XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC VÀ MÔ PHỎNG TỔN THẤT LƯU LƯỢNG TRONG MÁY THỦY LỰC MỘT TRỤC VÍT

BUILDING MATHEMATICAL MODELS AND SIMULATING FLOW LOSSES IN SINGLE SCREW HYDRAULIC MACHINES

Nguyễn Văn Lại
Bộ môn Kỹ thuật Cơ khí, Trường Đại học Mỏ - Địa chất

TÓM TẮT

Bài báo trình bày cách xác định khe hở giữa rotor và stato trong máy thủy lực một trục vít. Trên cơ sở đó xây dựng mô hình toán học và thuật toán để mô phỏng đặc tính về tổn thất lưu lượng của máy thủy lực một trục vít. Đồng thời thực hiện mô phỏng với các thông số kết cấu của một loại máy thủy lực một trục vít. Kết quả nghiên cứu đánh giá được phạm vi sử dụng hiệu quả cũng như các đề xuất cho việc thiết kế máy thủy lực một trục vít.

Từ khóa: *Thủy lực; Máy thủy lực trục vít; Mô hình toán học; Mô phỏng.*

ABSTRACT

This paper presents how to determine the clearance between rotor and stator in single screw hydraulic machine. On that basis, a mathematical model and algorithm are built to simulate the flow loss characteristics of a single screw hydraulic machine. Simultaneously perform simulations with structural parameters of a single screw hydraulic machine. The research results evaluate the effective use range as well as recommendations for the design of single screw hydraulic machines.

Keywords: *Hydraulics; Screw hydraulics; Mathematical modeling; Simulation.*

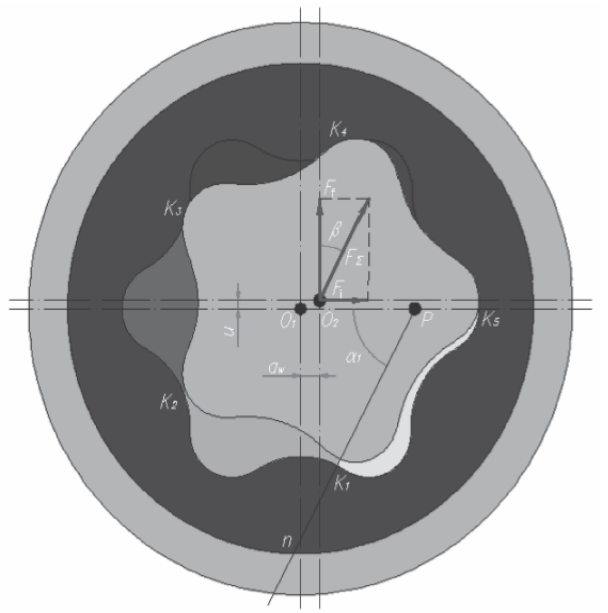
1. GIỚI THIỆU

Máy thủy lực một trục vít ngày càng được sử dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp dầu khí. Bơm thủy lực một trục vít được sử dụng để khai thác dầu, vận chuyển hỗn hợp dầu và khí… Động cơ thủy lực một trục vít thường được sử dụng để dẫn động mũi khoan trong khai thác dầu khí [1]. Hiệu quả của việc sử dụng máy thủy lực một trục vít chủ yếu liên quan đến đặc tính và độ tin cậy của máy. Điều này là cần thiết cho cả việc lựa chọn chế độ làm việc tối ưu cũng như cách thức để tiếp tục cải tiến kết cấu máy.

Việc xác định tổn thất thể tích ở giai đoạn tính toán thiết kế máy thủy lực một trục vít gắn liền với việc xác định trọng tâm của rotor khi rotor nằm trong stato và xác định khe hở hướng kính dọc theo đường tiếp xúc, từ đó xây dựng mô hình toán học về rò rỉ lưu lượng qua các khe hở liên quan đến các thông số hoạt động của máy.

2. PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH TỌA ĐỘ TRỌNG TÂM CỦA ROTOR VÀ KHE HỞ HƯỚNG KÍNH TRUNG BÌNH

Hình 1 là sơ đồ các lực tác dụng lên rotor của máy khi làm việc, các lực bao gồm: lực thủy động (F_f) và lực quán tính (F_i). Dưới tác dụng của các lực này, trọng tâm của rotor dịch chuyển bên trong stato theo hướng tác dụng của hợp lực F_Σ.



Hình 1. Vị trí của rotor trong stato của máy thủy lực một trục vít

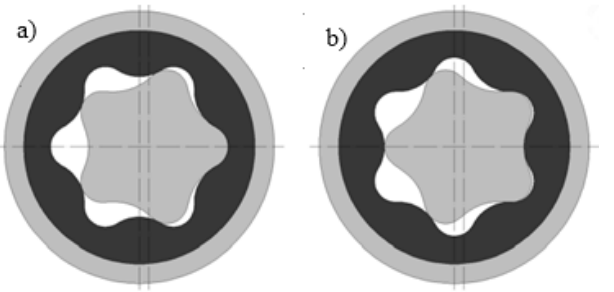
Có các vị trí của trọng tâm rotor trong stato: vị trí lý thuyết (ăn khớp lý tưởng, tại đó khoảng cách giữa tâm rotor và stato a_w bằng độ lệch tâm e); vị trí tĩnh và vị trí động (dưới tác động của các lực) [2].

Do sự dịch chuyển động lực của tâm rotor, các điểm tiếp xúc của rotor với stato có thể được chia thành hai nhóm: kín và hở, thông qua khe hở này xảy ra rò rỉ. Số lượng điểm tiếp xúc có thể có để tạo thành khe hở được xác định theo số vòng quay z_2 của rotor như sau:

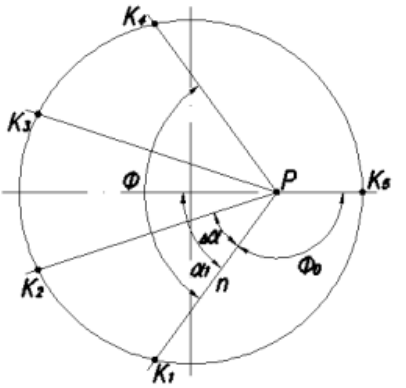
Tại mặt cắt Hình 2a: $j_1 = \dfrac{z_2 - 1}{2}$. Tại mặt cắt Hình 2b: $j_2 = \dfrac{z_2 + 1}{2}$.

Khe hở hướng kính tại điểm tiếp xúc thứ i (Hình 3) được xác định như sau:

$$\theta_i = u \sin \alpha_i - \frac{\delta}{2} \quad (1)$$



Hình 2. Các vị trí tiếp xúc giữa rotor và stato



Hình 3. Sơ đồ xác định khe hở hướng kính giữa rotor và stato

Khe hở hướng kính tính toán trung bình dọc theo chiều dài đường dẫn dòng của đường tiếp xúc đầu tiên (đối với hai mặt cắt đặc trưng trên Hình 2) là:

$$\theta_{tb} = \frac{\sum_{1}^{J_1+J_2} \theta_i}{J_1 + J_2} \quad (2)$$

Góc lớn nhất giữa đường nối tại điểm tiếp xúc giữa rotor và stato khi chưa "ăn khớp" là:

Tại mặt cắt Hình 2a và Hình 3:

$$\phi_1 = (z_2 - 2)\Delta\alpha .$$

Tại mặt cắt Hình 2b và Hình 3:

$$\phi_2 = (z_2 - 1)\Delta\alpha .$$

Góc nghiêng của đường chuẩn với trục x:

Tại mặt cắt Hình 2a và Hình 3:

$$\phi_{0.1} = \frac{2\pi - \phi_1}{2}; \alpha_{1.1} = \pi - \phi_{0.1}; \alpha_{(i+1).1} = \alpha_{1.1} - \Delta\alpha .$$

Tại mặt cắt Hình 2b và Hình 3:

$$\phi_{0.2} = \frac{2\pi - \phi_2}{2}; \alpha_{1.2} = \pi - \phi_{0.2}; \alpha_{(i+1).2} = \alpha_{1.2} - \Delta\alpha .$$

Khe hở trung bình tính toán trong cặp rotor - stato ứng với các giá trị động học khác nhau được liệt kê trong Bảng 1.

Bảng 1. Giá trị khe hở trung bình tính toán giữa rotor và stato.

z_2	3	4	5	6	7	8	9	…	156	157	…	200
ϕ_{tb}/u	0,683	0,671	0,664	0,660	0,656	0,654	0,652		0,637	0,637		0,637

Khe hở trung bình tích phân của cặp rotor - stato dọc theo chiều dài đường dẫn dòng từ điểm tiếp xúc đầu tiên được xác định như sau:

$$\phi_{tb} = \frac{1}{F_{\varphi_2}} \int \theta d\varphi_2 \qquad (3)$$

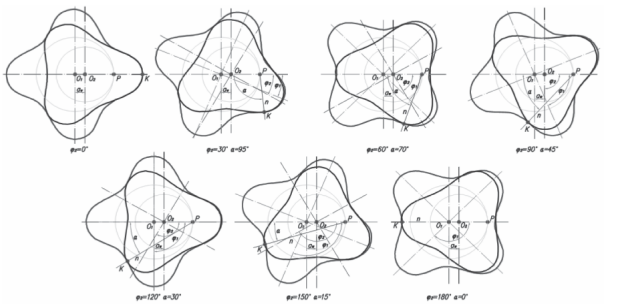
Trong đó:

φ_2 - Góc quay của tiết diện rotor.

$F\varphi_2$ - Góc của chu kỳ, $F_{\varphi_2} = \pi - \Delta\varphi_v - \Delta\varphi_r$.

Trong trường hợp tổng quát, giới hạn của tích phân từ $\Delta\varphi_v$ đến $\pi - \Delta\varphi_r$.

Các giá trị $\Delta\varphi_v$ và $\Delta\varphi_r$ đại diện cho các góc quay của tiết diện rotor so với vị trí biên dạng đặc trưng ($\varphi_2 = 0$ và $\varphi_2 = 180^o$ - Hình 4), tương ứng với các pha "mở - đóng" điểm tiếp xúc làm xuất hiện các khe hở. Trong trường hợp này, gần đúng $\Delta\varphi = \Delta\varphi_r = \Delta\varphi_v$.



Hình 4. Một số giai đoạn khác nhau của rotor trong stato của máy thủy lực một trục vít

Góc nghiêng của pháp tuyến tương ứng với pha đóng khe hở trong một tiết diện xác định:

$$\alpha_d = \arcsin\frac{\delta}{2u} \qquad (4)$$

Khi $\alpha_m > \alpha_i > \alpha_d$, khe hở tại điểm tiếp xúc thứ i là mở ($\theta_i > 0$).

Khi $\alpha_i \le \alpha_m$ và $\alpha_i \ge \alpha_d$, khe hở tại điểm tiếp xúc thứ i không mở ($\theta_i = 0$).

Khi số "răng" của rotor là số lẻ:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_2}{2}; \sin\alpha = \cos\frac{\varphi_2}{2} \quad (5)$$

Góc quay của tiết diện rotor tương ứng với pha đóng khe hở tại một độ dịch chuyển nhất định của rotor và tải được xác định [1]:

$$\varphi_{2d} = \pi - 2\alpha_d; \varphi_{2d} = 2\arccos\frac{\delta}{2u} \quad (6)$$

Góc quay của tiết diện rotor so với vị trí đặc trưng ($\varphi_2 = 180^o$, Hình 4) tương ứng với giai đoạn thu hẹp khe hở với tải cho trước và chuyển vị của rotor so với stato:

$$\Delta\varphi_d = \pi - \varphi_{2d} = 2\alpha_d = 2\arcsin\frac{\delta}{2u} \quad (7)$$

Cuối cùng, ta có khe hở trung bình giữa rotor và stato:

$$\begin{aligned}\phi_b &= \frac{1}{F_{\varphi_2}}\int \theta d\varphi_2 = \frac{1}{\pi - 2\Delta\varphi}\int_{\Delta\varphi}^{\pi-\Delta\varphi}\left(u\sin\alpha - \frac{\delta}{2}\right)d\varphi_2 = \frac{1}{\pi - 2\Delta\varphi}\int_{\Delta\varphi}^{\pi-\Delta\varphi}\left(u\cos\frac{\varphi_2}{2} - \frac{\delta}{2}\right)d\varphi_2 \\ &= \frac{2u}{\pi - 2\Delta\varphi}\left(\cos\frac{\Delta\varphi}{2} - \sin\frac{\Delta\varphi}{2}\right) - \frac{\delta}{2} = \frac{2u}{\pi}\left[\frac{\pi}{\pi - 2\Delta\varphi}\left(\cos\frac{\Delta\varphi}{2} - \sin\frac{\Delta\varphi}{2}\right) - \frac{\pi}{4}\frac{\delta}{u}\right]\end{aligned} \quad (8)$$

Để thuận tiện cho việc biến đổi toán học và tính toán kỹ thuật, ta đặt:

$$k_\delta = \frac{\theta_{tb}}{\theta_{tb0}} = \frac{\pi}{\pi - 2\Delta\varphi}\left(\cos\frac{\Delta\varphi}{2} - \sin\frac{\Delta\varphi}{2}\right) - \frac{\pi}{4}\frac{\delta}{u} \quad (10)$$

Suy ra:

$$\theta_{tb} = k_\delta . \theta_{tb0} \quad (11)$$

Chiều dài đường sinh từ điểm tiếp xúc thứ nhất trong khoảng thời gian tiết diện rotor quay góc $\varphi_2 = \Delta\varphi...\pi-\Delta\varphi$:

$$L_\theta = \frac{\pi - 2\Delta\varphi}{2\pi} L_{k1} \quad (12)$$

Trong đó: L_{k1} - Độ dài của đường tiếp xúc thứ nhất của rotor với stato.

Trong trường hợp rotor "ăn khớp" lý tưởng với stato ($\delta = 0$; $\Delta\varphi = 0$; $k_\delta = 1$), ta có:

$$\theta_{tb} = \theta_{tb0} = \frac{2u}{\pi} = 0{,}637u; L_\theta = \frac{L_{k1}}{2} \quad (13)$$

Do đó, khe hở trung bình tích phân giữa rotor và stato tương đương với khe hở trung bình cộng với số lần khởi động rotor vô hạn (Bảng 1).

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC MÁY THỦY LỰC MỘT TRỤC VÍT VÀ MÔ PHỎNG

Theo lý thuyết máy thủy lực một trục vít, lưu lượng thực tế của máy bơm và số vòng quay của động cơ trục vít được xác định:

$$Q = Q_{lt} - \Delta Q; \quad n = \frac{Q - \Delta Q}{V} \quad (14)$$

Trong đó:

Q_{lt} - Lưu lượng lý thuyết của bơm;

ΔQ - Lưu lượng rò rỉ;

V - Thể tích làm việc của máy thủy lực một trục vít.

Tổn thất thể tích trong khoang cao áp do rò rỉ chất lỏng đến các khoang có áp suất thấp hơn qua khe hở được hình thành trên đường tiếp xúc giữa rotor và stato. Lưu lượng của máy phụ thuộc vào độ chênh áp suất p_k và số vòng quay của rotor:

$$Q = f(p_k, n) \quad (15)$$

Vận tốc chất lỏng rò rỉ qua khe hẹp giữa rotor và stato là:

$$v = \mu\sqrt{\frac{2p_k}{\rho}} \quad (16)$$

Trong đó: μ - Hệ số lưu lượng, phụ ☞

thuộc kết cấu khe hẹp và đặc tính chất lỏng.

Vì tổn thất thể tích được xác định bởi sự rò rỉ qua khe hẹp giữa rotor và stato, nên cần phải tính đến sự hình thành các khe hẹp này trong chu trình hoạt động của máy khi rotor quay liên tục từ khi vào đến khi ra với vận tốc:

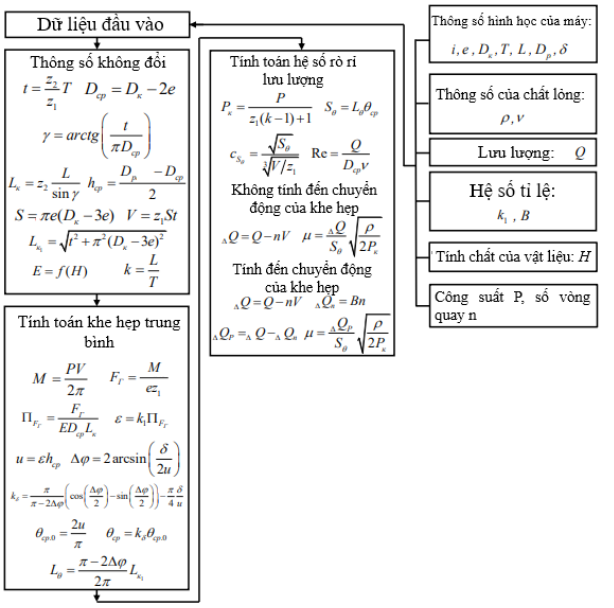
$$w = z_2 T n \tag{17}$$

Trong đó: T - Bước vít trên biên dạng của stato.

Khi tính đến ảnh hưởng của ma sát trong khe hẹp, vận tốc chất lỏng rò rỉ so với khe hẹp di động là:

$$\vec{u} = \vec{v} + \vec{w} \tag{18}$$

Mô hình toán học được sử dụng để xác định hệ số lưu lượng có và không tính đến sự dịch chuyển của khe hẹp giữa rotor và stato (tính toán trong Mục 2) được thiết lập với các dữ kiện sau:

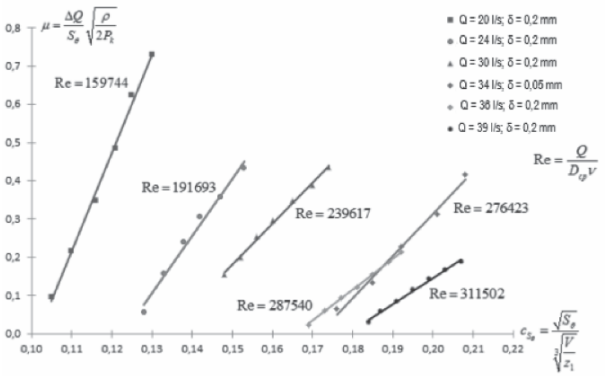


Mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm Matlab/Simulink với thông số kết cấu của máy thủy lực một trục vít D1-195 [3]. Thông số đầu vào mô phỏng với máy thủy lực D1-195:

Bảng 2. Các thông số của máy thủy lực một trục vít D1-195.

Lưu lượng (l/s)	Thể tích làm việc (l)	δ (mm)	n_x (1/s)	θ_{cp} (mm)	B (l)	B/V (%)
32	14.3	-0.6	2.207	0.743	0.199	1.4
		-0.3	2.325	0.506	-0.537	-3.8
		0.0	2.403	0.321	-0.983	-6.9
		0.3	2.463	0.166	-1.308	-9.1
		0.6	2.485	0.056	-1.423	-9.9

Kết quả tính toán hệ số lưu lượng μ với diện tích khe hở và số Rây-nôn thay đổi được trình bày trên Hình 5.



Hình 5. Quan hệ giữa hệ số rò rỉ lưu lượng và diện tích khe hở giữa rotor và stato

4. KẾT LUẬN

Trên cơ sở kết quả mô phỏng trên, có thể đưa ra các kết luận sau:

• Hệ số lưu lượng phụ thuộc phần lớn vào độ chặt ban đầu trong cặp rotor - stato, điều này sẽ xác định khe hở thực tế do sự dịch chuyển của rotor so với stato, và hình dạng khe hở;

• Khi tính đến chuyển động của đường tiếp xúc, các đường cong cho độ chặt khác nhau trong hầu hết các trường hợp nằm gần nhau hơn nhiều so với việc không tính đến chuyển động của đường tiếp xúc, điều này làm tăng độ chính xác của việc tính toán các đặc tính của máy;

• Khi tính toán các đặc tính của máy thủy lực một trục vít, nên sử dụng hệ số lưu lượng từ khu vực tương đối của rãnh vít, có tính đến chuyển động đường tiếp xúc, vì trong khu vực này thực tế không phụ thuộc vào độ chặt chẽ ban đầu của cặp rotor - stato. Mặt khác, các đặc tính của máy ở khu vực này phản ánh đầy đủ nhất bản chất vật lý của quá trình và phù hợp với sự phụ thuộc của lưu lượng rò rỉ với chiều rộng khe hẹp;

• Để thiết lập chính xác hơn sự phụ thuộc tới hệ số lưu lượng vào các tham số chế độ làm việc của máy thủy lực một trục vít, cần bổ sung cơ sở dữ liệu về các đặc tính máy với nhiều kích cỡ và điều kiện thử nghiệm khác nhau.

Ngày nhận bài: **03/5/2022**
Ngày phản biện: **09/5/2022**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Балденко Д.Ф., Бидман М.Г., Калишевский В.Л. и др; "*Винтовые насосы*". М., Машиностроение, 1982.

[4]. Бартенев Г.М., Зуев Ю.С; "*Прочность и разрушение высокоэластичных материалов*". М., Химия, 1964.

[3]. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н; "*Одновинтовые гидравлические машины*": В 2 т.− М.: ООО "ИРЦ Газпром". − 2005-2007.