

MÔ HÌNH HÓA VÀ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG TREO TÍCH CỰC CHO MÔ HÌNH TOÀN XE

SIMULATION AND CONTROL OF ACTIVE SUSPENSION FOR A FULL CAR MODEL

Vũ Hải Quân*, Lê Hữu Chúc

TÓM TẮT

Hệ thống treo tích cực trên ô tô có khả năng tự động điều chỉnh độ cứng, cơ chế hoạt động linh hoạt để đáp ứng với độ nghiêng khung xe và tốc độ xe khi vào cua, độ nhấp nhô của mặt đường, giữ thăng bằng khi phanh, mục đích đem lại cho xe có một hệ thống treo thích hợp và hiệu quả nhất. Bài báo trình bày việc ứng dụng thuật toán điều khiển LQR để điều khiển hệ thống treo tích cực với mô hình dao động phẳng dọc cho mô hình toàn xe. Phần cuối của bài báo tác giả sử dụng phần mềm MATLAB-SIMULINK để mô phỏng, so sánh đánh giá hệ thống treo tích cực điều khiển LQR với hệ thống treo bị 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 tích cực tốt hơn so với treo bị động.

Từ khóa: Treo chủ động, cơ cấu tạo lực, êm dịu, mô hình toán học.

ABSTRACT

The active suspension system on the car is capable of adjusting the hardness automatically, the mechanism working to meet the tilt chassis and controlling vehicle speed when automobiles are turning on the uneven road, keeping sharp with the brakes. The purpose is to give the car asuspension appropriately and most effectively. The paper presents the application of LQR control algorithm to control the positive suspension with the vertical plane oscillation model for the whole car model. At the end of the paper, the author uses MATLAB-SIMULINK 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, quietness, mathematical model.

Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: quanvh@hau.edu.vn

Ngày nhận bài: 25/8/2019

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 06/10/2019

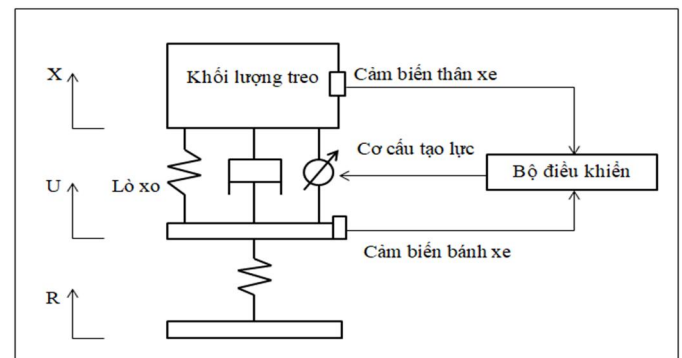
Ngày chấp nhận đăng: 24/4/2020

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ thống treo trên xe là một bộ phận quan trọng trong thiết kế cơ học của xe. Nó đóng vai trò chủ chốt trong việc đảm bảo chuyển động của toàn bộ kết cấu xe, quyết định đến cảm giác lái và sự thoải mái của người ngồi trên xe. Ô tô là một hệ dao động nằm trong mối 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 bị 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. 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 xu hướng phát triển chính mà các hãng xe hơi nổi tiếng đang hướng tới hiện nay là thiết kế hệ thống treo tích cực [3]. Qua phân tích các ấn phẩm đã công bố thấy rằng, đã có các nghiên cứu trong và ngoài nước được thực hiện nhằm đưa ra được phương pháp điều khiển tối ưu cho hệ thống treo tích cực như: Bộ điều khiển PID; Thuật toán điều khiển logic mờ; Phương pháp điều khiển thích nghi; Điều khiển H_∞ và điều khiển theo chế độ trượt...[4]. Với mục đích so sánh giữa hai hệ thống treo khác nhau thì việc sử dụng thuật toán điều khiển toàn phương tuyến tính lập (LQR) là phù hợp nhất, LQR là một trong những phương pháp điều khiển phổ biến nhất thường được sử dụng nhiều trong việc điều khiển hệ thống treo tích cực.

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



Hình 1. Mô hình 1/4 xe

Nguyên lý hoạt động của hệ thống treo tích cực: Các cảm biến độ cao xe liên tục theo dõi khoảng cách giữa thân xe và các đòn treo để phát hiện độ cao gầm xe, cảm biến tốc độ ghi nhận và gửi tín hiệu tốc độ xe đến ECU hệ thống

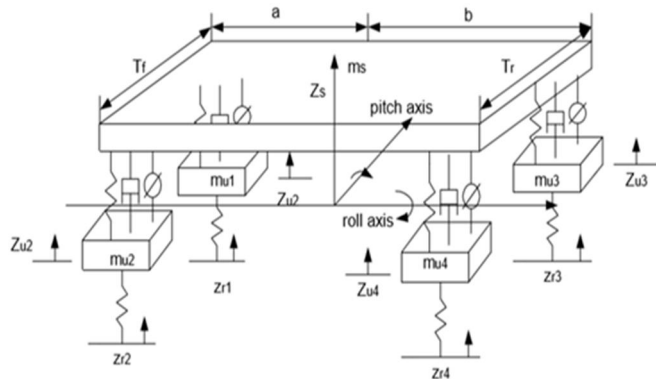
treo. ECU hệ thống treo: có nhiệm vụ nhận tín hiệu từ tất cả các cảm biến để điều khiển lực và độ cứng của lò xo, độ cao xe theo điều kiện hoạt động của xe thông qua bộ chấp hành điều khiển hệ thống để thay đổi lực giảm chấn và độ cứng hệ thống treo. Bộ chấp hành điều khiển điện tử phản ứng chính xác với sự thay đổi liên tục về điều kiện hoạt động của xe.

2.1. Thiết lập mô hình toán cho toàn xe của hệ thống treo tích cực

Bước đầu ta tiến hành xây dựng mô hình hệ thống treo tích cực gồm lò xo, giảm chấn, bộ sinh lực tương tác U_{ar} , lốp xe và khối lượng giá treo (hình 2). Thiết lập mô hình với các thông số tính toán và mô phỏng theo bảng 1 [2, 3].

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

$m_s = 1500$ kg	T_f và T_r =1,51 m	I_p và I_r = 2160 kgmm ²	$k_f = 35000$ N/m, k_r = 38000 N/m
m_{uf} và m_{ur} = 59 kg	k_{tf} và k_{tr} = 190000 N/m	b_f và b_r = 1400 N/m	a và b = 1,5m



Hình 2. Mô hình toàn xe

- Chuyển động lắc ngang của phần khối lượng treo:

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

- 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):

$$m_{uf} \ddot{Z}_{u1} = b_f (\dot{Z}_{s1} - \dot{Z}_{u1}) + k_f (Z_{s1} - Z_{u1}) - k_{tf} Z_{u1} - u_1 + k_{tf} Z_{r1}$$

$$m_{uf} \ddot{Z}_{u2} = b_f (\dot{Z}_{s2} - \dot{Z}_{u2}) + k_f (Z_{s2} - Z_{u2}) - k_{tf} Z_{u2} - u_2 + k_{tf} Z_{r2}$$

$$m_{ur} \ddot{Z}_{u3} = b_r (\dot{Z}_{s3} - \dot{Z}_{u3}) + k_r (Z_{s3} - Z_{u3}) - k_{tr} Z_{u3} - u_3 + k_{tr} Z_{r3} \quad (4)$$

$$m_{ur} \ddot{Z}_{u4} = b_r (\dot{Z}_{s4} - \dot{Z}_{u4}) + k_r (Z_{s4} - Z_{u4}) - k_{tr} Z_{u4} - u_4 + k_{tr} Z_{r4}$$

trong đó: $Z_{s1} = T_f \varphi_s + a \theta_s + Z_s; \dot{Z}_{s1} = T_f \dot{\varphi}_s + a \dot{\theta}_s + \dot{Z}_s;$

$$Z_{s2} = -T_f \varphi_s + a \theta_s + Z_s; \dot{Z}_{s2} = -T_f \dot{\varphi}_s + a \dot{\theta}_s + \dot{Z}_s;$$

$$Z_{s3} = T_r \varphi_s - b \theta_s + Z_s; \dot{Z}_{s3} = T_r \dot{\varphi}_s - b \dot{\theta}_s + \dot{Z}_s;$$

$$Z_{s4} = -T_r \varphi_s - b \theta_s + Z_s; \dot{Z}_{s4} = -T_r \dot{\varphi}_s - b \dot{\theta}_s + \dot{Z}_s$$

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/m²); 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_{tf} và k_{tr} : Độ cứng của lốp xe trước và sau (N/m).

Phương trình trạng thái không gian thể hiện ở phương trình $\dot{X}(t) = A_{x(t)} + f(t)$ do đó, phương trình có thể được viết như sau: $\dot{X}_1 = \dot{\varphi}_s \approx X_8; \dot{X}_2 = \dot{\theta}_s \approx X_9; \dot{X}_3 = \dot{Z}_s \approx X_{10}; \dot{X}_4 = \dot{Z}_{u1} \approx X_{11}; \dot{X}_5 = \dot{Z}_{u2} \approx X_{12}; \dot{X}_6 = \dot{Z}_{u3} \approx X_{13}; \dot{X}_7 = \dot{Z}_{u4} \approx X_{14}$

$$\dot{X}_8 = \dot{\varphi}_s \approx \left[-b_f T_f \left((T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{11} \right) + b_f T_f \left((-T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{12} \right) - b_r T_r \left((T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{13} \right) + b_r T_r \left((-T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{14} \right) - k_f T_f \left((T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_4 \right) + k_f T_f \left((-T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_5 \right) - k_r T_r \left((T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_6 \right) + k_r T_r \left((-T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_7 \right) + T_f u_1 - T_f u_2 + T_r u_3 - T_r u_4 \right] / I_r \quad (5)$$

$$\dot{X}_9 = \dot{\theta}_s \approx \left[-b_f a \left((T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{11} \right) + b_f a \left((-T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{12} \right) + b_r b \left((T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{13} \right) + b_r b \left((-T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{14} \right) - k_f a \left((T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_4 \right) - k_f a \left((-T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_5 \right) + k_r b \left((T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_6 \right) + k_r b \left((-T_r X_1 - b X_2 + X_3) - X_7 \right) + a u_1 - a u_2 + b u_3 - b u_4 \right] / I_p \quad (6)$$

$$\dot{X}_{10} = \dot{Z}_s \approx \left[-b_f \left((T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{11} \right) - b_f \left((-T_f X_8 + a X_9 + X_{10}) - X_{12} \right) - b_r \left((T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{13} \right) - b_r \left((-T_r X_8 - b X_9 + X_{10}) - X_{14} \right) - k_f \left((T_f X_1 + a X_2 + X_3) - X_4 \right) - \right.$$

$$k_f \left((-T_f X_1 + aX_2 + X_3) - X_5 \right) - k_r \left((T_r X_1 - bX_2 + X_3) - X_6 \right) - k_r \left((-T_r X_1 - bX_2 + X_3) - X_7 \right) + u_1 + u_2 + u_3 + u_4 \Big/ m_s \tag{7}$$

$$\dot{X}_{11} = \ddot{Z}_{u1} \approx \left[b_f \left((T_f X_8 + aX_9 + X_{10}) - X_{11} \right) + k_{tf} \left((T_f X_1 + aX_2 + X_3) - X_4 \right) - k_{tf} \dot{Z}_{r1} \right] / m_{uf} \tag{8}$$

$$\dot{X}_{12} = \ddot{Z}_{u2} \approx \left[b_f \left((-T_f X_8 + aX_9 + X_{10}) - X_{12} \right) + k_f \left((T_f X_1 + aX_2 + X_3) - X_5 \right) - k_{tf} X_5 - u_2 + k_{tf} \dot{Z}_{r2} \right] / m_{uf} \tag{9}$$

$$\dot{X}_{13} = \ddot{Z}_{u3} \approx \left[b_r \left((T_r X_8 - bX_9 + X_{10}) - X_{13} \right) + k_r \left((T_f X_1 - bX_2 + X_3) - X_6 \right) - k_{tr} X_6 - u_3 + k_{tr} \dot{Z}_{r3} \right] / m_{ur} \tag{10}$$

$$\dot{X}_{14} = \ddot{Z}_{u4} \approx \left[b_r \left((-T_r X_8 - bX_9 + X_{10}) - X_{14} \right) + k_r \left((-T_f X_1 - bX_2 + X_3) - X_7 \right) - k_{tr} X_7 - u_4 + k_{tr} \dot{Z}_{r4} \right] / m_{ur} \tag{11}$$

2.2. Xây dựng mô hình điều khiển LQR

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

$$u(t) = -Kx(t) \tag{12}$$

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 được xác định là thiết kế bộ điều khiển giúp giảm thiểu chỉ số hiệu suất theo [4,5,6]:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^t (x^T Q x + u^T R u) dt \tag{13}$$

Hệ số khuếch đại K được biểu thị bằng:

$$K = R^{-1} B' P \tag{14}$$

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

$$A' P + P A - P B R^{-1} B' P + Q = 0 \tag{15}$$

Sau đó, bộ điều chỉnh thông tin U:

$$u(t) = -(R^{-1} B' P)x(t) = -Kx(t) \tag{16}$$

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 với mục đích tìm cực tiểu cho một hàm chất lượng. Các tham số giá trị X_s, X_w, r được gán giá trị là $X_1 = X_s - X_w; X_2 = X_s; X_3 = X_s - r; X_4 = X_w;$

Từ đó, ta thiết lập được mô hình phương trình trạng thái:

$$\dot{X}_{(t)} = A_{x(t)} + B_{u(t)} + f_{(t)}$$

Trong đó: $\dot{X}_1 = \dot{X}_s - \dot{X}_w \approx X_2 - X_4; \dot{X}_2 = \dot{X}_s; \dot{X}_3 = \dot{X}_w - \dot{r} \approx X_4 - \dot{r}; \dot{X}_4 = \dot{X}_w$

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -K_a & -C_a & 0 & C_a \\ M_2 & M_2 & 0 & M_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -K_a & C_a & K_t & -C_a \\ M_1 & M_1 & M_1 & M_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} U_a + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{r}$$

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:

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

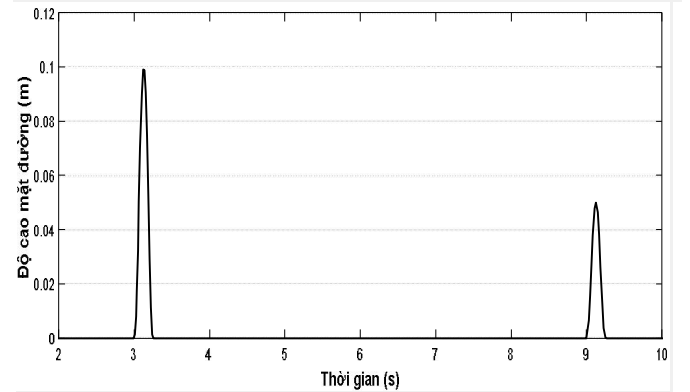
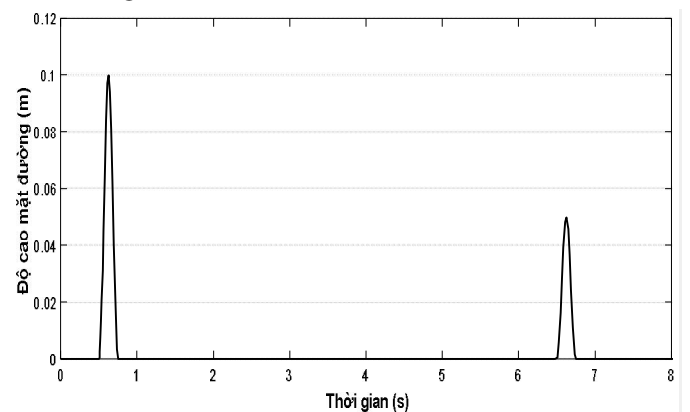
Và giá trị $R = 0,0001$. Ta xác định được giá trị của ma trận phản hồi

$$K = [-2750 \quad -9720 \quad 206400 \quad 8240]$$

3. ỨNG DỤNG MATLAB/SIMULINK ĐỂ MÔ PHỎNG CÁC THÔNG SỐ CỦA HỆ THỐNG TREO

3.1. Thiết lập mô phỏng tín hiệu mặt đường

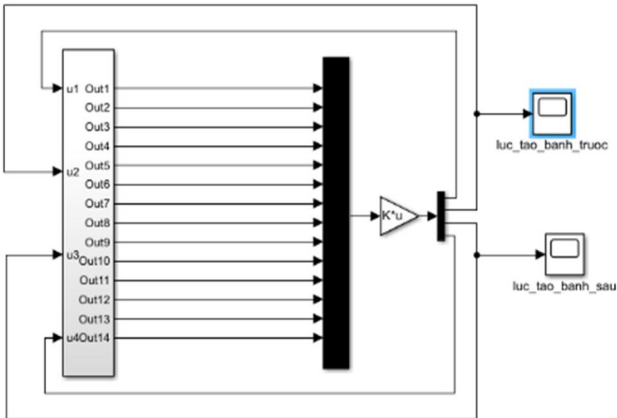
Để khảo sát động lực học hệ thống treo cần phải xác định được xe đang hoạt động trên điều kiện mặt đường như thế nào. Để phù hợp với điều kiện giao thông thực tế trước tiên tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng tín hiệu mặt đường [4, 5].



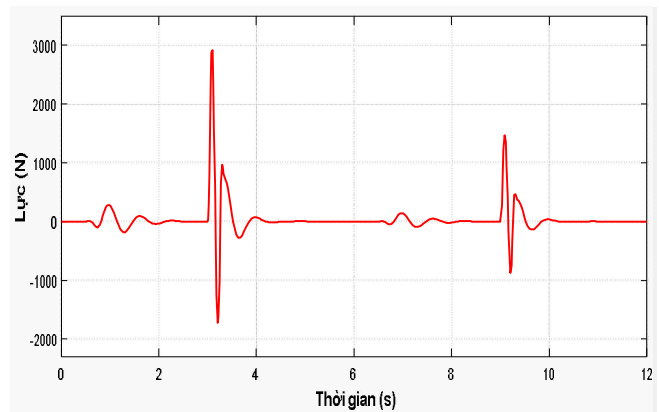
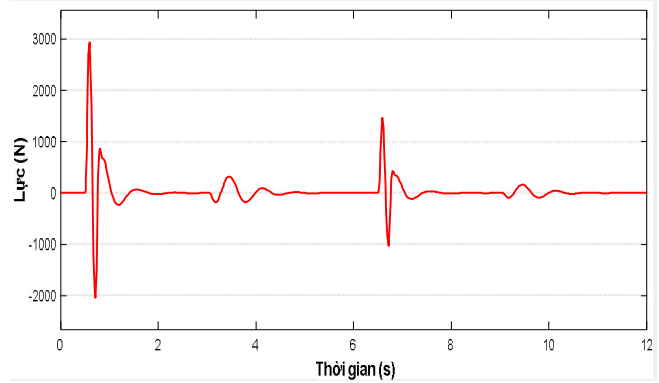
Hình 3. Biên dạng đường loại 2

3.2. Thiết kế mô hình điều khiển tối ưu cho hệ thống treo tích cực trên ô tô

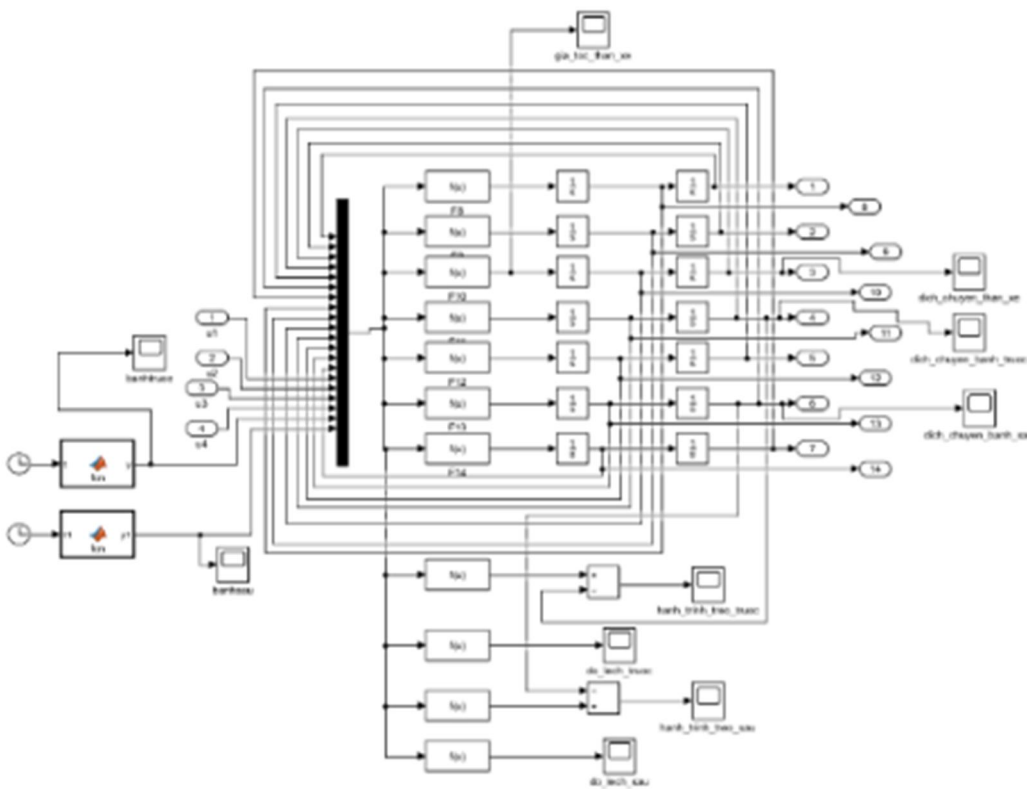
SIMULINK là phần chương trình mở rộng của MATLAB nhằm mục đích mô hình hóa, mô phỏng và khảo sát các hệ thống động học. Giao diện đồ họa trên màn hình của SIMULINK cho phép thể hiện hệ thống dưới dạng sơ đồ tín hiệu với các khối chức năng quen thuộc. Từ kho dữ liệu mô hình SIMULINK có thể tạo thành một 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 4) [1].



Hình 4. Sơ đồ cấu trúc điều khiển hệ thống treo chủ động



Hình 6. Mối tương quan giữa lực tạo bởi cơ cấu điều khiển cho bánh xe cầu trước và cầu sau vào thời gian



Hình 5. Khối đầu vào và ra của hệ thống treo tích cực

3.3. Kết quả mô phỏng

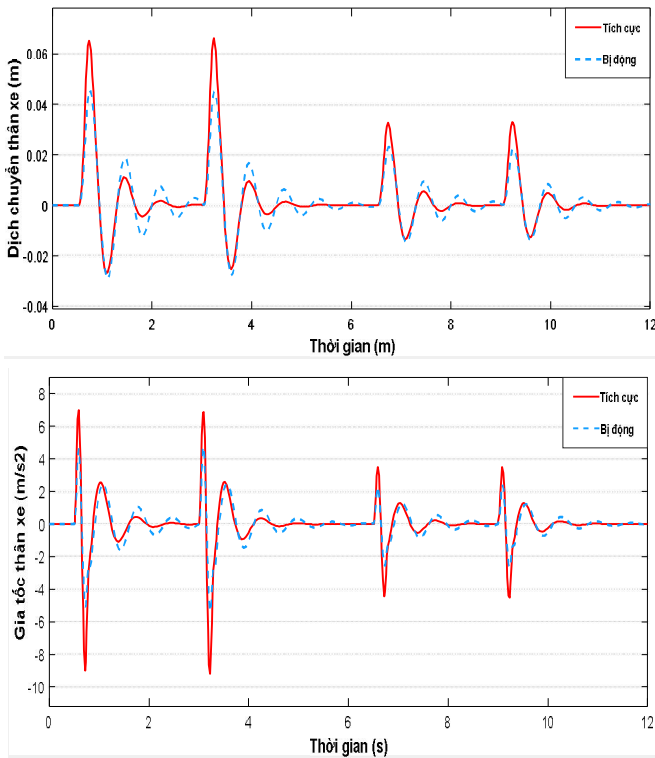
Kết quả mô phỏng các kết quả thể hiện trên hình 6 - 10.

Lực tạo bởi cơ cấu khoảng 5000N và 2500N, giá trị lực này tỉ lệ thuận với biên độ của biên dạng đường. Sau đó nhanh chóng trở về trạng thái cân bằng sau khoảng 1s tại thời điểm khi biên dạng dao động đường thay đổi $t = 0,5 - 0,75s$, $t = 6,5 - 6,75s$ với bánh trước và đối với bánh sau khoảng thời gian này là $t = 3,0 - 3,25s$, $t = 9,0 - 9,25s$.

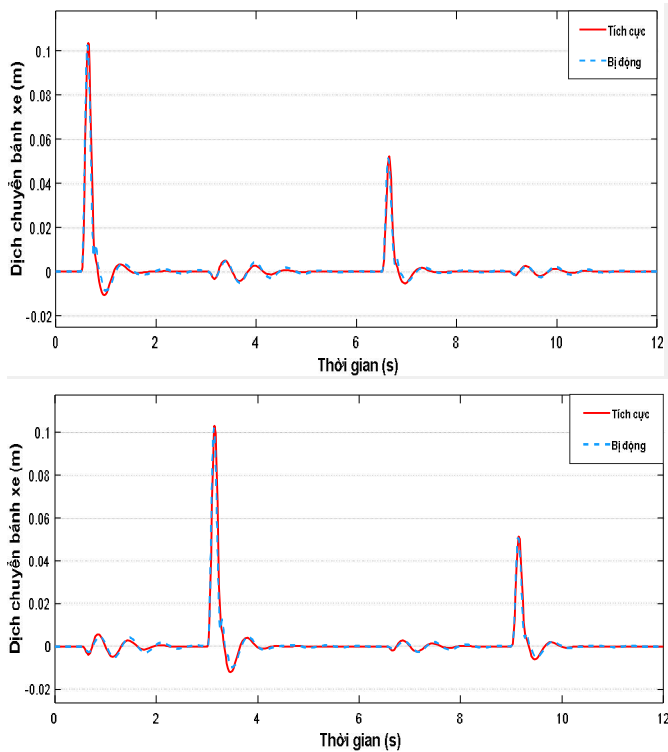
Khoảng dịch chuyển thân xe của treo tích cực lớn hơn so với treo bị động khoảng 0,02m nhưng thời gian trở về trạng thái cân bằng nhanh hơn gấp 2 so với treo bị động. Cho thấy khả năng dập tắt dao động của treo tích cực hiệu quả hơn.

Giá tốc dịch chuyển của thân xe tỷ lệ thuận với độ dịch chuyển thân xe khi biên dạng đường thay đổi, lớn gần gấp đôi ở lúc đầu nhưng cũng nhanh trở về trạng thái cân bằng so với treo bị động.

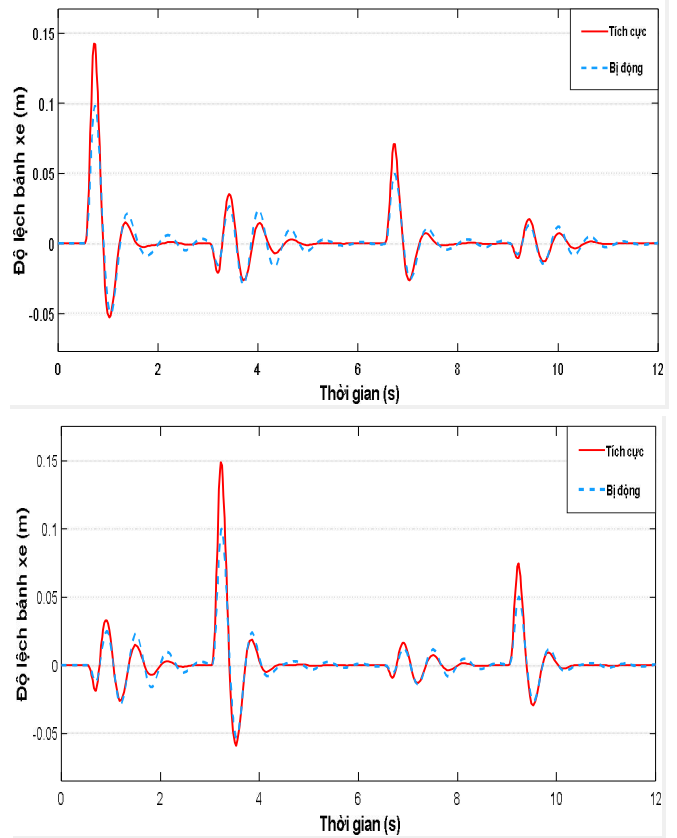
Dịch chuyển bánh xe không có sự thay đổi nhiều nhưng hệ thống treo tích cực vẫn ưu thế hơn so với bị động, dịch chuyển bánh xe cao nhất của cả hai loại hệ thống treo là 0,1m, khoảng dịch chuyển này càng lớn thì dịch chuyển thân xe càng ít.



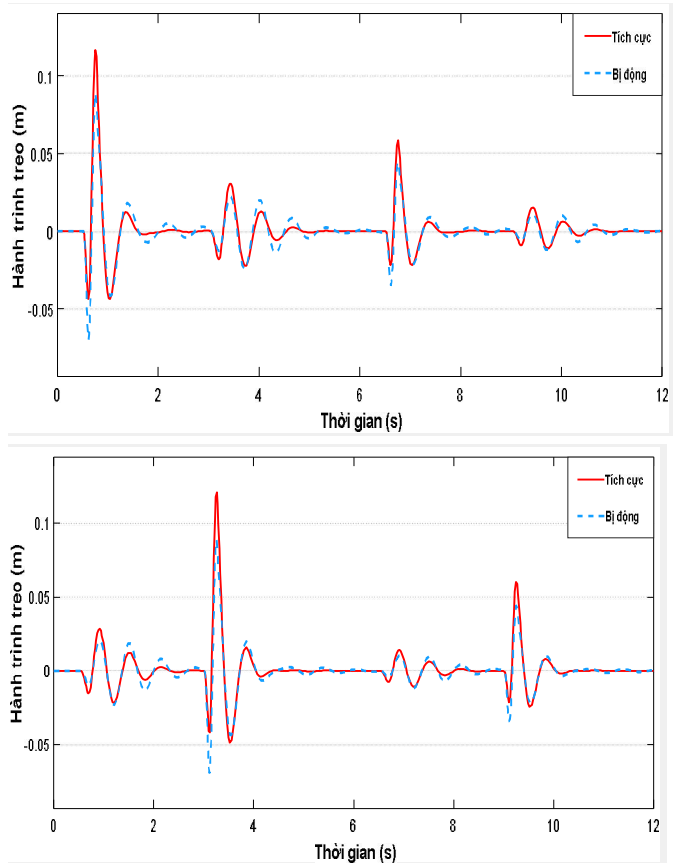
Hình 7. Sự thay đổi gia tốc dịch chuyển thân xe và độ dịch chuyển thân xe phụ thuộc vào thời gian



Hình 8. Sự dịch chuyển các bánh xe cầu trước và cầu sau



Hình 9. Độ lệch các bánh xe cầu trước và cầu sau



Hình 10. 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 tích cực. 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.

Từ kết quả mô phỏng trên cho thấy, việc ứng dụng hệ thống treo tích cực trên ô tô đem lại những lợi ích tốt hơn nhiều so với hệ thống treo bị động, với hệ thống treo tích cực chỉ cần điều khiển lực tác động chủ yếu trong phạm vi 5000N, nó làm cho hệ thống treo tích cực có kết quả dao động của hệ thống treo ổn định hơn so với hệ thống treo bị động. 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 tích cực là hiệu quả hơn sơ với treo bị động.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Phùng Quang, 2005. *Matlab & Simulink*. NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Đào Mạnh Hùng, 2007. *Dao động ô tô*. Bài giảng chương trình Cao học, Hà Nội.
- [3]. 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.
- [4]. Abramov, Mannan. *Semi-Active Suspension System Simulation Using SIMULINK*.
- [5]. Semiha Turkay, Huseyin Akcay, 2007. *Aspects of achievable performance for quarter-car active suspensions*. IFAC Proceedings Volumes Volume 40, Issue 10, 2007, 207-212
- [6]. Nurkan Yagiz, Yuksel Hacioglu, 2008. *Backstepping control of a vehicle with active suspensions*. Control Engineering Practice Volume 16, Issue 12, 1457-1467.

AUTHORS INFORMATION

Vu Hai Quan, Le Huu Chuc

Hanoi University of Industry