# PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN TỐI ƯU TRONG HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG Ô TÔ

**Nguyễn Đức Ngọc**
**Deng Zhaoxiang**
*The College of Mechanical Engineering of Chongqing University, China 400030.*

**Tóm tắt**: *Thông qua việc thiết lập xây dựng mô hình tổng thể hệ thống treo ô tô với bảy bậc tự do, ứng dụng lý thuyết phương pháp điều khiển tối ưu thiết kế bộ điều khiển tuyến tính để kiểm soát hoạt động hệ thống treo của xe. Sử dụng phần mềm Matlab xây dựng mô hình mô phỏng điều khiển hệ thống treo. Kết quả mô phỏng so sánh với hệ thống treo bị động, cho thấy việc kiểm soát hệ thống treo chủ động với bộ điều khiển tuyến tính cải thiện đáng kể hiệu suất của hệ thống treo, làm cho người ngồi trên xe cảm thấy thoải mái hơn.*

## 1. Đặt vấn đề

Đối với một chiếc xe ô tô, hệ thống treo là một trong những bộ phận phức tạp và rắc rối nhất trên xe. Hệ thống treo đóng một vai trò thiết yếu trong việc giữ ổn định xe và giúp người sử dụng cảm thấy thoải mái. Hệ thống treo chủ động là một trong những bộ phận quan trọng nhất trên ô tô hiện đại. Ưu điểm hệ thống treo chủ động: Có khả năng tự động điều chỉnh độ cứng và cơ chế hoạt động của hệ thống treo để đáp ứng với độ nghiêng khung xe khi vào cua, độ nhấp nhô của mặt đường, giữ thăng bằng khi phanh và khi tăng tốc đột ngột, có khả năng tự động thích nghi với tải trọng của xe và thay đổi độ cao gầm xe cho phù hợp với điều kiện hành trình. Mục đích đem lại cho xe có một hệ thống treo thích hợp và hiệu quả nhất.

Hệ thống treo chủ động của ô tô là một hệ thống động lực học rung động phức tạp, để phân tích nghiên cứu nó ta cần đơn giản hóa mô hình, các mô hình thường được sử dụng để nghiên cứu là: Mô hình 1/4 hệ thống treo với hai bậc tự do, với mô hình đơn giản, chỉ có thể mô tả sự biến hóa của vận tốc và gia tốc rung động của thân xe theo chiều thẳng. Mô hình một nửa hệ thống treo với bốn bậc tự do, lựa chọn một nửa thân xe theo đường đối xứng để xây dựng mô hình nghiên cứu, nó phản ánh được rung động thẳng đứng và góc nghiêng theo một phương của thân xe. Mô hình tổng thể hệ thống treo với bảy bậc tự do *(hình1)*, với mô hình này nó phản ánh toàn bộ hệ thống rung động của thân xe và góc nghiêng của thân xe theo ba phương, thể hiện tổng thể rung động của thân xe như với thực tế.

Trong hệ thống treo chủ động, phương pháp điều khiển hệ thống đóng vai trò rất quan trọng, ngày nay với sự phát triển không ngừng của ngành toán tin, hiện có rất nhiều phương pháp điều khiển như: phương pháp điều khiển tối ưu hóa, phương pháp điều khiển tự thích ứng, phương pháp điều khiển fuzzy logic, phương pháp điều khiển mạng thần kinh,vv.

Bài viết nghiên cứu tổng thể hệ thống treo chủ động của ô tô với bảy bậc tự do, sử dụng phương pháp điều khiển tối ưu hóa để điều khiển, đây là phương pháp điều khiển được sử dụng rộng rãi. Mục đích nghiên cứu là mô phỏng hoạt động của hệ thống treo chủ động để cho kết quả về dao động giá treo, biến dạng lốp, gia tốc dao động và lực tác động lên từng giá treo của hệ thống treo giống với thực tế vận hành xe trên đường. Từ kết quả đó là thông số để phục vụ việc thiết kế chế tạo giá treo, thiết bị sinh lực và điều khiển hệ thống treo chủ động cho ô tô.

## 2. Xây dựng mô hình rung động tổng thể hệ thống treo ô tô

### 2.1 Thiết lập mô hình bảy bậc tự do của hệ thống treo bị động và chủ động

Theo tính toán các thông số kĩ thuật cơ bản để xây dựng mô hình rung động xe ô tô: *Khối lượng thân xe trên giá treo $m_s$=1170 kg; Khối lượng giá treo của một bánh trước $m_{u1}$=31 kg; Khối lượng giá treo của một bánh sau $m_{u2}$=28 kg; Mô men quán tính theo trục $I_y$=2350 kg.m$^2$; Mô men quán tính theo trục $I_x$=1100 kg.m$^2$; Khoảng cách từ trọng tâm tới trục bánh trước $L_1$= 1,305m; Khoảng cách từ trọng tâm tới trục bánh sau $L_2$=1,140 m; Chiều rộng vết bánh xe*

*w=1,405m; Độ cứng giá treo trước $k_{s1}$=30000N/m; Độ cứng giá treo sau $k_{s2}$=31500N/m; Độ cứng của lốp $k_t$=181000N/m; Hệ số giảm chấn hệ thống treo bị động $C_s$=30000 Ns/m.*

Từ đó xây dựng mô hình giá treo động lực học rung động cho tổng thể xe với bảy bậc tự do, được thể hiện trên *(hình 1)*. Trong mô hình: Hành trình dao động của giá treo bánh trước bên trái là ($Z_{s1l}$– $Z_{r1l}$), của giá treo bánh trước bên phải là ($Z_{s1r}$ – $Z_{r1r}$), của giá treo bánh sau bên trái là ($Z_{s2l}$ –$Z_{r2l}$), và của giá treo bánh sau bên phải là ($Z_{s2r}$– $Z_{r2r}$).

**2.2 Thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động của hệ thống treo**

Theo phân tích động lực học rung động của mô hình ta thiết lập được các phương trinh vi phân như sau:

Phương trình vi phân của trọng tâm thân xe theo phương thẳng đứng:

$$\begin{aligned} m_s\ddot{z} = {} & C_{s1l}(\dot{z}_{u1l} - \dot{z}_{s1l}) + K_{s1l}(z_{u1l} - z_{s1l}) + C_{s1r}(\dot{z}_{u1r} - \dot{z}_{s1r}) + K_{s1r}(z_{u1r} - z_{s1r}) \\ & + C_{s2l}(\dot{z}_{u2l} - \dot{z}_{s2l}) + K_{s2l}(z_{u2l} - z_{s2l}) + C_{s2r}(\dot{z}_{u2r} - \dot{z}_{s2r}) + K_{s2r}(z_{u2r} - z_{s2r}) \\ & + U_A + U_B + U_C + U_D \end{aligned} \quad (2.1)$$

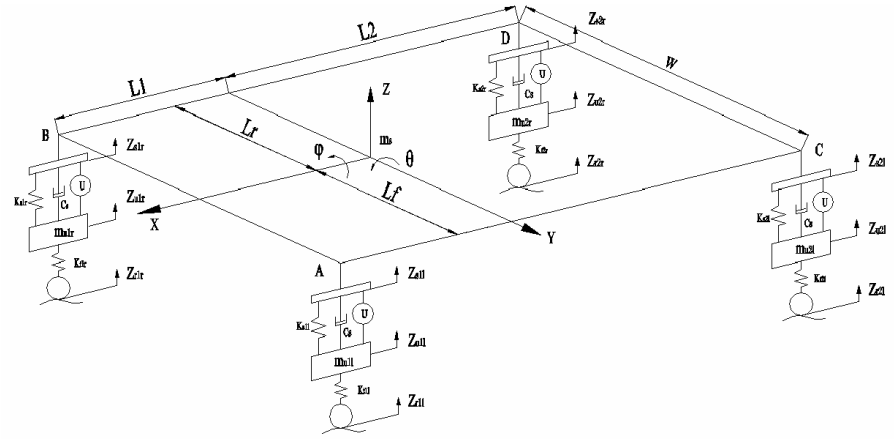
Phương trình vi phân chuyển động của các góc nghiêng thân xe:

$$\begin{aligned} I_y\ddot{\theta} = {} & -\left[C_{s1l}(\dot{z}_{u1l} - \dot{z}_{s1l}) + K_{s1l}(z_{u1l} - z_{s1l}) + C_{s1r}(\dot{z}_{u1r} - \dot{z}_{s1r}) + K_{s1r}(z_{u1r} - z_{s1r}) + U_A + U_B\right]L_1 \\ & + \left[C_{s2l}(\dot{z}_{u2l} - \dot{z}_{s2l}) + K_{s2l}(z_{u2l} - z_{s2l}) + C_{s2r}(\dot{z}_{u2r} - \dot{z}_{s2r}) + K_{s2r}(z_{u2r} - z_{s2r}) + U_C + U_D\right]L_2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} I_x\ddot{\varphi} = {} & \left[C_{s1l}(\dot{z}_{u1l} - \dot{z}_{s1l}) + K_{s1l}(z_{u1l} - z_{s1l}) - C_{s1r}(\dot{z}_{u1r} - \dot{z}_{s1r}) - K_{s1r}(z_{u1r} - z_{s1r}) + U_A + U_B\right]\frac{W}{2} \\ & + \left[C_{s2l}(\dot{z}_{u2l} - \dot{z}_{s2l}) + K_{s2l}(z_{u2l} - z_{s2l}) - C_{s2r}(\dot{z}_{u2r} - \dot{z}_{s2r}) - K_{s2r}(z_{u2r} - z_{s2r}) - U_C - U_D\right]\frac{W}{2} \end{aligned} \quad (2.3)$$

*Trong đó:*

$m_s$ khối lượng thân xe trên giá treo, tương ứng với z là dao động của trọng tâm thân xe theo phương thẳng đứng; $C_{s1l}$, $C_{s1r}$, $C_{s2l}$ và $C_{s2r}$ là hệ số giảm chấn gồm bánh trước bên trái và bên phải, bánh sau bên trái và bên phải của hệ thống treo bị động; $K_{s1l}$, $K_{s1r}$,$K_{s2l}$ và $K_{s2r}$ là hệ số độ cứng của giá treo bánh trước bên trái, bên phải, bánh sau bên trái và bên phải; $U_A$, $U_B$, $U_C$ và $U_D$ là lực tương tác cần thiết lên giá treo trước bên trái, bên phải, bánh sau bên trái và bên phải của hệ thống treo chủ động. $I_x$ là mô men quán tính tương ứng với góc nghiêng φ; $I_y$ mô men quán tính tương ứng với góc nghiêng $\theta$.




*Hình 1: Mô hình tổng thể hệ thống giá treo rung động của ô tô*

Phương trình vi phân chuyển động thẳng đứng của bốn giá treo bánh xe:

$$m_A\ddot{z}_{u1l} = K_{t1l}(z_{r1l} - z_{u1l}) + K_{s1l}(z_{s1l} - z_{u1l}) + C_{s1l}(\dot{z}_{s1l} - \dot{z}_{u1l}) - U_A \quad (2.4)$$

$$m_B\ddot{z}_{u1r} = K_{t1r}(z_{r1r} - z_{u1r}) + K_{s1r}(z_{s1r} - z_{u1r}) + C_{s1r}(\dot{z}_{s1r} - \dot{z}_{u1r}) - U_B \quad (2.5)$$

$$m_C\ddot{z}_{u2l} = K_{t2l}(z_{r2l} - z_{u2l}) + K_{s2l}(z_{s2l} - z_{u2l}) + C_{s2l}(\dot{z}_{s2l} - \dot{z}_{u2l}) - U_C \quad (2.6)$$

$$m_D\ddot{z}_{u2r} = K_{t2r}(z_{r2r} - z_{u2r}) + K_{s2r}(z_{s2r} - z_{u2r}) + C_{s2r}(\dot{z}_{s2r} - \dot{z}_{u2r}) - U_D \quad (2.7)$$

*Trong đó:* $m_A$, $m_B$, $m_C$ và $m_D$ là khối lượng giá treo tương ứng bánh trước bên trái, bên phải, bánh sau bên trái và bên phải; $K_{t1l}$, $K_{t1r}$, $K_{t2l}$ và $K_{t2r}$ độ cứng của lốp tương ứng với bánh trước bên trái, bên phải, bánh sau bên trái và bên phải.

Để thiết kế hệ thống điều khiển dựa trên cơ sở tiêu chuẩn tích phân tối ưu tuyến tính, 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

: $z, \dot{z}, z_{u1l}, \dot{z}_{u1l}, z_{u1r}, \dot{z}_{u1r}, z_{u2l}, \dot{z}_{u2l}, z_{u2r}, \dot{z}_{u2r}, \theta, \dot{\theta}, \varphi, \dot{\varphi}$

$\Rightarrow$ Ta có: Vector $$X = \left[z, \dot{z}, z_{u1l}, \dot{z}_{u1l}, z_{u1r}, \dot{z}_{u1r}, z_{u2l}, \dot{z}_{u2l}, z_{u2r}, \dot{z}_{u2r}, \theta, \dot{\theta}, \varphi, \dot{\varphi}\right]^T \quad (2.8)$$

$$\dot{X} = \left[\dot{z}, \ddot{z}, \dot{z}_{u1l}, \ddot{z}_{u1l}, \dot{z}_{u1r}, \ddot{z}_{u1r}, \dot{z}_{u2l}, \ddot{z}_{u2l}, \dot{z}_{u2r}, \ddot{z}_{u2r}, \dot{\theta}, \ddot{\theta}, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}\right]^T \quad (2.9)$$

Vector điều khiển: $$U = \left[U_A\ U_B\ U_C\ U_D\right]^T \quad (2.10)$$

Tín hiệu nhiễu mặt đường: $$W = \left[z_{rx}\ z_{ry}\ z_{r1l}\ z_{r1r}\ z_{r2l}\ z_{r2r}\right]^T \quad (2.11)$$

Đặt gia tốc dao động của giá treo, hành trình động của giá treo, độ biến dạng của lốp là các giá trị biến đổi, ta có Vector (2.12)

$$Y = [\ddot{z}, \ddot{\theta}, \ddot{\varphi}, z_{s1l} - z_{u1l}, z_{s1r} - z_{u1r}, z_{s2l} - z_{u2l}, z_{s2r} - z_{u2r}, z_{u1l} - z_{r1l}, z_{u1r} - z_{r1r}, z_{u2l} - z_{r2l}, z_{u2r} - z_{r2r}]^T \quad (2.12)$$

Từ đó thiết lập được mô hình phương trình trạng thái $\dot{X} = AX + BU + EW$ (2.13) và $Y = CX + DU + FW$ (2.14). Mục đích của phương pháp điều khiển tối ưu hệ thống treo chủ động, là nâng cao tính năng điều khiển và tính ổn định của ô tô, khi xe vận hành các tín hiệu nhiễu của mặt đường tác động lên giá treo. Hệ thống treo chủ động có tác dụng làm giảm bớt dao động và sự biến dạng của lốp, khống chế độ lắc lư của giá treo, từ đó ta có hàm số mục tiêu:

$$J = \frac{1}{2}\int_0^\infty \left[q_1\ddot{z}_s + q_2\ddot{\theta} + q_3\ddot{\varphi} + q_4(z_{s1l} - z_{u1l})^2 + q_5(z_{s1r} - z_{u1r})^2 + q_6(z_{s2l} - z_{u2l})^2 + q_7(z_{s2r}z_{u2r})^2 + q_8(z_{u1l} - z_{r1l})^2 + q_9(z_{u1r} - z_{r1l})^2 + q_{10}(z_{u2l} - z_{r2l})^2 + q_{11}(z_{u2r} - z_{r2r})^2 + r_1U_A^2 + r_2U_B^2 + r_3U_C^2 + r_4U_D^2\ \right]dt \quad (2.15)$$

$$J = \frac{1}{2}\int_0^\infty \left(Y^TQY + U^TRu\right)dt \quad (2.16)$$

*Trong đó:* $Q = \left|q_{ij}\right|$, i≠j $q_{ij}$=0 ; R = r. Từ mô hình liên tục, ta sử dụng khâu phản hồi trạng thái:

$$u = -Kx = -R^{-1}B^TPx \quad (2.17)$$

Trong đó K là ma trận phản hồi, được thiết kế sao cho hàm chất lượng mục tiêu là cực tiểu. P thông số thỏa mãn phương trình:

$$PA + A^TP - PBR^{-1}BP + Q = 0 \quad (2.18)$$

Ứng dụng Matlab để tìm ma trận phản hồi **K** theo tiêu chuẩn tích phân tối ưu tuyến tính:

[**K,S,e**]=lqry(sys,Q,R[,N]) (2.19)

Sử dụng lệnh trên trong Matlab ta xác định đươc kết quả ma trận phản hồi **K**. Từ các thông số giá treo, và lựa chọn các thông số $q_1$=100 $q_2$=1 $q_3$=80 $q_4$=$q_5$=$q_6$= $q_7$=20 $q_8$=$q_9$=$q_{10}$=$q_{11}$=1000; $r_1$=$r_2$=$r_3$=$r_4$=0,00035.

## 3. Xây dựng mô hình mô phỏng điều khiển hệ thống treo chủ động

3.1 Thiết kế mô hình điều khiển tối ưu hệ thống treo chủ động ô tô:

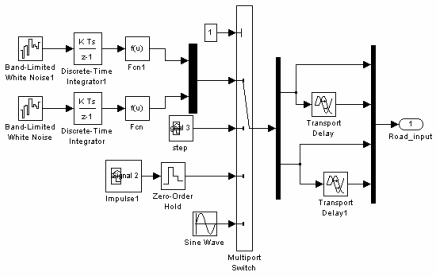
Khi xây dựng mô hình cần phải xác định được xe đang hoạt động trên môi trường mặt đường như thế nào, để phù hợp với điều kiện giao thông thực tế ta xây dựng mô phỏng tín hiệu mặt đường với điều kiện mặt đường cấp C có hệ số không bằng phẳng $G_q(no)=256x10^{-6}m^3$, vận tốc xe V=20m/s, mô hình trên (*Hình 2)*, tín hiệu mặt đường tác động lên bốn bánh xe, được thể hiện trên *(Hình 3)*.

Ứng dụng dữ liệu mô hình SIMULINK trong phần mềm MATLAB thiết kế mô hình mô phỏng tạo thành một sơ đồ điều khiển, căn cứ theo mô hình tối ưu của bài toán điều khiển hệ

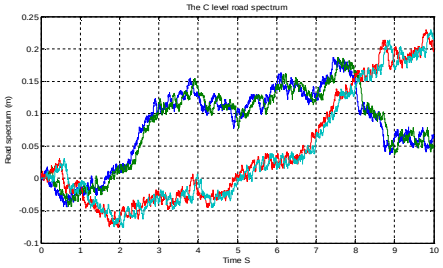
thống treo chủ động và bị động của ô tô, xây dựng mô hình điều khiển tối ưu hệ thống treo chủ động của ô tô sơ đồ (*Hình 4*) và hệ thống treo bị động của ô tô sơ đồ (*Hình 5*).

**3.2 Kết quả mô phỏng điều khiển tối ưu giá treo chủ động và bị động của ô tô**

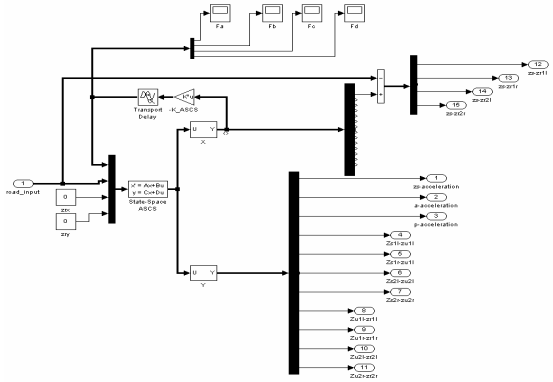
Từ mô hình điều khiển tiến hành vận hành mô phỏng vận hành hệ thống điều khiển cho ta kết quả thể hiện trên (*Hình 6 ÷13*). Với hệ thống treo chủ động chỉ cần tác động một lực lớn nhất 1285N với giá treo bánh trước và 570N với giá treo bánh sau, đã làm cho gia tốc dao động của thân xe giảm xuống chỉ còn thay đổi trong phạm vi từ 0,0461m/s$^2$ đến 5,7611m/s$^2$, đồng thời các kết quả về gia tốc góc nghiêng, biến dạng lốp của hệ thống treo chủ động cũng nhỏ hơn nhiều so với hệ thống treo bị động.



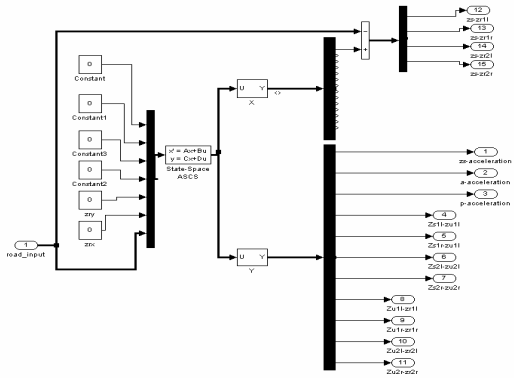

*Hình 2: Sơ đồ mô phỏng tín hiệu mặt đường*



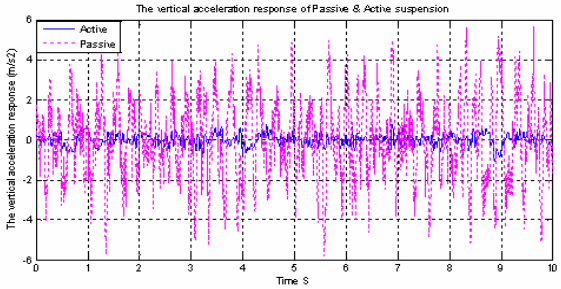

*Hình 3: Tín hiệu mặt đường*



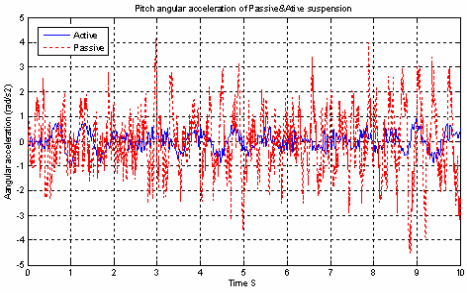
*Hình 4: Mô hình điều khiển hệ thống treo chủ động*



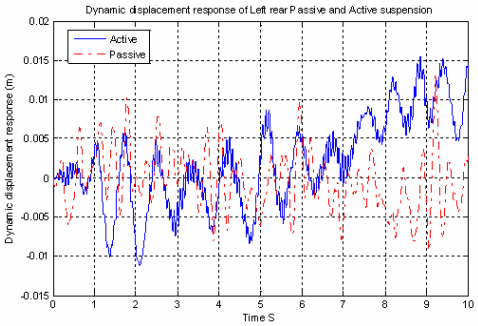
*Hình 5: Mô hình điều khiển hệ thống treo bị động*



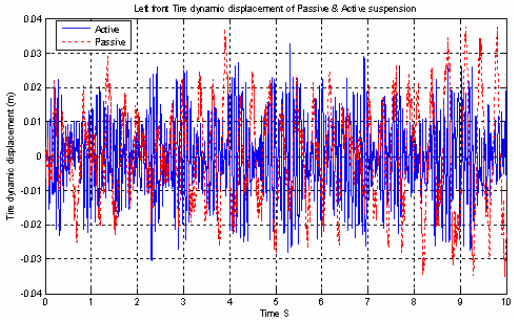

*Hình 6: Kết quả gia tốc dao động thẳng đứng của hệ thống treo chủ động và bị động*



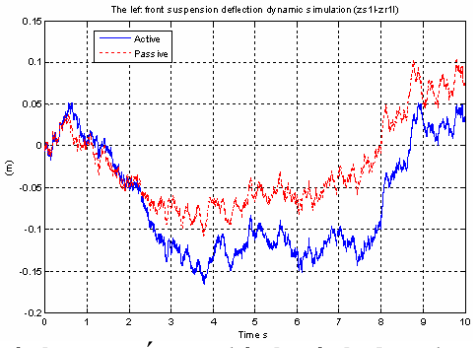

*Hình 7: Kết quả gia tốc góc nghiêng của hệ thống treo chủ động và bị động*



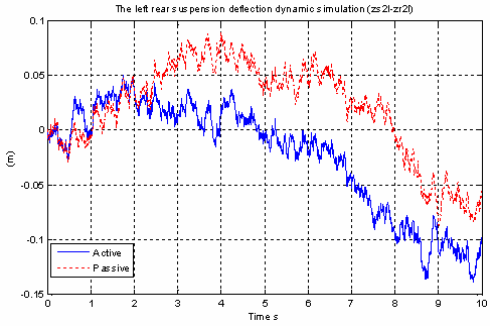

*Hình 8: Kết quả hành trình dao động giá treo bánh sau bên trái của hệ thống treo*



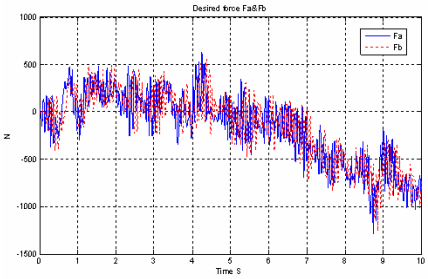

*Hình 9: Kết quả biến dạng lốp bánh trước bên trái của hệ thống treo*



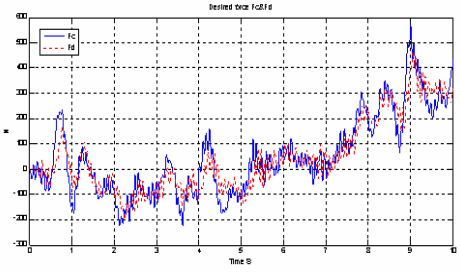

*Hình 10: Kết quả hành trình dao động của góc thân xe bánh trước bên trái*




*Hình 11: Kết quả hành trình dao động của góc thân xe bánh sau bên trái*




*Hình 12: Kết quả lực tác động lên hai giá treo bánh trước hệ thống treo chủ động*




*Hình 13: Kết quả lực tác động lên hai giá treo bánh sau hệ thống treo chủ động*

**4. Kết luận:**

Kết quả ứng dụng phương pháp điều khiển tối ưu hệ thống treo chủ động trên cho thấy, việc ứng dụng hệ thống treo chủ động trên ô tô đem lại những lợi ích tốt hơn nhiều so với hệ thống treo bị động, với hệ thống treo chủ động chỉ cần điều khiển lực tác động chủ yếu trong phạm vi 1300N, nó làm cho hệ thống treo chủ động ổn định hơn, và biến dạng của lốp nhỏ hơn so với hệ thống treo bị động.

Từ kết quả mô phỏng cho biết lực tác động cần thiết trên từng giá treo, hành trình, vận tốc và gia tốc dao động của giá treo chủ động, từ đó là cơ sở để tiến hành nghiên cứu thiết kế chế tạo các hệ thống giá treo chủ động có cấu tạo khác nhau, với mục đích đem lại sự an toàn và thoải mái cho người vận hành, như hệ thống treo chủ động khí nén, hệ thống treo chủ động điện thủy lực, hệ thống treo chủ động điện từ, ...

Với ứng dụng MATLAB/SIMULINK trong việc điều khiển tối ưu, đây là một phương pháp điều khiển được ứng dụng rộng rãi trong các lĩnh vực điều khiển tự động, thiết nghĩ với kết quả nghiên cứu ban đầu này, được vận dụng và phát triển trong việc nghiên cứu các vấn đề liên quan để có những kết quả khoa học tốt hơn, sẽ đem lại những lợi ích to lớn cho công cuộc phát triển đất nước.

**Tài liệu tham khảo:**

[1] Semiha Turkay and Huseyin Akcay, Aspects of achievable performance for quarter-car active suspensions, Journal of Sound and Vibration 311 (2008) 440–460.

[2] Huseyin Akcay and Semiha Turkay, Influence of tire damping on mixed $H_2/H_\infty$ synthesis of half-car active suspensions, Journal of Soundand Vibration 322 (2009) 15–28.

[3] Yuping He and John McPhee, Multidisciplinary design optimization of mechatronic vehicles with active suspensions, Journal of Sound and Vibration 283 (2005) 217–241.

[4] Y. He, J. McPhee, Design optimization of rail vehicles with passive and active suspensions: a combined approach using genetic algorithms and multibody dynamics, Vehicle System Dynamics 37 (Suppl.) (2002) 397–408.

[5] J. Sobieski, J. Kodiyalam, R. Yang, Optimization of car body for noise, vibration and harshness and crash, in: Proceedings of the 41st AIAA/ASME/AHS/ASC, Structures, Structural Dynamics, and Materials, Number AIAA- 2001-1273, Atlanta, 2000.

[6] Qin Zhu, Mitsuaki Ishitobi, Chaotic vibration of a nonlinear full-vehicle model, International Journal of Solids and Structures 43 (2006) 747–759.

[7] Hyo-Jun Kim, Hyun Seok Yang, Improving the vehicle performance with active suspension using road-sensing algorithm, Computers and Structures 80 (2002) 1569–1577.

**Abstract**:

**OPTIMAL CONTROL OF FULL VEHICLE ACTIVE SUSPENSION SYSTEM**

*Through the establishment of full vehicle model with seven degrees of freedom and the application of optimal control theory, a Linear Quadratic Gaussian (LQG) controller of full vehicle active suspension was designed. The system simulation model based on Matlab environment were built and used for simulation. Simulation results were compared with passive suspension. The simulation results demonstrated that the active suspension with a LQG controller could improve automobile riding comfort performance enormously.*