

PHƯƠNG PHÁP LỰA CHỌN NHỮNG CƠ CẤU CHÍNH CỦA HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY TĨNH CHO XE BÁNH HƠI

Vũ Hải Quân¹, Lê Hồng Quân², Lê Văn Anh³, Phạm Việt Thành⁴

Email: haiquan1211@gmail.com, sdt: 0981534266

1,2,3- Khoa Công nghệ ô tô đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu phương pháp xây dựng công thức tính toán được sử dụng để lựa chọn những cơ cấu chính cho hệ truyền động thủy tĩnh của các phương tiện tự hành với bánh xe chủ động. Phương pháp xây dựng có thể sử dụng trong quá trình thiết kế xe mới hoặc sửa chữa, bảo dưỡng các phương tiện đang vận hành.

Từ khóa: Xe bánh hơi, truyền động thủy tĩnh, dẫn động thủy lực bánh xe.

ABSTRACT

The article introduce a method of calculation which used for selecting the principal structures of hydrostatic transmission of self-propelled vehicles using driving wheels. The method can be used in designing new car models or repairing, maintaining operated vehicles.

Keywords: wheeled car, hydrostatic transmission, drives the wheels by hydraulic.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Những phương tiện tự hành hiện đại nhiều cầu chủ động ngày nay không thể đạt tới mức độ hoàn thiện cao nhất bởi vì trong cấu trúc vẫn tồn tại hộp số truyền động có cấp, hộp phân phối và mối liên kết động học cứng giữa các bánh xe. Nguyên nhân của việc không thể loại bỏ hộp số ra khỏi hệ truyền động có thể thấy rõ là do phạm vi thay đổi của lực cản chuyển động lớn hơn rất nhiều lần phạm vi điều chỉnh mômen xoắn của động cơ đốt trong. Quá trình chuyển số dẫn tới việc ngừng cung cấp năng lượng từ động cơ tới hệ thống truyền lực và sự phá hoại mặt đường tiếp xúc với bánh xe trong quá trình chuyển số khi xe chuyển động trên mặt đường xấu. Hiệu suất của động cơ đốt trong, giống như một cơ cấu biến đổi năng lượng tiềm tàng của nhiên liệu hóa học thành công cơ học chỉ đạt hiệu quả cao tại một số chế độ làm việc nhất định. Ví dụ ở chế độ làm việc của động cơ tạo ra giá trị mômen xoắn lớn nhất và giảm rất nhanh khi dịch chuyển khỏi vị trí đó.

Ngày nay việc ứng dụng hệ truyền động thủy tĩnh để dẫn động bộ phận di chuyển cho những phương tiện tự hành khác nhau ngày càng phổ biến, chủ yếu ở các phương tiện nhiều cầu chủ động yêu cầu khả năng cơ động lớn và các phương tiện có điều kiện khai thác đặc chủng, ở đó những ưu điểm lớn nhất của hệ truyền động thủy tĩnh sẽ phát huy công năng tối đa mà hệ truyền động cơ khí không phát huy được hiệu suất cao nhất.

2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU

Đối tượng được lựa chọn để tiến hành nghiên cứu tính toán là xe Kraz -6446 được sản xuất bởi liên xô cũ với cấu trúc bao gồm rơ móc chủ động, tỷ số truyền chung $i=8,173$, bánh xe với lốp có ký hiệu ID 370 (1300*530-533), tải trọng cho phép 5000kg. Độ chênh lệch áp suất lớn nhất của động cơ thủy lực $[p]=40\text{Mpa}$. Tổng trọng lượng rơ móc là 20 tấn.

3. XÂY DỰNG PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ CHÍNH CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY TĨNH

Một trong những bài toán khó giải quyết trong quá trình thiết kế, chế tạo hệ truyền động thủy tĩnh cho xe bánh hơi đó là lựa chọn hợp lý những thành phần cấu tạo nên hệ truyền động, đó chính là các máy thủy lực (bơm, động cơ thủy lực) và khớp giảm tốc có thể kết hợp với chúng. Việc đầu tiên, người kỹ sư cần nắm rõ xem loại máy thủy lực nào phù hợp và thể tích làm việc cho phép lớn nhất của nó là bao nhiêu ($q_{b,max}$ và $q_{d/c,max}$), và tất nhiên cả tỉ số truyền động (i_b và $i_{d/c}$) của các khớp giảm tốc. Phụ thuộc vào mức độ tối ưu hóa lựa chọn những tham số này sẽ ảnh hưởng trực tiếp tới những thông số động lực học của phương tiện được thiết kế nói riêng và hiệu suất làm việc của máy nói chung.

Những thông số cơ bản đầu tiên cần xác định để bắt đầu quá trình thiết kế đó là hiểu rõ mục đích sử dụng của phương tiện cần thiết kế, điều kiện khai thác, phương pháp bố trí bánh xe, sơ đồ bố trí truyền lực thủy tĩnh và vị trí của nó trong hệ thống (truyền lực chính hay phụ). Dựa vào những thông số đó cho phép chúng ta xác định tải trọng lớn nhất có thể điều chỉnh tác động lên bánh xe chủ động, qua đó ta có thể lựa chọn nguồn cung cấp năng lượng cơ học để dẫn động cho hệ truyền động đang thiết kế.

Trong phần lớn các trường hợp người ta sử dụng hệ truyền động thủy tĩnh cho xe với nhiều cầu chủ động nhằm nâng cao khả năng vượt chướng ngại vật của xe hoặc cho những phương tiện có điều kiện khai thác đặc chủng trong một số lĩnh vực ví dụ: lâm nghiệp, nông nghiệp, xây dựng, khai thác mỏ... Vì vậy, chế độ làm việc quan trọng nhất của hệ thống truyền động thủy tĩnh là chế độ làm việc với tải trọng lớn nhất tác động lên bánh xe chủ động. Theo hệ quả đó, việc lựa chọn những phần tử cấu thành lên hệ truyền động thủy tĩnh phải bắt đầu lựa chọn động cơ thủy lực và cơ cấu khớp giảm tốc cần thiết tương ứng. Việc đầu tiên cần xác định loại máy thủy lực phù hợp dựa trên các tiêu chí như: giá thành, tuổi thọ, đặc tính năng lượng... Sau khi đã lựa chọn xong, dựa trên thông số kỹ thuật của nhà sản xuất ở tài liệu kèm theo của sản phẩm ta có thể xác định những thông số, đặc tính của máy thủy lực. Một số thông số chính sau đây; áp suất làm việc định mức, áp suất lớn nhất và tốc độ vòng quay và kèm theo đó là các thông số hiệu suất thể tích, hiệu suất cơ khí và hiệu suất tổng của máy tại chế độ làm việc định mức. Những tham số này của máy thủy lực thay đổi phụ thuộc vào đại lượng thể tích làm việc của máy thủy lực.

Xác định thể tích làm việc cần thiết lớn nhất của động cơ thủy lực theo công thức sau;

$$q_{d/c. \max} = \frac{2\pi * M_{d.c. \max}}{[p] * \eta_{c.d.c}} \quad [m^3] \quad (1)$$

Trong đó:

$M_{d/c. \max}$ - Mômen tính toán cực đại tại trục của động cơ thủy lực, [N.m];

[p]- áp suất làm việc định mức của động cơ thủy lực [Pa];

$\eta_{c.d/c}$ - Hiệu suất cơ khí của động cơ thủy lực tại chế độ làm việc định mức.

Mô men tính toán $M_{d/c. \max}$ trong công thức (1) là tham số đặc trưng cho tải trọng lớn nhất mà hệ thống truyền động thủy tĩnh có thể điều chỉnh tại bánh xe chủ động:

$$M_{d/c} = \frac{M_{k. \max} * Z_k}{i_{d/c} * \eta_{c/k. d/c}} \quad [N.m] \quad (2)$$

Trong đó:

$M_{k. \max}$ - Mômen tính toán lớn nhất có thể điều chỉnh được tác động lên các bánh xe chủ động của phương tiện thiết kế sử dụng hệ truyền động thủy tĩnh, [N.m];

Z_k - số lượng bánh xe chủ động được dẫn động từ một động cơ thủy lực;

$\eta_{c/k. d/c}$ - hiệu suất cơ khí của khớp giảm tốc của động cơ thủy lực.

Dựa trên tài liệu tham khảo số [2], trường hợp tổng quát ta có thể xác định $M_{k. \max}$ bằng công thức sau đây:

$$M_{k. \max} = \frac{m_M * g * r_c * D_{\max}}{Z_k * Z_{d/c}} \quad [N.m] \quad (3)$$

Trong đó:

m - phần khối lượng xe phân bố lên cầu chủ động, được dẫn động bằng truyền động thủy tĩnh, kg;

$Z_{d/c}$ - số lượng động cơ thủy lực được sử dụng trong hệ thống truyền động thủy tĩnh (TĐTT);

r_c - bán kính tính của bánh xe chủ động, m;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

D_{\max} - hệ số động lực học lớn nhất, đại lượng không có đơn vị.

Hệ số D_{\max} đặc trưng cho khả năng làm việc quá tải của hệ TĐTT. Theo hướng dẫn của tài liệu số [2] D_{\max} được lựa chọn theo bảng 1[1].

Bảng 1.

Điều kiện đường xá	Hệ số cản lăn f	Phạm vi dao động hệ số động lực (cho 10% quá tải)	Phạm vi dao động của hệ số động lực học (cho 20% quá tải)
Đường bê tông	0,018...0,02	0,036...0,04	0,054...0,06
Đường đất (khô ráo)	0,025...0,035	0,05...0,07	0,075...0,105
Đường đất (sau mưa)	0,05...0,15	0,1...0,3	0,15...0,45
Đường cát (khô ráo)	0,1...0,3	0,2...0,6	0,3...0,9
Đường cát (sau mưa)	0,06...0,15	0,12...0,3	0,18...0,45
Đường tuyết bằng phẳng	0,03...0,05	0,06...0,1	0,09...0,15

Phân tích các công thức thu được phía trên (1) và (2) cho chúng ta biết việc lựa chọn giá trị lưu lượng làm việc lớn nhất của động cơ thủy lực $q_{đ/c.max}$ gắn liền với việc xác định tỉ số truyền $i_{đ/c}$ của khớp giảm tốc cho động cơ thủy lực.

Ở đây giá trị của $i_{đ/c}$ một cách gián tiếp sẽ cho ta biết phạm vi điều chỉnh vận tốc của phương tiện đang thiết kế. Điều này có thể giải thích như sau; thế hệ động cơ thủy lực hiện đại ngày nay đều có giới hạn xác định về phạm vi sử dụng số vòng quay lớn nhất tại trục của động cơ thủy lực. Hiện tượng vượt quá giá trị giới hạn thường gặp phải khi cần đạt được giá trị mô men lớn nhất tại các bánh xe chủ động. Trường hợp không tương thích này xảy ra khi bất đẳng thức sau bị phá vỡ:

$$n_{đ/c.max} = \frac{V_{a.max} * i_{đ/c}}{2\pi * r_c} \leq [n_{đ/c.max}] \quad (4)$$

Trong đó:

$V_{a.max}$ – vận tốc lớn nhất của xe đạt được khi sử dụng hệ thống TĐTT, (m/s);

$n_{đ/c.max}$ – giá trị lớn nhất vòng quay tại trục của động cơ thủy lực trong trường hợp sử dụng khớp giảm tốc với tỉ số truyền $i_{đ/c}$, khi thể tích làm việc động cơ thủy lực là $q_{đ/c.max}$, (s^{-1});

$n_{đ/c.max}$ – giá trị vòng quay lớn nhất cho phép tại trục của động cơ thủy lực theo tài liệu kỹ thuật của nhà sản xuất cho động cơ thủy lực đã chọn, s^{-1} .

Trong trường hợp đẳng thức (4) không được thỏa mãn thì ngoài thực tế sẽ sử dụng động cơ thủy lực (đặc biệt loại động cơ không cho phép điều chỉnh lưu lượng) trang bị khớp giảm tốc hai cấp. Loại khớp giảm tốc này sẽ hỗ trợ phương tiện thiết kế làm việc ở hai dải tốc độ khác nhau: chế độ kéo (lực kéo với tải trọng lớn nhất) và chế độ không tải (với khả năng có thể để đạt được vận tốc chuyển động lớn nhất của xe). Trong chế độ kéo trong khớp giảm tốc sẽ làm việc với giá trị $i_{đ/c}$, còn tại chế độ không tải - hệ số truyền động sẽ là $i'_{đ/c}$, được tính toán theo công thức sau:

$$i'_{đ/c} = \frac{2\pi * r_c * [n_{đ/c.max}]}{V_{a.max}} \quad (5)$$

Tuy nhiên, trong thực tế thường gặp trường hợp trong khi liên kết giữa trục của động cơ thủy lực và khớp giảm tốc tại bánh xe chủ động tương ứng đã có những cơ cấu cơ khí. Những cơ cấu này có thể lấy ví dụ như: truyền lực chính giữa cầu chủ động và khớp dẫn động của bánh xe. Trong trường hợp này $i_{đ/c}$ sẽ được xác định bởi tích số $i_{đ/c} = i_0 * i_x$, như vậy đại lượng chúng ta cần xác định ở đây là i_x .

Bước tiếp theo của quá trình tính toán là lựa chọn bơm thủy lực sử dụng trong hệ thống truyền động thủy tĩnh và xác định tỉ số truyền khớp giảm tốc của bơm i_b . Chúng ta cần lưu ý bơm thủy lực phải tương thích với loại động cơ thủy lực đã chọn, phải lựa chọn sao cho phạm vi hoạt động của áp suất của bơm phải tương thích với phạm vi thay đổi áp suất của động cơ thủy lực.

Công thức cơ bản cho phép chúng ta xác định được lưu lượng làm việc lớn nhất của bơm có dạng sau:

$$q_{b.max} = \frac{Q_{b.max}}{n_{b.max} * \eta_{t,b}} \quad (6)$$

Trong đó:

$Q_{b.max}$ – Lưu lượng chuyển tiếp lớn nhất cần thiết của bơm, m^3/s ;

$n_{b,max}$ – tốc độ vòng quay lớn nhất tại trục của bơm, s^{-1} ;
 $\eta_{t,b}$ - hiệu suất thể tích của bơm ở chế độ định mức.

Trong công thức (6) lưu lượng chuyển tiếp lớn nhất cần thiết của bơm trong hệ thống truyền động thủy tĩnh sử dụng động cơ thủy lực không điều chỉnh thể tích được xác định theo công thức:

$$Q_{b,max} = Z_{d/c} * q_{d/c,max} * n_{d/c,max} * \eta_{t,d/c} \quad (7)$$

Trong đó:

$Z_{d/c}$ – số lượng động cơ thủy lực được dẫn động từ một bơm chung cùng làm việc song song;

$\eta_{t,d/c}$ - hiệu suất thể tích động cơ thủy lực ở chế độ định mức.

Nếu trong hệ thống TĐTT sử dụng động cơ thủy lực có chức năng điều tiết lưu lượng thì sau khi lựa chọn những cơ cấu chính của TĐTT cần phải tiến hành kiểm tra bổ sung khả năng hỗ trợ phạm vi điều chỉnh lưu lượng của động cơ thủy lực tại những vị trí có thể tích làm việc khác nhau với điều kiện xe thiết kế chạy với vận tốc lớn nhất. Trong trường hợp này cũng cần chú ý khả năng cung cấp năng lượng cơ học của động cơ đốt trong để dẫn động bơm.

Với điều kiện như trên giá trị vòng quay lớn nhất tại trục của bơm trong công thức (6) phải thỏa mãn đẳng thức sau:

$$n_{b,max} \leq [n_b] \quad (8)$$

Trong đó: $n_{b,max}$ – tốc độ vòng quay lớn nhất cho phép tại trục của bơm theo số liệu kỹ thuật của nhà sản xuất ứng với loại động cơ thủy lực đã chọn, (s^{-1}).

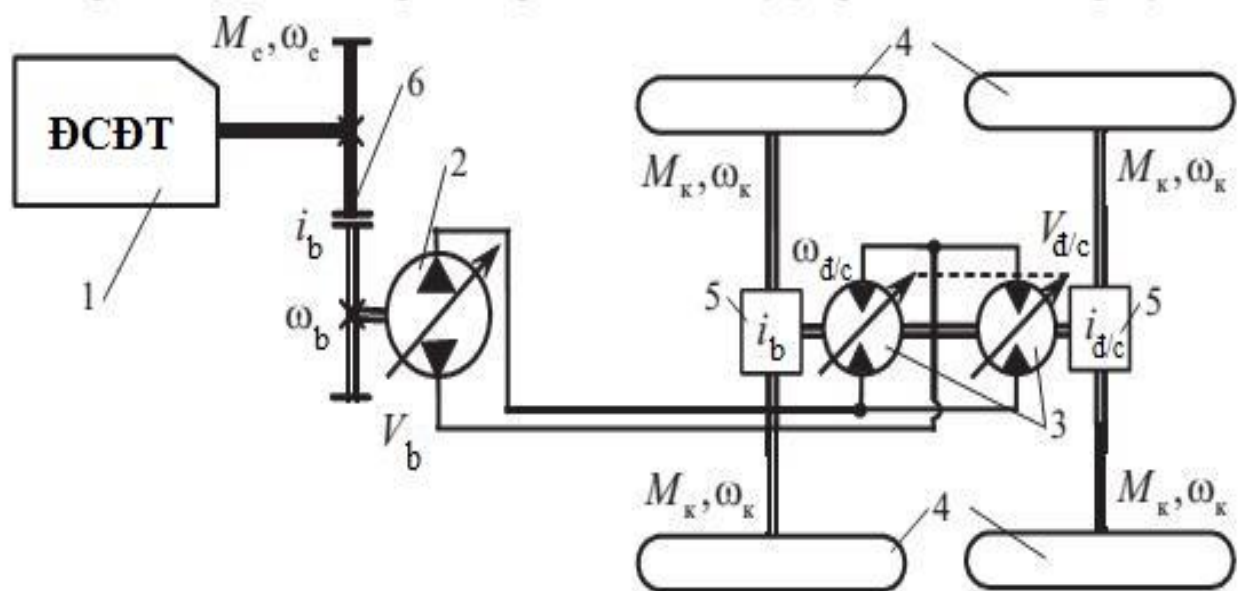
Tỉ số truyền động của khớp giảm tốc của bơm i_b có thể xác định theo công thức sau:

$$i_b = \frac{n_{e,max}}{n_{b,max}} \quad (9)$$

Trong đó: $n_{e,max}$ – tốc độ vòng quay lớn nhất của động cơ đốt trong hoặc của thiết bị nào khác dẫn động bơm, (s^{-1}).

Như vậy, dựa trên những phân tích và phương pháp xây dựng phía trên cho phép chúng ta sử dụng những công thức thu được để tính toán những giá trị cần thiết của máy thủy lực, kết quả thu được và những dữ liệu của nhà sản xuất cho phép chúng ta lựa chọn được loại bơm và động cơ thủy lực có đặc tính gần nhất (thông thường chúng ta sẽ chọn được một vài phương án khác nhau), đồng thời cho phép xác định tỉ số truyền động của các khớp giảm tốc tương ứng. Sau đó, tương ứng với mỗi phương án lựa chọn chúng ta cần xác định giá trị thực tế hệ số động lượng lớn nhất D_{max} và tốc độ lớn nhất phương tiện thiết kế có thể đạt được trong một số điều kiện khai thác cụ thể cho trước. Tiến hành so sánh các kết quả thu được cho phép chúng ta đưa ra phương án lựa chọn tối ưu nhất cho các phần tử cấu thành hệ TĐTT.

Trong phần kết luận phía dưới, để hiểu rõ hơn phương pháp tính toán vừa trình bày nhóm tác giả tiến hành tính toán cho xe rơ móc chủ động sử dụng hệ TĐTT để chuyên chở hàng hóa có kích thước và trọng lượng lớn, ở đây chúng ta xét trong điều kiện khai thác đường xấu (đường không được trải nhựa).



Hình 1. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy tĩnh cho xe có rơ móc chủ động: 1- động cơ đốt trong; 2- bơm; 3- động cơ thủy lực; 4- bánh xe chủ động; 5- khớp giảm tốc của động cơ thủy lực; 6- khớp giảm tốc của bơm.

Giữ liệu ban đầu để thực hiện việc tính toán:

- Tổng khối lượng của rơ móc (ở đây được xác định bằng số lượng cầu chủ động của rơ móc và tải trọng tối đa cho phép tác động lên mỗi bánh xe);
- Hệ số động lượng lớn nhất D_{max} (ở trạng thái làm việc của rơ móc thực hiện vai trò cơ cấu phụ trợ, sử dụng nhằm giảm lực kéo để cho giá trị của hệ số động lượng nằm trong khoảng từ 0,1 đến 0,5);
- Vận tốc di chuyển lớn nhất $V_{a,max}$ (ở trạng thái làm việc không lớn hơn 35km/h);
- Đặc tính của động cơ đốt trong lắp đặt trên rơ móc (công suất lớn nhất của động cơ $N_{e,max}$ tại số vòng quay lớn nhất trực khuỷu $n_{e,max}$);
- Thông số kỹ thuật của lớp xe rơ móc (bán kính tĩnh r_c);
- Tỷ số truyền động i_o của các chi tiết cơ khí dẫn động từ động cơ thủy lực tới bánh xe chủ động của rơ móc.

KẾT LUẬN

Kết quả của quá trình tính toán động lực học cho rơ móc xe tải trong những điều kiện khai thác cho trước đã lựa chọn ra được hai động cơ thủy lực có khả năng điều tiết lưu lượng với thể tích làm việc $q_{d/c,max} = 233 \text{ cm}^3$, được tích hợp vào một cơ cấu thống nhất cùng với khớp giảm tốc có tỷ số truyền là $i_x = 2,2$. Để dẫn động những động cơ thủy lực sử dụng một bơm thủy lực có khả năng điều tiết lưu lượng với thể tích làm việc $q_{b,max} = 250 \text{ cm}^3$, được dẫn động bởi động cơ đốt trong lắp đặt trên tổ hợp của rơ móc. Trực khuỷu của động cơ dẫn động cho bơm quay với tốc độ $n_{e,max} = n_{b,max} = 2000$ vòng/phút (nghĩa là tỷ số truyền động của khớp giảm tốc bơm i_b lấy giá trị bằng 1).

Dựa trên phương pháp xây dựng phía trên, kết quả của quá trình tính toán cho xe Kraz-6446 được sản xuất bởi liên xô cũ với cấu trúc bao gồm rơ móc chủ động, tỷ số truyền chung $i = 8,173$, bánh xe với lớp có ký hiệu ID 370 (1300*530-533), tải trọng cho phép 5000kg. Độ chênh lệch áp suất lớn nhất của động cơ thủy lực $[p] = 40 \text{ Mpa}$. Tổng trọng lượng rơ móc là 20 tấn, thu được những số liệu sau: ở chế độ kéo khi $q_{d/c} = q_{d/c,max}$, $D_{max} = 0,368$; $V_{a,max} = 11 \text{ km/h}$; ở chế độ không tải khi $q_{d/c} = q_{d/c,max}$, $D_{max} = 0,147$; $V_{a,max} = 30 \text{ km/h}$. Những kết quả thu được trên đây được chứng minh là tối ưu nhất.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Lepeshkin AV Mihailin AA, AA Sheipak Hydraulics and Hydro-pneumatic. Part 2. Hydraulic Machines and Hydro-pneumatic. Edited by AA Sheipak. - M., MGIU, 2007- 352 P.
- [2]. Shuhman SB, Solovyev VI, EI Prochko The theory of the power wheel drive all-terrain vehicle. The book, -M., 2007.
- [3]. Kurmaev AD Korkin SN Krammer AS The use of active wheeled units in trains for the carriage of krupnogararitnyh and heavy cargoes. Proceedings of the MSTU "MAMI". Scientific peer-reviewed journal. Moscow, Moscow State Technical University "MAMI», № 2 (14), 2012 P.160-168.
- [4]. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоход-ных машин / В. А. Петров. М.: Машиностроение, 1988. 248 с.
- [5]. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомшины и переда-чи / А. Ф. Андреев [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. Минск: Вышэйш. шк., 1987. 310 с.