

NGHIÊN CỨU GIẢI PHÁP ĐIỀU KHIỂN THỂ TÍCH CHO CƠ CẤU CHẤP HÀNH THỦY LỰC BẰNG ĐỘNG CƠ SERVO

A STUDY ON VOLUMETRIC CONTROL SOLUTION FOR HYDRAULIC ACTUATORS VIA SERVO MOTOR

Trương Văn Thuận*, Hoàng Thế Vinh

Khoa Cơ khí Động lực, Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: thuan.truongvan@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu ứng dụng động cơ điện servo dẫn động bơm để điều khiển chuyển động của cơ cấu chấp hành thủy lực. Đối tượng thực hiện là một cấu hình máy ép thủy lực điển hình. Hệ thống dẫn động servo điện-thủy với bộ điều khiển PID được thiết lập, mô hình hóa toán học và khảo sát bằng mô phỏng số trong Matlab/Simulink. Kết quả cho thấy đáp ứng của cơ hệ thỏa mãn các yêu cầu công nghệ đề ra. Do đó, phương án điều khiển truyền động thủy lực bằng phương pháp thể tích với động cơ điện servo có thể xem là một giải pháp tiềm năng trong các ứng dụng liên quan.

Từ khóa: Điều khiển thể tích; Servo thủy lực; Tiết kiệm năng lượng.

ABSTRACT

The paper presents the results of research on the application of pump-driven servo electric motors to control the movement of hydraulic actuators. The object of implementation is a typical hydraulic press configuration. Electro-hydraulic servo drive system with PID controller is set, mathematically modeled and investigated by numerical simulation in Matlab/Simulink. The results show that the response of the system satisfies the desired technological requirements. Therefore, the option of controlling the hydraulic drive by the volumetric method with servo electric motors can be seen as a potential solution in related applications.

Keywords: Volumetric control; Hydraulic servo; Energy saving.



1. GIỚI THIỆU

Hệ thống truyền động thủy lực được sử dụng rộng rãi trong các lĩnh vực công nghiệp nhờ khả năng tạo lực lớn, độ cứng vững cao và khả năng làm việc ổn định trong môi trường tải nặng. Đặc biệt, đối với các hệ thống máy ép, máy nâng hạ và cơ cấu chấp hành sử dụng xy lanh thủy lực, việc điều khiển chính xác vị trí và tốc độ chuyển động của cơ cấu chấp hành có vai trò quan trọng trong việc nâng cao chất lượng gia công, độ ổn định làm việc và hiệu quả sử dụng năng lượng. Trong các hệ thống hiện đại, yêu cầu về độ chính xác vị trí, đáp ứng nhanh và khả năng tiết kiệm năng lượng ngày càng được chú trọng, thúc đẩy sự phát triển của các phương pháp điều khiển tiên tiến cho hệ thống thủy lực [1].

Trong những năm gần đây, nhiều nghiên cứu đã tập trung vào các phương pháp điều khiển vị trí và tốc độ trong truyền động thủy lực. Các phương pháp điều khiển truyền thống sử dụng van tiết lưu hoặc van servo có ưu điểm về khả năng đáp ứng nhanh và độ chính xác tương đối cao [2]. Tuy nhiên, các phương pháp này thường gây tổn thất năng lượng lớn do tồn tại tổn thất áp suất trên van điều khiển [3]. Để khắc phục hạn chế này, nhiều nghiên cứu đã đề xuất sử dụng phương pháp điều khiển thể tích thông qua thay đổi lưu lượng bơm hoặc điều chỉnh tốc độ động cơ dẫn động bơm thủy lực [4]. Hệ thống servo pump control được đánh giá có khả năng tiết kiệm năng lượng tốt hơn so với hệ thống van servo truyền thống do chỉ cung cấp lưu lượng theo nhu cầu tải thực tế [5]. Bên cạnh đó, các bộ điều khiển PID, điều khiển thích nghi và điều khiển tối ưu cũng được nghiên cứu nhằm nâng cao độ ổn định và giảm sai số vị trí của hệ thống [6]. Mặc dù đạt được nhiều kết quả tích cực, các nghiên cứu hiện nay vẫn tồn tại một số hạn chế như tập trung thuần túy vào đặc tính động lực của động cơ điện

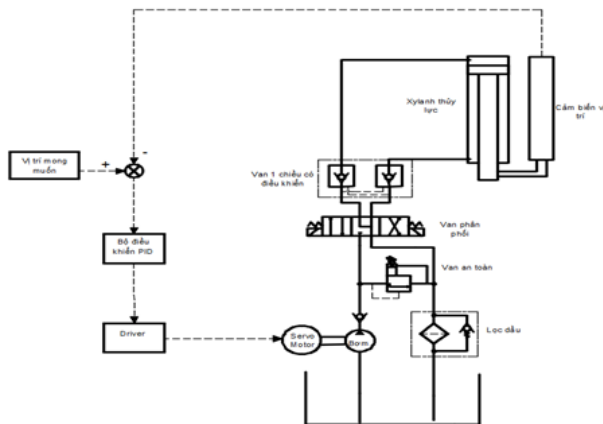
servo mà bỏ qua các yếu tố phi tuyến như ma sát trong xy lanh, tính nén được của dầu...

Trong bài báo này, nhóm tác giả tập trung nghiên cứu hệ thống điều khiển vị trí xy lanh sử dụng động cơ servo dẫn động bơm, có xét đến ma sát và tính nén của dầu thủy lực. Cấu hình được xây dựng trên cơ sở kết hợp động cơ điện servo, bơm thủy lực và xy lanh chấp hành. Bộ điều khiển PID được ứng dụng để điều khiển động cơ điện, đảm bảo vị trí xy lanh theo tín hiệu đặt trước. Mô hình toán học được tổng hợp và khảo sát đáp ứng thông qua mô phỏng. Kết quả nghiên cứu góp phần làm rõ tính khả thi của giải pháp điều khiển thể tích bằng động cơ điện servo dẫn động bơm trong các hệ thống thủy lực hiện đại.

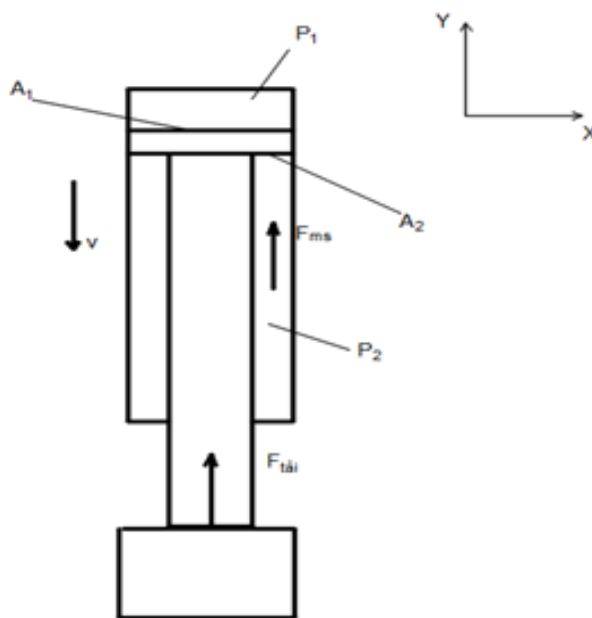
2. THIẾT KẾ HỆ THỐNG

Hệ thống được khảo sát trong nghiên cứu này là một máy ép sử dụng một xy lanh thủy lực làm cơ cấu chấp hành. Các thông số cơ bản của hệ thống bao gồm tải ép tối đa 5 tấn, vận tốc cực đại của xy lanh đạt 0,04 m/s, hành trình làm việc tối đa 300 mm và áp suất làm việc sơ bộ của hệ thống là 100 bar. Cấu hình hệ thống gồm các phần tử chính như: xy lanh thủy lực lắp đặt theo phương thẳng đứng đóng vai trò cơ cấu truyền động chính; van một chiều có điều khiển kép dùng để giữ vị trí của tải ở mọi vị trí khi dừng; van phân phối 4/3 điều khiển hướng dòng chảy; van an toàn thủy lực nhằm bảo vệ hệ thống khi áp suất vượt quá giá trị cho phép; và van một chiều được sử dụng để ngăn hiện tượng dòng chảy ngược về bơm. Nguồn lưu lượng của hệ thống được cung cấp bởi bơm thủy lực dẫn động bằng động cơ điện servo, cho phép điều chỉnh lưu lượng theo yêu cầu làm việc của cơ cấu chấp hành. Bộ điều khiển PID đảm bảo chính xác vị trí ở giai đoạn cuối của nguyên công ép thông qua điều khiển tốc độ của động cơ dẫn động bơm thủy lực. Sơ

đồ nguyên lý của hệ thống được trình bày trong Hình 1.



Hình 1. Mạch thủy lực của hệ thống



Hình 2. Phân bố lực tác dụng trên xy lanh thủy lực

3. MÔ HÌNH TOÁN HỌC CỦA HỆ THỐNG

Để phục vụ quá trình phân tích và mô phỏng, hệ thống được xây dựng dưới dạng mô hình toán học. Đối với động cơ servo, mối quan hệ động học giữa điện áp điều khiển đầu vào và vận tốc góc đầu ra của động cơ được mô tả thông qua phương trình truyền đạt sau [9]:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{\omega}{T_D} + \frac{K_V}{T_D}u \quad (1)$$

Trong đó ω là tốc độ quay của động cơ servo, T_D là hệ số thời gian của động cơ, K_V là hệ số khuếch đại momen của động cơ, u là điện áp điều khiển đầu vào của động cơ. Hệ số thời gian có thể được mô tả như sau:

$$T_D = \frac{J}{B} \quad (2)$$

Trong đó J là momen quán tính toàn phần của động cơ, B là hệ số ma sát nhớt của động cơ.

Lưu lượng cấp vào hệ thống thông qua bơm thủy lực được dẫn động bởi động cơ servo được mô tả như sau:

$$Q = D_m \omega \quad (3)$$

Trong đó D_m là lưu lượng riêng của bơm thủy lực.

Khi bàn ép chạm phôi, quá trình ép thủy lực được mô tả qua phương trình định luật II Newton có thể viết như sau:

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 - F_t - b \frac{dy}{dt} = -M \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (4)$$

Với y là khoảng dịch chuyển của xy lanh, P_1 và P_2 là áp suất ở khoang không cần và khoang có cần của xy lanh, A_1 và A_2 là diện tích tiếp xúc của khoang không cần và khoang có cần của xy lanh, b là hệ số ma sát trong xy lanh, F_t là lực tải ép của hệ, M là khối lượng của hệ. Hệ số ma sát trong xy lanh được mô tả như sau [10]:

$$b = \pi \rho v K_\delta K_d \quad (5)$$

Trong đó ρ là khối lượng riêng của dầu thủy lực, v là độ nhớt động học của dầu thủy

lực, K_8 là hệ số tỷ lệ đường kính pít tông và khe hở xy lanh, K_1 là hệ số tỷ lệ chiều dài và đường kính pít tông, d là đường kính pít tông.

Phương trình dòng chảy liên tục trong 2 khoang xy lanh thủy lực được sử dụng để mô tả trạng thái lưu lượng vào và ra hai khoang xy lanh có thể viết như sau [10]:

$$Q_1 - A_1 \frac{dy}{dt} = \frac{V_1}{E} \frac{dp_1}{dt} \quad (6)$$

$$A_2 \frac{dy}{dt} - Q_2 = \frac{V_2}{E} \frac{dp_2}{dt} \quad (7)$$

Với Q_1 và Q_2 là lưu lượng khoang không cần và khoang có cần của xy lanh, V_1 và V_2 là thể tích khoang không cần và khoang có cần của xy lanh, p_1 và p_2 là áp suất khoang không cần và có cần của xy lanh.

Phương trình thể tích trong 2 khoang của xy lanh thủy lực được mô tả như sau [10]:

$$V_1 = V_{10} + A_1 y \quad (8)$$

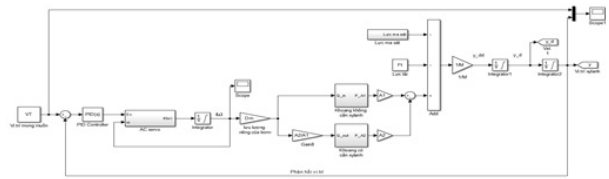
$$V_2 = V_{20} + A_2 (H - y) \quad (9)$$

V_{10} và V_{20} là thể tích chết khoang không cần và khoang có cần của xy lanh, H là hành trình của xy lanh thủy lực.

4. MÔ PHỎNG HỆ THỐNG VÀ KẾT QUẢ

Trong phần trước, mô hình toán học của hệ thống đã được thiết lập và phân tích. Trên cơ sở đó, phần này trình bày quá trình xây dựng mô hình mô phỏng trên nền tảng Matlab/Simulink và thực hiện mô phỏng số nhằm đánh giá đặc tính làm việc của hệ thống với các điều kiện vị trí ban đầu xác định.

Các phương trình toán học của hệ thống được triển khai dưới dạng mô hình Simulink như thể hiện trong Hình 3.



Hình 3. Mô hình Simulink của hệ thống

Các thông số của hệ thống được thể hiện trong Bảng 1 bên dưới:

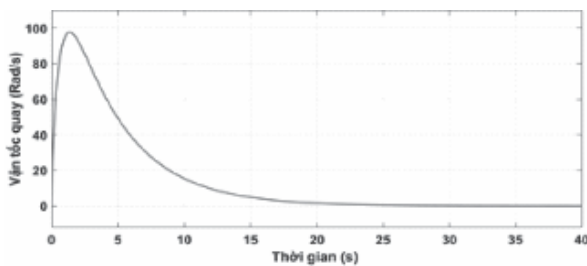
Bảng 1. Các thông số của hệ thống

Thông số	Giá trị (đơn vị)
A_1	0,005 (m ² /s)
A_2	0,0026 (m ² /s)
F_1	50000 (N)
M	5000 (Kg)
ρ	890 (kg/m ³)
v	68.10 ⁻⁶ (m ² /s)
E	12.10 ⁸ (Pa)
J	7,6.10 ⁻⁴ (Kg. m ³)
B	4,06.10 ⁻³ (Nms/Rad)
H	0,3 (m)

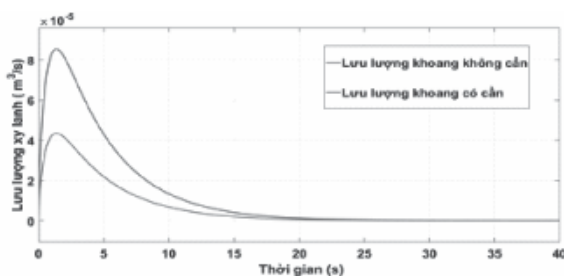
Tiến hành mô phỏng hệ thống với tín hiệu đặt vị trí đầu vào của xy lanh là 0,1 m nhằm đánh giá đặc tính đáp ứng của hệ thống trong quá trình điều khiển vị trí xy lanh thủy lực, với các tham số bộ điều khiển PID nhằm kiểm soát vị trí cần xy lanh ở cuối nguyên công ép: $K_p = 1000$; $K_i = 1$; $K_d = 100$. Kết quả mô phỏng vận tốc quay của động cơ servo được thể hiện trong Hình 4. Lưu lượng vào ra và áp suất hai khoang xy lanh được thể hiện qua Hình 5 và Hình 6. Vị trí của xy lanh thủy lực được thể hiện thông qua Hình 7. Khi nhận được tín hiệu phản hồi vị trí từ cảm biến hành trình của xy lanh, bộ điều khiển tiến hành so sánh giá trị vị trí thực tế với tín hiệu đặt nhằm xác định sai số điều khiển. Trên cơ sở sai số này, tín hiệu điều khiển tốc độ được gửi đến bộ driver để điều chỉnh điện áp cấp cho động cơ servo, từ đó thay

đổi tốc độ quay của động cơ theo yêu cầu làm việc của hệ thống.

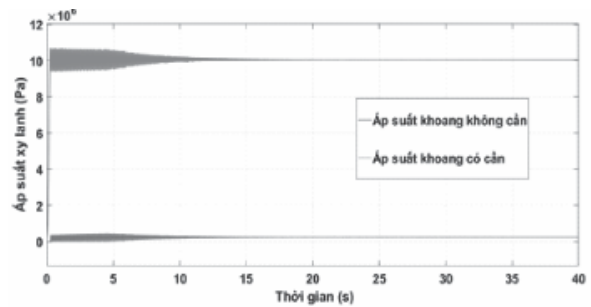
Kết quả mô phỏng cho thấy trong khoảng thời gian 3s đầu, tốc độ động cơ tăng dần và đạt giá trị cao khoảng 98 rad/s. Động cơ servo dẫn động bơm thủy lực cung cấp lưu lượng cho cơ cấu chấp hành, làm vị trí xy lanh tăng dần đến giá trị đặt 0,1 m. Khi vị trí thực tế tiến gần đến vị trí yêu cầu, tốc độ động cơ giảm dần, lưu lượng giảm dần và tiến tới trạng thái dừng khi sai số vị trí đạt giá trị nhỏ hơn ngưỡng cho phép. Áp suất dao động liên tục trong khoảng thời gian đầu lúc động cơ tăng dần số vòng quay sau đó hội tụ dần, phản ánh đúng hiện tượng vật lý: ảnh hưởng của ma sát trong hệ thống, tính nén được của dầu trong điều kiện lưu lượng biến thiên. Điểm khác biệt đặc trưng khi so với phương án sử dụng van servo thủy lực là ở phương án này, ngoài lúc thực hiện nguyên công, động cơ servo và bơm ngừng hoạt động, giúp tiết kiệm năng lượng so với cụm nguồn thủy lực thông thường.



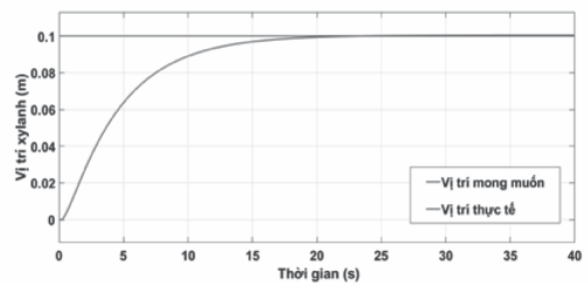
Hình 4. Đồ thị vận tốc quay của động cơ theo thời gian



Hình 5. Đồ thị lưu lượng vào ra xy lanh theo thời gian



Hình 6. Đồ thị áp suất hai khoang xy lanh theo thời gian



Hình 7. Đồ thị vị trí xy lanh theo thời gian

Kết quả mô phỏng số cho thấy hệ thống có khả năng điều chỉnh lưu lượng theo nhu cầu tải thực tế, trong đó động cơ chỉ hoạt động khi xuất hiện tín hiệu điều khiển và cung cấp lưu lượng cần thiết để bù tổn thất thủy lực của hệ thống. So sánh với hệ thống thủy lực truyền thống, khi khởi động tốc độ quay của động cơ sẽ tăng đến giá trị max và luôn duy trì dẫn đến lưu lượng luôn lớn nhất và không thay đổi, rất khó trong việc điều khiển chính xác vị trí xy lanh mong muốn, hay khi sử dụng van servo để điều khiển lưu lượng thì động cơ vẫn sẽ duy trì quay với tốc độ cao, mặc dù điều khiển được lưu lượng thông qua độ mở van nhưng phần lưu lượng dầu còn lại sẽ xả trực tiếp về bể dầu dẫn đến hao phí và sinh nhiệt gây ra tổn thất. Dựa trên kết quả nghiên cứu và so sánh đó, giải pháp điều khiển bằng servo pump giúp điều khiển chính xác, cung cấp đúng lưu lượng hệ thống cần thay vì xả dạng tiết lưu nếu dùng van servo, góp phần nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng so với các hệ thống thủy lực truyền

thống sử dụng động cơ quay tốc độ cố định hay các van điều khiển lưu lượng. Đồng thời, sai số giữa vị trí thực tế và vị trí đặt của xy lanh đạt giá trị rất nhỏ, đáp ứng yêu cầu điều khiển chính xác vị trí của cơ cấu chấp hành thủy lực, tốc độ phản hồi nhanh trong điều khiển động cơ điện servo thể hiện ưu điểm lớn so với điều khiển van servo thủy lực.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này phát triển, đánh giá thêm giải pháp điều khiển chính xác cho cơ cấu chấp hành xy lanh thủy lực thông qua điều khiển chính xác lưu lượng bằng hệ thống servo pump, thay thế cho các phương pháp sử dụng van servo, van tỉ lệ hay các hệ thống thủy lực truyền thống.

Hệ thống thủy lực máy ép sử dụng động cơ servo đã được thiết kế và xây dựng mô hình mô phỏng nhằm đánh giá khả năng điều khiển vị trí của cơ cấu chấp hành. Kết quả mô phỏng cho thấy động cơ servo hoạt động dựa trên tín hiệu phản hồi từ xy lanh thủy lực, cho phép hệ thống điều chỉnh lưu lượng cung cấp phù hợp với yêu cầu làm việc thực tế. Vị trí của xy lanh được điều khiển với độ chính xác cao và sai số ổn định ở mức nhỏ. Kết quả nghiên cứu cho thấy giải pháp sử dụng động cơ servo dẫn động bơm thủy lực có khả năng nâng cao chất lượng điều khiển vị trí đồng thời cải thiện hiệu quả sử dụng năng lượng cho hệ thống máy ép thủy lực. Hơn nữa, giải pháp đề xuất có tính khả thi cao và phù hợp để tiếp tục nghiên cứu, triển khai thực nghiệm, phát triển và ứng dụng trong thực tế công nghiệp. ❖

Ngày nhận bài: **05/6/2026**

Ngày phản biện: **15/6/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Merritt H.E., “*Hydraulic Control Systems*”. Wiley, 1967.
- [2]. Esposito A., “*Fluid Power with Applications*”. Pearson, 2014.
- [3]. Jelali M., Kroll A., “*Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control*”. Springer, 2003.
- [4]. Watton J., “*Fundamentals of Fluid Power Control*”. Cambridge University Press, 2009.
- [5]. Xu B., Cheng M., Yang H., “*Energy-saving control of hydraulic systems*”. Automation in Construction, 2014
- [6]. Ivantysyn J., Ivantysynova M., “*Hydrostatic Pumps and Motors*”. Akademia Books, 2003.
- [7]. Lin T., Hu B., “*Electro-hydraulic servo pump control system research*”. IEEE Access, 2020.
- [8]. Åström K.J., Hägglund T., “*PID Controllers: Theory, Design and Tuning*”. ISA, 1995.
- [9]. J. W. W. W. Yong-gang PENG, “*Model predictive control of servo motor driven constant pump hydraulic system in injection molding process based on neurodynamic optimization*”. Volume 15, pages 139–146, (2014).
- [10]. V. T. Truong, Y. L. Hwang, J. K. Cheng, and K. D. Tran, “*Dynamics Analysis and Numerical Simulation of Large-Scale Hydraulic Cylinder Actuators*”. AMM, vol. 900, pp. 14–19, Jul. 2020, doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.900.14.