

NGHIÊN CỨU ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG LÁI TRÊN MÁY SAN RESEARCHING ON THE HYDRAULIC STEERING SYSTEM DYNAMICS ON MOTORIZED GRADERS

BUI VĂN TRÂM^{1*}, NGUYỄN XUÂN HÒA¹, NGUYỄN VĂN HÙNG²

¹Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

²Viện Khoa học và Công nghệ Giao thông vận tải

*Email liên hệ: trambv@utt.edu.vn

Tóm tắt

Bài báo nghiên cứu xây dựng mô hình và mô phỏng động lực học hệ thống thủy lực dẫn động lái máy san. Việc xây dựng mô hình động lực học hệ thống lái máy san được thực hiện từ xây dựng mô hình các cụm chi tiết trong hệ thống gồm van xoay, van an toàn, cơ cấu chuyển hướng, tủy ô dẫn dầu thủy lực, xy lanh lái,... đến xây dựng mô hình hệ thống. Quá trình mô phỏng động lực học hệ thống lái thủy lực máy san là khảo sát các trạng thái làm việc thực tế của hệ thống nhằm phục vụ cho việc khai thác và sử dụng máy được hiệu quả.

Từ khóa: Hệ thống lái thủy lực, động lực học hệ thống lái thủy lực, máy san DZ-122.

Abstract

The article researchs on building models and simulating the dynamics of hydraulic steering system on the motorized graders. The building of a dynamical model of hydraulic steering system is made from building a model of the assembly in the system including swing valve, safety valve, diverter mechanism, oil pipeline, steering cylinder,... to build the system model. The process of simulating the dynamics of hydraulic steering system on the motorized graders is to survey the real work of the system to efficiently exploitation and use of the graders.

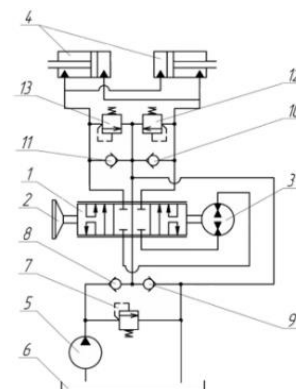
Keywords: Hydraulic steering system, dynamics of hydraulic steering system, grader DZ-122.

1. Đặt vấn đề

Máy san là máy chủ đạo trong nhóm máy làm đất, là máy có cơ cấu lái tiêu biểu trong nhóm máy xây dựng bánh lốp, cơ cấu lái được trang bị hệ thống thủy lực dẫn động giúp điều khiển nhẹ nhàng, giảm tải trọng động từ mặt đường tác dụng lên vành lái, giảm sự mệt nhọc trong quá trình điều khiển nhất là khi chuyển động trên địa hình gồ ghề. Đối tượng khảo sát của bài báo là máy san DZ-122, máy này đã cũ và được sử dụng lâu dài,

các cụm chính trên máy (trong đó có hệ thống thủy lực dẫn động lái) đã qua sửa chữa nhiều lần, thậm chí đã được cải hoán tính năng và kết cấu so với thiết kế ban đầu. Do đó, cần có một mô hình mô phỏng để khảo sát đánh giá chất lượng hệ thống thủy lực dẫn động lái của máy cũ này, đồng thời phục vụ công tác nghiên cứu cải tiến, chẩn đoán sửa chữa và đánh giá sau sửa chữa nhằm nâng cao khả năng khai thác và sử dụng máy trong quá trình làm việc.

Xylanh thủy lực là bộ phận quan trọng trong cơ cấu lái thủy lực, nó chịu tác động trực tiếp ngoại lực từ bánh lái và áp lực dòng dầu thủy lực điều khiển. Việc xây dựng mô hình và mô phỏng động lực học xylanh thủy lực được trình bày khá kỹ trong các tài liệu [3; 5], đối với hệ thống thủy lực dẫn động lái được trình bày chi tiết trong các tài liệu [4; 6], tài liệu [1; 2] trình bày hệ thống lái trên máy xây dựng khung cứng. Những tài liệu nêu trên chỉ mới trình bày nội dung động lực học kết cấu thép, chưa mô tả hệ thống thủy lực và quá trình điều khiển. Bài báo sử dụng lý thuyết từ các tài liệu nêu trên để xây dựng mô hình động lực học các chi tiết và hệ thống thủy lực của cơ cấu lái máy san DZ-122, sau đó khảo sát đánh giá các trường hợp làm việc thực tế của máy bằng phần mềm chuyên dùng.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống thủy lực dẫn động lái máy san DZ-122

1-Van xoay; 2-Vô lăng; 3-Bộ đếm lưu lượng; 4-Xylanh lái;

5-Bơm lái; 6-Thùng dầu; 7, 12, 13-Van an toàn;

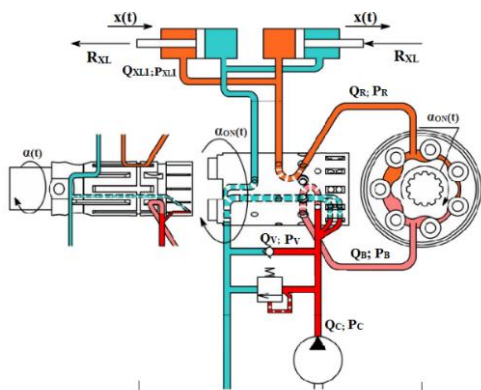
8, 9, 10, 11-Van một chiều.

2. Mục tiêu và đối tượng nghiên cứu

Mục tiêu của bài báo giúp cho quá trình nghiên cứu cải tiến, sửa chữa và đánh giá sau sửa chữa hệ thống lái thủy lực máy san cũ, đã qua sử dụng được chính xác và hiệu quả. Bài báo nghiên cứu hệ thống thủy lực dẫn động cơ cấu lái máy san DZ-122 có đặc điểm như sau: Hệ thống thủy lực dẫn động lái lắp đặt độc lập, có van lái dạng mở trung gian, không có tải trọng động lên vành tay lái (Open center, Non- reaction) và có cơ cấu lái dạng hình thang có sơ đồ Hình 1.

3. Thiết lập mô hình động lực học hệ thống lái

Để thiết lập mô hình động lực học hệ thống lái (Hình 2) cần xây dựng mô hình toán các cụm chi tiết trong hệ thống, quá trình xây dựng được trình bày chi tiết theo các mục dưới đây.



Hình 2. Sơ đồ tính toán hệ thống thủy lực cơ cấu lái

Các ký hiệu ở Hình 2 gồm: Q_C - Lưu lượng tại đầu ra của bơm cấp và đầu vào của đường ống nối bơm cấp với van lái; Q_V - Lưu lượng tại đầu ra của đường ống và tại đầu vào van xoay (phân phối); Q_B - Lưu lượng tại đầu ra từ van xoay và tại đầu vào bộ đếm lưu lượng; Q_H - lưu lượng trên đường hồi về thùng; Q_R - lưu lượng tại đầu ra của bộ đếm lưu lượng và tại đầu vào đường ống nối van lái với xylanh lái; Q_{XL} - Lưu lượng tại đầu ra của đường ống dẫn và tại đầu vào xylanh lái; R_{XL} - Lực cản lái tác động lên cán piston của xylanh lái; P_{XL} - Là áp suất trong khoang xylanh lái và đầu ra của đường ống dẫn; P_R - Áp suất tại đầu ra của bộ đếm lưu lượng và tại đầu vào đường ống nối van lái với xylanh lái; P_B - Áp suất tại đầu ra từ van xoay và tại đầu vào bộ đếm lưu lượng; P_V - Áp suất tại đầu ra của đường ống và tại đường vào van xoay (phân phối); P_C - Áp suất tại đầu ra của bơm cấp và đầu vào của đường ống nối bơm cấp với van lái; $\alpha(t)$ - Góc quay của ống van trong (vành tay lái); $\alpha_{ON}(t)$ - Góc quay của ống van ngoài; $x(t)$ - Dịch chuyển piston của xylanh lái.

3.1. Mô hình toán của van lái

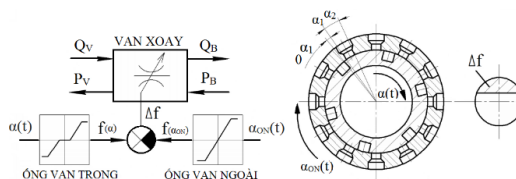
Theo [2, 5, 6], phương trình cân bằng lưu lượng qua van xoay viết như sau:

$$Q_B = Q_V - Q_H - Q_r \quad (1)$$

$$\text{Với: } Q_i = B_i (y_{0,i} + y_i) \sqrt{\Delta p_i} \quad (2)$$

$$Q_r = \frac{\pi r_G (r_G - r_Z)^3}{6\nu\rho L} \cdot (1 + \frac{3}{2}\epsilon^2) \cdot (P_V - P_B) \quad (3)$$

Trong đó: Q_V và Q_B - Là lưu lượng tại đầu vào và ra của van xoay; Q_H, Q_r - Là lưu lượng đường dầu hồi và rò rỉ; P_V và P_B - Áp suất tại đầu vào và đầu ra của van xoay; i thể hiện các cửa V, B, H của van; B_i - Là hằng số của van; y_i và $y_{0,i}$ - Là dịch chuyển hiện tại và vị trí ban đầu của ruột van, và Δp_i - Là chênh lệch áp suất qua các cửa van; ρ - Là khối lượng riêng chất lỏng; r_G - Là bán kính trong của ống van ngoài; ν - Là hệ số động học chất lỏng; ϵ - Là hệ số lệch tâm của ống van trong và ống van ngoài; L - Là độ dài của ống van trong; f_h - Là tiết diện đường hồi của van lái.



Hình 3. Sơ đồ khối và sơ đồ tính toán của van lái

3.2. Mô hình toán của bộ đếm lưu lượng

Lưu lượng chất lỏng đi qua van xoay vào bộ đếm lưu lượng và đến xylanh lái. Dòng chất lỏng này qua khe hở bánh răng trong của bộ đếm lưu lượng làm cho ống van ngoài quay một góc α_{ON} . Chính sự quay của ống van ngoài sẽ điều chỉnh tiết diện cửa van xoay.

Theo [2], phương trình cân bằng lưu lượng và cân bằng lực được viết như sau:

$$Q_R = Q_B - Q_N - Q_r; \quad (4)$$

Với các đại lượng ở phương trình (4) lần lượt:

$$Q_R = q\eta_V \frac{d\alpha_{ON}}{dt}; \quad Q_N = k_N \frac{d}{dt} (p_B - p_R); \quad M_{ms} = k_{ms} \frac{d\alpha_{ON}}{dt};$$

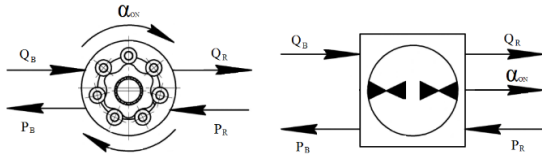
$$Q_r = k_r (p_B - p_R) \quad \text{và} \quad k_r = \frac{q}{P_{dn}} \frac{d\alpha_{ON}}{dt} (1 - \eta_V)$$

Thay các đại lượng trên và (1) vào (4) ta có:

$$q(p_B - p_R) = k_{ms} \frac{d\alpha_{ON}}{dt} + [B_i (p_B - p_R) + 1] \text{sign} \frac{d\alpha_{ON}}{dt} \quad (5)$$

Trong đó: Q_R - Lưu lượng tại đầu ra của bộ đếm lưu lượng; Q_B - Lưu lượng tại đầu vào của bộ đếm lưu lượng; Q_N - Lưu lượng dầu bị nén; Q_r - Lưu lượng dầu

rò rỉ qua bộ đếm lưu lượng; p_B - Áp suất tại đầu vào bộ đếm lưu lượng; p_R - Áp suất tại đầu ra bộ đếm lưu lượng; q - lưu lượng riêng của bộ đếm lưu lượng; M_{ms} - Mô men ma sát nhớt; k_{ms} - hệ số ma sát nhớt; α_{ON} - góc quay của bánh răng trong; η_V - Hệ số lưu lượng của bộ đếm; k_N - Hệ số nén của dầu; p_{dn} - Áp suất danh định của bộ đếm lưu lượng; k_r - Hệ số rò rỉ dầu trong bộ đếm lưu lượng; B_I - Hệ số cân nhớt của dầu thủy lực.



Hình 4. Sơ đồ tính toán bộ đếm lưu lượng

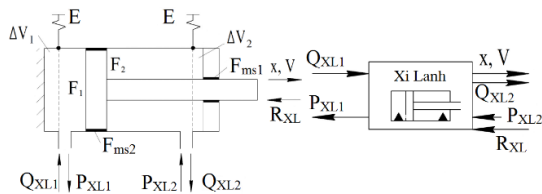
3.3. Mô hình toán của xylanh lái

Theo [2, 3, 6], phương trình lưu lượng và phương trình cân bằng lực cho xylanh lái như sau:

$$Q_{XL1} = \frac{dP_{XL1}}{dt} K_{N1} + F_1 \frac{dx}{dt} + K_{r1} \frac{d(P_{XL1} - P_{XL2})}{dt} \quad (6)$$

$$Q_{XL2} = \frac{dP_{XL2}}{dt} K_{N2} + F_2 \frac{dx}{dt} + K_{r1} \frac{d(P_{XL2} - P_{XL1})}{dt} + K_{r2} \frac{dP_{XL2}}{dt} \quad (7)$$

$$\frac{d^2x}{dt} = \frac{1}{m} [P_{XL1} F_1 - P_{XL2} F_2 - F_{msk} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} - R_{XL}] \quad (8)$$

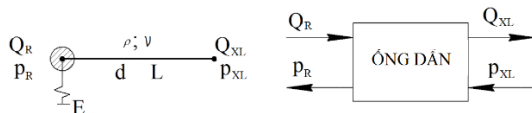


Hình 5. Sơ đồ tính toán và sơ đồ khối của xylanh lái

3.4. Mô hình toán của đường ống dẫn dầu

Theo [1, 2, 6], phương trình cân bằng lưu lượng cho đường ống dẫn dầu được viết như sau:

$$Q_{XL} = Q_R - Q_{NO} \quad (9)$$

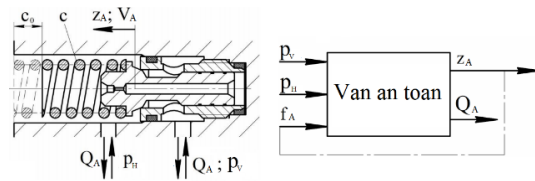


Hình 6. Sơ đồ tính toán và sơ đồ khối của đường ống dẫn dầu

3.5. Mô hình toán của van an toàn

Theo [2, 4, 6], phương trình lưu lượng qua van và phương trình cân bằng lực cho van được viết như sau:

$$p_{A1} \cdot F_{A1} = p_{A2} \cdot F_{A2} + c(z_A - c_0) \quad (10)$$



Hình 7. Sơ đồ đồ khối và tính toán của van an toàn

$$\frac{dQ_A}{dt} = B(\mu(f_{z_A}) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{-1} |p_{A1} - p_{A2}|} - Q_A) \quad (11)$$

3.6. Mô hình toán của cơ cấu chuyển hướng

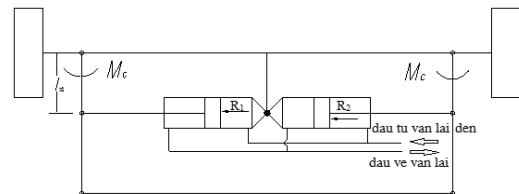
Mô men cản tổng cộng M_C tác động lên đầu đòn quay (bàn tay ếch) của hình thang lái, cản trở sự quay của các bánh xe dẫn hướng khi thực hiện quay vòng xe được xác định theo [1, 2, 4] như sau:

$$M_C = M_{cq} + M_{odl} + M_{z\beta} + M_{yy} + M_{j\beta} \quad (12)$$

3.7. Tính toán lực cản lái tác dụng lên xylanh lái

Theo [2], lực cản tổng cộng lái tác động lên hai cán piston như sau:

$$R_{xl} = R_{xl1} + R_{xl2} = 2(M_C / l_{xl}) \quad (13)$$

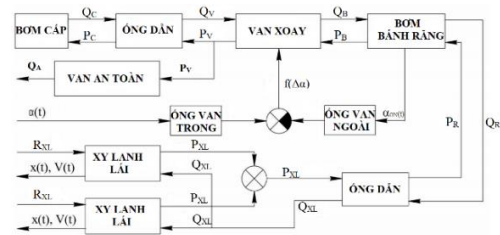


Hình 8. Sơ đồ bố trí cơ cấu lái máy sau DZ-122

4. Mô phỏng động lực học hệ thống thủy lực dẫn động lái

4.1. Xây dựng mô hình mô phỏng

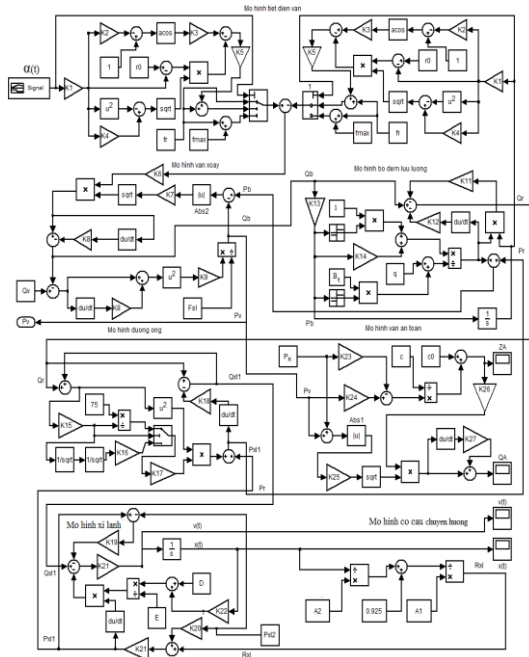
Sử dụng tính năng Simulink trong Matlab để mô hình hoá, mô phỏng và phân tích các hệ thống động.



Hình 9. Sơ đồ khối hệ thống thủy lực

4.2. Mô hình mô phỏng hệ thống thủy lực dẫn động lái

Từ mô hình mô phỏng các phân tử của hệ thống thủy lực ở trên, tiến hành ghép nối các phần tử lại với nhau, ta được mô hình mô phỏng hệ thống thủy lực dẫn động lái ở Hình 10. Khi tính toán chạy chương trình, ta có thể chọn được quy luật đánh lái (góc quay vành tay lái) là dạng bậc thang hoặc tuyến tính. Tác giả chọn quy luật đánh lái dạng tuyến tính. Bộ thông số đầu vào của mô hình là thông số kỹ thuật của máy san *DZ-122* được trình bày chi tiết trong tài liệu [2].



Hình 10. Mô hình mô phỏng hệ thống thủy lực dẫn động lái máy san *DZ-122*

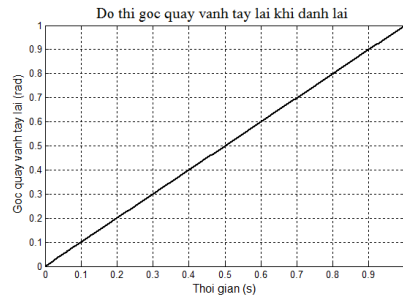
5. Khảo sát động lực học hệ thống thủy lực dẫn động lái trên máy san *DZ-122*

5.1. Khảo sát quá trình đánh lái sang trái và dừng lại (trường hợp tốc độ đánh lái trung bình)

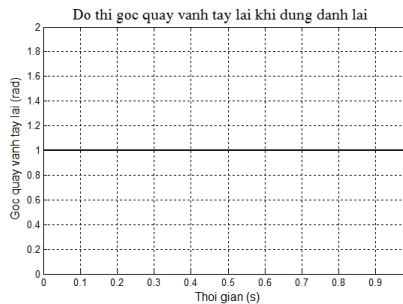
a. Khảo sát quá trình mở và đóng cửa van xoay

Một trong những thông số thường được quan tâm của hệ thống lái thủy lực là quá trình mở và đóng cửa van xoay, nó ảnh hưởng đến độ êm dịu cũng như độ trễ của quá trình lái.

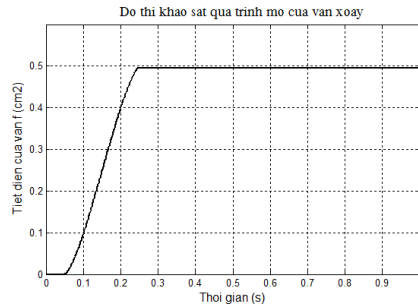
Quá trình mở cửa van xoay chia làm 3 giai đoạn (Hình 13). Giai đoạn đầu quá trình đánh lái, cửa van chưa mở (đây là vùng chết) dầu chưa được đưa đến cơ cấu chấp hành (xylanh lái) để quay bánh dẫn hướng. Nghĩa là có đánh lái nhưng bánh dẫn hướng chưa quay. Quá trình này diễn ra trong thời rất ngắn 0,05s tương ứng góc quay 0,05rad. (Trong thực tế, do có khe hở giữa hai ống



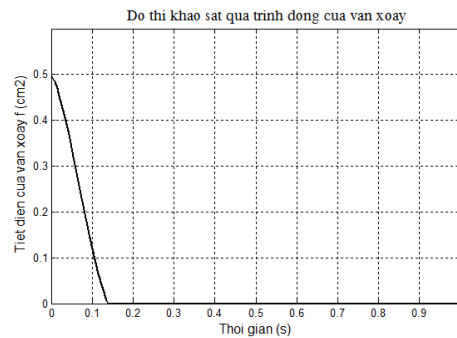
Hình 11. Đồ thị góc quay vành tay lái khi đánh lái



Hình 12. Đồ thị góc quay vành tay lái khi dừng đánh lái



Hình 13. Đồ thị khảo sát quá trình mở cửa van xoay



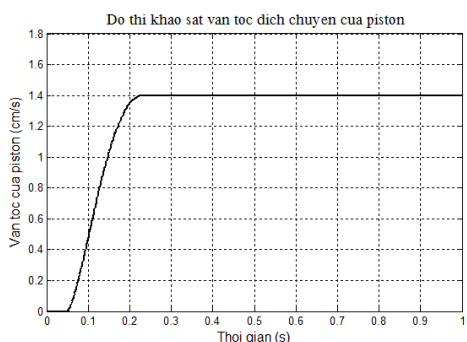
Hình 14. Đồ thị khảo sát quá trình đóng cửa van xoay

van nên vẫn có tiết diện rò rỉ *r_r* cho dầu đi qua, tuy nhiên giá trị *r_r* tương đối bé nên ta có thể bỏ qua). Giai đoạn 2, cửa van mở dần dần cho đến khi mở hoàn toàn, nó được thể hiện bởi đường cong như trên đồ thị. Giai đoạn 3, cửa van mở hoàn toàn, vành tay lái vẫn đánh nhưng tiết diện cửa van không thay đổi và được biểu thị bằng đường thẳng nằm ngang phía trên của đồ thị.

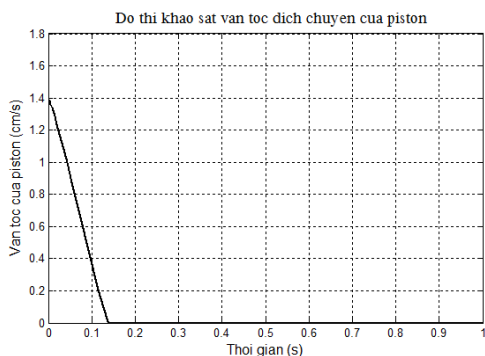
Quá trình đóng cửa van xoay xảy ra khi đang đánh lái sang trái ta dừng lại. Khi đó cửa van xoay đang ở trạng thái mở hoàn toàn sẽ từ từ đóng lại cho đến khi đóng hoàn toàn, nó được biểu thị bởi đường cong (Hình 14). Điều đó có nghĩa là khi dừng đánh lái, cửa van chưa đóng lại ngay, đây là nguyên nhân gây ra quá trình lái có độ trễ, điều này sẽ thấy rõ ở các đồ thị thể hiện sự dịch chuyển piston của xy lanh lái.

b. Khảo sát quá trình dịch chuyển của xy lanh lái

*** Khảo sát vận tốc dịch chuyển piston của xy lanh lái**



Hình 15. Vận tốc dịch chuyển của piston (khi đánh lái)



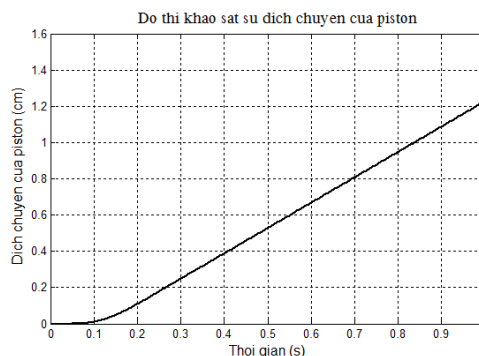
Hình 16. Vận tốc dịch chuyển của piston (dừng đánh lái)

*** Khảo sát sự dịch chuyển piston của xy lanh lái**

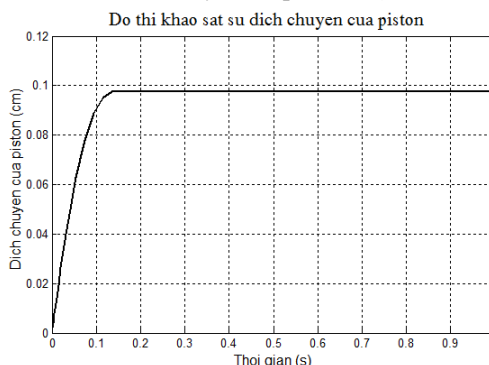
Từ các đồ thị khảo sát dịch chuyển piston của xy lanh lái ta thấy:

- Quá trình dịch chuyển piston của xy lanh lái khi đánh lái sang trái cũng chia làm 3 giai đoạn tương ứng với 3 giai đoạn của quá trình mở cửa van xoay và vận tốc dịch chuyển piston của xy lanh (Hình 17). Giai đoạn đầu quá trình thì piston của xy lanh lái chưa dịch chuyển. Giai đoạn 2, piston của xy lanh lái dịch chuyển chậm được biểu thị bằng đường cong. Giai đoạn 3, piston của xy lanh lái dịch chuyển đều với vận tốc không đổi và được biểu thị bởi đường thẳng như trên đồ thị. Ở giai đoạn này góc đánh lái và sự dịch chuyển piston của xy lanh lái là tuyến tính với nhau.
- Quá trình dịch chuyển piston của xy lanh khi

dừng đánh lái cũng tương ứng với quá trình đóng cửa van xoay. Khi dừng đánh lái, do cửa van chưa đóng hoàn toàn nên vẫn có một lượng dầu đi qua van lái đi đến xy lanh lái và làm cán piston của xy lanh lái dịch chuyển, được thể hiện bởi đường cong như trên đồ thị (Hình 18). Điều đó có nghĩa là khi dừng đánh lái, bánh xe dẫn hướng vẫn chưa dừng hẳn. Bánh xe dẫn hướng chỉ dừng quay khi cửa van đóng hoàn toàn.



Hình 17. Sự dịch chuyển của piston lái (khi đánh lái)



Hình 18. Sự dịch chuyển của piston (dừng đánh lái)

6. Kết luận

- Quá trình đánh lái (tính từ thời điểm bắt đầu đánh lái đến khi dừng đánh lái, bánh dẫn hướng đứng yên), góc quay vành tay lái tỷ lệ với độ dịch chuyển piston của xy lanh lái.

- Quá trình đánh lái có độ trễ, cụ thể ở giai đoạn đầu của quá trình đánh lái, vành tay lái quay nhưng piston của xy lanh lái không dịch chuyển và ở giai đoạn dừng đánh lái vành tay lái dừng lại nhưng piston xy lanh lái vẫn dịch chuyển. Đây là hai giai đoạn có tác dụng xấu cho quá trình lái.

- Ở giai đoạn đầu của quá trình đánh lái, góc chết là thông số có yếu tố quyết định. Góc chết là thông số kết cấu của van, nên quá trình tính chọn van phải chú ý đến yếu tố này để chọn van phù hợp. Thông thường góc chết từ 0,035 đến 0,07 rad.

- Ở giai đoạn dừng đánh lái, lò xo lá là yếu tố quyết định đến quá trình đóng cửa van xoay. Lò xo đủ cứng

để đưa hai ống van về vị trí trung gian và đủ mềm để van mở hoàn toàn. Do đó khi thiết kế hoặc sửa chữa thay thế van lái, người ta phải tính toán độ cứng lò xo lá cho phù hợp.

- Ngoài ra, lưu lượng riêng của van lái sẽ quyết định đến độ dịch chuyển piston của xylanh lái ở giai đoạn dừng đánh lái và lượng đánh lái (số vòng đánh lái từ biên bên trái sang biên bên phải). Khi lưu lượng riêng tăng độ dịch chuyển của piston sẽ tăng nhưng lượng đánh lái giảm và ngược lại. Do vậy, tùy từng loại máy mà ta chọn lưu lượng riêng của van lái cho phù hợp. Đặc biệt khi sửa chữa hoặc thay thế van lái ta nên chú ý đến điều này.

- Kết quả nghiên cứu của bài báo có thể tham khảo để nghiên cứu động lực học hệ thống lái thủy lực trên các máy xây dựng bánh lốp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Đào Mạnh Quyền (2019), *Nghiên cứu động lực học của máy san thi công trong điều kiện Việt Nam*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [2] Trương Văn Lợi (2018), *Nghiên cứu động lực học hệ thống thủy lực dẫn động lái xe máy công bình bánh lốp khung cứng*, Luận văn Thạc sĩ Học viện Kỹ thuật Quân sự.

- [3] Bùi Văn Trâm (2019), *Nghiên cứu động lực học thiết bị khoan xoay đập lắp trên máy đào phục vụ thi công hầm khẩu độ vừa và nhỏ*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [4] Marcus Rosth, *Hydraulic Power Steering System Design in road vehicle*, Linkoping University, 2007.
- [5] A. Alexandera, A. Vaccaa, D. Cristoforib (2017), *Active vibration damping in hydraulic construction machinery. Procedia Engineering, Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2016)*, Vol.176, pp.514-528.
- [6] Wolfgang Kemmetmuller, Steffen Muller, and Andreas Kugi (2007), *Mathematical Modeling and Nonlinear Controller Design for a Novel Electrohydraulic Power-Steering System*, IEEE/ASME transactions on mechatronics, Vol.12, No.1.

Ngày nhận bài:	31/7/2022
Ngày nhận bản sửa:	09/8/2022
Ngày duyệt đăng:	22/8/2022