

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ GỐI ĐỠ THỦY LỰC LÀM VIỆC THEO NGUYÊN LÝ MÀNG DẦU MỎNG

TS ĐỖ QUỐC QUANG, TS NGUYỄN QUÁN THĂNG

KS CAO VĂN MÔ, KS TĂNG BÍCH THUY

Viện Công nghệ, Bộ Công thương

Bài báo trình bày các kết quả nghiên cứu, tính toán gối đỡ thủy lực dạng ổ chặn sử dụng trong máy nghiền đứng năng suất 15 T/h - sản phẩm của đề tài cấp nhà nước “Nghiên cứu tính toán, thiết kế và công nghệ chế tạo gối đỡ thủy lực chịu tải nặng đến 80 tấn”, mã số KC.05.18/06-10. Trên cơ sở mô phỏng Monte-Carlo, sử dụng thuật toán DE (Differential Evolution) để tính các hệ số không thứ nguyên, đề tài đã xác định được các thông số hình học tối ưu của một segment trong gối đỡ thủy lực đảm bảo công suất bơm dầu qua khe là cực tiểu.

Từ khoá: Gối đỡ thủy lực, ổ đỡ màng dầu mỏng, Fluid Thin Film Bearing, Kingsbury Bearing.

CALCULATE DESIGNING FLUID FILM BEARING WORK ACCORDING TO FLUID THIN FILM THEORY

Summary

This paper presents the result of researching, calculating Fluid Thin Film Bearing that is type of thrust bearing uses for Vertical Rolling Grinding Machine. Based on Monte-Carlo simulation, used DE (Differential Evolution) algorithm in order to calculate some non-dimensional coefficients to determine optimal geometric parameters of segment into Fluid Thin Film Bearing so that Fluid goes through slot with minimum pumping capacity.

This result's applied for calculating of Fluid Thin Film Bearing that is type of thrust bearing is used for Vertical Rolling Grinding Machine with Capacity at 15 tons/hr - Product of National Project “Research calculating, designing & machining process Fluid Thin Film Bearing with Load at 80 tons” with KC.05.18/06-10 Code.

I. Đặt vấn đề

Gối đỡ thủy lực chịu tải nặng dọc trục, đế phẳng có kết cấu hiện đại đã được đưa vào ứng dụng từ những năm đầu của thế kỷ XX. Gối thủy lực làm việc theo nguyên lý màng dầu mỏng (Fluid Thin Film Bearings), với chế độ bôi trơn thủy động hoặc thủy tĩnh. Đây là dạng ổ trượt chặn (hướng trục) có tốc độ quay lớn, hiệu suất cao, với dải công suất truyền động từ 50÷9.500 kW và chịu tải trọng thẳng đứng từ 50÷1.200 tấn.

Trong ổ trượt chặn dạng bôi trơn thủy tĩnh, màng dầu bôi trơn giữa hai bề mặt có chiều dày h được hình thành do bơm dầu có áp suất cao và các hốc dầu (buồng tạo áp) giữa hai bề mặt. Chiều dày màng dầu h không đổi ngay cả khi tốc độ tương đối giữa hai bề mặt bôi trơn bằng không. Gối thủy tĩnh có thể có dạng hình học bất kỳ: phẳng, trụ, tròn, côn, hoặc cầu nhưng dạng của mặt tỳ luôn tương ứng với dạng của mặt tựa. Dòng dầu hướng từ buồng theo bề mặt tựa chảy ra phần chu vi của nó và sẽ được cấp trở lại buồng tạo áp. Để khe hở giữa hai mặt của gối đỡ thủy tĩnh không đổi thì

lượng dầu ra khỏi gối trong một đơn vị thời gian phải bằng lượng dầu cấp vào gối.

Bài báo đề cập đến phương pháp tính toán, xác định các thông số hình học tối ưu của một segment trong ổ bôi trơn thủy tĩnh sao cho công suất bơm dầu qua khe là cực tiểu thông qua việc tính toán các hệ số không thứ nguyên, trên cơ sở mô phỏng Monte-Carlo và sử dụng thuật toán DE (Differential Evolution).

II. Phương pháp tính toán hệ số không thứ nguyên cho gối đỡ thủy tĩnh dạng ổ trượt chặn với tấm đỡ dạng segment hình dẹt quạt

Mọi gối đỡ thủy tĩnh đều làm việc theo nguyên tắc cấp dòng dầu bôi trơn có áp liên tục vào giữa hai bề mặt chuyển động tương đối. Chất lượng làm việc của loại gối đỡ như vậy phụ thuộc chủ yếu vào độ tin cậy khi hoạt động của hệ thống cấp dầu bôi trơn.

Khi tiến hành thiết kế thường dựa vào ba đại lượng không thứ nguyên là a_f - hệ số tải trọng, q_f - hệ số lưu lượng và H_f - hệ số công suất để chọn lựa các kích thước hình học hợp lý sao cho công suất đẩy dầu qua khe hẹp có giá trị cực tiểu [1]. Giá trị của những đại lượng này không phụ thuộc vào các kích thước tuyệt đối của gối mà chỉ phụ thuộc tỷ lệ giữa chúng, chính xác hơn là tỷ số diện tích của buồng tạo áp với tổng diện tích bề mặt của gối đỡ. Do vậy, việc xác định các hệ số không thứ nguyên cho một dạng hình học cụ thể của gối đỡ thủy tĩnh có ý nghĩa hết sức quan trọng.

Hệ số tải trọng của gối đỡ thủy tĩnh a_f được xác định bằng biểu thức:

$$a_f = \frac{W}{A_p \cdot p_r} \quad (1)$$

W - khả năng chịu tải thực của gối (kg)
 A_p - diện tích hình chiếu của bề mặt tựa (cm²)
 p_r - áp lực trong buồng dầu khi có khe hở (kg/cm²)

Hệ số lưu lượng của gối đỡ thủy tĩnh q_f được xác định bằng biểu thức:

$$q_f = \frac{Q \cdot A_p \cdot \mu}{W \cdot h^3} \quad (2)$$

Q - lưu lượng dầu (cm³/sec)
W - tải trọng tác dụng lên gối đỡ (kg)
h - chiều dày màng dầu bôi trơn (cm)
 μ - độ nhớt tuyệt đối của dầu bôi trơn (kg.sec/cm²)

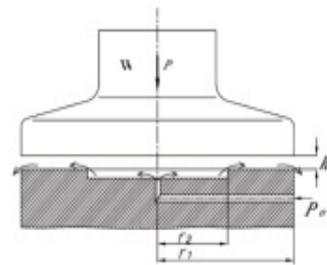
Công suất cần thiết của bơm để đẩy dầu qua khe hẹp trong gối đỡ được tính bằng tích giữa áp lực trong buồng và lưu lượng qua ổ:

$$H_B = p_r \cdot Q = H_f \cdot \left(\frac{W}{A_p}\right)^2 \cdot \frac{h^3}{\mu} \quad (3a) \quad H_f = \frac{q_f}{a_f} \quad (3)$$

Trong đó H_f là hệ số công suất.

Trong các tài liệu [1], [2], [13], [14] đã giới thiệu công thức xác định các hệ số không thứ nguyên (a_f , q_f , H_f) cho gối đỡ tròn buồng tròn trung tâm, gối đỡ tròn buồng vành khăn, gối đỡ chữ nhật buồng chữ nhật, hình côn, hình cầu.

Hệ số không thứ nguyên a_f , q_f , H_f cho gối đỡ tròn buồng tròn trung tâm (hình 1) được xác định theo các công thức sau [14]:



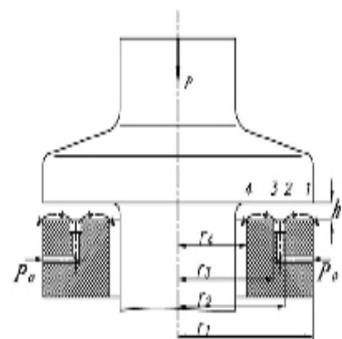
Hình 1: sơ đồ gối đỡ thủy tĩnh có buồng dầu hình tròn

$$a_f = \frac{1}{2} \frac{1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$

$$q_f = \frac{\pi}{3} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2}$$

$$H_f = \frac{2}{3} \frac{\pi \cdot \ln \frac{r_1}{r_2}}{\left[1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right]^2}$$

Hệ số không thứ nguyên a_f , q_f , H_f cho gối đỡ có buồng dầu dạng vành khăn (hình 2) được xác định theo các công thức sau [14]:



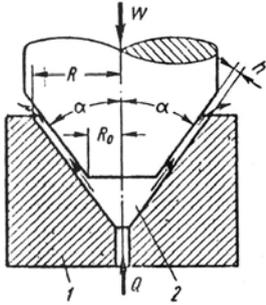
Hình 2: sơ đồ gối đỡ thủy tĩnh có buồng dầu hình vành khăn

$$a_f = \frac{1}{2(r_1^2 - r_2^2)} \left(\frac{r_1^2 - r_2^2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} - \frac{r_3^2 - r_4^2}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right)$$

$$q_f = \frac{1}{3} \frac{\pi(r_1^2 - r_2^2) \left(\ln \frac{r_1}{r_2} + \ln \frac{r_3}{r_4} \right)}{\ln \frac{r_1}{r_2} (r_1^2 - r_2^2) - \ln \frac{r_3}{r_4} (r_3^2 - r_4^2)}$$

$$H_f = \frac{2}{3} \pi \frac{\ln \frac{r_1}{r_2} \ln \frac{r_3}{r_4} \left(\ln \frac{r_1}{r_2} + \ln \frac{r_3}{r_4} \right)}{\left[\ln \frac{r_1}{r_2} (r_1^2 - r_2^2) - \ln \frac{r_3}{r_4} (r_3^2 - r_4^2) \right]^2} (r_1^2 - r_2^2)$$

Hệ số không thứ nguyên a_f , q_f , H_f cho gối đỡ có buồng dầu dạng hình côn (hình 3) được xác định theo các công thức sau [1]:



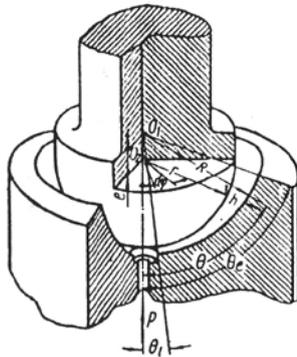
Hình 3: sơ đồ gối đỡ thủy tĩnh có buồng dầu hình côn

$$a_f = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - (R_0/R)^2}{\ln(R/R_0)} \right]$$

$$q_f = \frac{\pi}{3} \left[\frac{1}{1 - (R_0/R)^2} \right] \sin \alpha$$

$$H_f = \frac{2\pi}{3} \frac{\ln(R/R_0)}{1 - (R_0/R)^2} \sin \alpha$$

Hệ số không thứ nguyên a_f , q_f , H_f cho gối đỡ dạng hình cầu (hình 4) được xác định theo các công thức sau [14]:



Hình 4: sơ đồ gối đỡ thủy tĩnh có buồng dầu hình cầu

$$a_f = \frac{1}{2 \sin^2 \theta_e \left(\ln \frac{\cos \theta_i}{\cos \theta_e} + \frac{\cos^2 \theta_i - \cos^2 \theta_e}{2 \cos^2 \theta_e - \cos^2 \theta_i} \right)} \left(\frac{1}{\cos^2 \theta_e} - \frac{1}{\cos^2 \theta_i} \right)$$

$$q_f = \frac{\pi}{3} \cdot \frac{\sin^2 \theta_e}{\left(\frac{1}{\cos^2 \theta_e} - \frac{1}{\cos^2 \theta_i} \right)}$$

$$H_f = \frac{a_f}{q_f}$$

Tuy nhiên, trong các tài liệu tham khảo trên chưa có tài liệu nào trình bày chi tiết cơ sở tính toán cho segment phẳng có hình dạng khác, mặc dù loại này rất có ý nghĩa thực tiễn. Chủ yếu các số liệu dùng cho thiết kế các ổ đỡ thủy tĩnh dạng này đều dựa trên những kết quả thí nghiệm.

Trên cơ sở các biểu thức giải tích cơ bản đã biết và công cụ tính toán mới có thể xây dựng được phương pháp đủ tin cậy xác định ba hệ số không thứ nguyên quan trọng của gối đỡ nhiều segment dạng đĩa quạt khi cấp dầu vào buồng trung tâm, thậm chí cả gối đỡ có hình dạng phức tạp và có ý nghĩa thực tiễn hơn.

1. Một số tính toán thủy lực cho dòng dầu có áp chảy qua khe hẹp [4]

Phương trình chuyển động và tốc độ dòng chảy

$$u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot (y^2 - y \cdot h) \quad (4)$$

Tốc độ đạt giá trị cực đại khi $y = h/2$, có nghĩa là:

$$u_{\max} = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot \left(\frac{h^2}{4} - \frac{h^2}{2} \right) = \frac{1}{8\mu} \cdot \frac{dp}{dr} h^2 \quad (5)$$

Tốc độ trung bình của dòng chảy tầng trong khe hẹp:

$$v = \frac{2}{3} u_{\max} = \frac{1}{12\mu} \cdot h^2 \cdot \frac{dp}{dr} \quad (6)$$

Phân bố áp lực

$$\frac{dp}{dr} = \frac{12\mu \cdot dq}{h^3 \cdot r \cdot d\varphi} \quad (7)$$

$$\text{hay: } dp = \frac{12\mu \cdot dq}{h^3 \cdot d\varphi} \cdot \frac{dr}{r} \quad (8)$$

Từ (8) ta có thể nhận xét rằng: dọc phương hướng kính theo chiều dòng chảy, áp lực dầu giảm dần theo hàm logarit.

Lưu lượng dòng dầu được biểu thị dưới dạng sau:

$$dQ = \frac{h^3 \cdot d\varphi}{12\mu} \cdot \frac{\Delta p}{\ln \left(\frac{r_n}{r_b} \right)} \quad (9)$$

Nếu tính cho toàn bộ chu vi ta có tổng lưu lượng:

$$Q = \frac{\pi \cdot h^3}{6\mu} \cdot \frac{\Delta p}{\ln \left(\frac{r_n}{r_b} \right)} \quad (10)$$

Công thức (10) chỉ đúng khi trên toàn bộ chu vi r_n và r_b là hằng số.

2. Xây dựng phương pháp tính các hệ số cho gối đỡ thủy tĩnh trường hợp tổng quát

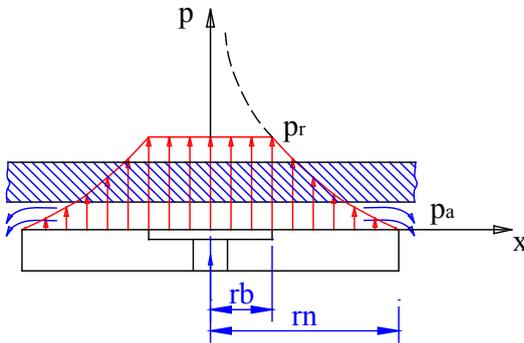
Xác định khả năng chịu tải thực của gối đỡ thủy tĩnh

Từ các công thức (1), (2) ta thấy rằng, để xác định được các hệ số của gối đỡ thủy tĩnh cần xác định được khả năng chịu tải và lưu lượng dầu qua gối đỡ khi gối làm việc ổn định.

Biểu đồ phân bố áp lực dầu có dạng như hình vẽ. Trong vùng buồng dầu áp lực không đổi bằng p_r , trong khoảng từ r_b đến r_n áp lực thay đổi theo quy luật logarit. Khả năng chịu tải của gối trong trường hợp chung tính theo công thức:

$$W = W_b + \int_{F_n} p_i \cdot dF \quad (11)$$

$$W_b = F_b \cdot p_r$$



Hình 5: phân bố áp lực trong gối đỡ thủy tĩnh

Nếu chia vùng ngoài buồng tạo áp thành n phần vô cùng nhỏ thì biểu thức (11) có thể viết lại như sau: $W = p_r \cdot F_b + \sum_{i=1}^n p_i \cdot f_i$ (12)

Trong đó:

p_r - áp lực dầu trong buồng, kg/cm²

F_b - diện tích của buồng tạo áp, cm²

F_n - phần diện tích ngoài buồng

n - số phần diện tích ngoài buồng được chia nhỏ

f_i - diện tích của phần thứ i, cm²

p_i - áp lực tại trọng tâm của phần diện tích thứ i, kg/cm²

$$p_i = \frac{p_r \cdot (\ln(x) - \ln(r_{ni}))}{\ln\left(\frac{r_{bi}}{r_{ni}}\right)} \quad (13)$$

Sử dụng biểu thức (13) ta có thể xác định được áp lực tại một điểm bất kỳ ngoài buồng và cho phép tính khả năng chịu tải thực của gối đỡ theo công thức (12).

Tính lưu lượng thông qua gối đỡ

Nếu ta chia toàn bộ chu vi thành k phần, mỗi phần có số đo góc ở tâm là $\Delta\varphi_i$ tương ứng phần chia này có bán kính buồng là r_{bi} và bán kính ngoài biên là r_{ni} , thì có thể tính toàn bộ lượng dầu qua gối bằng cách sử dụng công thức (10) được viết dưới dạng mới:

$$Q = \frac{h^3 \cdot p_r}{12\mu} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{\Delta\varphi_i}{\ln\left(\frac{r_{ni}}{r_{bi}}\right)} \quad (14)$$

Xác định các hệ số không thứ nguyên của gối thủy tĩnh

- Hệ số chịu tải: bằng cách kết hợp công thức (1) và (12), ta có biểu thức xác định hệ số a_f :

$$a_f = \frac{1}{A_p \cdot p_r} \left(p_r \cdot F_b + \sum_{i=1}^n p_i \cdot f_i \right) \quad (15)$$

Áp lực dầu ngoài buồng tại điểm bất kỳ p_i xác định theo biểu thức (13)

- Hệ số lưu lượng: kết hợp biểu thức (2) với (1) ta có:

$$q_f = \frac{Q \cdot A_p \cdot \mu}{W \cdot h^3} = \frac{Q \cdot A_p \cdot \mu}{a_f \cdot A_p \cdot p_r \cdot h^3} \quad (16)$$

Thay giá trị Q từ (14) vào (16) và giản ước ta được biểu thức tính q_f :

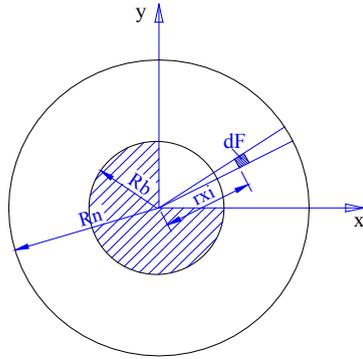
$$q_f = \frac{1}{12 \cdot a_f} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{\Delta\varphi_i}{\ln\left(\frac{r_{ni}}{r_{bi}}\right)} \quad (17)$$

- Hệ số công suất: sau khi đã có hai hệ số a_f và q_f thì H_f được tính theo (3).

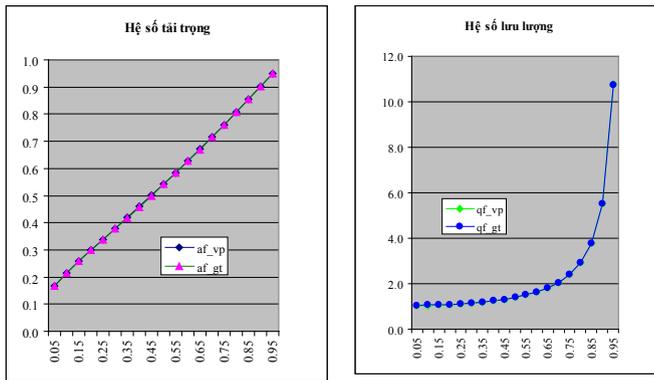
Như vậy, khi biết dạng hình học của buồng, dạng hình học của biên với dòng dầu chảy ra biên theo chiều hướng kính ta có thể cài đặt chương trình tính các hệ số với độ chính xác cho phép.

Trên cơ sở các biểu thức (15), (17) và (3), chúng tôi đã tiến hành lập trình và tính toán nhằm khẳng định sự đúng đắn của các suy luận toán học và độ tin cậy của phương pháp tính bằng số. Đã tiến hành tính toán cho gối đỡ dạng biên tròn với buồng tạo áp tròn chính tâm. Kết quả trùng với kết quả tính bằng giải tích đã được công bố [1].

Tỷ số kích thước tối ưu đối với gối đỡ dạng này là $r_b/r_n = 0,55$. Các hệ số tương ứng $a_i = 0,584$; $q_i = 1,501$; $H_i = 2,57$.



Hình 6: sơ đồ tính gối với buồng tròn



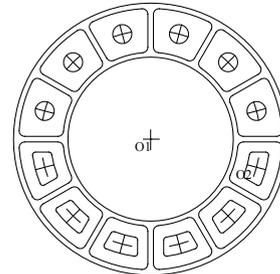
Hình 7: đồ thị của hệ số tải trọng và hệ số lưu lượng khi thay đổi tỷ số r_b/r_n

Với gối vuông buồng vuông, có nhiều dạng công thức giải tích khác nhau nhưng không cho kết quả đúng với số liệu thực nghiệm. Theo cách tính của chúng tôi, khi tỷ số $a/b = 0,5$ ta có $a_i = 0,5400$ đúng với số liệu thực nghiệm ($a_i = 0,54$) [1].

3. Tính cho một segment của gối đỡ máy nghiền

Do kích thước của các mâm đỡ máy nghiền lớn nên nó thường được cấu tạo như hình 8. Toàn bộ bề mặt của vùng tạo màng dầu bôi trơn được chia thành từng mảnh nhỏ rời nhau - segment. Mỗi một segment được cấp dầu độc lập và như thế có thể tính toán riêng. Khả năng mang tải, tổng lưu lượng, tổng công suất đẩy dầu của toàn bộ gối đỡ bằng tổng khả năng mang tải của tất cả các segment. Buồng tạo áp trên từng segment của gối đỡ thủy

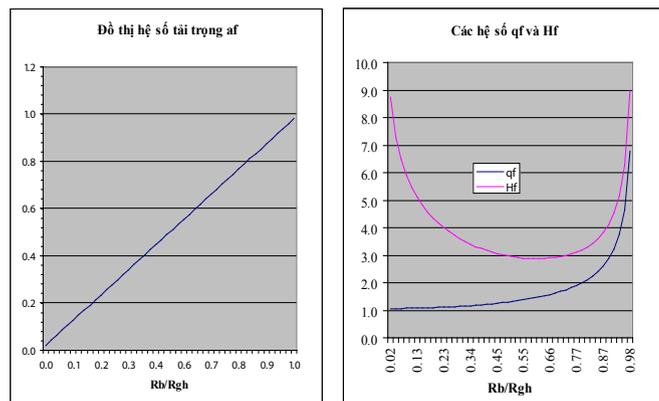
tĩnh thường có hai dạng là buồng tròn (nửa trên hình 8) và buồng đồng dạng với biên ngoài (nửa dưới hình 8).



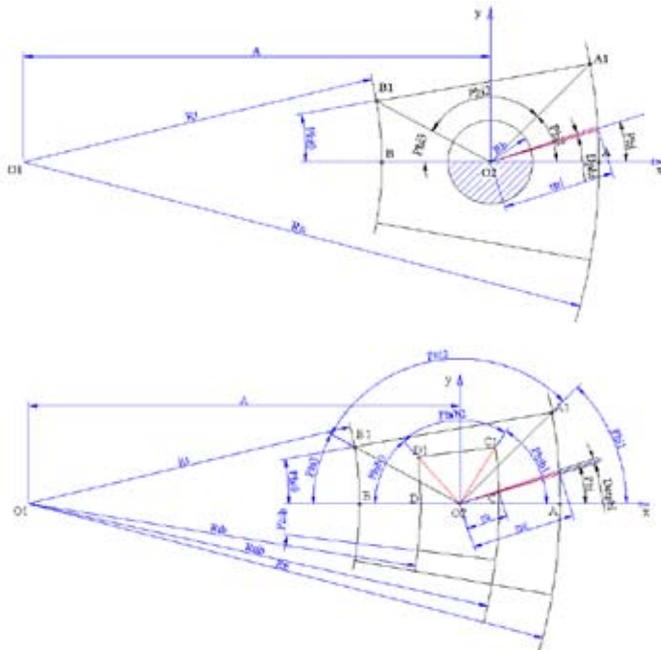
Hình 8: sơ đồ bố trí các segment trên gối đỡ máy nghiền

Khi tính toán các hệ số a_i , q_i và H_i bằng các công thức (15), (13), (17) và (3), điều cần phải chú ý là phương trình của các đường biên giới hạn của segment cũng như buồng tạo áp phải được viết trong hệ tọa độ có gốc tại điểm O2. Đồng thời, xác định đúng góc giới hạn Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 . Ví dụ, với segment có buồng tạo áp hình tròn khi góc tính toán thay đổi từ 0-180° thì giá trị của r_{ni} sẽ bị giới hạn bởi cung A-A1, đường thẳng A1-B1 và cuối cùng là cung B1-B (hình 10), trong khi r_{bi} là không đổi. Trường hợp của segment với buồng tạo áp đồng dạng với biên ngoài thì r_{bi} cũng sẽ thay đổi liên tục tương tự như biên ngoài.

Trên cơ sở các công thức đã biết và những chú ý nêu trên, chúng tôi đã tiến hành lập trình để tính cho segment với hai loại buồng khác nhau. Kết quả tính toán cho segment với buồng tạo áp hình tròn cho trên hình 9. Giá trị cực tiểu đạt được trong trường hợp này trong khoảng $R_b/R_{gh} = 0.58 \div 0.65$.



Hình 9: đồ thị biểu diễn giá trị các hệ số a_i , q_i và H_i của segment với buồng tròn phụ thuộc vào tỷ số R_b/R_{gh}



Hình 10: sơ đồ tính cho buồng tròn và buồng đồng dạng

4. Bài toán chọn thông số hình học tối ưu cho gối đỡ thủy tĩnh đảm bảo công suất đẩy dầu qua khe là cực tiểu

Xây dựng bài toán

Công suất của hệ thống cấp dầu cho một gối đỡ thủy tĩnh bao gồm nhiều thành phần, trong đó có công suất đẩy dầu qua khe hẹp giữa hai mặt có chuyển động tương đối được xác định bằng tích giữa áp lực trong buồng tạo áp và lưu lượng dầu (3a). Từ biểu thức (3a) cho thấy, có thể giảm thành phần công suất này bằng cách giảm giá trị của hệ số công suất H_f . Do vậy, trong quá trình thiết kế gối đỡ thủy tĩnh người ta luôn mong muốn với kích thước đã cho của gối đỡ (hoặc một segment) cần tìm kích thước hình học của buồng sao cho H_f đạt giá trị cực tiểu.

Từ những ví dụ tính toán ở trên có thể rút ra nhận xét rằng: khi hình dáng ngoài của gối hoặc một segment là cố định thì giá trị của các hệ số a_r , q_r và H_f chỉ còn phụ thuộc vào kích thước hình học của buồng tạo áp. Với gối đỡ có buồng tạo áp tròn thì a_r , q_r và H_f chỉ phụ thuộc vào bán kính buồng tạo áp R_b (hàm một biến). Bằng phương pháp số, việc xác định giá trị của R_b để H_f đạt giá trị cực tiểu là đơn

giản như trình bày ở trên và các đồ thị nhưng với buồng tạo áp có biên phức tạp hơn, ví dụ như trong trường hợp segment có buồng đồng dạng với biên thì không đơn giản. Với trường hợp cụ thể như trên hình 10 thì H_f sẽ phụ thuộc vào ba biến cơ bản:

$$H_f = f(r_{tb}, r_{nb}, \varphi_b) \quad (18)$$

Trong đó:

r_{tb} - bán kính trong của buồng tạo áp

r_{nb} - bán kính ngoài của buồng tạo áp

φ_b - nửa góc ở tâm (góc quạt) của buồng tạo áp

Hàm $f(r_{tb}, r_{nb}, \varphi_b)$ khó có thể biểu diễn bằng biểu thức giải tích tường minh, bởi để tính được H_f phải thông qua rất nhiều các tính toán trung gian như đã trình bày ở trên. Tuy nhiên, có thể khẳng định rằng với mỗi tập các giá trị của $(r_{tb}, r_{nb}, \varphi_b)$ ta có thể xác định được một giá trị duy nhất của H_f . Việc xây dựng hàm $f(r_{tb}, r_{nb}, \varphi_b)$ tường minh cũng không thực sự cần thiết khi các thuật toán tối ưu mới cho phép giải bài toán chỉ cần biết giá trị của hàm. Trong hệ tọa độ với gốc là điểm O_2 như trên hình 10, bài toán tối ưu có dạng:

Tìm tập các giá trị $(r_{tb}, r_{nb}, \varphi_b)$ sao cho hàm:

$$H_f = f(r_{tb}, r_{nb}, \varphi_b) \rightarrow Min; \quad (19)$$

Với các điều kiện ràng buộc sau: $0 > r_{tb} > r_t$

$$0 < r_{nb} < r_n$$

$$0 < \varphi_b < \varphi_s$$

Trong đó: r_t - bán kính trong của segment

r_n - bán kính ngoài của segment

j_b - nửa góc ở tâm của segment

Những điều kiện ràng buộc trên chỉ đảm bảo buồng tạo áp không vượt ra ngoài giới hạn hình học cho phép.

Chọn phương pháp giải

Để giải bài toán (19) có một số phương pháp sau:

- Phương pháp biến hình hoặc phương pháp dung sai mềm [6].

- Thuật toán Gen (Genetic Algorithm - GA) [7].

- Thuật toán mô phỏng luyện kim (Simulated Annealing - SA) [8].

- Thuật toán tiến hóa vi phân (Differential Evolution - DE) [9, 10].

Hai phương pháp đầu là các phương pháp truyền thống, việc xử lý các điều kiện hạn chế phức tạp, kết quả phụ thuộc vào điểm xuất phát ban đầu, khó đảm bảo cho chúng ta nghiệm tối ưu toàn cục. Ba thuật toán sau là các thuật toán thuộc lớp các thuật toán dựa trên cơ sở mô phỏng Monte-Carlo.

Kinh nghiệm lập trình và tính toán thử nghiệm một số bài toán phức tạp của chúng tôi cho thấy, thuật toán SA và DE luôn cho kết quả hội tụ và ổn định, tiêu chuẩn dừng xây dựng đơn giản và chính xác hơn. Thời gian tính trên máy của thuật toán DE luôn là nhỏ nhất so với các thuật toán khác khi giải những bài toán phức tạp. Để giải bài toán (19), chúng tôi đã chọn thuật toán DE. Giống như thuật toán GA, DE dựa trên quá trình tiến hóa với ba toán tử cơ bản là đột biến, lai ghép và lựa chọn nhưng bản chất mỗi toán tử lại khác hẳn với thuật toán GA.

Thông thường có thể dùng thuật toán DE khi biểu thức sau thỏa mãn:

$$\left| f(X)_{Min} - \frac{\sum_{i=1}^{N_p} f(X)_i}{N_p} \right| \leq \varepsilon \quad (20)$$

Có nghĩa là giá trị hàm của mọi cá thể trong quần thể gần như bằng nhau tùy thuộc vào giá trị ε (thường chọn $\varepsilon = 10^{-6}$).

Kết quả và thảo luận

Kết quả tính các tham số tối ưu theo công suất đẩy dầu cực tiểu cho segment gối đỡ thủy tĩnh máy nghiền đúng với hai loại buồng cho ở bảng dưới đây.

Các tham số	Buồng cao áp tròn	Buồng cao áp đồng dạng với biên
Bán kính trong của segment (cm) R_i	41,5	41,5
Bán kính ngoài của segment (cm) R_n	66,5	66,5
Nửa góc ở tâm của segment (độ) φ_s	10	10
Các tham số tối ưu		
Tỷ số diện tích buồng cao áp F_v/F_s với diện tích của segment (%)	21,7	28,5
Hệ số tải trọng a_i	0,507	0,568
Hệ số lưu lượng q_i	1,463	1,458
Hệ số công suất H_i	2,887	2,569

Các kết quả tính được trình bày ở trên mới chỉ là những kết quả bước đầu của đề tài và cũng chỉ giới hạn trong những tính toán nghiên cứu trong vùng có chuyển động tương đối giữa hai bề mặt trượt. Tuy còn một số yếu tố chưa thể tính hết trong khi tính toán nhưng nhóm nghiên cứu cũng có thể mạnh dạn đưa ra một vài nhận xét:

- Kết quả quá trình nghiên cứu đã đề xuất phương pháp tính gần đúng dựa trên cơ sở vi phân diện tích của gối đỡ, độ chính xác của kết quả phụ thuộc vào mức độ vi phân này. Dựa vào phương pháp tính đã nêu, bằng các thuật toán tối ưu mới có thể xác định nhanh bộ thông số hình học tối ưu của đối tượng nghiên cứu.

- Với phương pháp tính như trên, độ chính xác của các kết quả tính so với các kết quả tính bằng giải tích cũng như những số liệu thực nghiệm đã được công bố có thể dùng được trong quá trình tiếp tục nghiên cứu ổ đỡ thủy tĩnh.

- Việc dùng buồng tạo áp đồng dạng với biên của segment không chỉ giảm hệ số công suất được 11% so với buồng tròn mà còn tăng khả năng chịu

tải của gối khi áp lực trong buồng tạo áp trong hai trường hợp là như nhau.

- Với kết quả đạt được sẽ rút ngắn quá trình thực nghiệm và đạt hiệu quả cao do không cần chế tạo mô hình bằng kích thước thực.

Mặt khác, từ các phương pháp tính cho các loại ổ đỡ thủy lực nêu trên, ta nhận thấy việc xác định các kích thước hình học tối ưu cho một segment của gối đỡ chặn thủy tĩnh theo phương pháp không thứ nguyên để đảm bảo công suất dầu qua khe là cực tiểu có thể sử dụng một trong các thuật toán tối ưu sau:

- Phương pháp biến hình hoặc phương pháp dung sai mềm [6].

- Thuật toán Gen (Genetic Algorithm - GA) [7].

- Thuật toán mô phỏng luyện kim (Simulated Annealing - SA) [8].

- Thuật toán tiến hóa vi phân (Differential Evolution - DE) [9, 10].

Trên thực tế tính toán, chúng tôi đã chọn phương pháp DE là phương pháp luôn cho kết quả hội tụ, ổn định, đơn giản và chính xác.

III. Kết luận

Việc tính toán, thiết kế gối đỡ thủy lực làm việc theo nguyên lý màng dầu mỏng (Fluid Thin Film Bearings) bằng phương pháp tính các hệ số không thứ nguyên, đồng thời sử dụng thuật toán DE (Differential Evolution) trên cơ sở mô phỏng Monte-Carlo cho phép xác định các thông số hình học tối ưu cho một segment của gối đỡ thủy lực sao cho công suất bơm dầu qua khe là cực tiểu. Đây cũng là điều kiện cần để việc sử dụng gối đỡ dạng này đảm bảo tính kinh tế.

Các khảo nghiệm khi thực hiện đề tài cho thấy: gối đỡ thủy lực được chế tạo với các thông số hình học được tính toán theo phương pháp đã nêu làm việc ổn định, các thông số làm việc đo đạc được khi khảo nghiệm hoàn toàn phù hợp với tính toán. Như

vậy có thể kết luận rằng: phương pháp tính toán nêu trên có cơ sở khoa học, có đủ độ tin cậy khi ứng dụng vào thực tế, đặt cơ sở cho việc làm chủ thiết kế, chế tạo gối đỡ thủy tĩnh trong nước ■

Tài liệu tham khảo

1. Гарри Риппела: "Проектирование Гидростатических Подшипников" МАШИНОСТРОЕНИЕ - Москва, 1967.
2. С.А. ЧЕРНАВСКИЙ: "ПОДШИПНИКИ СКОЛЪЖЕНИЯ" МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА - Москва, 1963.
3. Nguyễn Hữu Chí: "Cơ học chất lỏng ứng dụng - Tập 1; Phần đại cương". Nxb Đại học và Trung học chuyên nghiệp - Hà Nội, 1972.
4. Nguyễn Phước Hoàng: "Thủy lực và máy thủy lực - Tập 1; Thủy lực đại cương". Nxb Đại học và Trung học chuyên nghiệp - Hà Nội, 1970.
5. W.B. Rowe, J.P. O'Donoghue: "Design Procedures for Hydrostatic Bearings".
6. M. Davis Himmelblau: "Application Nonlinear Programming" - Mir, 1975.
7. Zbigniew Michalewicz: "Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs". Springer - Verlag, 1994.
8. S. Kirkpatrick, C.D. Gelatt, Jr. M.P. Vecchi: "Optimization by Simulated Annealing. Volum220". SCIENCE, 1983.
9. Rainer Storn, Kenneth Price: "Differential Evolution - A Simple and effective scheme for global optimization over continue spaces", 3-1995.
10. Kenneth Price, Rainer Storn, Jouni Lampinen: "Differential Evolution - A Practical Approach to Global Optimization". Springer, 2005.
11. Kingsbury, Inc - 2003: "Equalizing Thrust Bearings - Comprehensive Design Guide 2003". Tài liệu Internet.
12. FLENDER - 2006: "Bevel Planetary Gear Units for Vertical Mill Drives". Tài liệu nội bộ.
13. R. Gohar H.Rahnejat: "Fundamentals of Tribology". Imperial College Press, 2008.
14. Богданов.О.И.: "Расчет Опор Скользяния". ТЕХИКА КИЕВ, 1966.