

# THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TOÀN PHƯƠNG TUYẾN TÍNH (LQR) CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ CON

LQR CONTROLLER DESIGN FOR ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEM IN CARS

Phạm Trung Dũng<sup>1,\*</sup>, Trương Mạnh Hùng<sup>1</sup>,  
Đào Huy Hải<sup>1</sup>, Tạ Thị Thanh Huyền<sup>1</sup>

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2025.333>

## TÓM TẮT

Khi ô tô chuyển làn đột ngột, đánh lái gấp ở tốc độ cao hoặc di chuyển trên mặt đường không bằng phẳng, nguy cơ lật xe có thể xảy ra. Bài báo này đề xuất phương pháp thiết kế bộ điều khiển toàn phương tuyến tính (LQR) cho hệ thống ổn định ngang chủ động (AARB) trang bị trên ô tô con. Mô hình động lực học toàn xe được xây dựng với 7 bậc tự do bao gồm các chuyển động dịch chuyển và quay của thân xe, bánh xe, tích hợp mô hình cơ cấu chấp hành dạng điện-thủy lực để đánh giá hiệu quả hoạt động của hệ thống AARB. Hệ thống sau đó được biểu diễn dưới dạng không gian trạng thái với 26 biến trạng thái, kích thích từ mặt đường tại các bánh xe và góc đánh lái, cùng 2 tín hiệu điều khiển là dòng điện tác động vào cơ cấu chấp hành ở cầu trước và cầu sau. Hàm mục tiêu trong thiết kế điều khiển tối ưu được thiết lập nhằm giảm thiểu các chỉ tiêu gồm: góc lắc ngang thân xe ( $\varphi$ ), vận tốc lắc ngang ( $\dot{\varphi}$ ), chuyển vị thẳng đứng của các bánh xe không được treo ( $Z_1, Z_2, \dots$ ). Các tác giả đã tiến hành mô phỏng trên miền tần số với vận tốc ô tô 60km/h, trong điều kiện ô tô quay vòng đều và có kích thích ngẫu nhiên từ mặt đường. Kết quả cho thấy bộ điều khiển LQR giúp giảm đáng kể biên độ hàm truyền góc lắc ngang thân xe và chuyển vị thẳng đứng của các bánh xe so hệ thống bị động. Các kết quả này cho thấy hiệu quả rõ rệt của hệ thống điều khiển chủ động LQR trong việc nâng cao độ ổn định ngang và khả năng chống lật ngang cho ô tô con.

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

## ABSTRACT

When a car suddenly changes lanes, makes sharp turns at high speed, or travels on uneven road surfaces, the risk of rollover increases. This article proposes a design method for a Linear Quadratic Regulator (LQR) controller for an Active Anti-Roll Bar (AARB) system installed in cars. A full-vehicle dynamic model with seven degrees of freedom is developed, incorporating the translational and rotational motions of the vehicle body and wheels, along with an electro-hydraulic actuator model to assess the AARB system's effectiveness. The system is represented in state-space form with 26 state variables, considering road surface excitation at the wheels and steering input. The two control signals are the electric currents applied to the actuators at the front and rear axles. The objective function for optimal control design is set to minimize variables such as roll angle ( $\varphi$ ), roll rate ( $\dot{\varphi}$ ), and vertical displacement of the unsprung masses ( $Z_1, Z_2, \dots$ ). Simulations are carried out in the frequency domain at a vehicle speed of 60km/h under condition of a cornering maneuver with random road surface disturbances. The results show that the LQR controller significantly reduces the amplitude of the car roll angle transfer function and the vertical displacement of the wheels transfer function compared to a passive system. These findings clearly demonstrate the effectiveness of the active LQR control system in enhancing roll stability and rollover prevention for cars.

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

<sup>1</sup>Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

\*Email: [dungpt@utc.edu.vn](mailto:dungpt@utc.edu.vn)

Ngày nhận bài: 25/6/2025

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 05/9/2025

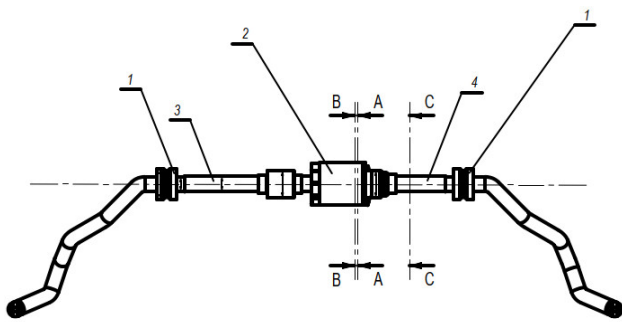
Ngày chấp nhận đăng: 28/9/2025

### 1. MỞ ĐẦU

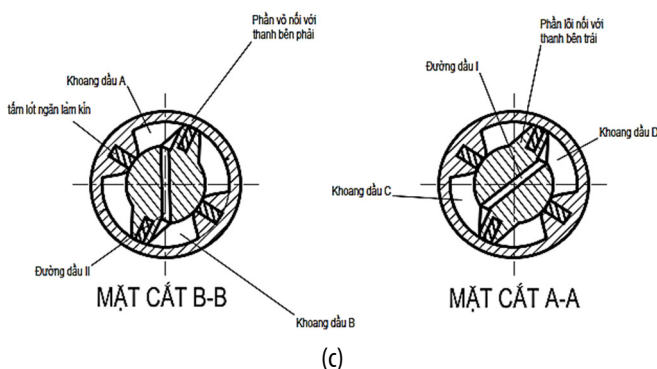
Tai nạn giao thông liên quan đến hiện tượng lật ngang của ô tô thường gây ra hậu quả nghiêm trọng cả về tính mạng con người cũng như thiệt hại về kinh tế. Hiện nay, hầu hết các ô tô thông thường trang bị các thanh ổn định ngang bị động ở tất cả các cầu nhằm nâng cao độ ổn định ngang của ô tô. Tuy nhiên thanh ổn định ngang bị động có nhược điểm là không cung cấp đủ mô men chống lật trong các tình huống khẩn cấp, ngoài ra còn có sự chuyển tải giữa các bánh xe trên từng cầu dẫn đến xuất hiện hiện tượng giảm tổng lực bám ngang giữa bánh xe với mặt đường. Để khắc phục nhược điểm đó, hệ thống ổn định ngang chủ động đang ngày càng được sử dụng phổ biến trên ô tô con. Hệ thống ổn định ngang chủ động (AARB) là một hệ thống quan trọng có chức năng chống lắc ngang xe nhờ có thể tạo ra mô men xoắn ổn định ngang phù hợp và thay đổi liên tục khi ô tô chuyển động với các điều kiện khác nhau một cách tức thời nhằm khắc phục các mô men gây lật ngang cho ô tô được sinh ra trong các trường hợp đánh lái phức tạp, mặt đường không bằng phẳng, tải trọng của xe thay đổi... đặc biệt khi tốc độ di chuyển cao.



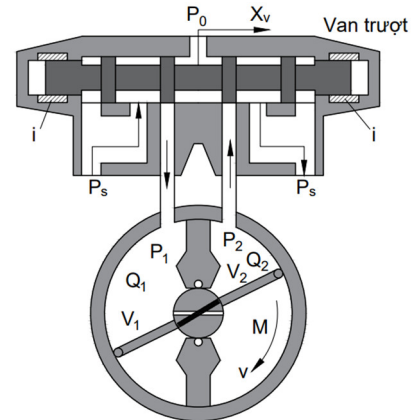
(a)



(b)



(c)



Mô tơ thủy lực

(d)

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

(a) Bố trí hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô; (b) Thanh ổn định ngang và cơ cấu chấp hành; (c) Sơ đồ mặt cắt của cơ cấu chấp hành; (d) Sơ đồ nguyên lý của cơ cấu chấp hành; (1) Gối đỡ cao su gắn với thân xe; (2) Cơ cấu chấp hành; (3) Nửa thanh ổn định nối với lõi; (4) Nửa thanh ổn định nối với vỏ

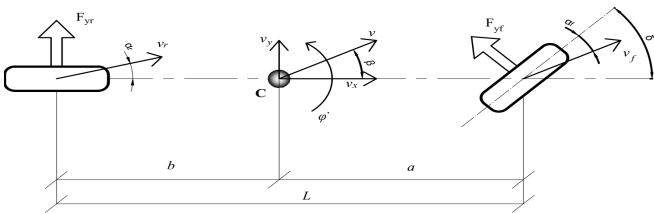
Hệ thống ổn định ngang chủ động có cơ cấu chấp hành nằm trên thanh ổn định ngang và chia thanh ổn định ngang làm hai phần, đầu của mỗi phần được nối với trục bánh xe bên trái và bánh xe bên phải, đầu còn lại được nối với cơ cấu chấp hành của hệ thống ổn định ngang chủ động được mô tả trong hình 1. Hai phần của thanh ổn định ngang có thể xoay chuyển linh hoạt dựa trên hai gối cao su được gắn vào khung xe. Khi khung xe bị nghiêng và các thông số khác của xe cũng thay đổi, cảm biến sẽ ghi nhận sự thay đổi này và gửi về ECU. Sau đó, ECU sẽ gửi tín hiệu dòng điện để điều khiển đóng mở các van điện từ nhằm thay đổi lưu lượng dầu thủy lực. Lúc này, dầu thủy lực cao áp được cung cấp cho các khoang A, B, C, D trong cơ cấu chấp hành qua đường ống dẫn như trên hình 1(c) sẽ thay đổi lưu lượng và áp suất dầu, tạo ra sự thay đổi mô men xoắn tức thời tác dụng lên từng bánh xe tương ứng. Hệ thống ổn định ngang chủ động đã góp phần làm giảm dịch chuyển thẳng đứng của hai bánh xe, góc lắc ngang của thân xe trong nhiều tình huống khác nhau như đánh lái gấp ở các tốc độ di chuyển khác nhau của xe, đường mấp mô khác nhau ở hai bên bánh xe... tốt hơn so với thanh ổn định ngang bị động trong cùng điều kiện.

Các nghiên cứu hiện nay chủ yếu tập trung vào xây dựng các mô hình động lực học của ô tô con kết hợp với từng phương pháp điều khiển riêng lẻ cho hệ thống ổn định ngang chủ động. Phần lớn các nghiên cứu sử dụng điều khiển cơ cấu chấp hành như PID, LQ/LQR, H<sub>∞</sub> hoặc

điều khiển phi tuyến (SMC, ARS...) để mô phỏng và đánh giá hiệu quả [1-7]. Một số công trình nghiên cứu mô hình toàn xe có hệ thống ổn định ngang chủ động nhưng chưa có cơ cấu chấp hành và đã áp dụng điều khiển LQ/LQR [8-10], hoặc kết hợp mô phỏng với phần mềm Carsim, Trucksim [9-11]. Trong nghiên cứu này, các tác giả tập trung thiết kế bộ điều khiển LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động dựa trên mô hình toàn xe ô tô con, tiến hành đánh giá và so sánh kết quả trên miền tần số với kích thích đầu vào từ mặt đường và góc đánh lái của ô tô ở tốc độ 60km/h.

**2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC TOÀN XE Ô TÔ CÓ HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG**

**2.1. Xây dựng mô hình một vết của ô tô**



Hình 2. Mô hình quay vòng một vết bánh xe

Mô hình quay vòng một vết bánh xe gồm hai bậc tự do là góc xoay thân xe  $\psi$  và góc lệch thân xe  $\beta$  được thể hiện như hình 2.

Mô hình chuyển động một vết của ô tô được thể hiện trên hình 2 có phương trình động lực học được xác định như sau:

$$\begin{cases} m_s v \dot{\beta} + \left( m_s v + \frac{aC_f - bC_r}{v} \right) \dot{\psi} = C_f \delta - (C_f + C_r) \beta \\ I_{zz} \ddot{\psi} = aC_f \delta - (aC_f - bC_r) \beta - \frac{(a^2 C_f + b^2 C_r)}{v} \dot{\psi} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \dot{\beta} = -\frac{(C_f + C_r)}{m_s v} \beta + \left( 1 + \frac{aC_f - bC_r}{m_s v^2} \right) \dot{\psi} + \frac{C_f}{m_s v} \delta \\ \ddot{\psi} = -\frac{(aC_f - bC_r)}{I_{zz}} \beta - \frac{(a^2 C_f + b^2 C_r)}{I_{zz} v} \dot{\psi} + \frac{aC_f}{I_{zz}} \delta \end{cases} \quad (1)$$

**2.2. Xây dựng mô không gian của ô tô con**

Mô hình không gian toàn xe sử dụng thanh ổn định ngang bị động được thể hiện thông qua hình 3.

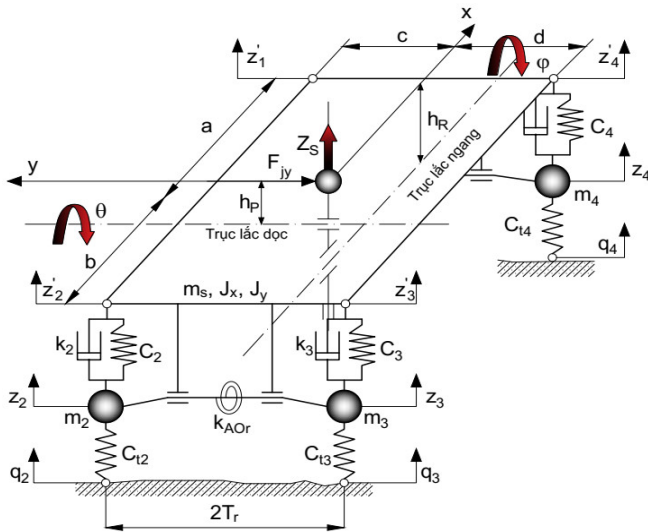
Mô hình không gian trong hình 3 gồm 7 bậc tự do: dịch chuyển thân xe  $Z_s$ ; dịch chuyển khối lượng không được treo cầu trước bên trái  $Z_1$ , cầu trước bên phải  $Z_4$ , cầu sau bên trái  $Z_2$ , cầu sau bên phải  $Z_3$ ; góc lắc dọc thân xe  $\theta$ ; góc lắc ngang thân xe  $\varphi$ . Độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang bị động ở hai cầu là  $k_{AOF}$  và  $k_{AOR}$ .

Phương trình động lực học tổng quát của ô tô khi xét đến sự tồn tại đồng thời của hệ thống treo và thanh ổn định ngang bị động được xác định như sau:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = k_1 (Z_1 - Z_1') + c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + k_2 (Z_2 - Z_2') + c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') \\ \quad + k_3 (Z_3 - Z_3') + c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') + k_4 (Z_4 - Z_4') + c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') \\ (I_{xx} + m_s h_r^2) \ddot{\varphi} = d.k_1 (Z_1 - Z_1') + d.c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + d.k_2 (Z_2 - Z_2') + d.c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') \\ \quad - c.k_3 (Z_3 - Z_3') - c.c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') - c.k_4 (Z_4 - Z_4') - c.c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') \\ \quad - \frac{2k_{AOf} t_{Af}}{c_f^2} [(Z_4' - Z_4) - (Z_1' - Z_1)] - \frac{2k_{AOr} t_{Ar}}{c_r^2} [(Z_3' - Z_3) - (Z_2' - Z_2)] + m_s a_y h_r \\ (I_{yy} + m_s h_p^2) \ddot{\theta} = -a.k_1 (Z_1 - Z_1') - a.c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + b.k_2 (Z_2 - Z_2') + b.c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') \\ \quad + b.k_3 (Z_3 - Z_3') + b.c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') - a.k_4 (Z_4 - Z_4') - a.c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') \\ m_1 \ddot{Z}_1 = -k_1 (Z_1 - Z_1') - c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + k_{11} (q_1 - Z_1) - \frac{k_{AOf} t_{Af}}{d c_f^2} [(Z_4' - Z_4) - (Z_1' - Z_1)] \\ m_2 \ddot{Z}_2 = -k_2 (Z_2 - Z_2') - c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') + k_{21} (q_2 - Z_2) - \frac{k_{AOr} t_{Ar}}{d c_r^2} [(Z_3' - Z_3) - (Z_2' - Z_2)] \\ m_3 \ddot{Z}_3 = -k_3 (Z_3 - Z_3') - c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') + k_{31} (q_3 - Z_3) + \frac{k_{AOr} t_{Ar}}{c_r^2} [(Z_3' - Z_3) - (Z_2' - Z_2)] \\ m_4 \ddot{Z}_4 = -k_4 (Z_4 - Z_4') - c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') + k_{41} (q_4 - Z_4) + \frac{k_{AOf} t_{Af}}{c_f^2} [(Z_4' - Z_4) - (Z_1' - Z_1)] \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó:

$$\begin{cases} Z'_1 = Z_s + dtg\varphi - atg\theta \approx Z_s + d\varphi - a\theta \\ Z'_2 = Z_s + dtg\varphi + btg\theta \approx Z_s + d\varphi + b\theta \\ Z'_3 = Z_s - ctg\varphi + btg\theta \approx Z_s - c\varphi + b\theta \\ Z'_4 = Z_s - ctg\varphi - atg\theta \approx Z_s - c\varphi - a\theta \end{cases} \quad (3)$$



Hình 3. Mô hình không gian của xe sử dụng thanh ổn định ngang bị động

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = c_1(Z_1 - Z'_1) + c_2(Z_2 - Z'_2) + c_3(Z_3 - Z'_3) + c_4(Z_4 - Z'_4) + k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) \\ \quad + k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + k_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) + k_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) \\ (I_{xx} + m_s h_R^2) \ddot{\varphi} = -dc_1(Z_1 - Z'_1) - dc_2(Z_2 - Z'_2) + cc_3(Z_3 - Z'_3) + cc_4(Z_4 - Z'_4) \\ \quad - dk_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) - dk_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + ck_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) + ck_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) + m_s a_y h_R + A_{v1} a_{arn} P_{L1} + A_{v2} a_{arn} P_{L2} \\ (I_{yy} + m_s h_p^2) \ddot{\theta} = -ac_1(Z_1 - Z'_1) + bc_2(Z_2 - Z'_2) + bc_3(Z_3 - Z'_3) - ac_4(Z_4 - Z'_4) \\ \quad - ak_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) + bk_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + bk_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) - ak_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) \\ m_1 \ddot{Z}_1 = -c_1(Z_1 - Z'_1) - k_1(\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) + c_{t1}(q_1 - Z_1) - A_{v1} a_{arn} P_{L1} / d \\ m_2 \ddot{Z}_2 = -c_2(Z_2 - Z'_2) - k_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}'_2) + c_{t2}(q_2 - Z_2) - A_{v2} a_{arn} P_{L2} / d \\ m_3 \ddot{Z}_3 = -c_3(Z_3 - Z'_3) - k_3(\dot{Z}_3 - \dot{Z}'_3) + c_{t3}(q_3 - Z_3) + A_{v2} a_{arn} P_{L2} / c \\ m_4 \ddot{Z}_4 = -c_4(Z_4 - Z'_4) - k_4(\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) + c_{t4}(q_4 - Z_4) + A_{v1} a_{arn} P_{L1} / c \\ \ddot{X}_{v1} = K_{v1} i_1 w_v^2 - 2D_v \dot{X}_{v1} w_v - X_{v1} w_v^2 \\ \ddot{P}_{L1} = \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_{v1} - \frac{4\beta_E}{V_t} P_{L1} (K_c + c_{12}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \vartheta_1 + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{11} \dot{\vartheta}_1 \\ \ddot{\vartheta}_1 = \frac{-d_a \dot{\vartheta}_1}{J} + \frac{V_p P_{L1}}{J} + \frac{M_{ect1}}{J} \\ \ddot{X}_{v2} = K_{v2} i_2 w_v^2 - 2D_v \dot{X}_{v2} w_v - X_{v2} w_v^2 \\ \ddot{P}_{L2} = \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_{v2} - \frac{4\beta_E}{V_t} P_{L2} (K_c + c_{12}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \vartheta_2 + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{11} \dot{\vartheta}_2 \\ \ddot{\vartheta}_2 = \frac{-d_a \dot{\vartheta}_2}{J} + \frac{V_p P_{L2}}{J} + \frac{M_{ect2}}{J} \\ mv\ddot{\beta} + (mv + \frac{aC_f - bC_r}{v})\dot{\psi} = C_f \delta - (C_f + C_r)\beta \\ I_z \ddot{\psi} = aC_f \delta - (aC_f - bC_r)\beta - \frac{(a^2 C_f + b^2 C_r)}{v} \dot{\psi} \end{cases} \quad (5)$$

### 2.3. Xây dựng mô cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực

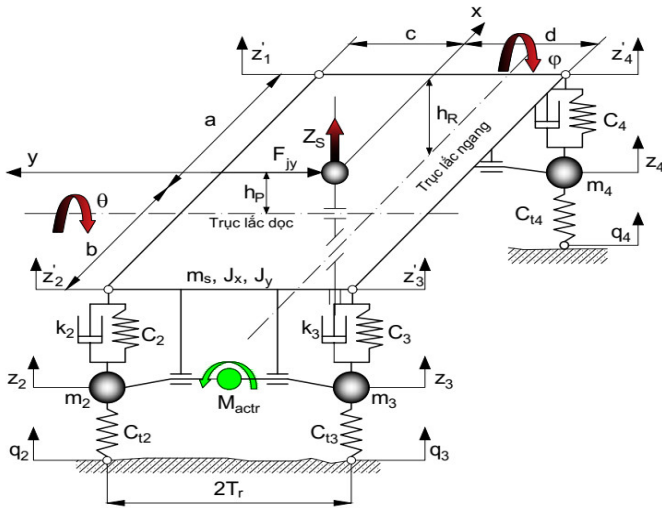
Từ sơ đồ hóa của cơ cấu hành dạng điện thủy lực ở hình 1(d), phương trình tổng quát của cơ cấu chấp hành được xác định như sau [10]:

$$\begin{cases} \ddot{X}_v = K_v i w_v^2 - 2D_v \dot{X}_v w_v - X_v w_v^2 \\ \dot{P}_L = \frac{4\beta_E}{V_t} K_q X_v - \frac{4\beta_E}{V_t} P_L (K_c + c_{12}) - \frac{4\beta_E}{V_t} V_p \vartheta + \frac{4\beta_E}{V_t} c_{11} \dot{\vartheta} \\ \ddot{\vartheta} = \frac{-d_a \dot{\vartheta}}{J_{cc}} + \frac{V_p P_L}{J_{cc}} \end{cases} \quad (4)$$

### 2.4. Mô hình tổng quát của ô tô con sử dụng cơ cấu chấp hành

Mô hình tổng quát của ô tô con sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động ở cả hai cầu với cơ cấu chấp hành dạng điện thủy lực được thể hiện trong hình 4.

Hệ phương trình tổng quát được xác định như sau:



Hình 4. Mô hình không gian toàn xe ô tô con sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động

Với việc xem xét nguồn kích thích là góc đánh lái, mấp mô mặt đường tại bốn bánh xe và tín hiệu điều khiển của hệ thống ổn định ngang chủ động của cả hai cầu là cường độ dòng điện. Phương trình động lực học (5) được viết dưới dạng không gian trạng thái:

$$\begin{cases} \dot{X} = A X + B_1 U + B_2 W \\ Y = C X + D_1 U + D_2 W \end{cases} \quad (6)$$

Trong đó: véc tơ trạng thái được lựa chọn như sau:

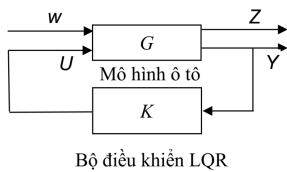
$$X = \begin{bmatrix} Z_s & \phi & \theta & Z_1 & Z_2 & Z_3 & Z_4 & \dot{Z}_s & \dot{\phi} & \dot{\theta} & \dot{Z}_1 & \dot{Z}_2 & \dot{Z}_3 & \dot{Z}_4 \\ X_{v1} & \dot{X}_{v1} & P_{L1} & \varrho_1 & \dot{\varrho}_1 & X_{v2} & \dot{X}_{v2} & P_{L2} & \varrho_2 & \dot{\varrho}_2 & \beta & \dot{\psi} \end{bmatrix};$$

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{Z}_s & \dot{\phi} & \dot{\theta} & \dot{Z}_1 & \dot{Z}_2 & \dot{Z}_3 & \dot{Z}_4 & \ddot{Z}_s & \ddot{\phi} & \ddot{\theta} & \ddot{Z}_1 & \ddot{Z}_2 & \ddot{Z}_3 & \ddot{Z}_4 \\ \dot{X}_{v1} & \ddot{X}_{v1} & \dot{P}_{L1} & \dot{\varrho}_1 & \ddot{\varrho}_1 & \dot{X}_{v2} & \ddot{X}_{v2} & \dot{P}_{L2} & \dot{\varrho}_2 & \ddot{\varrho}_2 & \dot{\beta} & \ddot{\psi} \end{bmatrix};$$

Véc tơ đầu ra  $Y = X$ ; Véc tơ kích thích bao gồm mặt đường và góc đánh lái:  $U = [q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ \delta]^T$ ; Tín hiệu điều khiển:  $W = [i_1 \ i_2]^T$ . Các ma trận  $A, B_1, B_2, C, D_1, D_2$  là các ma trận trạng thái.

### 3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TOÀN PHƯƠNG TUYẾN TÍNH LQR CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG

#### 3.1. Cơ sở lý thuyết điều khiển



Hình 5. Sơ đồ tổng quát bộ điều khiển tối ưu LQR [2]

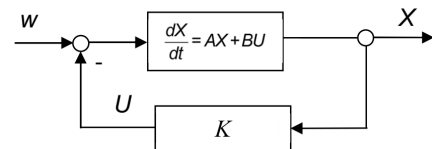
Sơ đồ điều khiển tối ưu LQR được thể hiện như trong hình 5, bao gồm hệ thống  $G$ , bộ điều khiển  $K$ , các tín hiệu

kích thích  $w$  lên hệ thống để tạo ra các tín hiệu đặc tính đầu ra  $Z$  và đầu ra đo được  $Y$ . Để hệ thống hoạt động ổn định và tối ưu theo mục tiêu nào đó thì bộ điều khiển  $K$  sẽ tạo ra tín hiệu điều khiển  $U$  tác động lên hệ thống.

Một hệ điều khiển được thiết kế ở chế độ làm việc tốt nhất là hệ luôn ở trạng thái tối ưu theo một tiêu chuẩn nào đó. Trạng thái tối ưu có đạt được hay không tùy thuộc vào yêu cầu chất lượng đặt ra, vào sự hiểu biết về đối tượng và các tác động lên đối tượng, vào điều kiện làm việc của bộ điều khiển,... Điều khiển tối ưu là đi xác định luật điều khiển cho hệ thống động cho trước sao cho tối thiểu hóa một chỉ tiêu chất lượng. Có hai phương pháp điều khiển phản hồi trạng thái tối ưu là phản hồi dương và phản hồi âm [2]. Trong bài báo này các tác giả sử dụng điều khiển phản hồi âm.

Hệ thống sử dụng điều khiển tối ưu phản hồi âm có mô hình toán học như sau [10]:

$$\frac{dX}{dt} = AX + BU \quad A \in R^{n \times n}, B \in R^{m \times m} \quad (7)$$



Hình 6. Bộ điều khiển phản hồi âm véc tơ trạng thái

Thông thường, nếu hệ ổn định thì khi không bị kích thích hệ sẽ luôn có xu hướng tiến về điểm trạng thái cân bằng. Như vậy điểm trạng thái cân bằng là nghiệm của:  $AX = 0$  và nếu giả thiết  $A$  là ma trận không suy biến thì hệ tuyến tính (7) luôn có cân bằng là gốc tọa độ 0.

Bài toán đặt ra là tìm tín hiệu điều khiển  $U(t)$  điều chỉnh hệ thống từ trạng thái đầu  $x_0$  bất kỳ về trạng thái cuối  $x = 0$  sao cho tối thiểu chỉ tiêu chất lượng:

$$J(X, U) = \int_0^{\infty} (X^T Q X + U^T R U + 2X^T N U) dt \quad (8)$$

#### 3.2. Lựa chọn hàm mục tiêu của bộ điều khiển tối ưu LQR

Do mục tiêu nâng cao độ an toàn chuyển động của ô tô sử dụng hệ thống ổn định ngang chủ động nên hàm mục tiêu  $J$  lựa chọn như sau:

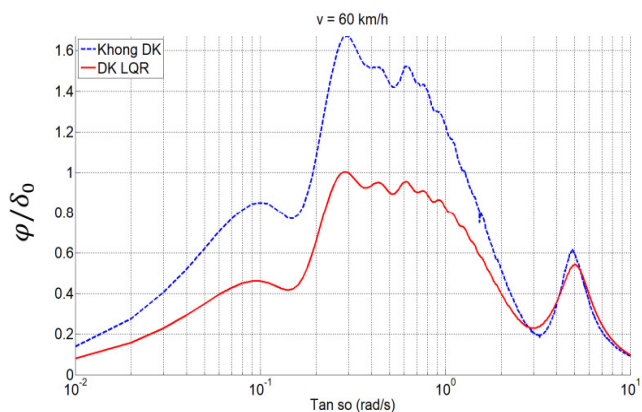
$$J = \int_0^{\infty} \left( \rho_1 Z_s^2 + \rho_2 \phi^2 + \rho_3 \theta^2 + \rho_4 Z_1^2 + \rho_5 Z_2^2 + \rho_6 Z_3^2 + \rho_7 Z_4^2 + \rho_8 \dot{Z}_s^2 + \rho_9 \dot{\phi}^2 + \rho_{10} \dot{\theta}^2 + \rho_{11} \dot{Z}_1^2 + \rho_{12} \dot{Z}_2^2 + \rho_{13} \dot{Z}_3^2 + \rho_{14} \dot{Z}_4^2 + \rho_{15} X_{v1}^2 + \rho_{16} \dot{X}_{v1}^2 + \rho_{17} P_{L1}^2 + \rho_{18} \varrho_1^2 + \rho_{19} \dot{\varrho}_1^2 + \rho_{20} X_{v2}^2 + \rho_{21} \dot{X}_{v2}^2 + \rho_{22} P_{L2}^2 + \rho_{23} \varrho_2^2 + \rho_{24} \dot{\varrho}_2^2 + \rho_{25} \beta^2 + \rho_{26} \dot{\psi}^2 + \rho_{if1} i_1^2 + \rho_{if2} i_2^2 \right) dt \quad (9)$$



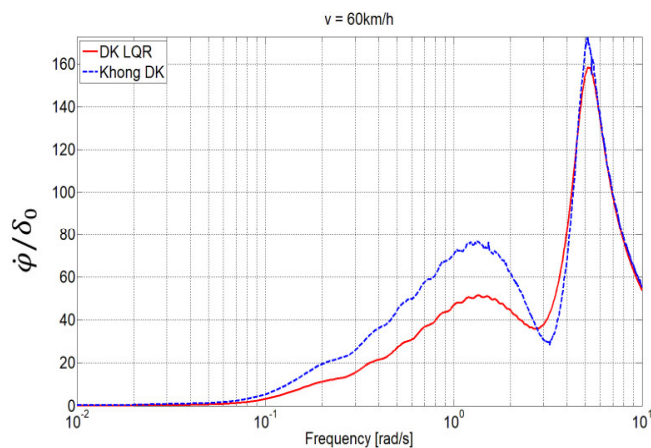
### 4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

Trong quá trình hoạt động của ô tô, các trạng thái như phanh gấp, đánh lái đột ngột trong tình huống vận hành thông thường hoặc khẩn cấp, gió giật bên hông là ba trong số những nguyên nhân chính gây ra hiện tượng lật xe. Trong tất cả các yếu tố trên, các trạng thái đánh lái đột ngột, đánh lái chuyển làn ở tốc độ cao, quay vòng ở tốc độ cao làm xuất hiện lực quán tính ly tâm tác dụng lên thân xe và tạo ra mô men mất ổn định. Mô men này được truyền xuống các bánh xe thông qua hệ thống treo của ô tô, từ đó gây ra hiện tượng lật ngang của ô tô. Do đó, hệ thống ổn định ngang chủ động phải tạo ra một mô men xoắn chủ động tác dụng lên các bánh xe để chống lại mô men này nhằm đưa thân xe trở lại vị trí cân bằng. Hầu hết các nghiên cứu hiện nay đều coi thời điểm bánh xe nhấc khỏi mặt đường là thời điểm ô tô bắt đầu mất ổn định ngang khi ô tô chuyển động. Hiệu quả làm việc của bộ điều khiển LQR đã thiết kế được khảo sát với biên độ hàm truyền từ góc đánh lái và kích thích mặt đường đến các chỉ tiêu đánh giá ổn định ngang của ô tô ở vận tốc ô tô di chuyển là 60km/h.

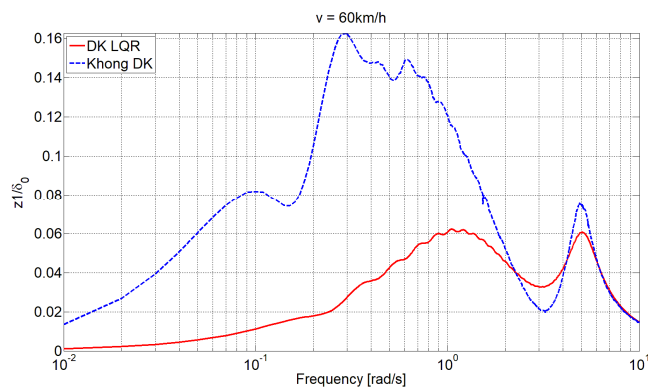
#### 4.1. Kết quả mô phỏng hàm truyền từ góc đánh lái



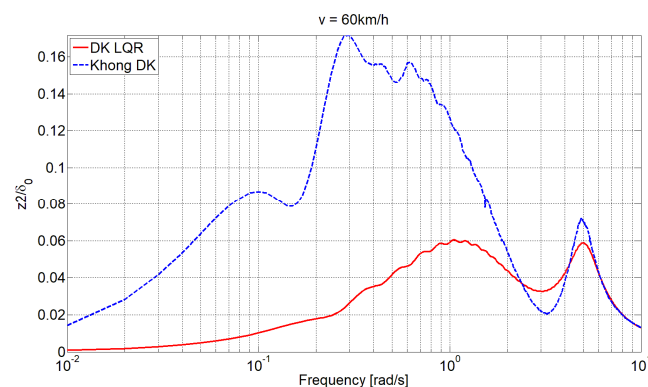
(a)



(b)

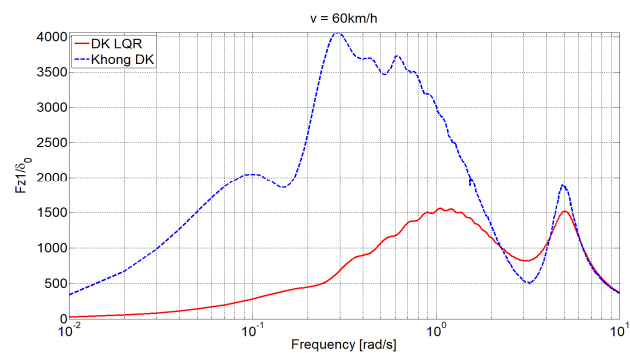


(c)

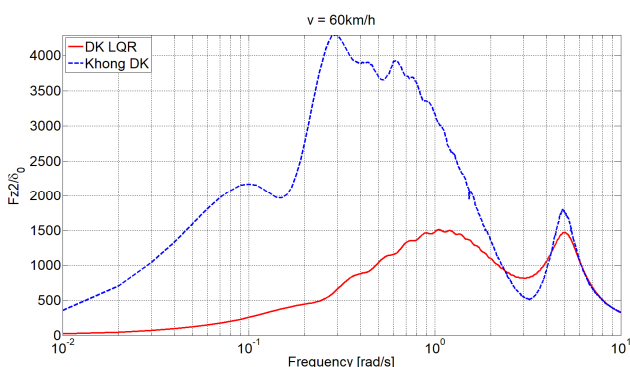


(d)

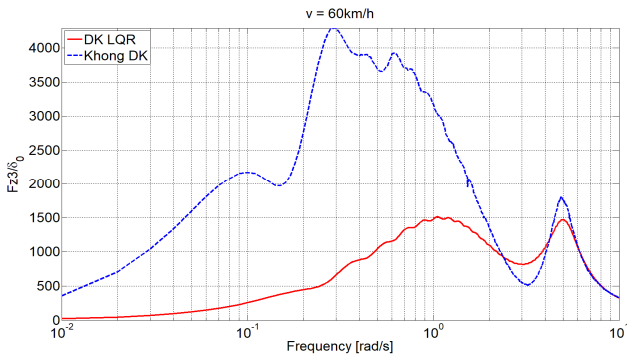
Hình 7. Hàm truyền biên độ từ tín hiệu kích thích là góc đánh lái đến (a)  $\varphi$ , (b)  $\dot{\varphi}$ , (c)  $Z_1$ , (d)  $Z_2$  ở vận tốc di chuyển 60 km/h sử dụng bộ điều khiển LQR



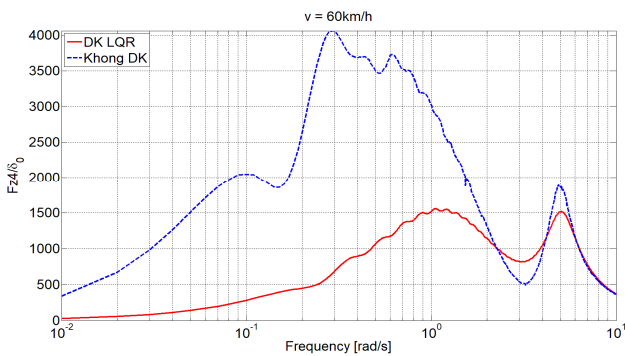
(a)



(b)



(c)



(d)

Hình 8. Hàm truyền biên độ từ tín hiệu kích thích là góc đánh lái đến (a)  $F_{z1}$ , (b)  $F_{z2}$ , (c)  $F_{z3}$ , (d)  $F_{z4}$  ở vận tốc di chuyển 60 km/h sử dụng bộ điều khiển LQR

Hình 7 thể hiện đáp ứng trên miền tần số của góc lắc ngang thân xe  $\varphi$  (a), vận tốc góc lắc ngang thân xe  $\dot{\varphi}$  (b), dịch chuyển thẳng đứng của bánh xe trước bên trái  $Z_1$  (c) và bánh xe sau bên trái  $Z_2$  (d) với kích thích đầu vào là góc đánh lái của ô tô. Kết quả cho thấy rằng bộ điều khiển LQR cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con đã giảm đáng kể biên độ hàm truyền khi so sánh với ô tô sử dụng thanh ổn định ngang bị động khi tần số đạt đến 4rad/s, cụ thể: góc lắc ngang thân xe và vận tốc góc lắc ngang thân xe đã giảm khoảng 3%, nhưng ở tần số 1 rad/s thì giảm khoảng 33% và ở tần số thấp 0,1rad/s thì đã giảm khoảng 46%, đối với dịch chuyển dọc của các bánh xe đã giảm nhiều nhất tại tần số 0,1rad/s khoảng 88% và ở tần số 1 rad/s giảm khoảng 53%. Hình 8 thể hiện đáp ứng trên miền tần số với tín hiệu kích thích đầu vào là góc đánh lái của ô tô đến lực tương tác của các bánh xe với mặt đường  $F_{z1}$ ,  $F_{z2}$ ,  $F_{z3}$ ,  $F_{z4}$ , có thể thấy biên độ hàm truyền đã giảm đáng kể đặc biệt là ở vùng tần số từ 0,1rad/s đến 1rad/s, cụ thể là: Lực tương tác của bánh xe trước giảm khoảng 50%, trong khi mức giảm cho bánh sau khoảng 53% so với xe sử dụng thanh ổn định ngang bị động.

Bảng 2 tổng hợp sự giảm biên độ của hàm truyền biên độ ở các tần số 4rad/s, 1rad/s và 0,1rad/s đối với các tiêu

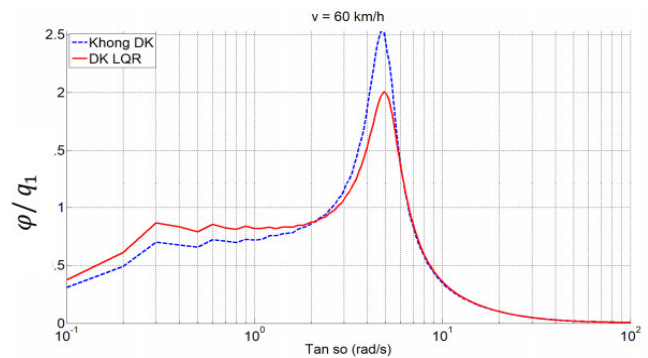
chí đánh giá. Độ giảm hàm truyền biên độ lớn nhất là 46% cho góc lắc ngang thân xe; 40% cho vận tốc lắc ngang thân xe; 88% cho dịch chuyển thẳng đứng của bánh xe; 88% cho lực tương tác của bánh xe với mặt đường. Như vậy, các tiêu chí đánh giá đã giảm đi đáng kể khi so sánh với xe sử dụng thanh ổn định ngang bị động.

Bảng 2. Giá trị hàm truyền biên độ từ góc đánh lái giảm so với thanh ổn định ngang bị động

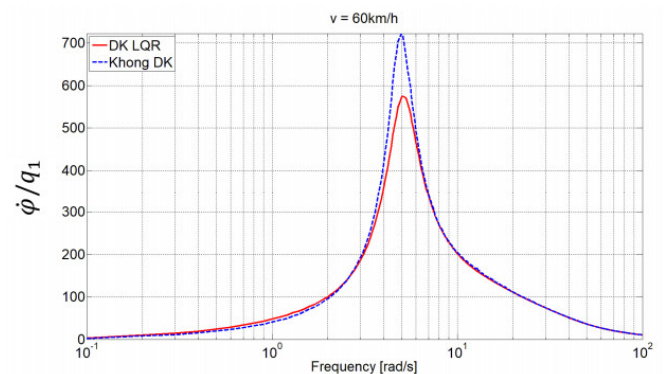
Hàm truyền	$\frac{\varphi}{\delta}$	$\frac{\dot{\varphi}}{\delta}$	$\frac{Z_1}{\delta}$	$\frac{Z_2}{\delta}$	$\frac{F_{z1}}{\delta}$	$\frac{F_{z2}}{\delta}$	$\frac{F_{z3}}{\delta}$	$\frac{F_{z4}}{\delta}$
Giá trị giảm ở tần số 0,1rad/s (%)	-45,75	-40,29	-86,24	-88,19	-86,24	-88,19	-88,19	-86,24
Giá trị giảm ở tần số 1rad/s (%)	-33,07	-33,42	-49,68	-53,47	-49,68	-53,47	-53,47	-49,68
Giá trị giảm ở tần số 4rad/s (%)	2,78	20,30	9,17	11,10	2,78	20,30	9,17	11,10

#### 4.2. Kết quả mô phỏng hàm truyền từ kích thích mặt đường

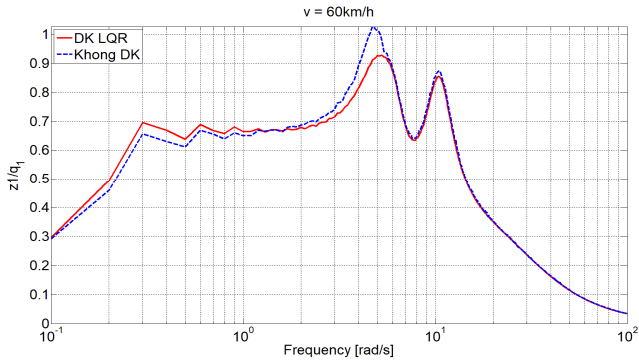
Đối với tín hiệu kích thích đầu vào là kích thích từ mặt đường  $q_1$ , kết quả khảo sát trên miền tần số được thể hiện trong hình 9 và 10.



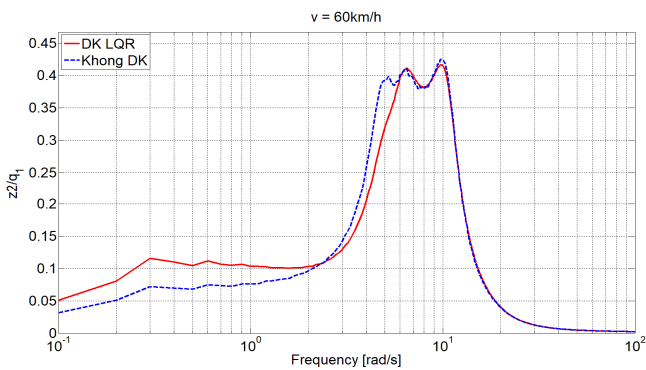
(a)



(b)

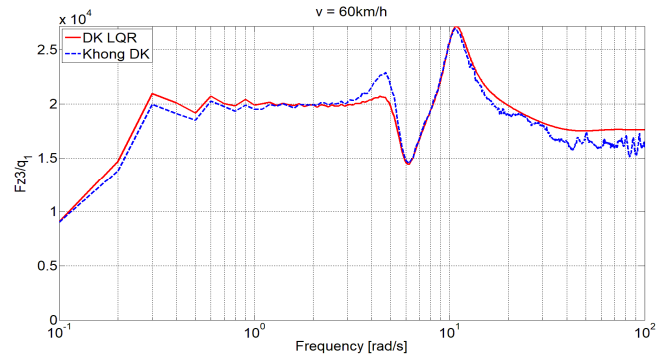


(c)

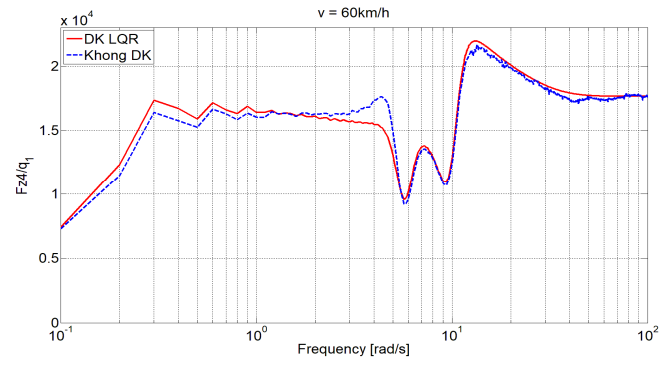


(d)

Hình 9. Hàm truyền biên độ từ tín hiệu là kích thích mặt đường đến đến (a)  $\varphi$ , (b)  $\dot{\varphi}$ , (c)  $Z_1$ , (d)  $Z_2$  ở vận tốc di chuyển 60 km/h sử dụng bộ điều khiển LQR



(c)



(d)

Hình 10. Hàm truyền biên độ từ tín hiệu là kích thích mặt đường đến (a)  $F_{z1}$ , (b)  $F_{z2}$ , (c)  $F_{z3}$ , (d)  $F_{z4}$  ở vận tốc di chuyển 60 km/h sử dụng bộ điều khiển LQR

Hình 9 thể hiện phản ứng trong miền tần số của góc lắc ngang thân xe  $\varphi$  (a), vận tốc góc lắc ngang thân xe  $\dot{\varphi}$  (b), chuyển vị thẳng đứng của bánh xe trước bên trái  $Z_1$  (c) và bánh xe sau bên trái  $Z_2$  (d). Hình 10 thể hiện đáp ứng trong miền tần số của lực tương tác của các bánh xe với mặt đường  $F_{z1}, F_{z2}, F_{z3}, F_{z4}$  với đầu vào là kích thích mặt đường ở vận tốc di chuyển 60km/h. Kết quả cho thấy các biên độ hàm truyền đã giảm đi khi so sánh giữa hệ thống ổn định ngang chủ động sử dụng bộ điều khiển LQR với bị động.

Bảng 3. Giá trị giảm hàm truyền biên độ so với thanh ổn định ngang bị động

Hàm truyền	$\frac{\varphi}{q_1}$	$\frac{\dot{\varphi}}{q_1}$	$\frac{Z_1}{q_1}$	$\frac{Z_2}{q_1}$	$\frac{F_{z1}}{q_1}$	$\frac{F_{z2}}{q_1}$	$\frac{F_{z3}}{q_1}$	$\frac{F_{z4}}{q_1}$
Giá trị giảm ở tần số 1rad/s (%)	13,34	17,00	2,18	36,43	-21,10	-6,51	2,14	2,23
Giá trị giảm ở tần số 5rad/s (%)	-17,98	-20,87	-8,34	-18,38	-17,78	13,08	-8,60	-11,94
Giá trị giảm ở tần số 70rad/s (%)	-8,43	-1,00	-1,01	-2,20	0,39	10,29	10,29	0,53

Bảng 3 thể hiện kết quả khi so sánh hệ thống ổn định ngang chủ động có điều khiển LQR với bị động của hàm truyền biên độ từ kích thích mặt đường ở các tần số 1rad/s, 5rad/s và 70rad/s, các tác giả nhận thấy rằng, đối với các tiêu chí đánh giá ổn định ngang chủ động, các biên độ hàm truyền kích thích có giảm nhưng không đáng kể.

## 5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày phương pháp thiết kế bộ điều khiển toàn phương tuyến tính (LQR) cho hệ thống ổn định ngang chủ động (AARB) nhằm cải thiện độ ổn định chuyển động và giảm nguy cơ lật ngang cho ô tô con. Trên cơ sở mô hình động lực học toàn xe với bảy bậc tự do kết hợp cùng mô hình cơ cấu chấp hành điện-thủy lực, hệ thống được biểu diễn dưới dạng không gian trạng thái, cho phép triển khai điều khiển tối ưu bằng thuật toán LQR. Kết quả mô phỏng trên miền tần số ở vận tốc 60km/h cho thấy bộ điều khiển LQR đã giúp giảm đáng kể: biên độ góc lắc ngang thân xe, chuyển vị thẳng đứng của bánh xe so với hệ thống bị động. Những cải thiện này khẳng định hiệu quả của phương pháp điều khiển đề xuất trong việc nâng cao độ ổn định ngang, hạn chế hiện tượng lật xe và đảm bảo an toàn chuyển động trong các điều kiện vận hành khắc nghiệt.

Trong các nghiên cứu tiếp theo, nhóm tác giả dự kiến mở rộng mô hình để xét đến các yếu tố phi tuyến, thay đổi tải trọng và ứng dụng thuật toán điều khiển nâng cao như MPC hoặc điều khiển thích nghi, đồng thời triển khai thực nghiệm trên mô hình phần cứng để đánh giá hiệu quả thực tiễn của hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô con.

## LỜI CẢM ƠN

Các tác giả bài báo xin trân trọng cảm ơn PGS.TS. Vũ Văn Tấn đã góp ý về nội dung chuyên môn bài báo và rà soát kết quả công bố của nghiên cứu này.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. S. Gosselin-Brissona, M. Bouazaraa, M.J. Richard, "Design of an active anti-roll bar for off-road vehicles," *Shock and Vibration*, 16, 155-174, 2009. <https://doi.org/10.3233/SAV-2009-0459>.
- [2]. Van Tan Vu, Olivier Sename, Luc Dugard, Peter Gáspár, "Active anti-roll bar control using electronic servo valve hydraulic damper on single unit heavy vehicle," in *8<sup>th</sup> IFAC International Symposium on Advances in Automotive Control (AAC 2016)*, Norrköping, Sweden, 418-425, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.062>, (hal-01314529).

[3]. Mohamed Krid, Faiz Benamar, "Design and control of an active anti-roll system for a fast rover," in *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*, San Francisco, CA, USA, 2011. <https://doi.org/10.1109/IROS.2011.6094963>.

[4]. D. Sampson, D. Cebon, "Active roll control of single unit heavy road vehicles. Vehicle System Dynamics," *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 40, 4, 229-270, 2003.

[5]. S. Yim, K. Jeon, K. Yi, "An investigation into vehicle rollover prevention by coordinated control of active anti-roll bar and electronic stability program," *International Journal of Control, Automation and Systems*, 10, 2, 275-287, 2012. <https://doi.org/10.1007/s12555-012-0208-9>.

[6]. Peter Gaspar, Istvan Szasz, Jozsef Bokor, "The Design of a Combined Control Structure to Prevent the Rollover of Heavy Vehicles," *European Journal of Control*, 10, 2, pp. 148-162, 2004.

[7]. H. Hsun-Hsuan, K. Rama, A.G. Dennis, "Active roll control for rollover prevention of heavy articulated vehicles with multiple-rollover-index minimisation," *Vehicle System Dynamics, Int. J. Veh. Mech. Mobil.*, 50 (3), 471-493, 2012.

[8]. D. Sampson, D. Cebon, "Achievable roll stability of heavy road vehicles," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part D, Journal of Automobile Engineering*, 217, 269287, 2003.

[9]. H. Yu, L. Guvenc, U. Ozguner, "Heavy duty vehicle rollover detection and active roll control," *Vehicle System Dynamics, Int. J. Veh. Mech. Mobil.*, 46, 6, 451-470, 2008.

[10]. Vu Van Tan, "Preventing rollover phenomenon with an active anti-roll bar system using electro-hydraulic actuators: a full car model," *Journal of Applied Engineering Science*, 19, 1, 217-229, 2021. doi: 10.5937/jaes0-28119.

[11]. Vu VT, Sename O, Dugard L, et al., "H<sub>∞</sub> active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles - A robustness analysis," *IFAC Symposium on System Structure and Control - 6<sup>th</sup> SSSC*, Istanbul, Turkey, 2016.

## AUTHORS INFORMATION

**Pham Trung Dung, Truong Manh Hung,  
Dao Huy Hai, Ta Thi Thanh Huyen**

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