

XÂY DỰNG MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU HỆ THỐNG TREO CÓ ĐIỀU KHIỂN CHO MÔ HÌNH TOÀN XE

Vũ Hải Quân¹, Trịnh Duy Hùng²

Tóm tắt: Bài báo trình bày việc ứng dụng thuật toán điều khiển LQR để điều khiển hệ thống treo chủ động với mô hình dao động phẳng dọc cho mô hình toàn xe. Phần cuối của bài báo tác giả sử dụng phần mềm MATLAB để mô phỏng, so sánh đánh giá hệ thống treo chủ động điều khiển LQR với hệ thống treo thụ động. Kết quả nghiên cứu cho thấy một số thông số: Biên độ dao động; Thời gian dập tắt dao động; Gia tốc dịch chuyển thân xe của hệ thống treo chủ động tốt hơn so với treo bị động.

Từ khóa: Treo chủ động; Cơ cấu tạo lực; An toàn; Êm dịu, Mô hình toán học.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ô tô là một hệ dao động nằm trong môi liên hệ chặt chẽ với đường có biên dạng phức tạp. Dao động của ô tô không những ảnh hưởng đến con người, hàng hóa chuyên chở, độ bền của các cụm tổng thành. Những dao động này sẽ gây ảnh hưởng xấu đến xe và đặc biệt là cảm giác của người lái. Chính vì vậy hệ thống treo được ra đời để giải quyết các vấn đề về độ êm dịu và an toàn chuyển động của ô tô. Nếu với hệ thống treo thụ động chỉ đáp ứng được với các cung đường nhất định. Hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo bị động vẫn còn có sự mâu thuẫn với độ an toàn chuyển động và độ êm dịu (Phạm Thị Nguyệt, 2013). Để thỏa mãn các chỉ tiêu về độ êm dịu chuyển động và độ an toàn trên tất cả các loại đường khác nhau thì các đặc tính cần phải thay đổi trong quá trình chuyển động để phù hợp với đặc tính của đường. Một trong những hướng phát triển chính mà các hãng xe hơi nổi tiếng đang hướng tới hiện nay là thiết kế hệ thống treo chủ động. Thuật ngữ "Chủ động" có thể hiểu là một hệ thống treo, trong đó các thông số làm việc có thể được thay đổi trong quá trình hoạt động. Hệ thống điều khiển điện tử trong hệ thống treo chủ động cho phép thay đổi

các thông số làm việc một cách tự động.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN VÀ PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN CỦA HỆ THỐNG TREO

Ngày nay các nhà thiết kế ô tô đã ứng dụng nhiều thành tựu mới của công nghệ vật liệu, kỹ thuật cơ - điện tử để cho ra đời hệ thống treo có tính năng kỹ thuật tiên tiến, đó là cách hệ thống treo chủ động thủy lực - khí nén; khí nén - điện tử EAS; Hệ thống treo điện tử. Các hệ thống này hiện đang dùng cho dòng xe cao cấp như Audi, BMW, Lexus... Với hệ thống treo chủ động trang bị trên xe người lái có thể lựa chọn, điều chỉnh độ đàn hồi cho thích hợp với chế độ vận hành của xe trên đường thông qua công tắc điều khiển lựa chọn chế độ Comfort hay Sport (Phạm Thị Nguyệt, 2013).

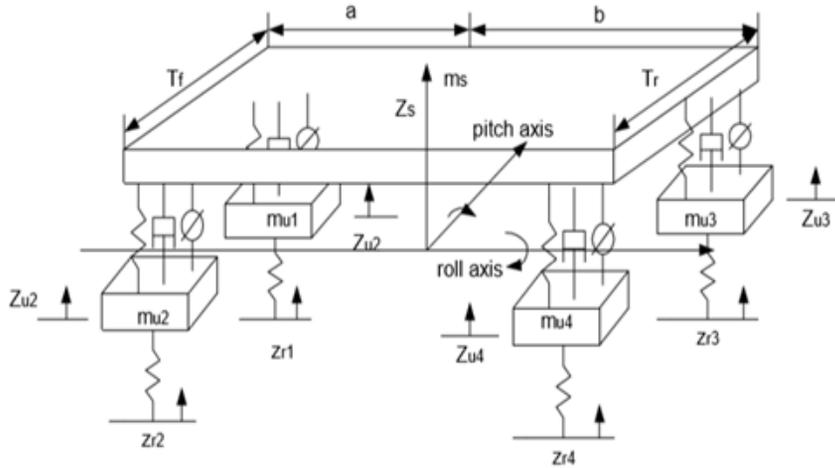
2.1 Thiết lập mô hình toán cho toàn xe của hệ thống treo chủ động

Bước đầu ta tiến hành xây dựng mô hình hệ thống treo chủ động gồm lò xo, giảm chấn, bộ sinh lực tương tác U_a , lớp xe và khối lượng giá treo (hình 1). Thiết lập mô hình với các thông số tính toán và mô phỏng theo bảng 1, (Đào Mạnh Hùng, 2007; Vũ Hải Quân, Hoàng Anh Tuấn, 2019).

Bảng 1. Thông số tính toán cho mô hình toàn xe của hệ thống treo

$m_s = 1500 \text{ kg}$	$T_f \text{ và } T_r = 1.51 \text{ m và } 1.51 \text{ m}$	$I_p \text{ và } I_r = 2160 \text{ kgmm}^2$ và 2160 kgmm^2	$k_f \text{ và } k_r = 35000 \text{ N/m và } 38000 \text{ N/m}$
m_{wf} và $m_{wr} = 59 \text{ kg và } 59 \text{ kg}$	$k_{rf} \text{ và } k_{rr} = 190000 \text{ N/m}$	$b_f \text{ và } b_r = 1400 \text{ N/m và } 1400 \text{ N/m}$	a và b = 1.5m và 1.5m

^{1,2} Đại học Công Nghiệp Hà Nội



Hình 1. Mô hình toàn xe

- Chuyển động lắc ngang của phần khối lượng treo.

$$I_p \ddot{\phi}_s = -b_f T_f (\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1}) + b_f T_f (\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{u2}) - b_r T_r (\dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{u3}) + b_r T_r (\dot{Z}_{s4} - \dot{Z}_{u4}) - k_f T_f (Z_{s1} - Z_{u1}) + k_f T_f (Z_{s2} - Z_{u2}) - k_r T_r (Z_{s3} - Z_{u3}) + k_r T_r (Z_{s4} - Z_{u4}) + T_f u_1 - T_f u_2 + T_r u_3 - T_r u_4 \quad (1)$$

- Chuyển động lắc dọc của phần khối lượng treo.

$$I_p \ddot{\theta}_s = -b_f a (\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1}) - b_f a (\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{u2}) + b_r b (\dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{u3}) + b_r b (\dot{Z}_{s4} - \dot{Z}_{u4}) - k_f a (Z_{s1} - Z_{u1}) - k_f a (Z_{s2} - Z_{u2}) + k_r b (Z_{s3} - Z_{u3}) + k_r b (Z_{s4} - Z_{u4}) + a u_1 - a u_2 + b u_3 - b u_4 \quad (2)$$

- Dao động thẳng đứng của phần khối lượng treo.

$$m_s \ddot{Z}_s = -b_f (\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1}) - b_f (\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{u2}) - b_r (\dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{u3}) - b_r (\dot{Z}_{s4} - \dot{Z}_{u4}) - k_f (Z_{s1} - Z_{u1}) - k_f (Z_{s2} - Z_{u2}) - k_r (Z_{s3} - Z_{u3}) - k_r (Z_{s4} - Z_{u4}) + u_1 + u_2 + u_3 + u_4 \quad (3)$$

- Chuyển động của mỗi bánh xe (phương thẳng đứng).

$$\begin{aligned} m_{u1} \ddot{Z}_{u1} &= b_f (\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1}) + k_f (Z_{s1} - Z_{u1}) - k_{rf} Z_{u1} - u_1 + k_{rf} Z_{r1} \\ m_{u2} \ddot{Z}_{u2} &= b_f (\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{u2}) + k_f (Z_{s2} - Z_{u2}) - k_{rf} Z_{u2} - u_2 + k_{rf} Z_{r2} \\ m_{u3} \ddot{Z}_{u3} &= b_r (\dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{u3}) + k_r (Z_{s3} - Z_{u3}) - k_{rr} Z_{u3} - u_3 + k_{rr} Z_{r3} \\ m_{u4} \ddot{Z}_{u4} &= b_r (\dot{Z}_{s4} - \dot{Z}_{u4}) + k_r (Z_{s4} - Z_{u4}) - k_{rr} Z_{u4} - u_4 + k_{rr} Z_{r4} \end{aligned} \quad (4)$$

Trong đó: $Z_{s1} = T_f \phi_s + u_{s1} + Z_s$; $\dot{Z}_{s1} = T_f \dot{\phi}_s + \dot{u}_{s1} + \dot{Z}_s$;

$$Z_{s2} = -T_f \phi_s + u_{s2} + Z_s; \dot{Z}_{s2} = -T_f \dot{\phi}_s + \dot{u}_{s2} + \dot{Z}_s; Z_{s3} = T_r \phi_s + b \theta_s + Z_s;$$

$$\dot{Z}_{s3} = T_r \dot{\phi}_s + b \dot{\theta}_s + \dot{Z}_s; Z_{s4} = -T_r \phi_s - b \theta_s + Z_s;$$

Trong đó: m_s : khối lượng của thân xe (khối lượng treo) (kg); I_p và I_r : Mômen quán tính dọc trục và xoắn (kg/m^2); Z_s : Chuyển vị thân xe (m); Z_{s1} , Z_{s2} , Z_{s3} , Z_{s4} : Chuyển vị thân xe đối với mỗi góc (m); Z_{u1} , Z_{u2} , Z_{u3} , Z_{u4} : Chuyển vị bánh xe (m); T_f và T_r : Chiều rộng trước và sau xe; k_f và k_r : Độ cứng của lò xo phía trước và sau (N/m); k_{rf} và k_{rr} : Độ cứng của lốp

xe trước và sau (N/m).

Phương trình trạng thái không gian thể hiện ở phương trình $\dot{X}_{(t)} = A_{x(t)} X_{(t)} + f_{(t)}$ do đó phương trình có thể được viết như sau: $\dot{X}_1 = \phi_s \otimes X_2$; $\dot{X}_2 = \dot{\phi}_s \otimes X_3$; $\dot{X}_3 = \dot{Z}_s \otimes X_{11}$; $\dot{X}_4 = \dot{Z}_{u1} \otimes X_{11}$; $\dot{X}_5 = \dot{Z}_{u2} \otimes X_{12}$; $\dot{X}_6 = \dot{Z}_{u3} \otimes X_{13}$; $\dot{X}_7 = \dot{Z}_{u4} \otimes X_{14}$

$$\begin{aligned} \dot{X}_8 = \ddot{u}_2 \approx & \left[-b_f T_f \left((T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{11} \right) + b_f T_f \left((-T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{12} \right) - \right. \\ & b_r T_r \left((T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{13} \right) + b_r T_r \left((-T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{14} \right) - k_f T_f \left((T_f X_1 + \right. \\ & a X_2 + X_3) - X_4 \left. \right) + k_f T_f \left((-T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_5 \right) - k_r T_r \left((T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_6 \right) + \\ & k_r T_r \left((-T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_7 \right) \left. \right] / I_f \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_9 = \ddot{u}_3 \approx & \left[-b_f a \left((T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{11} \right) + b_f a \left((-T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{12} \right) + \right. \\ & b_r b \left((T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{13} \right) + b_r b \left((-T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{14} \right) - k_f a \left((T_f X_1 + \right. \\ & a X_2 + X_3) - X_4 \left. \right) - k_f a \left((-T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_5 \right) + k_r b \left((T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_6 \right) + \\ & k_r b \left((-T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_7 \right) + a u_1 - a u_2 + b u_3 - b u_4 \left. \right] / I_f \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{10} = \ddot{Z}_f \approx & \left[-b_f \left((T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{11} \right) - b_f \left((-T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{12} \right) - \right. \\ & b_r \left((T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{13} \right) - b_r \left((-T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{14} \right) - k_f \left((T_f X_1 + a X_2 + \right. \\ & X_3) - X_4 \left. \right) - k_f \left((-T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_5 \right) - k_r \left((T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_6 \right) - \\ & k_r \left((-T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_7 \right) + u_1 + u_2 + u_3 + u_4 \left. \right] / m_x \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{11} = \ddot{Z}_{u1} \approx & \left[b_f \left((T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{11} \right) + k_f \left((T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_4 \right) - k_{tf} X_4 - \right. \\ & u_1 + k_{tr} \dot{Z}_{r1} \left. \right] / m_{uf} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{12} = \ddot{Z}_{u2} \approx & \left[b_f \left((-T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{12} \right) + k_f \left((T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_5 \right) - k_{tf} X_5 - \right. \\ & u_2 + k_{tr} \dot{Z}_{r2} \left. \right] / m_{uf} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{13} = \ddot{Z}_{u3} \approx & \left[b_r \left((T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{13} \right) + k_r \left((T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_6 \right) - k_{tr} X_6 - u_3 + \right. \\ & k_{tr} \dot{Z}_{r3} \left. \right] / m_{ur} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{14} = \ddot{Z}_{u4} \approx & \left[b_r \left((-T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{14} \right) + k_r \left((-T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_7 \right) - k_{tr} X_7 - \right. \\ & u_4 + k_{tr} \dot{Z}_{r4} \left. \right] / m_{ur} \end{aligned} \quad (11)$$

2.2. Xây dựng mô hình điều khiển LQR

Xem xét bộ biến trạng thái điều chỉnh thông tin cho hệ thống

$$\dot{x}(t) = Kx(t) \quad (12)$$

K là trạng thái ma trận khuếch đại có hồi tiếp

Quy trình tối ưu hóa bao gồm xác định đầu vào điều khiển U, giúp giảm thiểu chỉ số hiệu suất. Chỉ số hiệu suất J thể hiện yêu cầu đặc tính hiệu suất cũng như giới hạn đầu vào bộ điều khiển. Bộ điều khiển tối ưu của hệ thống đã được cho được xác định là thiết kế bộ điều khiển giúp giảm thiểu chỉ số hiệu suất theo sau (Vũ Hải Quân, Hoàng Anh Tuấn, 2019; Abramov, Mannan)

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T (x^T Qx + u^T Ru) dt \quad (3.7)$$

Hệ số khuếch đại K được biểu thị bằng:

$$K = R^{-1} P^T F \quad (13)$$

Ma trận P phải thỏa mãn ma trận rút gọn phương trình Riccati

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (14)$$

Sau đó bộ điều chỉnh thông tin U

$$u(t) = -(R^{-1} P^T F)x(t) = -Kx(t) \quad (15)$$

Để thiết kế hệ thống điều khiển dựa trên phương pháp điều khiển tối ưu (LQR), các tham số của khâu điều khiển được chọn xuất phát từ nỗ lực tìm cực tiểu cho một hàm chất lượng. Các tham số giá trị K_x, K_w, r được gán giá trị là $K_1 = K_2$ $K_w: K_2 = K_3; K_3 = K_4$ $r;$ $K_4 = K_w;$

Từ đó thiết lập được mô hình phương trình trạng thái $\dot{X}(t) = A_{x(t)} + B_{u(t)} + f(t)$

Trong đó: $\dot{X}_1 = \dot{X}$, $\dot{X}_2 \approx X_2$, $X_3; \dot{X}_3 = \ddot{X}$; $\dot{X}_4 = \dot{X}_w$, $\dot{X}_5 \approx X_4$, $\dot{X}_6 = \ddot{X}_w$

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ \frac{-K_2}{M_2} & \frac{-C_2}{M_2} & 0 & \frac{C_2}{M_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-K_2}{M_1} & \frac{C_2}{M_1} & \frac{K_2}{M_1} & \frac{-C_2}{M_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} U_w + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} r$$

Từ mô hình liên tục khâu phản hồi trạng thái: $U = -Kx$

Trong đó K là ma trận phản hồi, được thiết kế sao cho hàm chất lượng mục tiêu là cực tiểu. Ứng dụng Matlab để tìm ma trận phản hồi K theo tiêu chuẩn tích phân tối ưu tuyến tính: $K = \text{lqr}(A, B, Q, R)$;

Sử dụng lệnh trên trong Matlab ta xác định được kết quả ma trận phản hồi K. Từ các thông số của hệ thống treo, và lựa chọn các thông số:

$$Q = \begin{bmatrix} 1000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1000 \end{bmatrix}$$

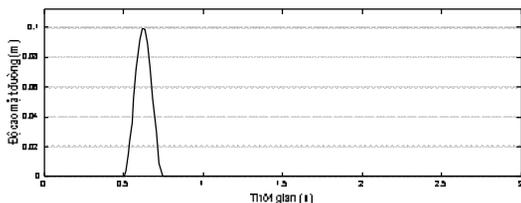
Và giá trị $R = 0.0001$. Ta xác định được giá trị của ma trận phản hồi

$$K = \begin{bmatrix} 2750 & 9720 & 206400 & 8240 \end{bmatrix}$$

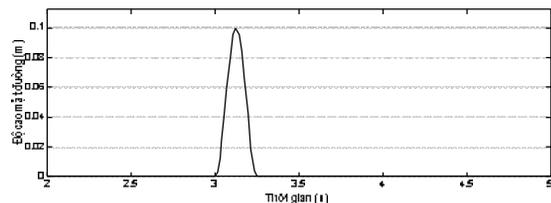
3. ỨNG DỤNG MATLAB/SIMULINK ĐỂ MÔ PHỎNG CÁC THÔNG SỐ CỦA HTT

3.1 Thiết lập mô phỏng tín hiệu mặt đường

Để khảo sát động lực học hệ thống treo cần phải xác định được xe đang hoạt động trên điều kiện mặt đường như thế nào. Để phù hợp với điều kiện giao thông thực tế trước tiên tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng tín hiệu mặt đường (Abramov, Mannan).



a, Bánh trước



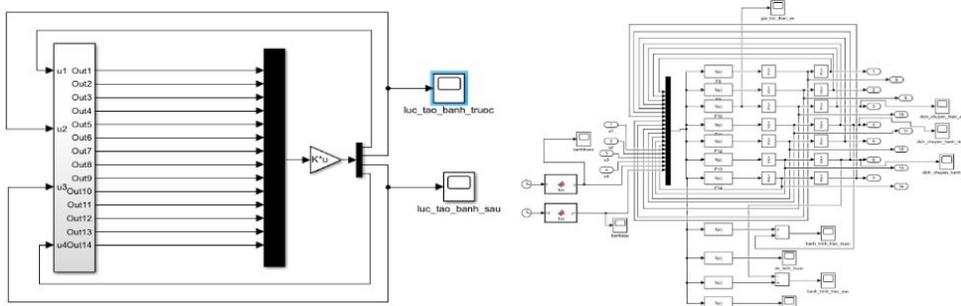
b, Bánh sau

Hình 2. Biên dạng đường loại 1

3.2. Thiết kế mô hình điều khiển tối ưu HTT chủ động ô tô

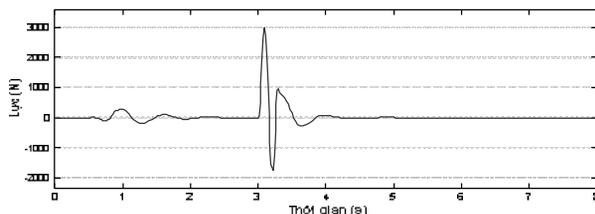
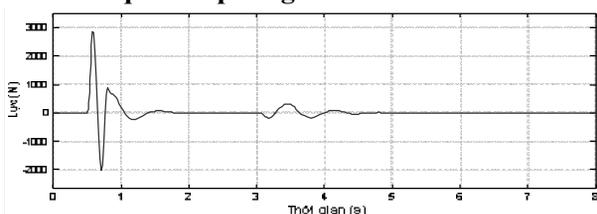
SIMULINK là phần chương trình mở rộng của MATLAB nhằm mục đích mô hình hóa, mô phỏng và khảo sát các hệ thống động học. Giao diện đồ họa trên màn hình của SIMULINK cho phép thể hiện hệ

thống dưới dạng sơ đồ tín hiệu với các khối chức năng quen thuộc (Nguyễn Phùng Quang, 2005). Từ kho dữ liệu mô hình SIMULINK có thể tạo thành một sơ đồ điều khiển, căn cứ theo mô hình tối ưu của bài toán điều khiển giá treo chủ động ô tô, xây dựng mô hình điều khiển tối ưu theo sơ đồ (hình 3).

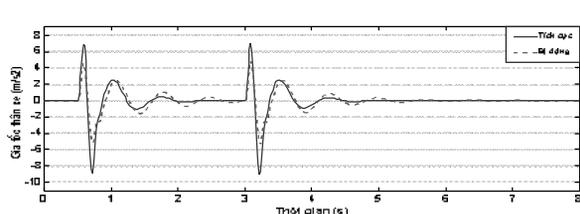
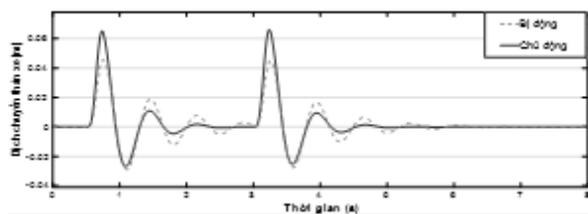


Hình 3. Sơ đồ cấu trúc điều khiển hệ thống treo chủ động

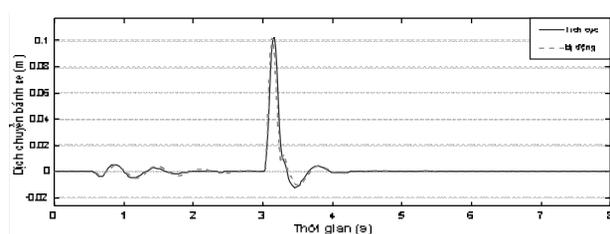
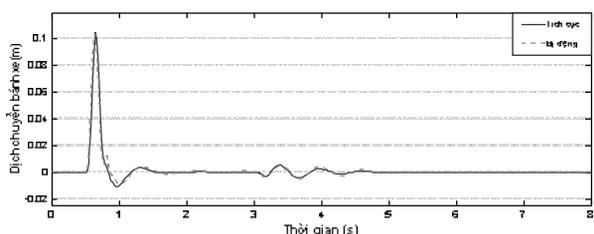
3.3. Kết quả mô phỏng



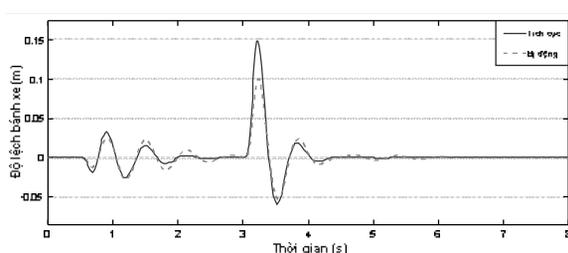
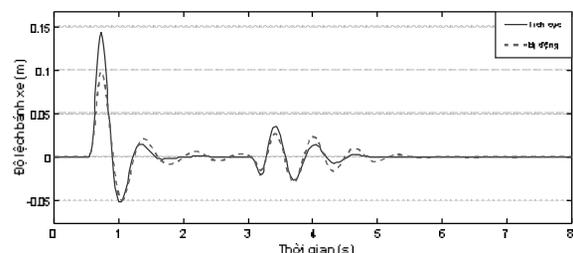
Hình 4. Mối tương quan giữa lực tạo bởi cơ cấu điều khiển cho bánh xe cầu trước và cầu sau vào thời gian



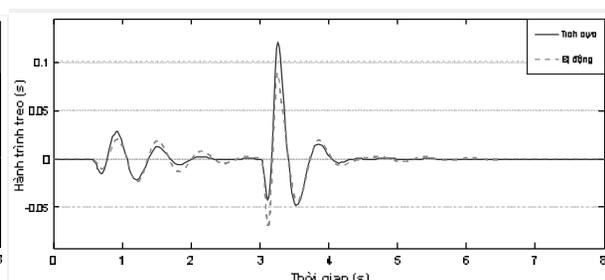
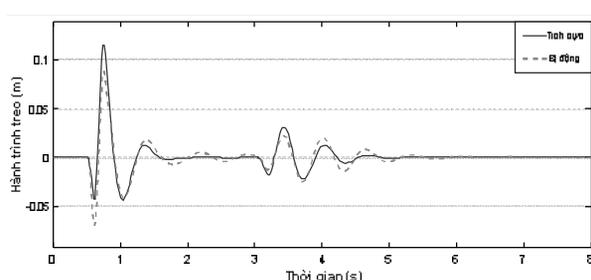
Hình 5. Sự thay đổi gia tốc dịch chuyển thân xe và độ dịch chuyển thân xe phụ thuộc vào thời gian



Hình 6. Sự dịch chuyển các bánh xe cầu trước và cầu sau



Hình 7. Độ lệch các bánh xe cầu trước và cầu sau



Hình 8. Sự thay đổi hành trình treo cho các bánh xe cầu trước và cầu sau

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã tiến hành xây dựng mô hình toán học cho mô hình toàn xe, phân tích và xây dựng lý thuyết điều khiển LQR cho hệ thống treo chủ động.

Dựa trên phương trình toán học thu được kết hợp với phần mềm mô phỏng MATLAB/SIMULINK đã so sánh, đánh giá được một số thông số chính đặc trưng cho hệ thống treo như: Sự dịch chuyển khối lượng

được treo; Gia tốc khối lượng được treo; Sự dịch chuyển bánh xe; Độ lệch bánh xe và hành trình treo khi biên dạng đường thay đổi.

Kết quả so sánh cho thấy, với cùng điều kiện biên dạng đường và thông số đầu vào mô phỏng thì thời gian dập tắt dao động của hệ thống treo

chủ động nhanh gấp 2 – 3 lần so với hệ thống treo bị động, qua đó cho thấy tính êm dịu và an toàn của hệ thống treo chủ động là hiệu quả hơn so với treo bị động. Đối với hệ thống treo chủ động chỉ cần điều khiển lực tác động trong phạm vi 5000N.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Nguyễn Phùng Quang (2005), *Matlab & Simulink*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.

Đào Mạnh Hùng (2007), *Dao động ô tô*, Bài giảng chương trình Cao học, Hà Nội.

Phạm Thị Nguyệt (2013), *Xây dựng mô hình khảo sát sự làm việc của hệ thống treo bán chủ động*, Luận văn thạc sỹ kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa, Hà Nội.

Vũ Hải Quân, Hoàng Quang Tuấn: *Mô hình hóa và điều khiển hệ thống treo tích cực cho mô hình 1/4 xe*. TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số đặc biệt tháng 6 năm 2019.

Abramov, Mannan, *Semi-Active Suspension System Simulation Using SIMULINK*.

Abstract:

BUILDING A RESEARCH MODEL FOR ACTIVE SUSPENSION SYSTEM IN FULL CAR MODEL

The paper presents the application of LQR control algorithm to control the positive suspension with the vertical plane oscillation model for full car model along the car. At the end of the paper, the author uses MATLAB software to simulate and compare the evaluation of the active LQR suspension with passive suspension. Research results show some parameters: fluctuation range; Time of quenching oscillation; The body movement acceleration of the active suspension is better than the passive suspension.

Keywords: Active suspension, force-generation, safety, quietness, mathematical model

Ngày nhận bài: 17/5/2019

Ngày chấp nhận đăng: 21/8/2019