

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ ĐIỀU CHỈNH HỆ TRUYỀN ĐỘNG MÁY ĐÀO RÃNH DẠNG XÍCH

Dương Trường Giang^{a,*}, Tăng Văn Trường^b, Nguyễn Tiến Dũng^a

^aKhoa Cơ khí, Trường Đại học Xây dựng Hà Nội,

55 đường Giải Phóng, quận Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam

^bCông ty TNHH xuất nhập khẩu TMD, số 29, Liền kề 9, khu đô thị Xa La, phường Phúc La, quận Hà Đông, Hà Nội, Việt Nam

Nhận ngày 07/4/2022, Sửa xong 12/7/2022, Chấp nhận đăng 18/7/2022

Tóm tắt

Máy đào rãnh dạng xích được sử dụng rộng rãi trên thế giới phục vụ đào rãnh trong nông nghiệp, đặt cáp ngầm, đào hào. Trong những năm gần đây, sử dụng truyền động thủy lực và tối ưu hóa kết cấu là xu hướng trong sản xuất các loại máy đó. Vấn đề quan trọng trong thiết kế là cân hợp lý hóa bộ truyền động và có khả năng điều chỉnh để nâng cao hiệu quả sử dụng. Trong nghiên cứu này chúng tôi trình bày cơ sở khoa học tính toán thiết kế và điều chỉnh hệ truyền động đồng bộ từ động cơ tới bộ phận công tác máy đào rãnh cỡ nhỏ dạng xích. Ngoài ra bài toán điều chỉnh hệ truyền động máy đào rãnh dạng xích cũng đã được chúng tôi xây dựng và khảo sát, mục tiêu là phát huy hết khả năng nguồn dẫn động. Kết quả nghiên cứu đã xác định được các thông số kỹ thuật và dữ liệu cho việc điều chỉnh từng chế độ làm việc máy đào. Phương pháp tính toán trong nghiên cứu này có thể ứng dụng cho thiết kế máy đào rãnh dạng xích cỡ nhỏ và các máy tương tự khác.

Từ khoá: công suất động cơ; hệ truyền động; áp suất; máy đào rãnh; lưu lượng.

STUDY ON THE DESIGN AND ADJUSTMENT OF THE DRIVEN OF THE CHAIN TRENCHER

Abstract

The chain trenchers are widely used in the construction for digging trenches in agriculture, especially for laying pipes, installing cables, or in preparation for trench warfare. In recent years, using the hydraulic transmission in driven systems and optimizing the structure was the trend in manufacturing those machines. The important issue in designing is the need to optimize the drive and have the ability to adjust to improve energy efficiency. In this study, the basis of calculation and design of the driven of the chain trencher was presented along with the adjustments to the hydraulic transmission system of the micro trencher. In addition, the problem of the driven of the chain trencher was built and solved in the aspect of performance optimization. The result of this research is to determine the working parameters and have the data used to adjust the machine in each working mode. This calculation method can be applied to designing micro trenchers and similar machines.

Keywords: engine capacity; hydraulic transmission; pressure; trencher; flow.

[https://doi.org/10.31814/stce.huce\(nuce\)2022-16\(3V\)-12](https://doi.org/10.31814/stce.huce(nuce)2022-16(3V)-12) © 2022 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

1. Giới thiệu

Máy đào rãnh hẹp được sử dụng phổ biến trên thế giới do có nhiều ưu điểm, nó phù hợp với các công việc như đào rãnh trong nông nghiệp, đào rãnh đặt cáp ngầm, đào rãnh đặt ống thoát nước. Xu hướng chung trong [1, 2] là thiết kế máy đào rãnh cỡ nhỏ sử dụng bộ công tác dạng xích dẫn động

*Tác giả đại diện. Địa chỉ e-mail: giangdt@huce.edu.vn (Giang, D. T.)

thủy lực được thiết kế đồng bộ, máy có kết cấu gọn nhỏ cho phép làm việc nhiều dạng địa hình khác nhau.

Đứng trước nhu cầu xã hội ở Việt Nam đã có một số các công trình nghiên cứu khoa học về máy đào rãnh hẹp trong giai đoạn vừa qua. Trong [3] đi sâu nghiên cứu bộ công tác dạng rô to của máy đào rãnh cỡ nhỏ với mục tiêu là tiết kiệm năng lượng khi đào đất. Trong [4] tính toán lực cần thiết bị công tác dạng xích và lựa chọn máy cơ sở là máy xúc lật MS500 của Trung Quốc để thiết kế máy đào rãnh hẹp, chiều sâu rãnh $H = 0,7$ m, chiều rộng rãnh $B = 0,2$ m, nền đất cấp III. Các nghiên cứu kể trên mặc dù có nhiều ưu điểm, tuy nhiên vẫn có những hạn chế như bộ công tác trong [3] không đào đất được nền đất rắn hay lẫn rễ cây, phương án sử dụng bộ công tác dạng xích trong [4] là sử dụng máy cơ sở có sẵn, khối lượng kích thước máy lớn. Các nghiên cứu trong [4] không đi thiết kế và điều chỉnh hệ truyền động, chỉ tập trung chủ yếu nghiên cứu tương tác giữa môi trường đất và bộ công tác.

Tính toán máy đào rãnh cỡ nhỏ trên thế giới cũng như ở Việt Nam đã có nhiều nghiên cứu cho phép ta xác định được lực cũng như công suất các bộ công tác [3–5]. Ngoài ra cơ sở lý thuyết chung hệ truyền động thủy lực, phương pháp tính toán hiệu suất hệ truyền động thủy lực và cơ khí cũng đã được nêu trong [6–15]. Nghiên cứu hệ truyền động máy để phát huy hết khả năng nguồn dẫn động góp phần tăng năng suất và tiết kiệm năng lượng là rất cần thiết. Tuy nhiên vấn đề thiết kế hệ truyền động, đặc biệt hệ truyền động thủy lực cho máy đào rãnh tự hành cỡ nhỏ dạng xích còn chưa thấy công bố rộng rãi hoặc là bí quyết công nghệ. Trong phạm vi nghiên cứu này chúng tôi trình bày cơ sở khoa học tính toán thiết kế và điều chỉnh hệ truyền động thủy lực máy đào rãnh cỡ nhỏ dạng xích. Do là máy cỡ nhỏ, theo xu hướng chung hệ truyền động máy được thiết kế đồng bộ từ động cơ đốt trong tới bộ công tác. Bài báo sẽ xây dựng bài toán và khảo sát bằng số, mục tiêu là phát huy hết công suất nguồn dẫn động. Phần mềm Automation Studio và Matlab được chúng tôi sử dụng để mô phỏng nguyên lý, khảo sát bằng số. Phương pháp tính toán trong nghiên cứu này góp phần phục vụ thiết kế máy đào rãnh dạng xích cỡ nhỏ và các máy tương tự khác.

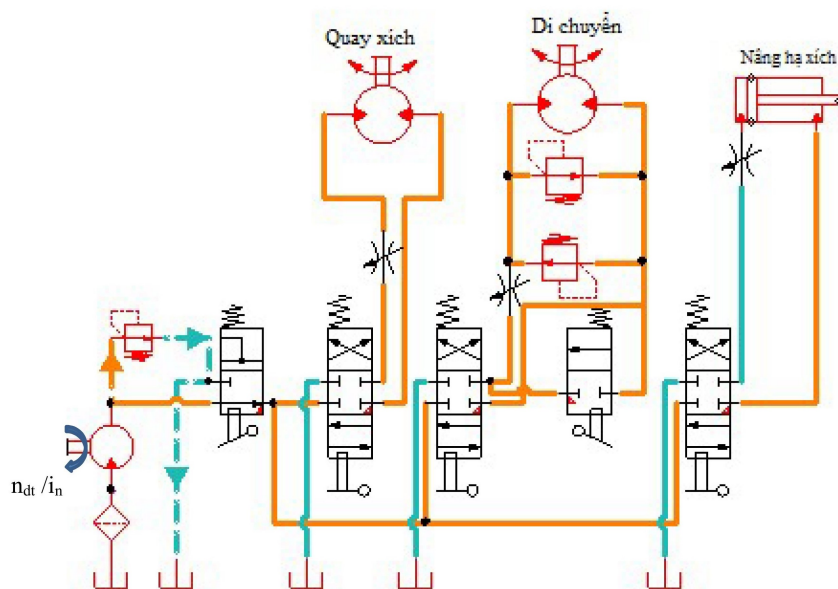
2. Nghiên cứu thiết kế và điều chỉnh hệ thống truyền động

2.1. Hệ truyền động Máy đào rãnh dạng xích

Máy đào rãnh cỡ nhỏ dạng xích dẫn động thủy lực trong nghiên cứu này được thiết kế mô tả như Hình 1 tới Hình 4, Hình 1 là mô hình máy đào rãnh cỡ nhỏ chúng tôi đã chế tạo thử nghiệm (thiết kế hệ truyền động đồng bộ, nguồn động lực là động cơ đốt trong). Máy gồm các cơ cấu công tác chính là cơ cấu quay dải xích để cắt và đào đất, cơ cấu nâng hạ xích để điều chỉnh chiều sâu rãnh đào



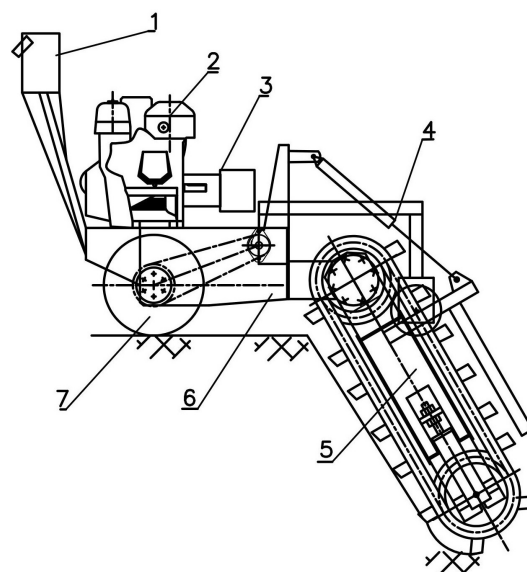
Hình 1. Máy đào rãnh cỡ nhỏ dạng xích thiết kế



Hình 2. Sơ đồ mạch truyền động thủy lực máy đào rãnh dạng xích mô phỏng trên phần mềm Automation Studio

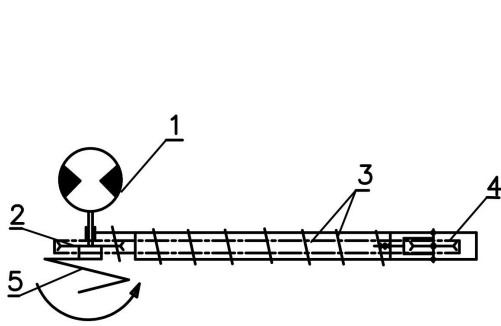
và cơ cấu di chuyển máy. Nguồn động lực là động cơ đốt trong dẫn động bơm thủy lực qua bộ truyền cơ khí có tỉ số truyền i_n . Bánh xích chủ động quay dải xích được lắp trực tiếp vào mô tơ thủy lực của cơ cấu, cơ cấu di chuyển được dẫn động từ mô tơ thủy lực thông qua bộ truyền cơ khí có tỉ số truyền là i . Để đảm bảo kết cấu nhỏ gọn thì thùng dầu là một phần của khung máy, các van điều khiển được lắp lên tay điều khiển.

Máy được thiết kế cho các chế độ làm việc kết hợp hoặc độc lập giữa các cơ cấu gồm: chế độ nổ máy không tải; chế độ đào và cắt đất, di chuyển và điều chỉnh độ sâu rãnh đào; chế độ di chuyển, đào và cắt đất độ sâu không đổi; chế độ di chuyển tự hành; chế độ thả trôi cơ cấu di chuyển. Để phù hợp với điều kiện thực tế, các phần tử thủy lực trong hệ truyền động sử dụng loại phổ biến và cho phép điều khiển trực tiếp. Dựa vào các yêu cầu trên trong nghiên cứu này sử dụng phần mềm Automation Studio 6.0 của Famic [16] mô phỏng và thiết kế mạch thủy lực đảm bảo đúng nguyên lý làm việc (Hình 2). Hệ thủy lực được thiết kế các động cơ thủy lực mắc song song và có thể làm việc đồng thời hoặc tương ứng với các chế độ làm việc khác nhau.

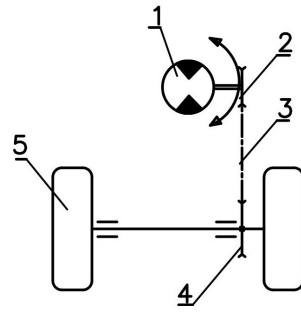


1- Hộp phân phối điều khiển; 2- Động cơ; 3 - Bộ truyền cơ khí và Bơm thủy lực; 4- Xy lanh nâng hạ xích; 5- Cụm công tác cắt và đào đất; 6- Khung máy, thùng dầu; 7 - Cơ cấu di chuyển.

Hình 3. Cấu tạo chung máy



(a) Sơ đồ dẫn động cơ cầu công tác cắt và đào đất
1- Mô tơ thủy lực; 2- Bánh xích chủ động; 3- Xích và răng cắt; 4- Bánh xích bị động; 5- Vít gạt đất



(b) Sơ đồ dẫn động cơ cầu di chuyển
1- Mô tơ thủy lực; 2- Đĩa xích chủ động; 3- Bộ truyền cơ khí; 4- Đĩa xích bị động; 5- Bánh xe chủ động

Hình 4. Sơ đồ dẫn động các cơ cấu máy đào rãnh dẫn động thủy lực

2.2. Tính toán và điều chỉnh tốc độ các cơ cấu

Các thông số cơ bản được tính ở chế độ làm việc tổng quát khi đào và cắt đất, di chuyển và điều chỉnh độ sâu rãnh đào. Công suất lý thuyết cần thiết trên trục các động cơ thủy lực gồm:

$$N_{dc} = \frac{M_{dc}n_{dc}}{9,55.10^6}; \quad N_x = \frac{M_x n_x}{9,55.10^6}; \quad N_{xl} = \frac{Fv}{1000} \quad (1)$$

trong đó n_{bx} là tốc độ quay của mô tơ dẫn động cơ cầu di chuyển, (v/ph); n_x là tốc độ quay của mô tơ dẫn động cơ cầu quay xích, (v/ph); v là vận tốc xy lanh thủy lực cơ cấu điều chỉnh độ sâu rãnh đào, (m/s); N_{dc}, N_x, N_{xl} là công suất trên trục các động cơ thủy lực cho cơ cấu di chuyển, quay xích, xy lanh nâng hạ bộ công tác, (kW).

Công suất cần thiết N_{dt} (kW) của bộ nguồn ở chế độ làm việc tổng quát, khi các cơ cấu làm việc đồng thời:

$$N_{dt} = \frac{N_x + N_{dc} + N_{xl}}{\eta_0} \quad (2)$$

trong đó η_0 là hiệu suất chung.

Lưu lượng riêng của các mô tơ thủy lực quay xích là q_x (mm³/v) và di chuyển là q_{dc} (mm³/v) có thể xác định tính toán bởi các thông số thủy lực và thông số trên trục mô tơ. Khi đó theo [7–10] ta có:

$$q_x = \frac{2\pi M_x}{p\eta_e}; \quad q_{dc} = \frac{2\pi M_{dc}}{p\eta_e} \quad (3)$$

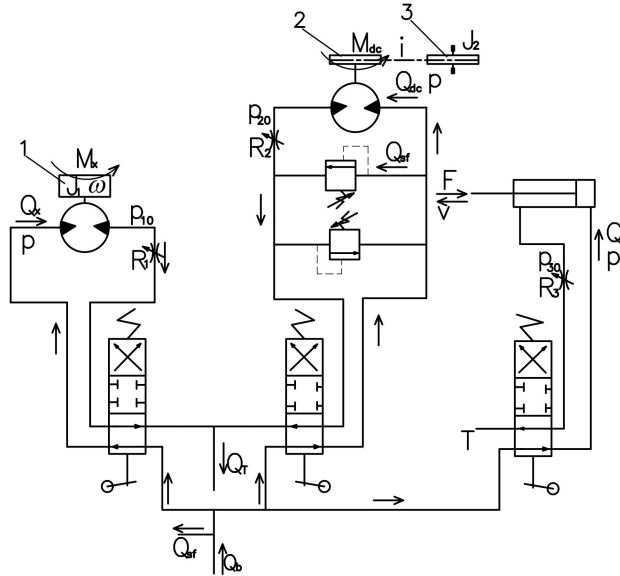
trong đó p là áp suất định mức, (N/mm²); η_e là hiệu suất bơm và mô tơ thủy lực.

Chúng tôi sử dụng các sức cản thủy lực bằng các van tiết lưu lắp vào đường ống để điều chỉnh tốc độ các động cơ thủy lực của máy đào rãnh dạng xích. Đây là phương án đơn giản và cho chi phí thấp [7–10]. Vận tốc các động cơ thủy lực khi đặt các van tiết lưu sẽ phụ thuộc vào các thông số cơ bản hệ thủy lực, diện tích khe hở van, dạng khe hở, trọng lượng riêng dầu thủy lực và môi trường. . .

Xét sơ đồ tính trong Hình 5, phương trình cân bằng lưu lượng như sau:

$$Q_b = Q_r + Q_{sf} + Q_{c1} + Q_x + Q_{c2} + Q_{dc} + Q_{c3} + Q_{xl} \quad (4)$$

trong đó, Q_{sf} là tổng lưu lượng dầu khi qua van an toàn tràn về thùng dầu; Q_r là lưu lượng dầu do rò rỉ qua các phần tử thủy lực; Q_{c1}, Q_{c2}, Q_{c3} là lưu lượng do biến dạng đàn hồi của dầu; Q_x, Q_{dc}, Q_{xl} là lưu lượng dầu cần thiết cấp cho các mô tơ thủy lực và xy lanh thủy lực. Đơn vị của lưu lượng là thể tích chất lỏng trên đơn vị thời gian, (mm^3/s).



1- Đĩa xích chủ động của có cấu quay xích; 2- Đĩa xích chủ động cơ cấu di chuyển;
3- Đĩa xích bị động trên trục bánh xe

Hình 5. Sơ đồ tính toán và bố trí van tiết lưu điều chỉnh tốc độ các động cơ thủy lực

Bỏ qua các tổn thất do rò rỉ, biến dạng đàn hồi của dầu thủy lực. Lưu lượng dầu qua động cơ thủy lực quay xích, di chuyển và xy lanh thủy lực phụ thuộc vào việc điều chỉnh các sức cản thủy lực lắp đặt vào đường ống. Theo [7–10] lưu lượng qua các sức cản thủy lực được tính bởi công thức phụ thuộc diện tích khe hẹp, độ chênh áp, hệ số lưu lượng, trọng lượng riêng dầu. Từ sơ đồ điều chỉnh tốc độ các động cơ thủy lực (Hình 5), phương trình (4) được thay thế các thông số lưu lượng qua các van tiết lưu và biến đổi thành phương trình (5). Tiếp tục biến đổi ta có phương trình (6) khi thay công thức tính toán lưu lượng bơm thủy lực bởi các thông số của bơm và bộ truyền ngoài khi bỏ qua áp suất về thùng dầu p_T :

$$Q_b = Q_{sf} + \mu A_1 \sqrt{\frac{2g(p_{10} - p_T)}{\gamma}} + \mu A_2 \sqrt{\frac{2g(p_{20} - p_T)}{\gamma}} + \frac{\mu A_3 \sqrt{\frac{2g(p_{30} - p_T)}{\gamma}}}{A_c} A_p \quad (5)$$

$$\frac{q_b n_{dt} \eta_e}{i_n} - Q_{sf} = \mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \left(A_1 \sqrt{p_{10}} + A_2 \sqrt{p_{20}} + A_3 \sqrt{p_{30}} \frac{A_p}{A_c} \right); \quad p_T = 0 \quad (6)$$

trong đó μ là hệ số lưu lượng; γ là trọng lượng riêng dầu thủy lực, (N/mm^2); g là gia tốc trọng trường, (mm/s^2); A_1, A_2, A_3 là diện tích khe hở các van tiết lưu lắp đặt, (mm^2); p_{10}, p_{20}, p_{30} là áp suất dầu vào các van tiết lưu, (N/mm^2); i_n tỉ số truyền của bộ truyền cơ khí từ động cơ dẫn động bơm thủy lực; A_p, A_c là diện tích pít tông ở 2 phía xy lanh cơ cấu điều chỉnh chiều sâu rãnh đào, (mm^2); q_b là lưu

lượng riêng của bơm thủy lực, (mm^3/v); n_{dt} là tốc độ quay của động cơ đốt trong tương ứng công suất thiết kế, (v/s); η_T là áp suất đầu hồi (có thể bỏ qua khi tính toán nếu dầu đưa về thùng). Với các thông số trên thì đơn vị của lưu lượng bơm Q_b là (mm^3/s).

Phương trình cân bằng lực trên các động cơ thủy lực trong điều kiện làm việc nặng nhọc nhất, áp suất dầu lớn nhất giới hạn bởi van an toàn thiết kế không vượt quá 10%:

$$\frac{q_x}{2\pi}(p_{\max} - p_{10})\eta_e = M_x^{\max} + J_1\dot{\omega} \quad (7)$$

$$\frac{q_{dc}}{2\pi}(p_{\max} - p_{20})\eta_e = M_{dc}^{\max} + \frac{W_j D_{bx}}{2i\eta_x} \quad (8)$$

$$(A_p p_{\max} - A_c p_{30})\eta_{xl} = F_{\max} + m\dot{v} \quad (9)$$

trong đó, p_{\max} là áp suất lớn nhất của hệ thống thủy lực, thông thường được lấy vượt 10% áp suất định mức, (N/mm^2); F_{\max} , M_x^{\max} , M_{dc}^{\max} là lực (N) và mô men (Nmm) tác dụng vào xy lanh và các mô tơ thủy lực trong thời kỳ chuyển động ổn định; D_{bx} là đường kính bánh xe dẫn động, (mm); J_1 là mô men quán tính quy đổi về trục mô tơ dẫn động xích, (kgmm^2); ω là vận tốc góc cơ cấu quay xích, (rad/s^2); m là khối lượng chuyển động tịnh tiến cơ cấu điều chỉnh chiều sâu rãnh đào, (kg); i là tỉ số truyền bộ truyền cơ khí cơ cấu di chuyển máy; η_x là hiệu suất bộ truyền cơ khí; W_j là lực cản di chuyển máy do quán tính, (N).

Giá trị của W_j được xác định theo [17]:

$$W_j = [m_M + \frac{J_2}{(0,5D_{bx})^2}]\dot{v}_{dc} \quad (10)$$

trong đó m_M là khối lượng máy (kg); J_2 là mô men quán tính trên trục bánh xe dẫn động di chuyển, (kgmm^2); \dot{v}_{dc} là gia tốc di chuyển máy khi đào đất, (m/s^2).

Rút các giá trị áp suất p_{10} , p_{20} , p_{30} của các phương trình cân bằng lực trên thay vào (6) ta có phương trình (11).

$$\begin{aligned} & \left(A_1 \sqrt{\frac{\frac{q_x}{2\pi} p_{\max} \eta_e - M_x^{\max} - J_1 \dot{\omega}_1}{\frac{q_x}{2\pi} \eta_e}} + A_2 \sqrt{\frac{\frac{q_{dc}}{2\pi} p_{\max} \eta_e - M_{dc}^{\max} - \frac{W_j D_{bx}}{2i\eta_x}}{\frac{q_{dc}}{2\pi} \eta_e}} \right. \\ & \left. + A_3 \sqrt{\frac{A_p p_{\max} \eta_{xl} - F_{\max} - m\dot{v}}{A_c \eta_e} \frac{A_p}{A_c}} \right) = \left(\frac{q_b n_{dt} \eta_e}{i_n} - Q_{sf} \right) \frac{1}{\mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}} \end{aligned} \quad (11)$$

Theo sơ đồ nguyên lý mạch thủy lực của Hình 5, giá trị vận tốc thực tế động cơ thủy lực theo các thông số van tiết lưu và thông số động cơ là:

$$n_x = 60 \frac{\mu A_1 \sqrt{\frac{2g(p_{10} - p_T)}{\gamma}}}{q_x \eta_e}; \quad n_{dc} = 60 \frac{\mu A_2 \sqrt{\frac{2g(p_{20} - p_T)}{\gamma}}}{q_{dc} \eta_e}; \quad v = \frac{\mu A_3 \sqrt{\frac{2g(p_{30} - p_T)}{\gamma}}}{1000 A_c \eta_e} \quad (12)$$

trong đó tốc độ quay của mô tơ quay xích n_x và di chuyển n_{dc} có đơn vị là (v/ph), tốc độ xi lanh v là (m/s).

Các phương trình (11) và (12) cho phép tính toán chính xác và kiểm tra lại các thông số lựa chọn nhằm đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật, cũng như thiết kế và điều khiển hệ truyền động thủy lực.

2.3. Xây dựng bài toán điều chỉnh hệ truyền động máy đào rãnh dạng xích

Xác định diện tích các sức cản thủy lực A_1, A_2, A_3 của các van tiết lưu, mục tiêu là sử dụng hết lưu lượng của bơm theo các chế độ làm việc góp phần tăng năng suất và tiết kiệm năng lượng. Trong đó lưu lượng bơm thủy lực Q_b được xác định theo phương trình (8) và biến đổi qua các thông số điều chỉnh là phương trình (11). Giả thiết của bài toán là bỏ qua các tổn thất lưu lượng do rò rỉ, tổn thất lưu lượng do biến dạng đàn hồi dầu thủy lực, các thông số dầu thủy lực là hằng số không phụ thuộc vào nhiệt độ, dạng khe hở sức cản thủy lực với hệ số lưu lượng μ là xác định, van phân phối và đường ống gây tổn thất là không đáng kể so với các sức cản thủy lực. Hiệu suất chung của hệ truyền động và hiệu suất các phần tử thủy lực, cơ khí coi là giá trị cho trước. Quy luật hoặc giá trị lực, mô men tác dụng vào các động cơ thủy lực là xác định.

Khi đó theo nguyên lý làm việc máy mô tả mục 2.1, các giả thiết nêu trên, bài toán đặt ra từng chế độ làm việc cơ bản như sau:

- Chế độ đào và cắt đất, di chuyển máy và điều chỉnh độ sâu rãnh đào (các động cơ thủy lực đều làm việc):

$$Q_b = f(A_1, A_2, A_3); \quad Q_{sf} = 0; \quad A_1 \geq 0, \quad A_2 \geq 0, \quad A_3 \geq 0 \quad (13)$$

- Chế độ làm việc đào và cắt đất, di chuyển với chiều sâu rãnh đào không đổi ($A_3 = 0$ hoặc van phân phối điều khiển xy lanh thủy lực ở vị trí trung gian O):

$$Q_b = f(A_1, A_2); \quad Q_{sf} = 0; \quad A_3 = 0; \quad A_1 \geq 0, \quad A_2 \geq 0 \quad (14)$$

- Chế độ di chuyển tự hành ($A_1 = 0, A_3 = 0$ hoặc van phân phối điều khiển mô tơ quay xích và xy lanh thủy lực ở vị trí trung gian O):

$$Q_b = f(A_2); \quad Q_{sf} \rightarrow \min; \quad A_1 = 0; \quad A_3 = 0; \quad A_2 \geq 0 \quad (15)$$

Với các điều kiện trên, ở mỗi chế độ làm việc chúng ta xác định được mối quan hệ điều chỉnh diện tích khe hở của van tiết lưu. Căn cứ vai trò từng cơ cấu chúng tôi khảo sát để xác định các giá trị thông số A_1, A_2, A_3 cụ thể theo điều kiện bài toán.

Bảng 1. Các số liệu cho trước xác định các thông số hệ truyền động máy đào rãnh dạng xích dẫn động thủy lực

Thông số	$M_x = M_x^{\max}$ (Nmm)	$M_{dc} = M_{dc}^{\max}$ (Nmm)	$F = F_{\max}$ (N)	n_x (v/ph)	n_{dc} (v/ph)	v (m/s)
Giá trị	920000	850000	1000	55	12	0,5
Thông số	D_{bx} (mm)	g (mm/s ²)	η_0	η_e	η_x	i
Giá trị	600	$9,81 \cdot 10^3$	0,8	0,92	0,9	1,08
Thông số	μ	γ (N/mm ³)	J_1 (kgmm ²)	J_2 (kgmm ²)	ω_1 (rad/s ²)	\dot{v}_{dc} (m/s ²)
Giá trị	0,6	$8,53 \cdot 10^{-6}$	$0,1875 \cdot 10^6$	$0,225 \cdot 10^6$	2,617	0.15
Thông số	\dot{v} (m/s ²)	m (kg)	m_M (kg)	A_p (mm ²)	A_c (mm ²)	p_T (N/mm ²)
Giá trị	0,2	80	250	1256	942	0

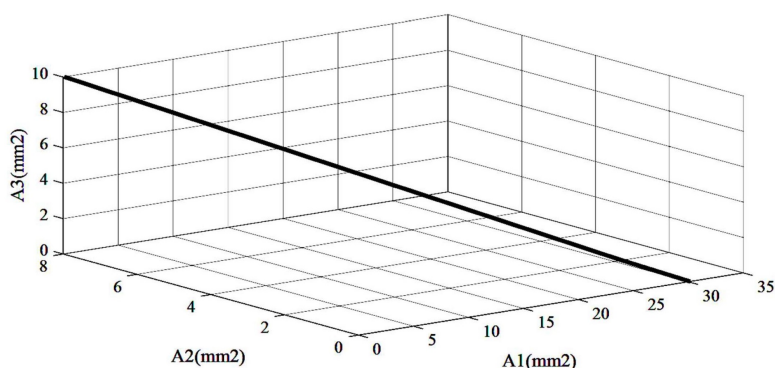
3. Ví dụ tính toán và khảo sát

Các số liệu cho trước trong Bảng 1 là của máy đào rãnh dạng xích có thể đào rãnh rộng 150 mm và sâu 915 mm, đào đất cấp 3 (Hình 1). Kết quả tính toán các thông số cơ bản cho Bảng 2. Chọn

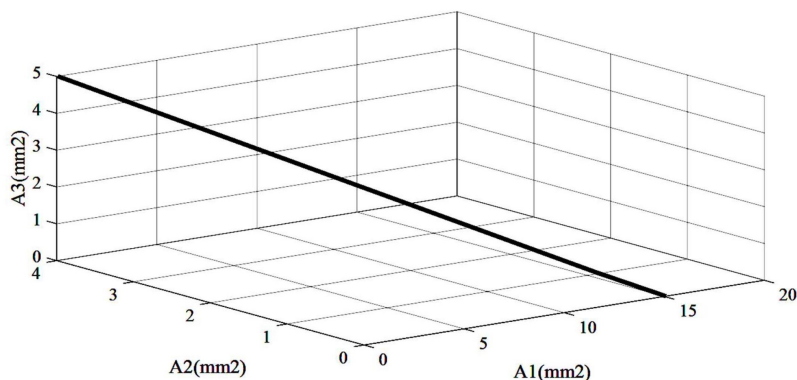
miền áp suất định mức theo dây tiêu chuẩn [18] để thiết kế là $p = 16 \text{ N/mm}^2$, áp suất lớn nhất thiết kế cho phép vượt 10% so với áp suất định mức. Dựa trên kết quả tính toán, động cơ đốt trong HONDA GX390 được chọn để lắp cho máy, theo đặc tính kỹ thuật có công suất định mức 8,7 kW tại số vòng quay 3600 v/ph hay 60 v/s [19]. Căn cứ kết quả tính Bảng 2, theo dây tiêu chuẩn trong [20] chọn bơm thủy lực có lưu lượng riêng $q_b = 4.10^4 \text{ mm}^3/\text{v}$, mô tơ thủy lực cho cơ cấu quay xích và di chuyển $q_x = q_{dc} = 4.10^5 \text{ mm}^3/\text{v}$. Hình 6 tới Hình 10 là kết quả tính toán và khảo sát mối quan hệ diện tích các sức cản thủy lực ở từng chế độ làm việc khi sử dụng toàn bộ lưu lượng của bơm thủy lực của bài toán mô tả mục 2.3, tương ứng bộ truyền cơ khí có tỉ số truyền i_n .

Bảng 2. Kết quả tính toán các thông số cơ bản hệ truyền động thủy lực máy đào rãnh dạng xích dẫn động thủy lực

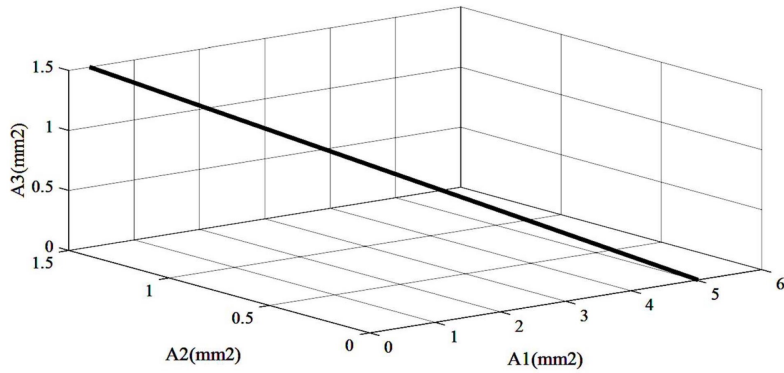
Thông số	N_{dt} (kW)	p_{\max} (N/mm ²)	q_b (mm ³ /v)	q_x (mm ³ /v)
Giá trị	8,58	17,6 (16)	$3,97.10^4$	4.10^5
Thông số	q_{dc} (mm ³ /v)	p_{10} (N/mm ²)	p_{20} (N/mm ²)	p_{30} (N/mm ²)
Giá trị	$3,7.10^5$	6,47	2,89	22,24



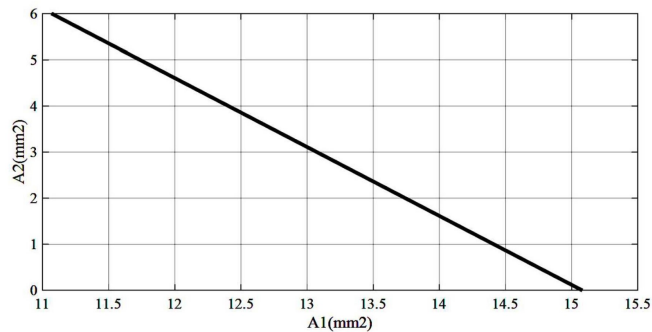
Hình 6. Diện tích van tiết lưu cho các cơ cấu ở chế độ tổng quát khi đào và cắt đất, di chuyển và điều chỉnh độ sâu rãnh đào (trường hợp $i_n = 1$)



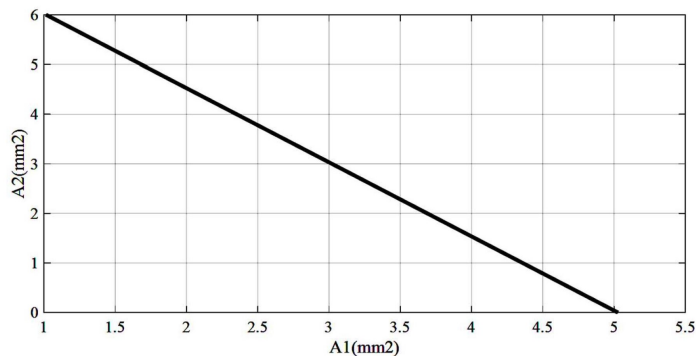
Hình 7. Diện tích van tiết lưu cho các cơ cấu ở chế độ tổng quát khi đào và cắt đất, di chuyển và điều chỉnh độ sâu rãnh đào (trường hợp $i_n = 2$)



Hình 8. Diện tích van tiết lưu cho các cơ cấu ở chế độ tổng quát khi đào và cắt đất, di chuyển và điều chỉnh độ sâu rãnh đào (trường hợp $i_n = 6$)



Hình 9. Diện tích van tiết lưu cho các cơ cấu ở chế độ đào và cắt đất, di chuyển với độ sâu rãnh đào không đổi (trường hợp $i_n = 2$)



Hình 10. Diện tích van tiết lưu cho các cơ cấu ở chế độ đào và cắt đất, di chuyển với độ sâu rãnh đào không đổi (trường hợp $i_n = 6$)

Kết quả tính toán khảo sát, điều chỉnh diện tích van tiết lưu ở chế độ đào và cắt đất, di chuyển máy và điều chỉnh độ sâu rãnh đào (các động cơ thủy lực đều làm việc) cho Bảng 3 (Hình 6 tới Hình 8). Trường hợp khảo sát tỉ số truyền bộ truyền cơ khí dẫn động bơm thủy lực $i_n = 1, i_n = 2$ và $i_n = 6$, diện tích sức cản thủy lực được điều chỉnh dựa trên cơ sở đảm bảo phát huy hết lưu lượng nguồn. Tuy

Bảng 3. Điều chỉnh diện tích các van tiết lưu và tốc độ các cơ cấu ở chế độ làm việc khi đào và cắt đất, di chuyển và điều chỉnh độ sâu rãnh đào

Trường hợp $i_n = 1, Q_{sf} = 0$						
Thông số	A_1 (mm ²)	A_2 (mm ²)	A_3 (mm ²)	n_x (v/ph)	n_{dc} (v/ph)	v (m/s)
Giá trị	12	4,5	6	143	36	0,94
Trường hợp $i_n = 2, Q_{sf} = 0$						
Giá trị	5	1,6	3,6	59,68	12,77	0,56
Trường hợp $i_n = 6, Q_{sf} = 0$						
Giá trị	1,8	1	1	21,5	7,98	0,156

nhiên tốc độ động cơ thủy lực trường hợp $i_n = 1$ tăng nhiều so với thông số yêu cầu, trường hợp $i_n = 2$ xấp xỉ so với thông số yêu cầu, trường hợp $i_n = 6$ nhỏ hơn so với thông số yêu cầu. Vì vậy khi xem lực tác dụng vào bộ công tác là xác định thì công suất động cơ đã chọn không đủ trong trường hợp $i_n = 1$. Kết quả tính toán khảo sát, điều chỉnh diện tích van tiết lưu ở chế độ đào và cắt đất, di chuyển máy với độ sâu rãnh đào không đổi cho Bảng 4 (Hình 9 và Hình 10). Khảo sát xác định các diện tích van tiết lưu trường hợp $i_n = 2$ và $i_n = 6$, tương tự ở chế độ làm việc khi điều chỉnh độ sâu đào, tốc độ mô tơ thủy lực tăng so với thông số yêu cầu. Kết quả tính toán khảo sát, điều chỉnh diện tích van tiết lưu ở chế độ di chuyển tự hành cho Bảng 5 cho trường hợp $i_n = 2$ và $i_n = 6$. Kết quả tính toán cho thấy ở chế độ này cho phép tốc độ di chuyển lớn nhất tăng gấp 15 lần khi $i_n = 2$ và 5 lần khi $i_n = 6$ so với tốc độ làm việc thiết kế ở chế độ tổng quát làm việc nặng nhọc nhất.

Bảng 4. Điều chỉnh diện tích van tiết lưu và tốc độ các cơ cấu ở chế độ khi đào và cắt đất, không điều chỉnh độ sâu rãnh đào

Trường hợp $i_n = 2, Q_{sf} = 0$						
Thông số	A_1 (mm ²)	A_2 (mm ²)	A_3 (mm ²)	n_x (v/ph)	n_{dc} (v/ph)	v (m/s)
Giá trị	12,3	4	0	143,2	32	0
Trường hợp $i_n = 6, Q_{sf} = 0$						
Giá trị	3,8	1,8	0	45,35	14,36	0

Bảng 5. Điều chỉnh diện tích các van tiết lưu và tốc độ các cơ cấu ở chế độ di chuyển tự hành

Trường hợp $i_n = 2, Q_{sf} = 0$						
Thông số	A_1 (mm ²)	A_2 (mm ²)	A_3 (mm ²)	n_x (v/ph)	n_{dc} (v/ph)	v (m/s)
Giá trị	0	22,5	0	0	179,6	0
Trường hợp $i_n = 6, Q_{sf} = 0$						
Giá trị	0	7,5	0	0	59,87	0

Sau khi khảo sát và phân tích số liệu ở trên, chúng tôi đã xác định được các thông số thiết kế và điều chỉnh máy đào rãnh dạng xích. Bộ truyền cơ khí dẫn động bơm thủy lực chọn $i_n = 2$. Các van tiết lưu có diện tích lưu thông lớn nhất cần thiết cho cơ cấu quay xích là $A_{1\max} \geq 12 \text{ mm}^2$, cho cơ cấu di chuyển $A_{2\max} \geq 22,5 \text{ mm}^2$, cho cơ cấu điều chỉnh độ sâu rãnh đào $A_{3\max} \geq 3,6 \text{ mm}^2$. Khi thiết kế chọn van tiết lưu có điều khiển với diện tích khe hở lưu thông cần phải lớn hơn các giá trị nêu trên. Việc điều chỉnh từng chế độ làm việc vận hành máy được thiết kế như sau:

- Chế độ đào và cắt đất, di chuyển máy và điều chỉnh độ sâu rãnh đào (các động cơ thủy lực đều làm việc): $A_1 = 5 \text{ mm}^2$, $A_2 = 1,6 \text{ mm}^2$, $A_3 = 3,6 \text{ mm}^2$.
- Chế độ đào và cắt đất, di chuyển máy và độ sâu rãnh đào không đổi: $A_{1\max} = 12 \text{ mm}^2$, $A_{2\max} = 4 \text{ mm}^2$.
- Chế độ di chuyển tự hành: $A_{2\max} = 22,5 \text{ mm}^2$.

Bảng 6. So sánh giữa các thông số cần thiết và giá trị thiết kế ở chế độ làm việc khi đào và cắt đất, di chuyển và điều chỉnh độ sâu rãnh đào

Các thông số thiết kế và điều chỉnh, $p = 16 \text{ N/mm}^2$, $i_n = 2$, $A_1 = 5 \text{ mm}^2$, $A_2 = 1,6 \text{ mm}^2$, $A_3 = 3,6 \text{ mm}^2$			
Thông số	Cần thiết	Giá trị thiết kế	Sai lệch (%)
Lưu lượng bơm, (mm^3/s)	1095781	1104000	0,74
Tốc độ mô tơ quay xích, (v/ph)	55	59,68	8,5
Tốc độ mô tơ di chuyển (v/ph)	12	12,77	6,4
Tốc độ đẩy xy lanh, (m/s)	0,5	0,56	12,7
Mô men quay của mô tơ quay xích, (Nmm)	920000	937579	1,88
Mô men quay của mô tơ di chuyển, (Nmm)	850000	937579	9,34
Lực đẩy xy lanh lớn nhất với $p_{\max} = 17,6 \text{ N/mm}^2$, (N)	1000	1000	0

Lựa chọn các thông số dựa trên chế độ làm việc nặng nhọc nhất khi các động cơ đều làm việc, ở các chế độ khác có thể điều chỉnh diện tích các sức cản thủy lực để tăng năng suất (khi lực cản nhỏ hơn giá trị thiết kế) sẽ cho phép phát huy hết lưu lượng của nguồn. Bảng 6 là sự so sánh đánh giá ở điều kiện làm việc này giữa thông số yêu cầu và thông số sau khi tính toán lựa chọn thiết kế về lưu lượng, tốc độ và lực. Sự sai lệch giữa thông số yêu cầu và thiết kế là do các thông số của bơm hay động cơ thủy lực là các thông số chọn theo dãy tiêu chuẩn phù hợp với thực tế.

4. Kết luận

Trong bài báo này chúng tôi đã trình bày cơ sở khoa học tính toán thiết kế và điều chỉnh hệ truyền động thủy lực máy đào rãnh cỡ nhỏ dạng xích. Kết quả nghiên cứu có những đóng góp mới và giá trị khoa học. Nội dung bài báo đã đạt các kết quả chính như sau:

- Nghiên cứu tính toán và thiết kế đồng bộ hệ truyền động từ động cơ đốt trong tới các cơ cấu công tác.
- Xây dựng bài toán điều chỉnh hệ truyền động máy đào rãnh dạng xích và tính toán khảo sát, mục tiêu phát huy hết khả năng nguồn dẫn động, góp phần tăng năng suất và tiết kiệm năng lượng.
- Kết quả nghiên cứu thông qua một ví dụ cụ thể và mô phỏng nguyên lý, xác định được các thông số kỹ thuật, cũng như thông số điều chỉnh tương ứng từng chế độ làm việc.
- Phương pháp tính toán trong nghiên cứu này ngoài việc phục vụ thiết kế máy đào rãnh dạng xích cỡ nhỏ, nó cũng có thể ứng dụng cho các máy khác có nguyên lý tương tự.

Tài liệu tham khảo

- [1] Barreto Manufacturing, Inc. [Barreto 13STKH/16STKB Track Trencher](#). Truy cập ngày 29/3/2022.
- [2] Ditch Witch Factory. [Trenching machine](#). Truy cập ngày 29/3/2022.
- [3] Dung, P. Q., et al. *Nghiên cứu, thiết kế máy và chế tạo máy đào cỡ siêu nhỏ có chế độ làm việc liên tục*. Đề tài NCKH mã số 01C-01/06-2013-2, thành phố Hà Nội.
- [4] Dung, P. Q., Nam, N. T., Minh, P. V. (2017). Xác định các thông số cơ bản của thiết bị công tác và lựa chọn máy cơ sở đối với máy đào rãnh hẹp. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng (KHCN XD) - ĐHXDHN*, 11 (4):134– 138.
- [5] Mellor, M. (1975). *Mechanics of cutting and boring*. USA Army Cold Research and Engineering Laboratory, Hanover, New Hampshire.
- [6] Giang, D. T. (2020). [Lựa chọn phương pháp điều khiển sức cản thủy lực trong hệ thống thủy lực trên cơ cấu lắp dựng cần trục tháp](#). *Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng (KHCN XD) - ĐHXDHN*, 14(3V): 140–148.
- [7] Herbert, E. M. (1967). *Hydraulic control systems*. John Wiley & Sons, Inc.
- [8] Peter, C. (2015). *Principles of hydraulic systems design*. Momentum Press, LLC, New York.
- [9] Andrew, A. P. (1999). *Hydraulics and pneumatics*. Elsevier Science & Technology Books.
- [10] JonhS, C. (2010). *Fluid power circuits and control*. CRC Press.
- [11] Xiong, S., Wilfong, G., Lumkes, J. (2019). [Components sizing and performance analysis of hydro-mechanical power split transmission applied to a wheel loader](#). *Energies*, 12(9):1613.
- [12] Wang, W., Cai, X. (2019). [A study on the design approach and theory for the hydrostatic propulsion drive system of a tamping machine](#). *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 692(1): 012019.
- [13] Jangnoi, T., Pinsopon, U. (2018). [Velocity control of electro-hydraulic pump control system using gear pump](#). *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, 14:2307–2323.
- [14] Zavadinka, P., Kriššák, P. (2012). Simulation of vehicle working conditions with hydrostatic pump and motor control algorithm. *Journal of Automation Mobile Robotics and Intelligent Systems*, 6:40–46.
- [15] Sumair, S., Sunny, P., Siddhesh, O., Sandeepan, B. (2014). [Hydrostatic transmission as an alternative to conventional gearbox](#). *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 03(05):136–142.
- [16] Famic Technologies Inc. [Technologies included in automation studio](#). Truy cập ngày 29/3/2022.
- [17] Hung, N. N., Dung, P. Q., Mai, N. T. (2001). *Máy xây dựng*. Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật.
- [18] ISO 2944:2000. *Fluid power systems and components - Nominal pressures*. International Organization for Standardization.
- [19] Honda Engines Group. [Engine overview](#). Truy cập ngày 29/3/2022.
- [20] ISO 3662:1976. *Hydraulic fluid power - Pumps and motors - Geometric displacements*. International Organization for Standardization.