

ĐỀ XUẤT BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU LQR CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG

Vũ Văn Tấn¹

Tóm tắt: Ngày nay, hệ thống treo chủ động được sử dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp ô tô nhằm cải thiện cả về độ êm dịu và độ an toàn chuyển động. Bài báo này tập trung vào việc áp dụng phương pháp điều khiển tối ưu tuyến tính bậc hai LQR cho hệ thống treo chủ động sử dụng mô hình 1/2 theo phương ngang của ô tô. Bằng cách biến đổi hợp lý chỉ tiêu đặc tính hiệu suất J và véc tơ trạng thái x , có thể tổng hợp bộ điều khiển đáp ứng các mục tiêu thiết kế của hệ thống treo chủ động. Ba bộ điều khiển LQR đã được thiết kế, trong đó bộ điều khiển đầu tiên tập trung vào tiêu chí nâng cao độ an toàn chuyển động, trong khi bộ điều khiển thứ hai và thứ ba ưu tiên tiêu chí nâng cao độ êm dịu chuyển động. Kết quả mô phỏng trên miền tần số cho thấy bằng cách thay đổi giá trị của các trọng số cũng như đặc tính hiệu suất, ba bộ điều khiển này đều nâng cao chất lượng dao động của ô tô theo các cách khác nhau.

Từ khóa: Hệ thống treo tích cực, Điều khiển tối ưu LQR, Chỉ tiêu êm dịu chuyển động, Chỉ tiêu an toàn chuyển động, Dao động ô tô.

1. GIỚI THIỆU

Hệ thống treo là một trong những hệ thống quan trọng nhất của ô tô. Hầu hết các xe ô tô ngày nay sử dụng hệ thống treo bị động, bao gồm phần tử đàn hồi và phần tử giảm chấn để giảm tác động từ mặt đường đến thân xe. Độ cứng của phần tử đàn hồi và hệ số cản của giảm chấn trong trường hợp này được thiết kế ở trạng thái tĩnh và nó thường có một sự thay đổi nhỏ trong phạm vi hẹp. Tuy nhiên, khi ô tô chuyển động, các giá trị này có thể không tối ưu cho các chế độ chuyển động tương ứng.

Hệ thống treo có điều khiển ngày nay được sử dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp ô tô nhằm cải thiện đồng thời cả về độ êm dịu chuyển động và độ an toàn chuyển động. Có hai loại cơ bản của hệ thống treo có điều khiển đó là chủ động và bán chủ động. Hệ thống treo chủ động thường được nghiên cứu và ứng dụng trên các dòng xe ô tô hạng sang với yêu cầu chất lượng dao động cao và thường có giá thành cao. Trong khi đó, hệ thống treo bán chủ động, nhờ có giá thành rẻ hơn và mức tiêu thụ năng lượng thấp hơn nên là một giải pháp hữu hiệu để áp dụng cho các dòng xe thương

mại thông thường. Tuy nhiên, các đặc tính chính cho hệ thống treo bán chủ động là thường dựa trên công nghệ của hệ thống chủ động (Poussot, et al 2012), (Kaleemullah, et al 2011).

Có rất nhiều công trình nghiên cứu được thực hiện cho hệ thống treo chủ động. Yoshimura cùng cộng sự đã trình bày việc xây dựng một bộ điều khiển hệ thống treo chủ động của mô hình một phần tư ô tô sử dụng điều khiển mờ và bộ quan sát (Yoshimura, et al 2005), (Leegwater, et al 2012). Mouleeswaran cùng cộng sự đã phát triển một hệ thống treo chủ động cho mô hình $\frac{1}{4}$ của ô tô du lịch để cải thiện hiệu suất của nó bằng cách sử dụng một bộ điều khiển PID (Mouleeswaran, et al 2008). Phương pháp điều khiển LQR cũng được sử dụng cho hệ thống treo chủ động bằng cách sử dụng mô hình ô tô có hai và ba bậc tự do (Taghirad, et al 1997), (Kaleemullah, et al 2011), (Nagarkar, et al 2011), (Kumar, et al 2006).

Mục đích chính của hệ thống treo chủ động là nâng cao độ êm dịu chuyển động và cải thiện độ an toàn chuyển động. Bằng cách sử dụng mô hình $\frac{1}{2}$ theo phương ngang của ô tô, phương pháp điều khiển LQR được sử dụng để tổng hợp các bộ điều khiển. Do đó, những sự đóng góp chính của bài báo này là:

¹ Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải, Hà Nội, Việt Nam

• Mô hình $\frac{1}{2}$ theo phương ngang của ô tô được sử dụng để đánh giá đặc tính dao động của hệ thống treo bị động và tổng hợp các bộ điều khiển cho hệ thống treo chủ động. Hệ thống treo bị động có hệ số cản của giảm chấn càng cao thì độ bám đường càng tốt, trong khi hệ số cản của giảm chấn càng nhỏ thì độ êm dịu chuyển động càng tốt.

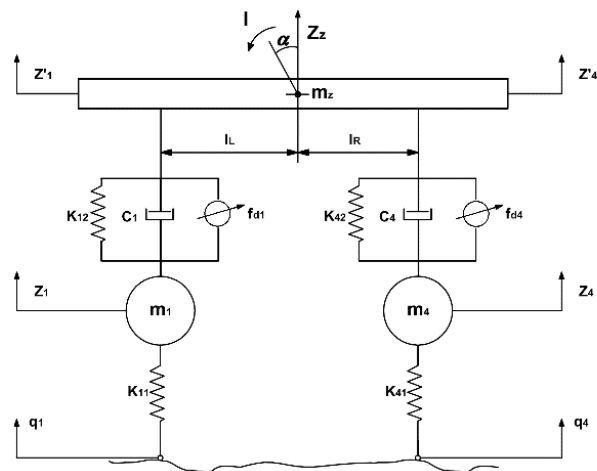
• Phương pháp điều khiển LQR đã được sử dụng để tổng hợp ba bộ điều khiển nhằm mục đích nâng cao êm dịu chuyển động và độ an toàn chuyển động. Bằng cách hợp lý biến đổi véc tơ trạng thái và chỉ tiêu chất lượng J , chúng ta hoàn toàn có thể tổng hợp bộ điều khiển tốt để đáp ứng các mục tiêu thiết kế của hệ thống treo có điều khiển.

• Kết quả mô phỏng trên miền tần số khi so sánh ba bộ điều khiển LQR với hai trường hợp của hệ thống treo bị động là: hệ số cản của giảm chấn cao và thấp (có giá trị hệ số cản lớn và nhỏ). Nó chỉ ra rằng bộ điều khiển LQR hoàn toàn đáp ứng được mục tiêu thiết kế.

Bài báo bao gồm các phần như sau: Phần 2 trình bày mô hình $\frac{1}{2}$ theo phương ngang của ô tô. Phần 3 là cơ sở lý thuyết bộ điều khiển tối ưu LQR. Phần 4 tổng hợp ba bộ điều khiển LQR cho hệ thống treo chủ động. Phần 5 trình bày các kết quả mô phỏng trên miền tần số. Cuối cùng, một số kết luận được rút ra trong phần 6.

2. MÔ HÌNH DAO ĐỘNG Ô TÔ

Hình 1 mô tả mô hình $\frac{1}{2}$ theo phương ngang của ô tô chung sử dụng hệ thống treo có điều khiển. Trong mô hình này, thân ô tô được coi là cứng tuyệt đối và được đặt trên hệ thống treo. Mô hình có 4 bậc tự do: (1)-dịch chuyển thân xe Z_z (2)-góc nghiêng ngang thân xe (α), (3) và (4) lần lượt là dịch chuyển bánh xe bên trái (Z_1) và bánh xe bên phải (Z_4). Biên dạng mặt đường tác dụng vào hai bánh xe bên trái và bên phải lần lượt là q_1 , q_4 . Trong khi đó, f_{d1} và f_{d4} lần lượt là lực điều khiển của cơ cấu chấp hành ở bên trái và bên phải.



Hình 1. Mô hình $\frac{1}{2}$ theo phương ngang của ô tô.

Phương trình động lực học của mô hình $\frac{1}{2}$ theo phương ngang của ô tô được xác định như sau:

$$\begin{cases} I \cdot \ddot{\alpha} = - \left[k_{12} \cdot (Z_1 - Z'_1) + c_1 \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) \right] \cdot l_L + \left[k_{42} \cdot (Z_4 - Z'_4) + c_4 \cdot (\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) \right] \cdot l_R - l_L \cdot f_{d1} + l_R \cdot f_{d4} \\ m_z \cdot \ddot{Z}_z = k_{12} \cdot (Z_1 - Z'_1) + k_{42} \cdot (Z_4 - Z'_4) + c_1 \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{Z}'_1) + c_4 \cdot (\dot{Z}_4 - \dot{Z}'_4) - f_{d1} - f_{d4} \\ m_1 \cdot \ddot{Z}_1 = -k_{11} \cdot (Z_1 - q_1) + k_{12} \cdot (Z'_1 - Z_1) + c_1 \cdot (\dot{Z}'_1 - \dot{Z}_1) + f_{d1} \\ m_4 \cdot \ddot{Z}_4 = -k_{41} \cdot (Z_4 - q_4) + k_{42} \cdot (Z'_4 - Z_4) + c_4 \cdot (\dot{Z}'_4 - \dot{Z}_4) + f_{d4} \end{cases} \quad (1)$$

Các phương trình động lực học (1) có thể viết lại dưới dạng không gian trạng thái như sau (Sam, et al 2000):

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1 w + B_2 u \\ z = Cx + D_1 w + D_2 u \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó, tín hiệu đầu vào điều khiển $u = [f_{d1} \ f_{d4}]^T$, tín hiệu kích thích từ mặt đường $w = [q_1 \ q_4]^T$. Véc tơ trạng thái x , véc tơ đầu ra z được chọn một cách khéo léo và

thường phụ thuộc vào mục đích của thiết kế điều khiển. Trong nghiên cứu này, tác giả sẽ sử dụng 3 dạng khác nhau của véc tơ trạng thái x và các véc tơ đầu ra z khi áp dụng phương pháp điều khiển LQR:

a – Trường hợp thứ nhất:

Véc tơ trạng thái và các véc tơ đầu ra:

$$x = \begin{bmatrix} \alpha, & Z_z, & Z_1, & Z_4, & \alpha, & Z_z, & Z_1, & Z_4 \end{bmatrix}^T; \quad z = x = \begin{bmatrix} \alpha, & Z_z, & Z_1, & Z_4, & \alpha, & Z_z, & Z_1, & Z_4 \end{bmatrix}^T$$

b – Trường hợp thứ hai:

Véc tơ trạng thái và các véc tơ đầu ra:

$$x = \begin{bmatrix} \alpha, & Z_z, & Z_1, & Z_4, & \alpha, & Z_z, & Z_1, & Z_4 \end{bmatrix}^T; \quad z = \begin{bmatrix} \alpha, & Z_z, & \alpha, & Z_z, & Z_1, & Z_4 \end{bmatrix}^T$$

c – Trường hợp thứ ba:

$$\text{Véc tơ trạng thái: } x = \begin{bmatrix} Z_1, & Z_1 - q_1, & Z_4, & Z_4 - q_4, & Z'_1, & Z'_1 - Z_1, & Z'_4, & Z'_4 - Z_4 \end{bmatrix}^T;$$

$$\text{Véc tơ đầu ra: } z = x = \begin{bmatrix} Z_1, & Z_1 - q_1, & Z_4, & Z_4 - q_4, & Z'_1, & Z'_1 - Z_1, & Z'_4, & Z'_4 - Z_4 \end{bmatrix}^T$$

Lưu ý 01: A, B₁, B₂, C, D₁, D₂ là các ma trận. Ứng với từng trường hợp trong ba trường hợp trên, chúng sẽ có các kích thước tương ứng khác nhau.

3. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU LQR

LQR là một phương pháp điều khiển cung cấp hiệu suất tốt nhất có thể đối với một số số đo nhất định của hiệu suất. Vấn đề thiết kế bộ điều khiển LQR là thiết kế bộ điều khiển phản hồi trạng thái K sao cho hàm mục tiêu J là nhỏ nhất. Trong phương pháp này, một ma trận được phản hồi đã được thiết kế để giảm thiểu hàm mục tiêu nhằm đạt được sự hài hòa giữa việc sử dụng chế độ điều khiển, độ lớn và tốc độ phản hồi sẽ đảm bảo cho hệ thống ổn định. Đối với hệ thống tuyến tính liên tục theo thời gian được thể hiện trong phương trình (2), hàm chi tiêu chất lượng được xác định như sau (Vu, et al 2017):

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u + 2x^T N u) dt \quad (3)$$

Trong đó Q và R là các ma trận trọng số, Q được yêu cầu là ma trận đối xứng xác định dương hoặc bán xác định dương. R được yêu cầu là ma trận đối xứng xác định dương. Thực tế Q và R là ma trận đường chéo. Giá trị của các phần tử trong Q và R có ảnh hưởng đến hàm chi tiêu chất lượng J. Quy tắc điều khiển phản hồi để giảm thiểu giá trị của hàm J là:

$$u = -Kx \quad (4)$$

K được xác định là:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (5)$$

Và P có thể được tìm kiếm bằng cách giải phương trình đại số Riccati:

$$AP + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (6)$$

Hệ thống vòng kín tối ưu nhận được từ các phương trình (2), (4) và (5) như sau:

$$\dot{x} = (A - B_2 K)x + B_1 w \quad (7)$$

Bản chất của thuật toán LQR là một cách tự động để tìm trạng thái thích hợp. Do đó, không có gì lạ khi thấy rằng người thiết kế điều khiển thường thích các phương pháp thay thế như phản hồi trạng thái toàn phần (cũng được biết như là vị trí cực) để tìm bộ điều khiển bằng cách sử dụng thuật toán LQR. Với những điều này, người thiết kế có mối liên hệ rõ ràng giữa các tham số được điều chỉnh và những thay đổi của bộ điều khiển. Khó khăn trong việc tìm kiếm các giới hạn hàm trọng số là để phù hợp áp dụng tổng hợp bộ điều khiển dựa trên LQR.

Lưu ý 02: Việc lựa chọn hàm chi tiêu chất lượng J, véc tơ trạng thái x và tín hiệu điều khiển u sẽ ảnh hưởng lớn đến việc tìm các ma trận Q, R, N.

4. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU LQR CHO HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG

Theo 3 cách biểu diễn và 3 sự lựa chọn của véc tơ trạng thái x và véc tơ đầu ra z trong phần 2. Trong phần này, tác giả thiết kế 3 bộ điều khiển bằng cách sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu

LQR. Chỉ tiêu hiệu suất J ảnh hưởng đến các biến trạng thái và các đầu ra, và nó có dạng tiêu chuẩn như trong phương trình (3).

4.1. Thiết kế bộ điều khiển thứ nhất (LQR1)

Chỉ tiêu hiệu suất J được chọn như sau:

$$J = \int_0^{\infty} (\rho_1 \alpha^2 + \rho_2 Z_z^2 + \rho_3 Z_1^2 + \rho_4 Z_4^2 + \rho_5 \alpha^2 + \rho_6 Z_z^2 + \rho_7 Z_1^2 + \rho_8 Z_4^2) dt \quad (8)$$

Trong đó, $\rho_1 \dots \rho_8$ là các trọng số của J . Đối với trường hợp này, tất cả các biến của véc tơ trạng thái đã được tính đến. Mục đích chính của sự lựa chọn

này là để tập trung vào việc cải thiện độ bám đường.

Từ các phương trình (3) và (8), các ma trận Q , R , N được biểu diễn như sau:

$$Q_1 = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_8 \end{bmatrix}; \quad R_1 = \begin{bmatrix} R_1 & 0 \\ 0 & R_2 \end{bmatrix}; \quad N_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Việc lựa chọn của chỉ tiêu hiệu suất J trong trường hợp này là dễ dàng nhất cho việc tổng hợp bộ điều khiển tối ưu LQR.

4.2. Thiết kế bộ điều khiển thứ hai (LQR2)

Chỉ tiêu hiệu suất J được chọn như sau:

$$J = \int_0^{\infty} (\tau_1 Z_z^2 + \tau_2 \alpha^2 + \tau_3 Z_z^2 + \tau_4 \alpha^2 + \tau_5 Z_1^2 + \tau_6 Z_4^2) dt \quad (9)$$

Trong đó, $\tau_1 \dots \tau_6$ là các trọng số của J . Bởi sự thay đổi giá trị của τ_i , bộ điều khiển này sẽ tập trung vào việc nâng cao độ êm dịu hoặc độ

an toàn chuyển động. Từ các phương trình (3) và (9), các ma trận Q , R , N được biểu diễn như sau:

$$Q_2 = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & Q_{14} & Q_{15} & Q_{16} & Q_{17} & Q_{18} \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{23} & Q_{24} & Q_{25} & Q_{26} & Q_{27} & Q_{28} \\ Q_{13} & Q_{23} & Q_{33} & Q_{34} & Q_{35} & Q_{36} & Q_{37} & Q_{38} \\ Q_{14} & Q_{24} & Q_{34} & Q_{44} & Q_{45} & Q_{46} & Q_{47} & Q_{48} \\ Q_{15} & Q_{25} & Q_{35} & Q_{45} & Q_{55} & Q_{56} & Q_{57} & Q_{58} \\ Q_{16} & Q_{26} & Q_{36} & Q_{46} & Q_{56} & Q_{66} & Q_{67} & Q_{68} \\ Q_{17} & Q_{27} & Q_{37} & Q_{47} & Q_{57} & Q_{67} & Q_{77} & Q_{78} \\ Q_{18} & Q_{28} & Q_{38} & Q_{48} & Q_{58} & Q_{68} & Q_{78} & Q_{88} \end{bmatrix}; \quad R_2 = \begin{bmatrix} M_1 & M_2 \\ M_3 & M_4 \end{bmatrix}; \quad N_2 = \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} \\ N_{21} & N_{22} \\ N_{31} & N_{32} \\ N_{41} & N_{42} \\ N_{51} & N_{52} \\ N_{61} & N_{62} \\ N_{71} & N_{72} \\ N_{81} & N_{82} \end{bmatrix}$$

Với các phần tử của các ma trận Q_2 , R_2 , N_2 ($Q_{i,j}$, M_k , $N_{p,q}$) đang phụ thuộc vào các trọng số ($\tau_1 \dots \tau_6$) và các thông số của hệ thống. Mặc dù việc xác định các ma trận này mất rất nhiều thời

gian, nhưng nó cho phép bộ điều khiển đáp ứng trực tiếp các mục tiêu điều khiển.

4.3. Thiết kế bộ điều khiển thứ ba (LQR3)

Chỉ tiêu hiệu suất J được chọn như sau:

$$J = \int_0^\infty (Z_z^2 + \alpha^2 + \lambda_1((Z_1' - Z_1)^2 + (Z_4' - Z_4)^2) + \lambda_2 Z_z^2 + \lambda_3((Z_1 - q_1)^2 + (Z_4 - q_4)^2) + \lambda_4(Z_1^2 + Z_4^2))dt \quad (10)$$

Trong đó, $\lambda_1 \dots \lambda_4$ là các trọng số của J . Mục đích chính của lựa chọn này là cải thiện độ êm dịu chuyển động và giảm biên độ dịch

chuyển của hệ thống treo. Từ các phương trình (4) và (10), các ma trận Q , R , N được biểu diễn như sau:

$$Q_3 = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & H_{14} & H_{15} & H_{16} & H_{17} & H_{18} \\ H_{12} & H_{22} & H_{23} & H_{24} & H_{25} & H_{26} & H_{27} & H_{28} \\ H_{13} & H_{23} & H_{33} & H_{34} & H_{35} & H_{36} & H_{37} & H_{38} \\ H_{14} & H_{24} & H_{34} & H_{44} & H_{45} & H_{46} & H_{47} & H_{48} \\ H_{15} & H_{25} & H_{35} & H_{45} & H_{55} & H_{56} & H_{57} & H_{58} \\ H_{16} & H_{26} & H_{36} & H_{46} & H_{56} & H_{66} & H_{67} & H_{68} \\ H_{17} & H_{27} & H_{37} & H_{47} & H_{57} & H_{67} & H_{77} & H_{78} \\ H_{18} & H_{28} & H_{38} & H_{48} & H_{58} & H_{68} & H_{78} & H_{88} \end{bmatrix}; R_3 = \begin{bmatrix} G_1 & G_2 \\ G_3 & G_4 \end{bmatrix}; N_3 = \begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} \\ F_{21} & F_{22} \\ F_{31} & F_{32} \\ F_{41} & F_{42} \\ F_{51} & F_{52} \\ F_{61} & F_{62} \\ F_{71} & F_{72} \\ F_{81} & F_{82} \end{bmatrix}$$

Tương tự trường hợp thứ hai, các phần tử của các ma trận Q_3 , R_3 , N_3 phụ thuộc vào các hàm trọng số ($\lambda_1 \dots \lambda_4$) và các thông số của hệ thống. Tất nhiên chúng khác nhau khi so sánh với trường hợp thứ hai.

Lưu ý 03: Giá trị của các trọng số ($\rho_1 \dots \rho_8, \tau_1 \dots \tau_6, \lambda_1 \dots \lambda_4$) sẽ ảnh hưởng đến hiệu suất của các bộ điều khiển. Sự lựa chọn của các giá trị này phụ thuộc vào mục tiêu điều khiển.

5. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Như đã đề cập ở trên, hai mục tiêu chính khi thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống treo là độ êm dịu chuyển động và độ an toàn chuyển động. Tùy thuộc vào các điều kiện chuyển động và các mong muốn của người lái xe, hệ thống treo có điều khiển sẽ đáp ứng hai mục tiêu này. Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng gia tốc dịch chuyển thân xe (Z_z) và gia tốc góc lắc ngang thân xe (α) của khối lượng được treo để đánh giá độ êm dịu chuyển động. Trong khi đó dịch chuyển theo phương thẳng đứng của khối lượng không được treo ($Z_{1,4}$) được sử dụng để đánh giá cho khả năng bám đường của xe (Manh, et al 2015).

Trong phần này, các kết quả mô phỏng được đưa ra trên miền tần số, để đánh giá hiệu quả của các bộ điều khiển LQR cho hệ thống treo chủ động đã đề xuất. Các giá trị thông số của mô hình $\frac{1}{2}$ theo phương ngang của ô tô được đưa ra trong (Poussot, et al 2008). Ở đây, tác giả so sánh 3 bộ

điều khiển LQR cho hệ thống treo chủ động với hai trường hợp của hệ thống treo bị động. Trường hợp thứ nhất, khi chúng tôi sử dụng giảm chấn bị động với hệ số độ cứng cao (cứng) là 8000 Ns/m. Trường hợp thứ hai, nó là giảm chấn bị động với hệ số độ cứng thấp (mềm) là 500 Ns/m. Giá trị của các trọng số cho ba bộ điều khiển được lựa chọn như sau:

Bộ điều khiển LQR1:
 $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho_7 = \rho_8 = 1; \rho_5 = \rho_6 = 10^7;$

Bộ điều khiển LQR2:
 $\tau_1 = \tau_2 = 10^{-2}; \tau_3 = \tau_4 = \tau_5 = \tau_6 = 10^2;$

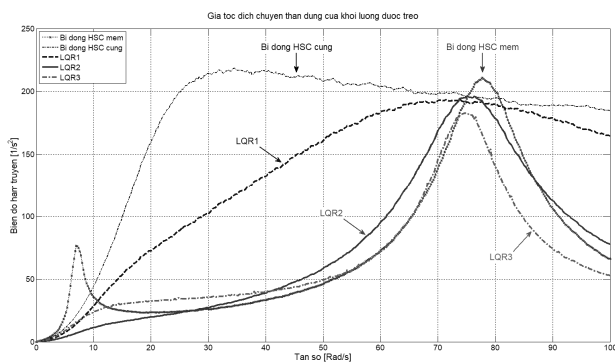
Bộ điều khiển LQR3: $\lambda_1 = 4000; \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = 0$

Lưu ý 04: Chúng ta hoàn toàn có thể lựa chọn các giá trị khác nhau của các trọng số theo các mục tiêu mong muốn khác. Các lựa chọn khác có thể đem lại hiệu quả cao hơn tùy theo kỹ năng của người thiết kế điều khiển.

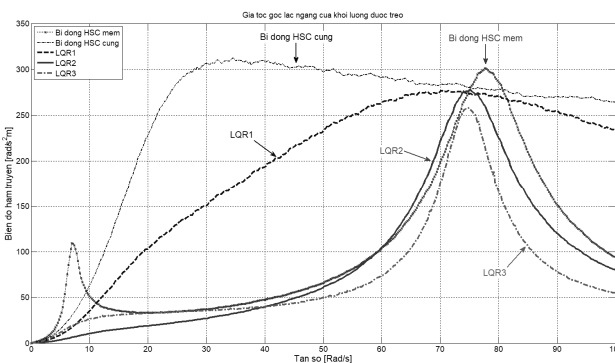
5.1. Phân tích chỉ tiêu độ êm dịu khi ô tô chuyển động

Hình 2 và 3 biểu thị hàm truyền biên độ tương ứng của gia tốc dịch chuyển thân xe và gia tốc góc lắc ngang thân xe của khối lượng được treo. Chúng ta có thể thấy rằng trong trường hợp của hệ thống treo bị động, khi hệ số cản của giảm chấn lớn, chỉ tiêu độ êm dịu sẽ không được đáp ứng. Nhìn chung, độ êm dịu chuyển động được cải thiện với hệ số cản của giảm chấn thấp. Tuy nhiên, ở dải tần số từ 5 đến

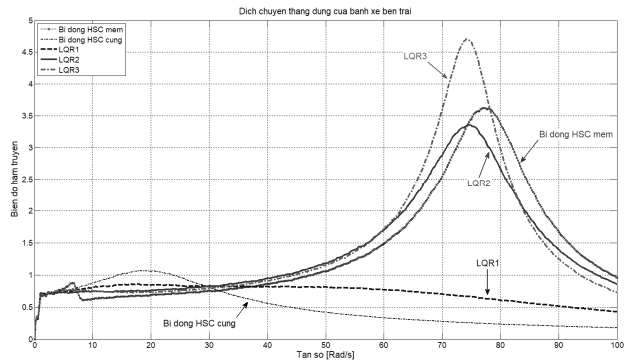
10 rad/s và từ 75 đến 83 rad/s, độ êm dịu chuyển động không tốt với trường hợp hệ số cản của giảm chấn thấp. Đối với ba bộ điều khiển LQR được đề xuất, các kết quả mô phỏng cho thấy rằng trong trường hợp của bộ điều khiển LQR1, hiệu suất độ êm dịu dường như đã điều chỉnh ở mức trung gian giữa hai trường hợp hệ thống treo bị động. Ở dải tần số lên đến 42 rad/s, bộ điều khiển LQR2 tốt hơn bộ điều khiển LQR3. Trong khi đó, bộ điều khiển LQR3 là tốt hơn bộ điều khiển LQR2 từ tần số 42 rad/s. Độ êm dịu chuyển động được cải thiện với hai bộ điều khiển LQR2 và bộ điều khiển LQR3 khi so sánh với bộ điều khiển LQR1. Điều này là phù hợp mục tiêu khi thiết kế bộ điều khiển vì trong trường hợp bộ điều khiển LQR1, gia tốc dịch chuyển thân xe và gia tốc góc lắc thân xe không được tính đến một cách trực tiếp.



Hình 2. Hàm truyền biên độ của gia tốc dịch chuyển thẳng đứng của khối lượng được treo ($\frac{Z_z}{q_1}$).



Hình 3. Hàm truyền biên độ của gia tốc góc lắc ngang của khối lượng được treo ($\frac{\alpha}{q_1}$).



Hình 4. Hàm truyền biên độ của dịch chuyển theo phương thẳng đứng của khối lượng không được treo bên trái ($\frac{Z_1}{q_1}$).

5.2. Phân tích chỉ tiêu độ bám đường khi ô tô chuyển động

Hình 4 biểu diễn hàm truyền biên độ của dịch chuyển theo phương thẳng đứng của khối lượng không được treo ở bên trái. Đối với hệ thống treo bị động, khả năng bám đường luôn được duy trì với hệ số cản của giảm chấn lớn. Với hệ số cản của giảm chấn mềm, chỉ tiêu này không đáp ứng trong dải tần số từ 40 rad/s. Ở dải tần số cao, có sự khác biệt đáng kể. Bộ điều khiển LQR1 luôn luôn cải thiện độ bám đường. Trong khi đó, trường hợp của bộ điều khiển LQR3 giá trị hàm truyền này đã tăng lên đáng kể. Kết quả này thêm một lần nữa cho thấy sự phù hợp với mục tiêu thiết kế bộ điều khiển.

6. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày ứng dụng của phương pháp điều khiển tối ưu LQR cho hệ thống treo chủ động trên ô tô. Bằng cách khéo léo biến đổi véc tơ trạng thái và chỉ tiêu đặc tính hiệu suất J, chúng ta hoàn toàn có thể tổng hợp bộ điều khiển đáp ứng các mục tiêu thiết kế cho hệ thống treo có điều khiển. Kết quả mô phỏng cho thấy, đối với hệ thống treo bị động, hệ số cản của giảm chấn càng lớn thì khả năng bám đường càng tốt, trong khi với hệ số cản của giảm chấn càng nhỏ thì độ êm dịu khi chuyển động càng được cải thiện. Ba bộ điều khiển LQR đã được tổng hợp và đã được so sánh, với bộ điều khiển đầu tiên tập trung vào khả năng bám đường, trong khi bộ điều khiển thứ hai và thứ ba tập

trung vào việc nâng cao độ êm dịu khi chuyển động ở các mức độ khác nhau. Bằng cách thay đổi giá trị các trọng số, phương pháp điều khiển này sẽ chuyển đổi các vai trò khác nhau trong việc cải thiện độ êm dịu hoặc khả năng bám đường của ô tô khi chuyển động.

Các kết quả của nghiên cứu hệ thống treo chủ động này là cơ sở để xây dựng hệ thống treo bán chủ động, ví dụ như phương pháp “Clipped”. Trong tương lai, các phương pháp

tiệm cận khác như điều khiển phản hồi trạng thái H_2/H_∞ , sẽ được áp dụng, cùng với việc sử dụng các bộ quan sát để đánh giá sâu hơn các đặc tính của hệ thống.

LỜI CẢM ƠN

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

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Poussot Vassal C., Spelta C., Senname O., Savaresi S.M., Dugard L., (2012), *Survey and performance evaluation on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model*, Annual Reviews in Control, Vol 36 (1), pp. 148-160.
- Poussot Vassal C., (2008), *Commande Robuste LPV Multivariable de Chassis Automobile*, PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, France.
- Kumar M., Vijayarangan S., (2016), *Design of LQR controller for active suspension system*, Indian journal of engineering & materials sciences, Vol 13, pp. 173-179.
- Kaleemullah M., Faris W. F., Hasbullah F., (2011), *Design of robust H_∞ , fuzzy and LQR controller for active suspension of a quarter car model*, 4th International Conference on Mechatronics (ICOM).
- Leegwater M. S., (2007), *An active suspension system*, PhD thesis, Eindhoven university of technology.
- Nagarkar M.P., Vikhe G.J., Borole K.R., Nandedkar V.M., (2011), *Active control of quarter car suspension system using linear quadratic regulator*. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, Vol3, pp. 364-372.
- Manh Quan Nguyen, João Manoel Gomez da Silva Jr, Olivier Senname, Luc Dugard, (2015), *A state feedback input constrained control design for a 4-semi-active damper suspension system: a quasi-LPV approach*. 8th IFAC Symposium ROCOND2015 (Robust Control Design), Bratislava, Slovakia.
- Mouleeswaran S., (2008), *Development of Active Suspension System for Automobiles using PID Controller*, Proceedings of the World Congress on Engineering, London, UK.
- Yoshimura T., Teramura I., (2005), *Active suspension control of a one-wheel car model using single input rule modules fuzzy reasoning and disturbance observer*, Journal of Zhejiang University SCIENCE, Vol6A(4), pp. 251-256.
- Vu V.T., Senname O., Gaspar P., Dugard L., (2017), *Enhancing roll stability of heavy vehicle by LQR active anti-roll bar control using electronic servo-valve hydraulic actuators*, Vehicle System Dynamics, Vol55(9), pp. 1405-1429.
- Sam Y. M., Ghani M. R. H. A., Ahmad N., (2000), *LQR controller for active car suspension*, Proceedings of Intelligent Systems and Technologies for the New Millennium TENCON.
- Taghirad Y., Esmailzadeh E., *Automobile passenger comfort assured through LQG/LQR active suspension*, Journal of Vibration and Control; Vol 4(5), pp. 603-618.

Abstract:
**PROPOSAL OF AN OPTIMAL LQR CONTROLLER FOR
THE ACTIVE SUSPENSION SYSTEM**

Nowaday, active suspension system is widely used in the automotive industry in order to improve both ride comfort and road holding criteria. This paper focuses on applying the Linear Quadratic Regulator (LQR) control method to the active suspension system using an half roll car model. By cleverly transforming the performance index J and the state vector x , it is possible to design a controller that meets the goals of a controlled suspension system. The three LQR controllers have been synthesized, in which the first controller is focusing on the road holding criteria, meanwhile the second and third controllers on the ride comfort criteria. Simulation results in the frequency domain show that by varying the values of the weighting parameters, these three controllers will play different roles in improving the quality of the car's vibration.

Keywords: Active suspension system, LQR control method, Comfort criteria, Road holding criteria, Vehicle's vibration.

Ngày nhận bài: 16/9/2020

Ngày chấp nhận đăng: 25/9/2020