta}_{vl} + \frac{K_{tl}}{I_{tl}} \delta_{vl} \\ -\frac{MS_{TR}}{m_{tl}} \text{sgn}(\dot{Y}_{TR}) \\ -\frac{MS_{bx}}{I_{bx1}} \text{sgn}(\dot{\delta}_{bx1}) \\ -\frac{MS_{bx}}{I_{bx2}} \text{sgn}(\dot{\delta}_{bx2}) \end{bmatrix}; D_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{\eta_B (K_{db1} + K_{db2})}{m_{tl} N_{lk}} \varepsilon \phi \\ -\frac{1}{I_{bx1}} M_{pl1} + \frac{K_{db1}}{I_{bx1}} \varepsilon \phi \\ -\frac{1}{I_{bx2}} M_{pl2} + \frac{K_{db2}}{I_{bx2}} \varepsilon \phi \end{bmatrix}$$

Khi biết góc quay vành lái, giải phương trình ma trận (5) ta sẽ tìm được dịch chuyển của các chi tiết trong hệ thống lái và góc quay của các bánh xe dẫn hướng.

### 2.2. Mô hình chuyển động của ô tô trong mặt phẳng

Hình 3. Mô hình chuyển động của ô tô trong mặt phẳng [6]

Hình 3 thể hiện mô hình chuyển động hai vết của ô tô trong mặt phẳng ngang. Trong đó: C là trọng tâm ô tô;  $\delta_i$  là góc quay của các bánh xe dẫn hướng thứ i,  $\delta_1, \delta_2 \neq 0, \delta_3, \delta_4 = 0$ ;  $\alpha_i$  là góc lệch bên của bánh xe thứ i ( $i = 1 \div 4$ );  $\psi$  là góc quay thân xe quanh trục thẳng đứng qua trọng tâm;  $\beta$  là góc lệch thân xe so với phương chuyển động;  $v$  là vận tốc chuyển động của ô tô;  $v_{xC}, v_{yC}$  là các thành phần vận tốc ô tô trong hệ tọa độ trọng tâm;  $v_i$  là vận tốc của bánh xe thứ i ( $i = 1 \div 4$ );  $\dot{v}$  là gia tốc tiếp tuyến của ô tô;  $a_{ht} = v(\dot{\psi} + \dot{\beta})$  là gia tốc ngang của ô tô;  $F_{yi}$  là phản lực ngang từ mặt đường tác dụng lên bánh xe thứ i;  $b_1$  là khoảng cách từ tâm trục cầu trước đến bánh xe bên trái, bên phải;  $b_2$  là khoảng cách từ tâm trục cầu sau đến bánh xe bên trái, bên phải;  $a_1, a_2$  là khoảng cách từ trọng tâm đến vết bánh xe phía trước, phía sau;  $F_{wx} = 0,5c_w A \rho_w v_x^2$  là lực cản không khí, trong đó  $c_w$  là hệ số cản không khí,  $\rho_w$  là mật độ không khí,  $A$  là diện tích cản chính diện của ô tô;  $F_{wy}$  là lực gió ngang;  $l_w$  là khoảng cách từ điểm đặt lực gió ngang tới trọng tâm xe;  $F_{xi}$  là lực dọc tác dụng lên bánh xe thứ i ( $i = 1 \div 4$ )

Phương trình đối với trục dọc ô tô:

$$\dot{v} = v(\dot{\psi} + \dot{\beta})\beta + \frac{1}{m}(F_{x1} - F_{y1}\delta_1 + F_{x2} - F_{y2}\delta_2 + F_{x3} + F_{x4} - F_{wx}) \quad (6)$$

Phương trình đối với trục ngang ô tô:

$$\dot{\beta} = -\dot{\psi} - \frac{\dot{v}}{v}\beta + \frac{1}{mv}(F_{x1}\delta_1 + F_{y1} + F_{x2}\delta_2 + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + F_{wy}) \quad (7)$$

Phương trình cân bằng mô-men với trọng tâm ô tô:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_z} \begin{bmatrix} -(F_{x1} - F_{y1}\delta_1)b_1 + (F_{x1}\delta_1 + F_{y1})a_1 + F_{wy}l_w + (F_{x2}\delta_2 + F_{y2})a_1 + F_{x3}b_2 - F_{y3}a_2 - F_{x4}b_2 \\ -F_{y4}a_2 + (F_{x2} - F_{y2}\delta_2)b_1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

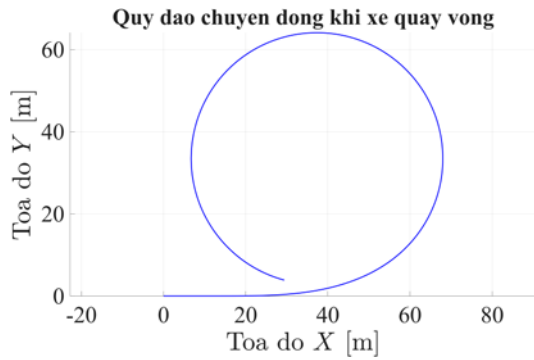
Kết hợp phương trình (6), (7) và (8) ta được hệ phương trình mô phỏng chuyển động của ô tô sử dụng hệ thống lái cơ khí.

### 3. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

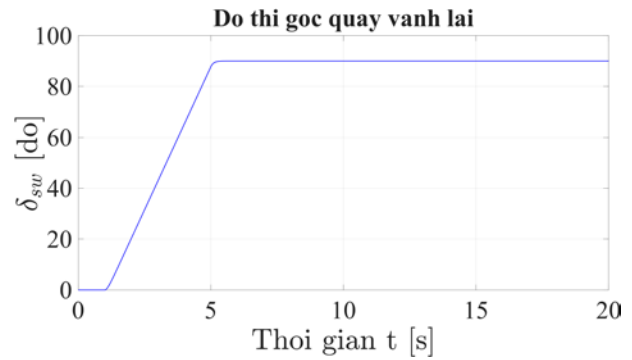
Trong nghiên cứu này, các tác giả sử dụng hai kịch bản mô phỏng là quay vòng đều và đánh lái chuyển làn ở các tốc độ khác nhau.

#### 3.1. Đánh giá khi ô tô thực hiện quay vòng đều

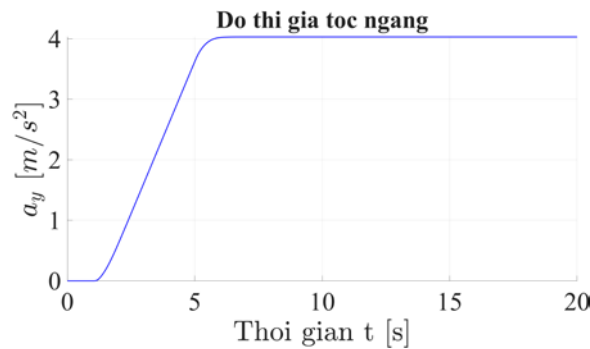
Tiến hành mô phỏng khảo sát chuyển động khi ô tô quay vòng với điều kiện đầu vào là góc quay vành lái thay đổi từ  $0^\circ$  đến  $90^\circ$ , tốc độ khảo sát  $V = 40$  km/h, thời gian mô phỏng là 20s.



Hình 4. Quỹ đạo khi ô tô quay vòng



Hình 5. Đồ thị góc đánh lái

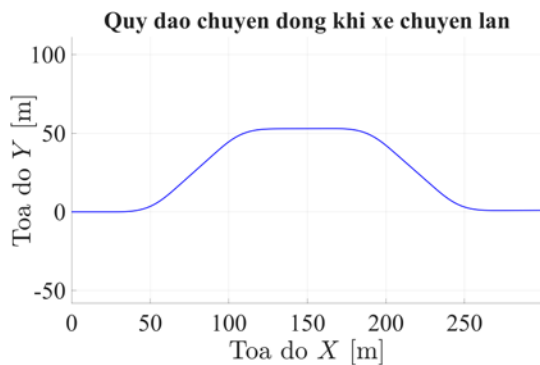


Hình 6. Đồ thị gia tốc ngang

Kết quả mô tả quỹ đạo chuyển động, góc quay vành lái, gia tốc ngang của ô tô trong kịch bản quay vòng với góc đánh lái  $90^\circ$  được thể hiện trên Hình 4, Hình 5, Hình 6. Kết quả cho thấy xe chuyển động ổn định, quỹ đạo trơn đều với bán kính quay vòng không đổi. Điều này xác nhận tính đúng đắn của mô hình toán học và khả năng duy trì hướng của hệ thống lái cơ khí trong điều kiện vận hành ổn định.

### 3.2. Đánh giá khi ô tô thực hiện chuyển làn

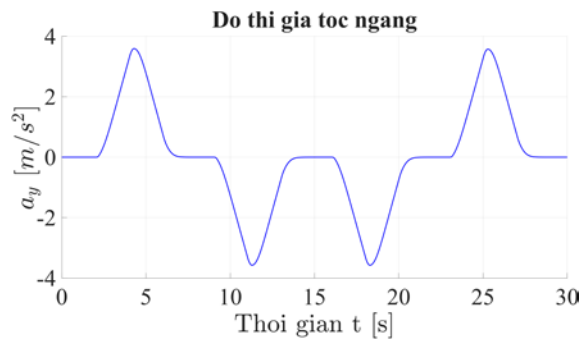
Tiến hành mô phỏng khảo sát chuyển động khi ô tô chuyển làn kép với điều kiện đầu vào là góc quay vành lái thay đổi liên tục từ  $90^\circ$  đến  $-90^\circ$ , tốc độ khảo sát  $V = 40$  km/h, thời gian mô phỏng là 30s.



Hình 7. Quỹ đạo khi ô tô chuyển làn



Hình 8. Đồ thị góc đánh lái



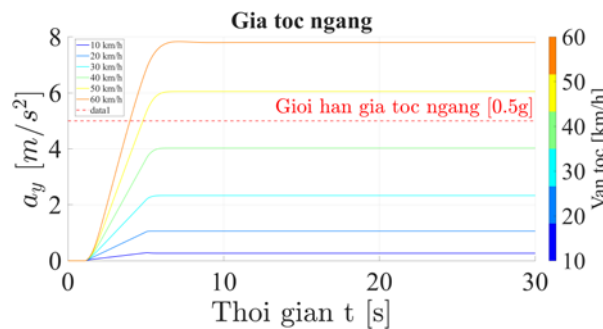
Hình 9. Đồ thị gia tốc ngang

Kết quả mô tả quỹ đạo chuyển động, góc quay vành lái, gia tốc ngang của ô tô trong kịch bản quay vòng với góc đánh lái thay đổi liên tục từ  $90^\circ$  tới  $-90^\circ$  được thể hiện trên Hình 7, Hình 8, Hình 9. Kết quả cho thấy xe chuyển làn ổn định, quỹ đạo chuyển động không có hiện tượng dao động tại các thời điểm đánh lái. Điều này xác nhận tính đúng đắn của mô hình toán học và khả năng duy trì hướng của hệ thống lái cơ khí trong điều kiện vận hành ổn định.

### 3.3. Ảnh hưởng của vận tốc với quỹ đạo chuyển động của ô tô

#### 3.3.1. Mô phỏng và đánh giá khi ô tô thực hiện quay vòng ở các vận tốc khác nhau

Tiến hành mô phỏng khảo sát chuyển động khi ô tô quay vòng với điều kiện đầu vào là góc quay vành lái thay đổi từ  $0$  đến  $90^\circ$ , tốc độ khảo sát  $V = 10 - 60$  km/h, thời gian mô phỏng là 30s.

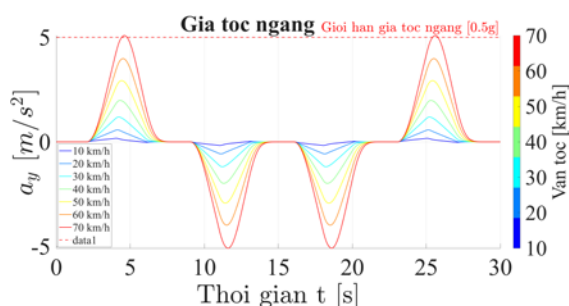


Hình 10. Đồ thị gia tốc ngang

Đồ thị Hình 10 mô tả sự biến thiên của gia tốc ngang  $a_y$  theo các dải vận tốc từ 10 - 60 km/h. Kết quả cho thấy gia tốc ngang tăng mạnh theo bình phương vận tốc. Đặc biệt tại mức 50 km/h, giá trị  $a_y$  đã vượt ngưỡng giới hạn lật ngang ( $5 \text{ m/s}^2$ ) [7]. Tại vận tốc 60 km/h, gia tốc ngang vượt xa ngưỡng an toàn, gây nguy cơ lật xe nghiêm trọng.

#### 3.3.2. Mô phỏng và đánh giá khi ô tô thực hiện chuyển làn ở các vận tốc khác nhau

Tiến hành mô phỏng khảo sát chuyển động khi ô tô chuyển làn với điều kiện đầu vào là góc quay vành lái thay đổi từ  $50^\circ$  đến  $-50^\circ$ , tốc độ khảo sát  $V = 10 - 70$  km/h, thời gian mô phỏng là 30s.



Hình 11. Đồ thị gia tốc ngang

Đồ thị Hình 11 mô tả sự biến thiên của gia tốc ngang  $a_y$  trong kịch bản chuyển làn ở các dải vận tốc từ 10 - 70 km/h. Kết quả cho thấy biên độ gia tốc ngang tăng mạnh vận tốc chuyển động. Tại vận tốc 70 km/h, các đỉnh gia tốc đã vượt ngưỡng giới hạn lật ngang ( $5 \text{ m/s}^2$ ) [7] gây nguy cơ mất an toàn cực cao khi đánh lái chuyển làn.

### 3.4. Thảo luận

Kết quả mô phỏng cho thấy gia tốc ngang tăng theo hàm bậc hai của vận tốc, vượt ngưỡng giới hạn an toàn lật ngang ( $5 \text{ m/s}^2$ ) [7] tại 50 km/h đối với kịch bản quay vòng và 70 km/h đối với kịch bản chuyển làn. Về mặt động lực học, lực ly tâm lớn tại các dải vận tốc này sinh ra mô-men lật, chuyển dịch hoàn toàn tải trọng đứng sang các bánh xe phía ngoài vòng cua, làm triệt tiêu phản lực bám ở các bánh xe phía trong và dẫn đến nguy cơ lật xe nghiêm trọng.

Đồng thời, kết quả cũng khẳng định tính thiết yếu của việc sử dụng mô hình lớp phi tuyến Pacejka. Trong các điều kiện đánh lái ngặt nghèo ở vận tốc cao, góc lệch lớp lớn khiến lực bám ngang rơi vào vùng bão hòa. Mô hình Pacejka phản ánh chính xác sự sụt giảm lực bám này, khắc phục triệt để sai số của các mô hình lớp tuyến tính truyền thống, từ đó giúp nghiên cứu xác định được các ngưỡng giới hạn vận tốc vận hành an toàn thực tế và đáng tin cậy.

## 4. KẾT LUẬN

Bài báo đã đề xuất và triển khai thành công mô hình mô phỏng động lực học hệ thống lái cơ khí thuần túy trên ô tô con bằng phần mềm Matlab/Simulink. Thay vì chỉ khảo sát các đặc tính hình học đơn thuần, nghiên cứu đã tập trung vào việc kết hợp hình thang lái Ackermann với mô hình lớp phi tuyến Pacejka để đánh giá định lượng tính ổn định hướng trong các kịch bản quay vòng và chuyển làn. Để đảm bảo an toàn tuyệt đối trong mọi điều kiện vận hành, người điều khiển cần tuân thủ nguyên tắc góc đánh lái càng lớn thì vận tốc càng nhỏ. Đối với dòng xe con đang khảo sát, trong các tình huống khẩn cấp đòi hỏi góc đánh lái trên  $90^\circ$ , vận tốc tuyệt đối không được vượt quá 50 km/h để tránh hiện tượng mất kiểm soát động lực học. Những kết quả này góp phần quan trọng vào việc xây dựng công cụ kiểm nghiệm số hóa, giúp đưa ra các khuyến cáo vận tốc vận hành an toàn và tối ưu hóa thông số thiết kế cho các hệ thống lái cơ khí thực tế tại Việt Nam.

Trong các nghiên cứu tiếp theo, tác giả sẽ tiếp tục cải tiến bằng cách tích hợp thêm các bộ điều khiển lái tích cực (Active Steering) hoặc hệ thống trợ lực điện (EPS).

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Đỗ Sanh, Đỗ Đăng Khoa. Điều khiển các hệ động lực học. NXB. Bách Khoa Hà Nội, 2015.

[2] Nguyễn Khắc Trai. Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô. NXB. Giao thông vận tải, 1997.

[3] Cao Trọng Hiền, Đào Mạnh Hùng. Lý thuyết ô tô, NXB. Giao thông vận tải, Hà Nội, 2010.

[4] Nguyễn Tuấn Anh. Điều khiển tối ưu hệ thống lái tích cực trên ô tô, Tạp chí Giao thông vận tải, số 5, pp 42 - 44, 2010.

[5] Đào Mạnh Hùng, Nguyễn Anh Tuấn. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống lái tích cực trên ô tô. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, (5), tr. 116, 2017.

[6] Tingvall C., Krafft M., Kullgren A., Lie A. The effectiveness of esp (electronic stability programme) in reducing real life accidents, in The 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), no. 261-O, Nagoya, Japan, 2003.

[7] 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, 2021.

[8] Nguyễn Hùng Mạnh (Chủ biên), Trương Mạnh Hùng. Cấu tạo ô tô. NXB. Giao thông vận tải, Hà Nội, 2014.

[9] Wang, L., Zhang, Y., Chen, H. Vehicle handling stability analysis during double lane change maneuver using non-linear Pacejka tire model. International Journal of Automotive Technology, 25(2), 341-352, 2024.

[10] Lê Văn Quỳnh, Đặng Tiến Đạt. Khảo sát động lực học hướng chuyển động của ô tô sử dụng mô hình lớp phi tuyến trong các điều kiện quay vòng ngặt nghèo. Tạp chí Khoa học và Công nghệ Giao thông Vận tải, số 88, tr.12-19, 2024.