

MÔ HÌNH TOÁN CỦA HỆ DẪN ĐỘNG THỦY TĨNH CHO BỘ PHẬN DI CHUYỂN CỦA MÁY XÂY DỰNG VÀ MÁY LÀM ĐƯỜNG

MATHEMATICAL MODELING OF HYDRAULIC DRIVING SYSTEMS OF RUNNING EQUIPMENT IN ROAD CONSTRUCTION MACHINERY

Vũ Hải Quân^{1,*},
Bùi Văn Hải¹, Hoàng Quang Tuấn¹

TÓM TẮT

Hiệu suất làm việc của máy xây dựng, làm đường đa chức năng phụ thuộc vào số lượng các cơ cấu thực hiện nhiệm vụ tại cùng một thời điểm. Hệ thống trích công suất từ nguồn động lực để dẫn động bộ phận di chuyển và các cơ cấu thực hiện nhiệm vụ công tác của máy xây dựng, làm đường không ngừng phát triển theo chiều hướng sử dụng nhiều hơn các phương thức dẫn động bằng thủy lực. Trong quá trình thiết kế cơ cấu dẫn động thủy lực của máy xây dựng và máy làm đường, một vấn đề cấp bách đặt ra đó là việc phân chia dòng công suất từ nguồn động lực để dẫn động cơ cấu di chuyển và bộ phận công tác của máy. Ngày nay, những công ty hàng đầu trong lĩnh vực này không tập trung vào việc thiết kế chế tạo bộ phận phân chia dòng công suất mà thường ưu tiên sản xuất những loại bơm đa dòng có giá thành đắt đỏ. Một trong những hướng nghiên cứu để nâng cao hiệu suất làm việc của máy xây dựng, làm đường đa chức năng đó là thực hiện dẫn động thủy lực cơ cấu di chuyển dựa trên cơ sở của hệ thống bơm tích hợp bao gồm bơm một dòng và bộ phận phân chia chất lỏng làm việc.

Từ khóa: Máy xây dựng và làm đường đa chức năng, dẫn động thủy lực học, máy kéo bốn bánh dẫn động, dòng chảy chất lỏng làm việc, dẫn động thủy lực hai động cơ.

ABSTRACT

Operational efficiency of multi-functional road construction machines depends on number of working bodies which are simultaneously performing technological operations. Systems for propulsion pto to the running equipment drive and active working bodies of road construction machines are developing in the way of using three-axis hydraulic drives. When designing a hydraulic system for road construction machinery dividing of power flow from propulsion to the running equipment drive and active working bodies is considered as rather essential problem. Leading companies do not pay attention to the development of flow divider designs, preferring to produce more expensive multi-flow pumps. One of the ways to increase efficiency of multi-functional road construction machinery is an implementation of running equipment hydraulic driving system based on a mono-aggregate pump unit which consists of a pump and a volumetric divider of power fluid flow.

Keywords: Multi-functional road construction machinery, hydraulic volumetric power transmission, four-wheel drive machine, working fluid flow, dual-motor hydraulic drive.

¹Khoa Công nghệ Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: haiquan1211@gmail.com

Ngày nhận bài: 05/9/2017

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 05/11/2017

Ngày chấp nhận đăng: 26/02/2018

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

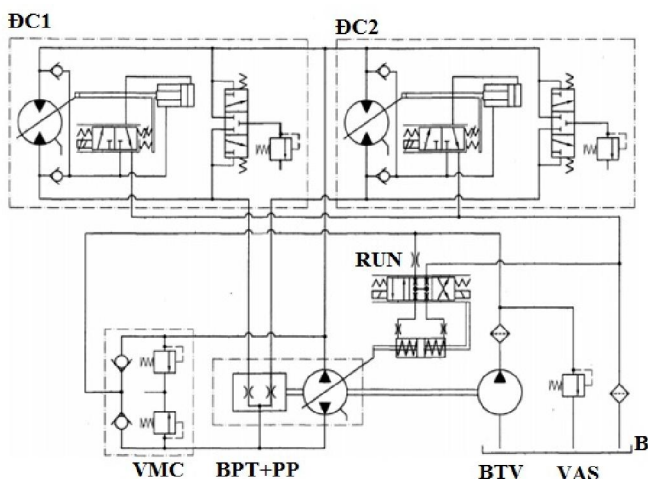
Hiệu suất làm việc của máy xây dựng, làm đường đa chức năng phụ thuộc vào số lượng các bộ phận công tác thực hiện nhiệm vụ tại cùng một thời điểm. Hệ thống trích công suất từ nguồn động lực để dẫn động bộ phận di chuyển và các cơ cấu công tác thực hiện nhiệm vụ riêng biệt của máy xây dựng và làm đường đa chức năng không ngừng phát triển theo chiều hướng sử dụng nhiều hơn các phương thức dẫn động bằng thủy lực. Kết cấu của hệ thống dẫn động thủy lực bộ phận di chuyển của máy xây dựng và làm đường hiện đại được tạo thành từ hệ truyền động thủy lực có dạng mạch kín dựa trên cơ sở tích hợp chung hoặc tách riêng hai cơ cấu - máy thủy lực [1,2]. Một trong những hướng nhằm nâng cao chất lượng đặc tính kéo của máy đó là việc thiết kế hệ dẫn động độc lập giữa các cầu chủ động bằng cách bố trí tăng thêm số lượng các bơm thủy lực. Trong kết cấu của máy làm đường và xây dựng bánh hơi phía sau động cơ sẽ được bố trí hộp phân phối, cho phép dẫn động ba bơm thủy lực khác nhau, hai trong số đó sử dụng truyền năng lượng tới động cơ thủy lực để dẫn động các bánh xe tại mỗi cầu chủ động, còn bơm thứ ba sử dụng để trợ lực lái. Việc tăng khối lượng riêng của các chi tiết trong hệ dẫn động cơ khí có ảnh hưởng xấu tới việc bố trí các cơ cấu công tác của máy [1]. Khó khăn trong việc chế tạo các cơ cấu dẫn động cơ khí cho bộ phận di chuyển của máy làm đường và xây dựng đa chức năng bởi vì số lượng những nhà máy sản xuất những phương tiện này không nhiều và sản lượng sản xuất không lớn. Do đó sức cạnh tranh trong sản xuất cũng như nguồn cung trang thiết bị không được sẵn có.

Một trong những nguồn năng lượng tiềm tàng của hệ thống dẫn động thủy lực sử dụng nhiều động cơ thủy lực cho phép giảm khối lượng riêng của cơ cấu truyền động cơ khí thuần túy, trong hệ thống dẫn động của bộ phận di chuyển. Nó cho phép giảm số lượng bơm thủy lực cần thiết, giảm

được kích thước và chi phí nguyên vật liệu trong sản xuất van phân phối dẫn động bơm. Vấn đề nêu trên có thể được giải quyết bằng việc thiết kế kết hợp cơ cấu bơm bao gồm bơm thủy lực một dòng và bộ phận phân chia dòng thủy lực hợp thành một cơ cấu duy nhất.

2. HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG THỦY LỰC BỘ PHẬN DI CHUYỂN CỦA MÁY XÂY DỰNG

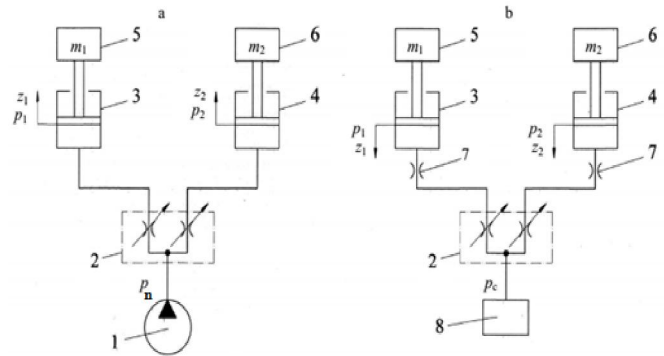
Trước hết, xem xét một trong những biện pháp kỹ thuật áp dụng truyền động thủy tĩnh để dẫn động bộ phận di chuyển của máy làm đường và xây dựng đa chức năng. Trên cơ sở của một cơ cấu bơm thủy lực tích hợp của hệ truyền động thủy tĩnh bao gồm một bơm pittông hướng trục một dòng có khả năng thay đổi thể tích làm việc (BPT), được trang bị cơ cấu phân phối kiểu rời rạc (PP) (BPT+PP), có chức năng phân chia hay tổng hợp các dòng chất lỏng của bơm pittông và một bơm tiếp vận có kết cấu dạng bánh răng (BTV) (hình 1) [2, 5]. Cơ cấu bơm tích hợp có nhiệm vụ cung cấp năng lượng cho các động cơ thủy lực có khả năng thay đổi thể tích làm việc động cơ thủy lực thứ nhất (ĐC1), động cơ thủy lực thứ 2 (ĐC2) để dẫn động các cầu chủ động của máy kéo. Việc thay đổi tốc độ di chuyển của máy kéo được thực hiện bằng cách thay đổi công suất làm việc của bơm pittông qua việc thay đổi góc nghiêng giữa trục của đĩa nghiêng và rôto của bơm. Khoảng làm việc của xy lanh thủy lực được điều khiển bằng việc thay đổi góc nghiêng của đĩa được liên kết với mạch thủy lực của bơm tiếp vận và bình chứa dầu B một cách trực tiếp bằng cơ cấu điều khiển phân chia lưu lượng RUN, có cấu tạo là một van đảo chiều ba vị trí. Để tối ưu hóa các chế độ làm việc của cầu trước, cầu sau của máy kéo, bơm tích hợp có nhiệm vụ cung cấp một lưu lượng như nhau cho hai động cơ thủy lực ĐC1, ĐC2 làm việc ở các chế độ tách dòng hay hợp nhất lưu lượng tương ứng với chế độ có tải hoặc không tải. Dẫn động thủy tĩnh cầu chủ động của máy kéo được thiết kế theo dạng mạch khép kín và bao gồm mạch cấp (MC), van điều chỉnh áp suất của bơm tiếp vận (VMC), đường cấp dầu liên kết với bình chứa dầu B của hệ thống thủy lực.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý hệ dẫn động thủy lực bộ phận di chuyển của xe có kết cấu tất cả các cầu dẫn động

3. MÔ HÌNH TOÁN CỦA HỆ DẪN ĐỘNG THỦY LỰC CHO HAI ĐỘNG CƠ THỦY LỰC CỦA BỘ PHẬN DI CHUYỂN

Trên cơ sở lý thuyết thủy lực rời rạc [4], nhóm tác giả đã xây dựng các nguyên lý phân chia và tổng hợp lưu lượng thể tích của chất lỏng làm việc bao gồm: phân chia thể tích chất lỏng nhất định dọc theo mạch cao áp của thiết bị tiêu thụ [1, 2], đề xuất các giải pháp kỹ thuật chính của van phân phối kiểu rời rạc dạng rôto, làm việc ở hai chế độ phân chia và tổng hợp các dòng chất lỏng công tác [3]. Để xác định các thông số chính của cơ cấu phân phối kiểu rời rạc, xem xét từng chế độ làm việc của cơ cấu phân phối đó là: phân chia và tổng hợp dòng chất lỏng làm việc để dẫn động hai động cơ được thủy lực (hình 2) [4].



Hình 2. Sơ đồ động lực học dẫn động hai động cơ thủy lực làm việc với van phân phối kiểu rời rạc ở các chế độ: a- phân chia dòng chất lỏng; b- tổng hợp dòng chất lỏng; 1- bơm thủy lực; 2- van phân phối kiểu rời rạc; 3, 4- xy lanh công tác; 5, 6- tải trọng; 7- van tiết lưu; 8- thiết bị tiêu thụ hoặc bình chứa

Quá trình chuyển đổi giữa các chế độ tổng hợp và phân chia của van phân phối thủy lực kiểu rời rạc được mô tả thông qua hệ phương trình vi phân [5], thu được trên cơ sở xây dựng các mô hình tính toán theo các tài liệu [2, 4, 5]:

$$\begin{cases} \frac{dP_n}{dt} = \frac{Q_n - \sum_{i=1}^2 Q_{di}}{\psi \cdot V_{gh}} \\ \frac{dP_i}{dt} = \frac{Q_{di} - F_i \frac{dz_i}{dt}}{\psi \cdot (F_i \cdot Z_i + f \cdot l_i)} - \frac{\rho \cdot l_i \cdot d^2 \cdot Q_{di}}{f \cdot dt^2} - \frac{8\pi \cdot \rho \cdot v \cdot l_i \cdot d Q_{di}}{f^2 \cdot dt} \end{cases} \quad (1)$$

$$\frac{d^2 z_i}{dt^2} = \frac{1}{m_i} \cdot \left(F_i \cdot P_i - P_i - k_s \frac{dz_i}{dt} - P_{msi} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right)$$

$$\begin{cases} \frac{dP_i}{dt} = \frac{F_i \frac{dz_i}{dt} - Q_{ni}}{\psi \cdot (V_i - F_i \cdot Z_i + f \cdot l_i)} \\ \frac{dP_{ni}}{dt} = \frac{Q_{ni} - Q_{di}}{\psi \cdot (V_{gni} + f \cdot l_{ni})} \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} = \frac{1}{m_i} \cdot \left(P_i - P_i \cdot F_i - k_s \frac{dz_i}{dt} - P_{msi} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right) \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó: z_i - hành trình làm việc của pittông xy lanh công tác 3, 4; F_i - diện tích mặt cắt ngang pittông của

xylanh công tác 3, 4; m_i - tải trọng 5,6 và phần khối lượng động tác động lên pittông; P_{msi} - lực ma sát; p_i - lực cản nâng tải trọng 5, 6; p_n, p_i - áp suất trong khoang làm việc của bơm 1, xylanh công tác 3, 4; p_c, p_{ni} - áp suất tại đường làm việc của thiết bị tiêu thụ 8 và sau van điều khiển tiết lưu 7; Q_{ni} - tổn thất chất lỏng làm việc qua van tiết lưu 7; l_i - chiều dài đường ống dẫn từ xylanh công tác 3, 4 tới van điều khiển tải trọng 7; Q_n - lưu lượng làm việc bơm 1; Q_{di} - lưu lượng cấp vào đường làm việc xylanh thủy lực 3,4; Ψ - hệ số tổn thất lưu lượng của chất lỏng công tác; V_{gn}, L_n - thể tích mạch dập tắt dao động trong hệ thống bơm 1 và chiều dài ống dẫn liên kết bơm 1 với bộ phận dập tắt dao động và van phân phối kiểu rời rạc; V_{gni}, L_{ni} - thể tích khoang bộ phận dập tắt dao động trong hệ thống ống dẫn và chiều dài của đường ống dẫn từ van điều chỉnh tải trọng 7 đến van phân phối; $V_i = F_i \cdot z_{imax}$ - thể tích khoang làm việc của xylanh công tác 3, 4 ở vị trí ban đầu; f - diện tích mặt cắt ngang của đường ống dẫn; l_i - chiều dài ống dẫn từ van phân phối tới xy thanh thủy lực công tác 3, 4; ρ - mật độ của chất lỏng công tác; k_n - hệ số ma sát; v - hệ số nhớt động học chất lỏng công tác.

Hiệu suất làm việc của van phân phối được đánh giá qua giá trị của hiệu suất thủy lực η_{hl} có tính đến tổn thất công suất trong quá trình chuyển động của chất lỏng qua van phân phối và tham số k_{z2} , tính đến sự đồng nhất chuyển động pittông trong các xylanh công tác thủy lực.

Mô hình toán học dẫn động thủy lực hai động cơ thủy lực với van phân phối kiểu rời rạc được xây dựng cho hai chế độ làm việc: Chế độ phân chia dòng chất lỏng được tiến hành với các thông số kỹ thuật sau: bơm có ký hiệu 310.456 với lưu lượng $Q = 1330 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ làm việc cùng với hai xylanh thủy lực với đường kính pittông 0,12m, được đặc trưng với hệ số tải trọng $k_{nd} = P_1/P_2$, thay đổi trong khoảng giới hạn 0,125 - 1,00 dưới tải trọng $P_2 = 200 \text{ kN}$. Trong quá trình tính toán ta lựa chọn giá trị một số tham số sau: $f = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; $\Psi = 1,5 \cdot 10^{-9}$; $P_{msi} = 0,1 \cdot P_i$; $k_s = 0,15$; $\zeta = 0,5$; Tại chế độ tổng hợp dòng chất lỏng được tiến hành với điều kiện làm việc: hai xylanh thủy lực có đường kính pittông 0,12m với hệ số tải trọng $k_{nc} = P_2/P_1$, thay đổi trong giới hạn 0,125 - 1,00 dưới tải trọng $P_1 = 200 \text{ kN}$. Áp suất p_c trong mạch làm việc của thiết bị tiêu thụ được đặc trưng với hệ số $k_s = p_c/p_2$, thay đổi trong phạm vi 0,05 - 0,10.

Tiến hành giải hệ phương trình vi phân (1), (2) và làm tròn một cách gần đúng kết quả của mô hình toán học cho phép chúng ta xây dựng được biểu đồ sự phụ thuộc giữa hiệu suất thủy lực η_{hl} và tham số k_{z2} từ các thông số của van phân phối rời rạc tại các chế độ làm việc khác nhau:

a) Chế độ phân chia dòng chất lỏng từ bơm thủy lực

$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 0,996 + 0,036k_{nd} + 0,005k \\ \quad - 0,014k_{nd}^2 - 0,001k_{nd}k \\ k_{z2} = 0,915 + 0,121k_{nd} - 0,063k \\ \quad - 0,017k_{nd}^2 - 0,556k_{nd}k \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 1,197 - 0,028k_{nd} + 0,284k_{q2} - 0,094k_{nd}^2 \\ \quad + 0,034k_{q2}^2 + 0,169k_{nd}k_{q2} \\ k_{z2} = 0,292 - 0,237k_{nd} + 0,372k_{q2} + 0,353k_{nd}^2 \\ \quad - 0,032k_{q2}^2 + 0,303k_{nd}k_{q2} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 0,901 + 0,162k_{nd} + 0,268 \cdot 10^{-3} \omega - 0,091k_{nd}^2 \\ \quad - 0,291 \cdot 10^{-6} \omega^2 - 0,116 \cdot 10^{-3} k_{nd} \omega \\ k_{z2} = 0,876 + 0,361k_{nd} - 0,002\omega - 0,199k_{nd}^2 \\ \quad + 0,144 \cdot 10^{-5} \omega^2 + 0,002k_{nd} \omega \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 0,982 + 0,024k_{nd} - 30,23V_{gn} \\ \quad - 0,012k_{nd}^2 + 21,42k_{nd}V_{gn} \\ k_{z2} = 0,791 - 0,062k_{nd} - 4266V_{gn} + 0,433k_{nd}^2 \\ \quad + 3811 \cdot 10^3 V_{gn}^2 + 2715k_{nd}V_{gn} \end{cases} \quad (6)$$

b) Chế độ tổng hợp dòng chất lỏng từ khoang làm việc của xylanh công tác:

$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 0,149 - 0,128k_{nc} + 12,04k_c \\ \quad - 0,125k_{nc}^2 - 40,4k_c \\ k_{z2} = 0,19 + 1,53k_{nc} - 2,259k_c \\ \quad - 0,816k_{nc}^2 - 6,0k_c^2 + 3,749k_{nc}k_c \end{cases} \quad (7)$$

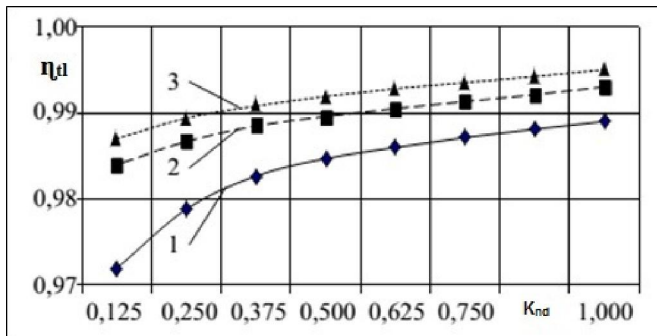
$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 0,859 - 0,23k_{q2} + 0,304k_{nc} + 0,02k_{q2}^2 \\ \quad - 0,416k_{nc}^2 + 0,076k_{q2}k_{nc} \\ k_{z2} = 0,26 - 0,337k_{q2} + 2,334k_{nc} + 0,0478k_{q2}^2 \\ \quad - 0,026k_{nc}^2 + 0,679k_{q2}k_{nc} \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 0,86 - 1,297k_f - 0,016k_{nc} + 0,749k_f^2 \\ \quad - 0,139k_{nc}^2 + 0,12k_fk_{nc} \\ k_{z2} = -0,079 + 0,009k_f + 2,124k_{nc} - 0,03k_f^2 \\ \quad - 1,124k_{nc}^2 + 0,06k_fk_{nc} \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \bar{\eta}_{ga} = 0,656 + 0,625V_{gni} - 0,474k_{nc} - 0,005V_{gni}^2 \\ \quad + 0,056k_{nc}^2 + 0,06V_{gni}k_{nc} \\ k_{z2} = -0,097 + 13,69V_{gni} + 1,957k_{nc} \\ \quad - 0,913k_{nc}^2 - 7,476V_{gni}k_{nc} \end{cases} \quad (10)$$

Trong đó: $k_{nd} = P_1/P_2$, $k_{nc} = P_2/P_1$, $k_c = p_c/p_2$ - tham số tải trọng tác động lên đường công tác của cơ cấu phân phối ở các chế độ phân chia và tổng hợp dòng chất lỏng làm việc; p_c, p_2 - áp suất tại khoang làm việc của thiết bị tiêu thụ và xylanh chấp hành 4 (hình 2b); k - hệ số phân tán của dòng chất lỏng làm việc; k_{q2} - hệ số xác định bởi tỉ số kích thước hình học giữa các khoang làm việc của van phân phối; ω - vận tốc góc của rô to van phân phối; $k_f = f_d/f$ - hệ số diện tích mặt cắt của van tiết lưu 7; f_d - diện tích mặt cắt ngang của van tiết lưu 7.

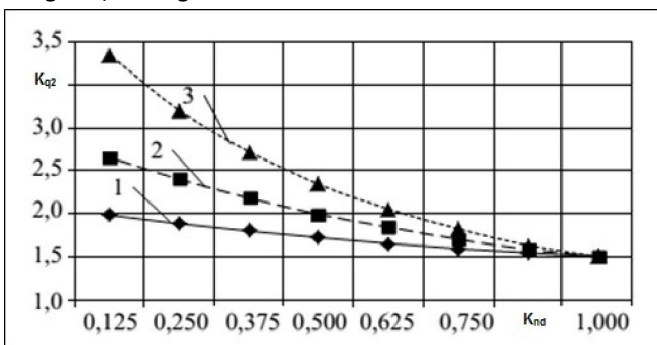
Phân tích các phương trình tương quan (3) cho thấy, van phân phối kiểu rời rạc cho phép hỗ trợ độc lập giữa các mạch ở các chế độ tải trọng làm việc thiết bị tiêu thụ này với chế độ làm việc của thiết bị thứ hai trong một phạm vi thay đổi tải trọng lớn. Hiệu suất lớn nhất đạt được trong trường hợp tải trọng tại các đường cao áp bằng nhau và tăng dần theo chiều tăng của tham số k (hình 3), nguyên nhân là do sự sụt giảm lưu lượng chất lỏng cung cấp vào đường cao áp trong mỗi một chu kỳ làm việc của cơ cấu phân phối kiểu rời rạc và sự giảm động lực học làm việc của hệ dẫn động thủy lực. Từ đó, ta có nhận xét rằng khả năng lớn nhất tăng giá trị hiệu suất trong trường hợp tăng tham số k từ 1 đến 3. Trong trường hợp sự thay đổi k nằm ngoài khoảng giá trị nêu trên giá trị của hiệu suất thay đổi không đáng kể.



Hình 3. Biểu đồ sự phụ thuộc hiệu suất η_l với hệ số tải trọng k_{nd} và tỉ lệ phân chia dòng chất lỏng làm việc: 1- $k = 3$; 2- 6; 3- 9

Giảm dần tham số k_{nd} và tăng giá trị của k dẫn tới giảm giá trị k_{z2} theo tỉ lệ thuận. Trên cơ sở kết quả nhận được có thể lựa chọn phạm vi dao động hợp lý nhất giá trị của $k = 4 - 6$, để đảm bảo hiệu suất đạt giá trị cao và tương ứng giảm giá trị k một cách tương đối khi thay đổi tải trọng trên đường cao áp trong phạm vi thay đổi lớn.

Phân tích quá trình làm việc của hệ dẫn động nhiều động cơ thủy lực trong quá trình đồng bộ hóa quá trình làm việc của các xy lanh công tác ($k_{z2} = 1$) cho thấy phạm vi thay đổi của k_{q2} và hiệu suất khi giảm giá trị của hệ số tải trọng k_{nd} của xy lanh công tác thủy lực sẽ giảm tương ứng với giá trị của k giảm dần (hình 4).



Hình 4. Biểu đồ sự phụ thuộc k_{q2} với hệ số tải trọng k_{nd} và tỉ lệ phân chia dòng chất lỏng làm việc: 1 - $k = 3$; 2- 6; 3- 9

Sơ đồ kết cấu của van phân phối kiểu rời rạc, cho phép hỗ trợ đồng bộ hóa quá trình làm việc của xy lanh công tác

thủy lực, theo đó kết hợp với giá trị của $k = 3 - 4$ và đảm bảo việc giảm giá trị của hiệu suất ít thay đổi nhất trong khi tham số tải trọng k_{nd} thay đổi trong phạm vi rộng. Khi tăng giá trị ω hiệu suất tăng nhờ sự giảm sút động lực học quá trình làm việc của dẫn động thủy lực (5), còn tham số k_{z2} giảm. Giá trị lớn nhất của hiệu suất đạt được khi $\omega = 188,4 - 314,0$ rad/s, phù hợp với phạm vi thay đổi của vận tốc góc trên trục của bơm.

Khi tăng lưu lượng V_{gn} tham số k_{z2} giảm (6). Sự tăng lên thể tích V_{gn} sẽ có khả năng xuất hiện hiệu ứng khác biệt. Giá trị tham số k_{z2} hợp lý nhất đạt được khi $V_{gn} = (0,5-1,0)q$ (q - thể tích làm việc bơm thủy lực), hệ số đường dài của cánh tay đòn áp suất cao $l_1 = 0,07 - 0,14$ m. Hiệu suất có giá trị lớn nhất tại $V_{gn} = (0,5-1,0)q$ và giảm dần khi tăng thể tích V_{gn} . Van phân phối kiểu rời rạc phải được lắp đặt cạnh bơm hoặc được tích hợp vào kết cấu của bơm. Mô hình trên cho thấy rằng thay đổi giá trị $f.l_1$ không làm ảnh hưởng tới hiệu suất và hệ số k_{z2} .

Tại chế độ làm việc tổng hợp các dòng chất lỏng làm việc cơ cấu van phân phối kiểu rời rạc cho phép hỗ trợ độc lập giữa các mạch ở các chế độ tải trọng làm việc trong một phạm vi thay đổi tải trọng lớn. Phân tích quá trình làm việc của hệ dẫn động thủy lực cho ta thấy nếu thay đổi tham số k_{q2} thì có thể đảm bảo đồng nhất sự di chuyển của tải trọng (8). Khi tăng giá trị k_{q2} giá trị hiệu suất giảm dần và có giá trị nhỏ nhất tại $k_{q2} = 4 - 5$, đó là hệ quả của việc gia tăng động lực học tải trọng của hệ dẫn động thủy lực.

Khi tăng tiết diện của van tiết lưu 7, được xác định bằng hệ số k_f , hiệu suất sẽ giảm (9). Tham số k_{z2} thay đổi không đáng kể. Khi thiết kế hệ dẫn động nhiều động cơ thủy lực cần sử dụng van tiết lưu 7 có tiết diện lưu thông nhỏ. Tăng thể tích bộ giảm tốc V_{gn1}, V_{gn2} trong đường ống làm việc từ cơ cấu van phân phối rời rạc tới van tiết lưu 7 dẫn tới tăng đáng kể hiệu suất và giá trị k_{z2} tăng không đáng kể (10). Kết quả nhận được cho phép rút ra kết luận: Dịch chuyển cơ cấu van phân phối cách xa van tiết lưu 7 cho phép nâng cao chỉ số làm việc của hệ dẫn động nhiều động cơ thủy lực.

Phân tích quá trình làm việc của hệ dẫn động hai động cơ thủy lực được trang bị van phân phối kiểu rời rạc, làm việc tại chế độ phân chia và tổng hợp dòng chất lỏng làm việc cho thấy: Van phân phối đảm bảo hỗ trợ độc lập các chế độ của mạch làm việc của thiết bị tiêu thụ này với các chế độ tải trọng của mạch làm việc của thiết bị tiêu thụ thứ hai trong phạm vi điều chỉnh lớn; Giá trị hợp lý của tham số phân chia dòng chất lỏng nằm trong khoảng $k = 4 - 6$; Van phân phối cần được lắp đặt bên cạnh bơm hoặc là được tích hợp trong kết cấu của bơm; Giá trị lớn nhất của tham số hiệu suất có ích và k_{z2} đạt được khi tốc độ góc quay của rôto có cùng trị số với tốc độ vòng quay tại trục của bơm; Van phân phối đảm bảo khả năng thay đổi tham số lưu lượng làm việc trong đường tải của thiết bị tiêu thụ trong phạm vi rộng bằng việc thay đổi thể tích làm việc của nó.

Van phân phối kiểu rời rạc có thể thực hiện nhiệm vụ như một cơ cấu riêng biệt thường được lắp đặt trên thân

của bơm thủy lực cùng với trục dẫn động rôto van phân phối thông qua bơm dẫn động.

4. KẾT LUẬN

Ứng dụng cơ cấu bơm tích hợp bao gồm một bơm và van phân phối kiểu rời rạc để dẫn động bộ phận di chuyển của máy xây dựng, làm đường đa chức năng cho phép giảm tối đa số lượng bơm dẫn động thủy lực, thu nhỏ được kích thước và giảm chi phí nguyên vật liệu để chế tạo hộp phân phối dẫn động bơm thủy lực.

Xây dựng mô hình toán học cho hệ dẫn động thủy tĩnh cho bộ phận di chuyển của máy xây dựng với các thông số kỹ thuật được chọn ban đầu: Bơm có ký hiệu 310.4.56 với lưu lượng $Q = 1330.10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ làm việc cùng với hai xy lanh thủy lực với đường kính pittông 0,12m. Khảo sát hai chế độ làm việc của van phân phối thủy lực kiểu rời rạc: Chế độ phân chia và tổng hợp dòng chất lỏng đã lựa chọn được các thông số của của hệ dẫn động thủy tĩnh.

Kết quả tính toán có thể làm cơ sở tham khảo để thiết kế, cải tiến cho hệ thống dẫn động bộ phận di chuyển của máy xây dựng, làm đường nhằm nâng cao hiệu suất của máy và giảm nhẹ sự công kênh về kích thước, khối lượng, giảm chi phí trong việc thiết kế và chế tạo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Petrov, V. A, 1998. *Hydroscheme transmissions of self-propelled machines*. M.: Mechanical Engineering,. 248 pp.

[2]. Andreev. A. F, V. V. Guskova, 1997. *Hydropneumotomatics and hydraulic drive of mobile machines. Volumetric hydro-and pneumatic machines and transmissions*. Ed.. Minsk: Vishish. Shk., 310 pp.

[3]. Runnev.A.V, 1991. *Construction machines*. Under the Society. Ed. E. N. Kuzina. 5 th ed., Pererab. M.: Mechanical engineering,T.1: Machines for the construction of industrial, civil structures and roads. 496 sec.

[4]. Rannev, A.V, Polosin. M. D, 2013. *Device and operation of road-building machines*. 2nd ed., Sr. Moscow: Izd. Center "Academy", 488 pp.

[5]. Korobkin.V.A, Kotlobay A.YA, Ivanovsky. A.N, and others. "Hydrostatic transmission of traction machine": pat. 64724 Ros. Federations: IPC F16N 61/44, F15B 11/22 / Date of publication: 10.07.2007.