

# XI LANH LỰC ĐIỆN TỬ TRONG HỆ THỐNG TREO CHỦ ĐỘNG CỦA Ô TÔ

Nguyễn Đức Ngọc, Deng Zhaoxiang  
Trường Học Viện Kỹ Thuật Cơ Khí  
Đại Học Trùng Khánh - Trung Quốc.

**Tóm tắt:** Hệ thống treo chủ động là một trong các bộ phận quan trọng nhất của một chiếc ô tô hiện đại. Bài viết được dựa trên việc thiết lập mô hình tổng thể mô phỏng các hoạt động của hệ thống treo với bảy bậc tự do, sử dụng phần mềm Flux tính toán tối ưu thiết kế xi lanh lực điện tử và từ đó thiết kế mô hình điều khiển cho hệ thống treo chủ động.

## 1. Đặt vấn đề

Hệ thống treo chủ động là một trong các bộ phận quan trọng nhất của một chiếc ô tô hiện đại. Bộ phận chính của hệ thống treo chủ động này là bộ tự phát sinh lực chống lại các phản lực từ mặt đường, nhằm mục đích để thiết kế một hệ thống treo hiệu quả và phù hợp cho ô tô có các khả năng (1) Tự động điều chỉnh độ cứng và cơ chế hoạt động của hệ thống treo để thích ứng với độ nghiêng của khung gầm xe khi quay vòng, hay di chuyển trên mặt đường gồ ghề; (2) Giữ thẳng bằng khi phanh hoặc khi tăng tốc đột ngột; (3) Tự động điều chỉnh theo tải trọng của xe; (4) Tự động điều chỉnh khoảng sáng gầm xe khi di chuyển trên đường gồ ghề.

Nghiên cứu này được dựa trên việc thiết lập mô hình tổng thể mô phỏng các hoạt động của hệ thống treo với bảy bậc tự do, 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, đồng thời cho biết giá trị lực tương tác cần thiết lên giá treo, từ những thông số đó ứng dụng phần mềm Flux tính toán tối ưu

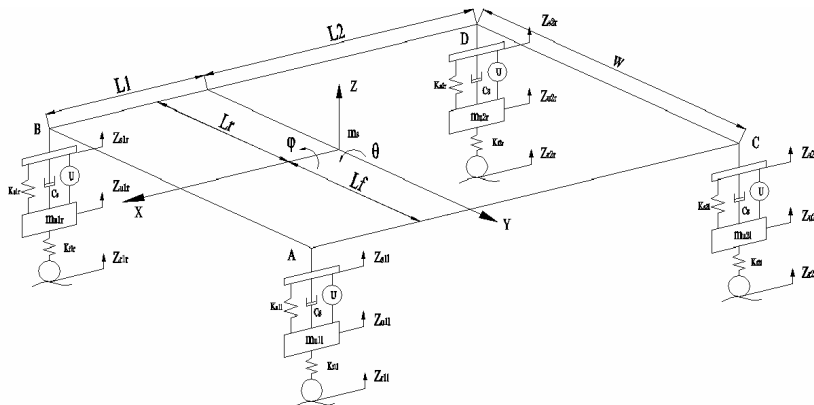
thiết kế xi lanh lực điện tử và thiết kế xây dựng mô hình điều khiển cho hệ thống treo chủ động.

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

### 2.1 Mô hình bảy bậc tự do của hệ thống treo bị động và chủ động

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, mô hình tổng thể hệ thống treo với bảy bậc tự do (hình 2.1).

Theo tính toán các thông số kỹ thuật cơ bản để xây dựng mô hình rung động xe ô tô: Khối lượng thân xe trên giá treo  $m_s=1374$  kg; Khối lượng giá treo của một bánh trước  $m_{u1}=29.3$  kg; Khối lượng giá treo của một bánh sau  $m_{u2}=26.2$  kg; Mô men quán tính theo trục  $I_y=2350$  kg.m<sup>2</sup>; Mô men quán tính theo trục  $I_x=1100$  kg.m<sup>2</sup>; Khoảng cách từ trọng tâm tới trục bánh trước  $L_1=1,35$ m; Khoảng cách từ trọng tâm tới trục bánh sau  $L_2=1,04$  m; Chiều rộng vết bánh xe  $w=1,405$ m; Độ cứng giá treo trước  $k_{s1}=25000$ N/m; Độ cứng giá treo sau  $k_{s2}=25000$ N/m; Độ cứng của lớp  $k_t=219000$ N/m; Hệ số giảm chấn hệ thống treo bị động  $C_s=30000$  Ns/m.



Hình 2.1: Mô hình tổng thể hệ thống giá treo rung động của ô tô

## 2.2 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 trình vi

phân như sau:

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

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

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

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

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

Trong đó:  $U_A$ ,  $U_B$ ,  $U_C$  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.

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

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

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

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

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

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:

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

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

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

Vector điều khiển:

$$U = [U_A \ U_B \ U_C \ U_D]^T \quad (2.10)$$

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

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:

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

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

$$\dot{X} = AX + BU + EW \quad (2.13)$$

$$Y = CX + DU + FW \quad (2.14)$$

## 3. 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 có hệ số không bằng phẳng  $G_q(\text{no})=256 \times 10^{-6} \text{m}^3$ , vận

tốc xe  $V=20\text{m/s}$ , từ đó tạo hiệu mặt đường tác động lên bốn bánh xe, được thể hiện trên (Hình 3.1). Ứng dụng phần mềm MATLAB thiết kế xây dựng mô hình điều khiển tối ưu hệ thống treo chủ động của ô tô sơ đồ (Hình 3.2). 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 3.3÷3.6).

Với hệ thống treo chủ động chỉ cần tác động một lực lớn nhất  $1750\text{N}$  với giá treo bánh trước và  $570\text{N}$  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  $0,046\div 0,576\text{m/s}^2$ , đồng thời các kết quả về gia tốc góc nghiêng, biến dạng lớp của hệ thống treo chủ động cũng nhỏ hơn nhiều so với hệ thống treo bị động.

#### 4. Thiết kế xi lanh lực điện từ

##### 4.1 Mục tiêu thiết kế:

Từ kết quả mô phỏng cho biết lực tác động cần thiết, hành trình, vận tốc và gia tốc dao động của từng giá treo, từ đó là cơ sở để thiết kế chế tạo hệ thống treo chủ động có thiết bị sinh lực là xi lanh lực điện từ, với mục đích thay thế thiết bị giảm chấn trong giá treo bị động, nhằm đem lại sự an toàn và thoải mái cho người ngồi trên xe. Do đó việc thiết kế xi lanh lực điện từ phải đảm bảo thỏa mãn các thông số của giá treo chủ động, bao gồm: lực đẩy điện từ, hành trình dao động, kích thước kết cấu và phương pháp lắp đặt.

Lực đẩy của xi lanh lực điện từ: Căn cứ vào hình 3.5÷3.6 có thể thấy lực đẩy cần thiết cho hệ thống giá treo trước lớn hơn nhiều so với giá treo sau, nó có giá trị trong phạm vi  $1750\text{N}$ , nên

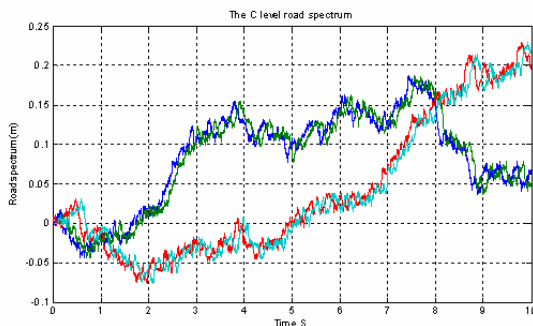
để đảm bảo yêu cầu làm việc cho hệ thống treo chủ động ta xây dựng mục tiêu lực đẩy lớn nhất cho xi lanh lực điện từ là  $2000\text{N}$ .

Hành trình dao động: Căn cứ theo kết quả dao động của giá treo trước hình 3.4, ta thấy giá treo dao động trong phạm vi  $(-80\div 50\text{mm})$ , nên để đảm bảo yêu cầu vận hành của giá treo ta xây dựng mục tiêu hành trình dao động của xi lanh lực điện từ là  $150\text{mm}$ .

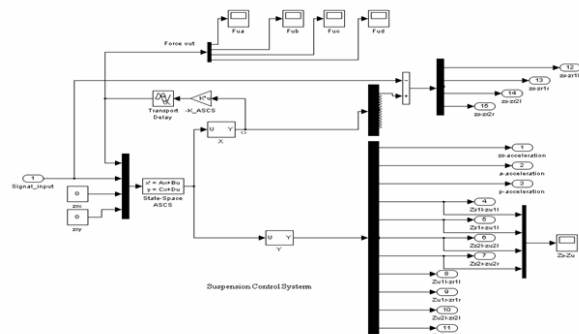
Kích thước kết cấu: Xi lanh lực điện từ được lắp trên giá treo cố không gian bị hạn chế của ô tô, nên khi thiết kế phải xem xét các yếu tố của xe. Trong nghiên cứu này để thỏa mãn các thông số của xe, kích thước của xi lanh cần thỏa mãn: đường kính ngoài  $D\leq 140\text{mm}$ , và chiều dài tổng thể ngắn nhất của xi lanh  $L\leq 680\text{mm}$ .

##### 4.2 Kết cấu xi lanh lực điện từ:

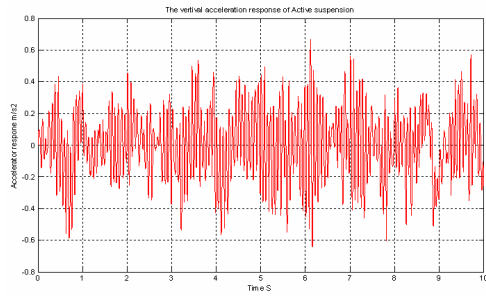
Cấu tạo tổng thể của xi lanh lực điện từ thể hiện trên hình 4.1. Từ hình trên có thể thấy xi lanh lực điện từ bao gồm ba bộ phận chính: Bộ phận cố định Stator; Bộ phận di động cán pittông và Bộ phận vỏ bảo vệ. Bộ phận cố định stator, bao gồm các cuộn dây quấn trong lòng lõi sắt từ tạo thành. Bộ phận di động pittông, bao gồm cán pittông bằng vật liệu không nhiễm từ, các vòng nam châm vĩnh cửu cùng chiều, các vòng đệm cách li bằng vật liệu không nhiễm từ và đai ốc khống chế hành trình lắp ghép lại với nhau tạo thành. Bộ phận vỏ bảo vệ bao gồm nắp mặt bích trên và dưới, trên mặt bích có bạc dẫn hướng để pittông có thể di động, thân vỏ là một hình trụ có các cánh tản nhiệt, nhằm bảo vệ xi lanh và tỏa nhiệt.



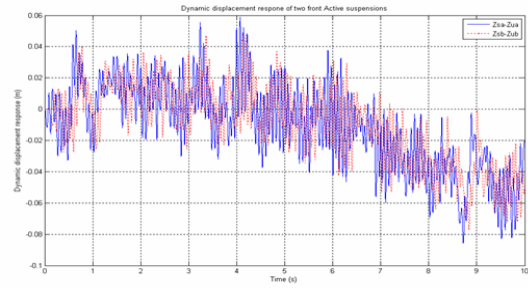
Hình 3.1: Tín hiệu mặt đường tác động lên bốn bánh xe



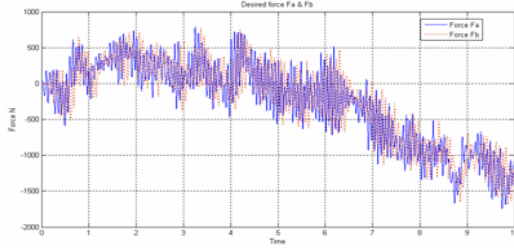
Hình 3.2: Mô hình điều khiển tối ưu hệ thống treo chủ động của ô tô



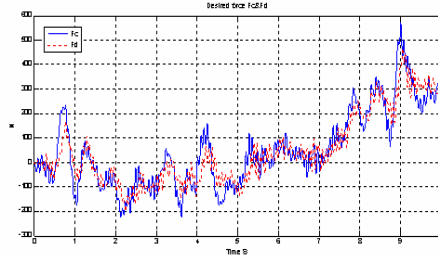
Hình 3.3: Gia tốc dao động thẳng đứng của thân xe



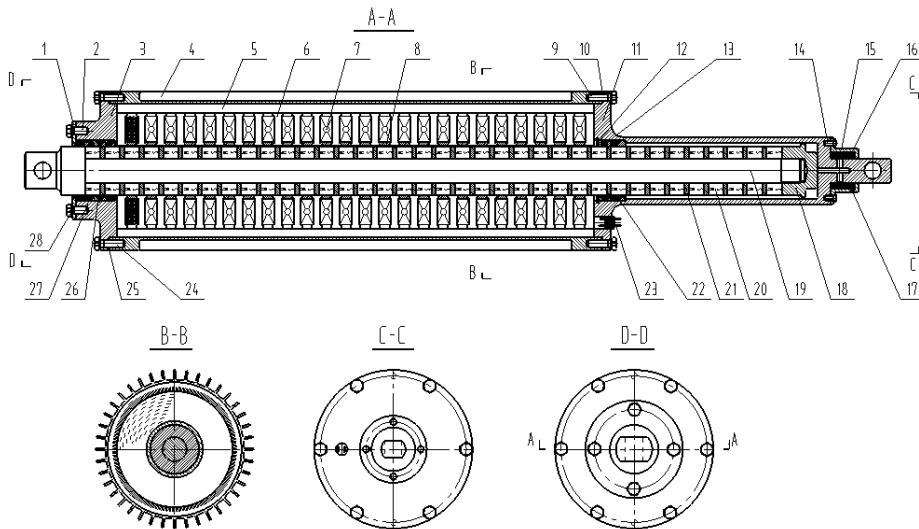
Hình 3.4: Hành trình dao động giá treo trước



Hình 3.5: Lực tác động lên hai giá treo bánh trước



Hình 3.6: Lực tác động lên hai giá treo bánh sau trước



Hình 4.1: Cấu tạo xi lanh lực điện từ

1. Nắp chặn ngoài; 2. Bu lông; 3. Mặt bích trên xi lanh; 4. Vỏ ngoài xi lanh; 5. Thân trụ Stator bằng thép từ; 6. Vách ngăn Stator bằng thép từ; 7. Cuộn dây của Stator; 8. Vòng đệm lõi của cuộn dây; 9. Bu lông nắp dưới; 10. Gioăng chống thấm; 11. Mặt bích dưới xi lanh; 12. Vòng găng; 13. Phốt chặn mở; 14. Bu lông nắp bầu lọc không khí; 15. Nắp bầu lọc không khí; 16. Lõi lọc không khí; 17. Lỗ thoát khí; 18. Đai ốc không chế hành trình; 19. Thân trụ cán Piston; 20. Nam châm vĩnh cửu; 21. Vòng đệm cách li nam châm; 22. Bạc dẫn hướng dưới; 23. Đầu dấu dây dẫn điện; 24. Bu lông nắp trên; 25. Phốt chống thấm; 26. Bạc dẫn hướng trên; 27. Phốt chặn mở; 28. Phốt chặn bụi.

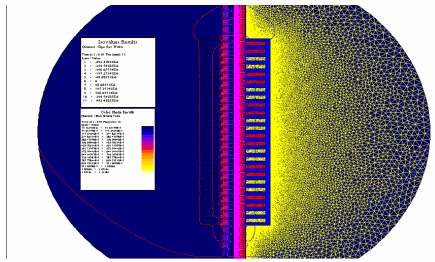
#### 4.3 Tối ưu hóa thiết kế xi lanh lực điện từ

Căn cứ vào mục tiêu thiết kế xi lanh lực điện từ, ứng dụng phần mềm Flux tiến hành tối ưu hóa thiết kế và phân tích kết cấu. Từ các yêu cầu

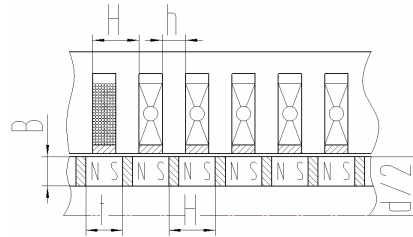
về kết cấu, lực phát sinh của xi lanh lực điện từ, sử dụng phần mềm Flux xây dựng kết cấu xi lanh lực điện từ được thể hiện trên hình 4.2 và các thông số kết cấu xi lanh trên hình 4.3. Sau

khi xây dựng mô hình thực hiện tính toán phân tích tối ưu hóa cho ta kết quả trên *bảng 4.1*. Thực hiện thí nghiệm phát sinh lực của xi lanh

trên máy chuyên dùng, thể hiện trên *hình 4.4*, kết quả đo được trên *hình 4.5*



Hình 4.2: Mô hình xi lanh lực trên Flux



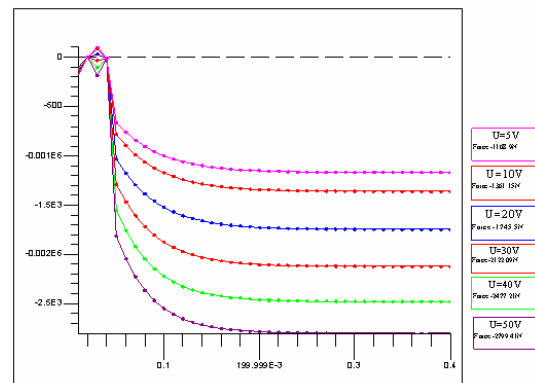
Hình 4.3: Kích thước kết cấu xi lanh lực

*Bảng 4.1: Kết quả xi lanh lực điện từ sau khi tính toán tối ưu*

STT	Thông số xi lanh	Đơn vị	Chỉ số
1	Đường kính ngoài Stator D	mm	110
2	Đường kính trong stator $D_1$	mm	40.4
3	Chiều dài Stator L	mm	392
4	Chiều dài cực H	mm	16
5	Số cuộn dây n, N=211 vòng	Cuộn	24
6	Đường kính pittông d	mm	40
7	Chiều dài nam châm t	mm	12.6
8	Chiều dày nam châm B	mm	10



Hình 4.4 Thí nghiệm điều khiển xi lanh lực điện từ



Hình 4.4: Đồ thị sinh lực của xi lanh điện từ

Từ đồ thị sinh lực ta thấy, với mỗi độ lớn của điện áp thông qua xi lanh, chỉ cần thời gian khoảng 0,15 giây xi lanh lực đã sinh lực đạt giá trị lớn nhất. Độ lớn của lực tương tác phụ thuộc vào độ lớn của điện áp thông qua xi lanh, với thí nghiệm cho điện áp  $U=10V$  đã phát sinh một lực là 1361N,  $U=50V$  lực phát sinh là 2799N. Như vậy có thể thấy rằng với một lực yêu cầu trong khoảng 2000N thì điện áp cần thiết cung cấp chỉ cần trong khoảng 24V, nên việc sử dụng bình điện để sử dụng cho thiết bị này là hoàn

toàn có thể đáp ứng tốt.

### 5. Hệ thống điều khiển giá treo chủ động ô tô

Căn cứ theo mô hình điều khiển tối ưu của hệ thống treo chủ động, cấu tạo nguyên lý làm việc của xi lanh lực điện từ sử dụng điện áp một chiều và phương pháp điều khiển điện áp một chiều để xây dựng hệ thống điều khiển xi lanh lực điện từ trên giá treo chủ động ô tô, được thể hiện trên *hình 5.1*

Trên hệ thống điều khiển xi lanh lực điện từ của giá treo chủ động, khi nhận tín hiệu yêu cầu

