

Nghiên cứu tính toán, thiết kế phục hồi bơm nước cấp

Hoàng Trung Kiên, Hoàng Văn Gọt, Phạm Huy Dũng

Viện nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công thương

Email: gothv@narime.gov.vn; kienht@narime.gov.vn; dungphh@narime.gov.vn

Tóm tắt: Hiện Việt Nam có hơn 40 nhà máy nhiệt điện đốt than, trong đó, có trên 80 lò hơi. Để đảm bảo cấp nước liên tục cho lò hơi, mỗi lò được trang bị 3 bơm. Như vậy, tổng số lượng bơm nước cấp khoảng 240 tổ máy. Hiện nay, các bơm nước cấp đều phải nhập ngoại, chủ yếu nhập khẩu từ Mỹ và một số nước khác với giá khoảng 1.000.000 USD/bộ và thời gian đặt hàng từ 6 - 8 tháng. Khi xảy ra sự cố hư hỏng với một trong số chi tiết, bộ phận quan trọng, phải dừng bơm cấp nước và lò hơi cũng phải dừng hoạt động. Điều này gây thiệt hại lớn cho nhà máy sản xuất điện và sản lượng điện quốc gia. Việc nghiên cứu thiết kế các chi tiết của bơm nước cấp để phục vụ công tác phục hồi máy ở trong nước là vấn đề cấp thiết. Nhóm các cán bộ khoa học của Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công thương, đã thực hiện công tác phục hồi và đưa máy vào vận hành kịp thời, đạt được các chỉ tiêu tương đương ban đầu.

Từ khóa: Bơm nước cấp cho lò hơi nhà máy nhiệt điện, phục hồi

Abstract: Now in the Vietnam, there are about 40 thermal power plants. In this are about 80 boilers. Equip a boiler with 3 water pumps, make certain to supply day after day. At that in bulk there are 240 water pumps. Now 1,000,000 USD the water pump have to import from US and other countries, FOB time shipment to destination, delivery on 6 - 8 months. When one of main pump details (Pump spindle, pump propeller, balance detail) be out of order then the pump and boiler stop. It is power production heavy casualties of power plant and National. Research and design water pump for solution in the Vietnam, it is important problem. National Engineer group of National Research Institute for Mechanical Engineering of Ministry of Industry finished solution for water pump and compute it in power production with equivalence technical parameters of new pump.

Keywords: Boiler thermal power plant water pump, Design, solution

1. Đặt vấn đề

Khi xảy ra sự cố hư hỏng một số chi tiết, bộ phận quan trọng (trục bơm, bạc trượt) thì phải dừng bơm cấp nước và lò hơi. Điều này gây thiệt hại lớn cho nhà máy sản xuất điện và sản lượng điện quốc gia. Loại bơm này thường được nhập ngoại đồng bộ, do vậy, khi mua các chi tiết quan trọng này, các hãng không bán.

Từ phân tích trên cho thấy, việc nghiên cứu thiết kế các chi tiết của bơm là cơ sở quan trọng để phục hồi bơm nước cấp. Việc thiết kế phải theo quy trình sau: giải mã công nghệ bơm ngoại tiên tiến, thiết kế các chi tiết quan trọng như trục chính của bơm, gối đỡ trục, tính toán kiểm nghiệm các chỉ tiêu chính, chạy thử bơm trong điều kiện có tải để kiểm chứng, hiệu chỉnh bơm sau chạy thử có tải.

2. Nội dung nghiên cứu

2.1. Các bước nghiên cứu

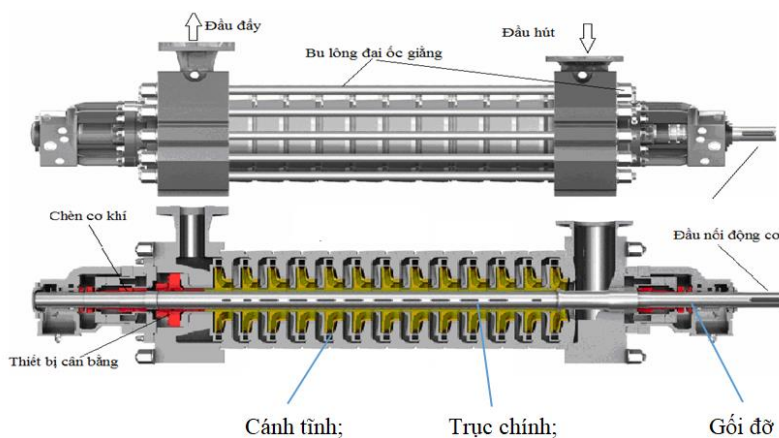
Nghiên cứu giải mã thiết kế bơm mẫu ngoại; Thiết lập được bản vẽ các chi tiết chính của bơm; Đề xuất được giải pháp công nghệ chế tạo trong nước các chi tiết chính của bơm nhằm đảm bảo đáp ứng yêu cầu thiết kế; Lắp ráp bơm đạt được các chỉ tiêu độ chính xác như bơm ngoại mới; Nghiên cứu lập quy trình lắp đặt và vận hành thử nghiệm, hiệu chỉnh bơm đạt được các chỉ tiêu ổn định như lưu lượng của bơm, độ mất cân bằng cụm rôto của bơm, tuổi thọ.

2.2. Thiết kế theo mẫu bơm nước cấp ngoại (gọi tắt là bơm)

Bơm nước cấp là loại thiết bị có độ phức tạp cao. Việc phục hồi loại bơm này, quan trọng nhất là *thiết kế được tổng thể và các chi tiết chính của bơm*. Các bước chính của thiết kế bơm có thể như sau:

2.2.1. Nghiên cứu thiết kế bản vẽ lắp của bơm

Sử dụng các trang thiết bị đo tiên tiến phục vụ cho thiết kế bơm theo phương pháp chép mẫu toàn bộ kết cấu của bơm.



Hình 1. Bản vẽ lắp điển hình của bơm nước cấp

Mô tả kết cấu của bơm:

Bơm nước cấp gồm nhiều mô đun (nhiều tầng cánh), trong đó, mỗi mô đun là một khoang bơm (tạo bởi hệ thống đĩa tĩnh). Các đĩa tĩnh được lắp ráp lồng đồng trục trên trục chính của bơm và định vị giữa các khoang bằng gờ dẫn hướng trên 2 mặt lắp ráp của đĩa tĩnh. Mỗi tầng cánh bơm được lắp vào trục chính trong mỗi khoang bằng mối ghép then. Định vị và kẹp chặt giữa các khoang với nhau bằng các bu lông chuyên dụng với thân bơm. Toàn bộ cụm trục chính và các tầng cánh bơm (gọi là rôto của bơm) được lắp đặt và quay trên hai gối đỡ thủy tĩnh.

Các thông số chính của bơm: Các thông số kỹ thuật quan trọng bao gồm: 12 tầng cánh; số vòng quay 3.000 vòng/phút; công suất dưới 8.000 kW; động cơ điện cao áp 6 kV; lưu

lượng 500 m³/h; áp suất cao và ổn định từ 12 đến 22 MPa; độ cao bơm nước đến bao hơi 70 m; làm việc ổn định không ít hơn 10.000 giờ.

Phạm vi nghiên cứu của đề tài: nghiên cứu bơm nước cấp lưu lượng từ 200 ÷ 250 m³/h và cột áp đầu đẩy bơm từ 15 ÷ 20 MPa; số cấp bằng 12 cấp; Số chi tiết nghiên cứu phục hồi, trực chính, gối đỡ trực (bạc), vận hành trong thực tiễn sau phục hồi bơm và đánh giá kết quả.

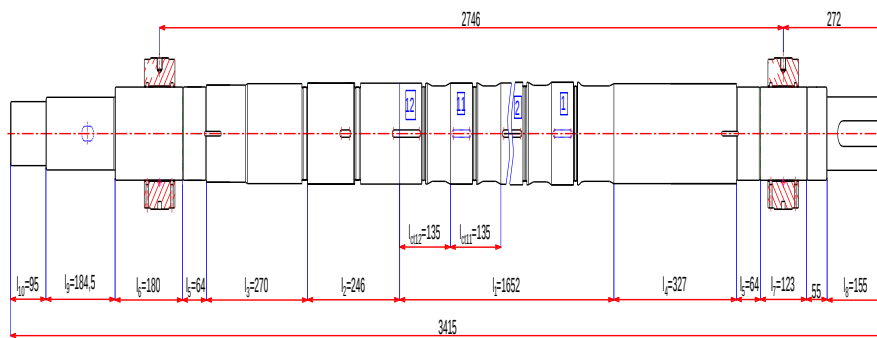
2.2.1.1. Thiết kế trực chính

Từ giải mã công nghệ, đã xác định được các thông số kỹ thuật chính quan trọng của trực bơm (Hình 1):

Nội dung thứ nhất: Nghiên cứu thiết kế trực chính [5]:

- Các chỉ tiêu kỹ thuật quan trọng

Các chỉ tiêu về độ bền mỏi, độ bền và độ cứng vững: $S \geq [S]$, Trong đó S là hệ số an toàn tính tại tiết diện nguy hiểm nhất của trực; [S] là hệ số an toàn cho phép của trực; Chỉ tiêu về độ bền tính: $\sigma_{td} \leq [\sigma]$, Trong đó σ_{td} là ứng suất tương đương xuất hiện tại tiết diện nguy hiểm nhất của trực; $[\sigma]$ là ứng suất cho phép của trực theo sức bền mỏi; Chỉ tiêu về độ cứng uốn: $f \leq [f]$; $\theta \leq [\theta]$, Trong đó f là độ võng lớn nhất của trực; [f] là độ võng cho phép; θ là góc xoay của trực tại tiết diện nguy hiểm; $[\theta]$ là góc xoay cho phép. Sau khi tính kiểm nghiệm với vật liệu thép 40CrNi và trực bơm làm việc với chế độ nêu trên. Thiết kế trực bơm (Hình 2).



Hình 2. Bản vẽ chế tạo trực chính của bơm

Yêu cầu kỹ thuật chính: Độ đồng tâm 2 ngõng trực (trên 2 đầu bạc đỡ) không lớn hơn 0,005 mm; các mặt để lắp hệ cánh bơm không nhỏ hơn 0,01 mm, vật liệu: 40CrNi, độ cứng sau nhiệt luyện: 250-280HB; giới hạn bền: 800-850 MPa; giới hạn chảy: 580-600MPa, độ giao động đạt mức cho phép khi chạy thử có tải.

- Đề xuất giải pháp công nghệ chế tạo trực chính [5]

Trực chính có độ chính xác cao, các chỉ tiêu kỹ thuật của bơm rất cao. Để có thể chế tạo trực bơm, đề xuất giải pháp công nghệ chế tạo như sau: chọn vật liệu phù hợp, chế tạo trực trên máy băng dài và có độ chính xác cao, nhiệt luyện là tôi cải thiện trực để có độ cứng vững cao và tôi cao tần các mặt làm việc chịu tác động của ma sát như ngõng trực 2 đầu, trang thiết bị đo lường chuyên dụng có khả năng kiểm tra các thông số kỹ thuật đáp

ứng yêu cầu thiết kế, lắp các chi tiết chính được chế tạo vào bơm và chạy thử trong điều kiện có tải để kiểm chứng.

- Xác định các tải trọng chính lên trục bơm [3,4]

+ Xác định mômen xoắn dẫn động bơm và lực tác dụng của khớp nối lên trục

Mômen xoắn dẫn động bơm chính là mômen xoắn được truyền từ động cơ lên trục của bơm để bơm nước và thắng các trở lực khác. Thành phần mômen này cân bằng với mômen tác động ngược chiều của chất lỏng lên bánh công tác.

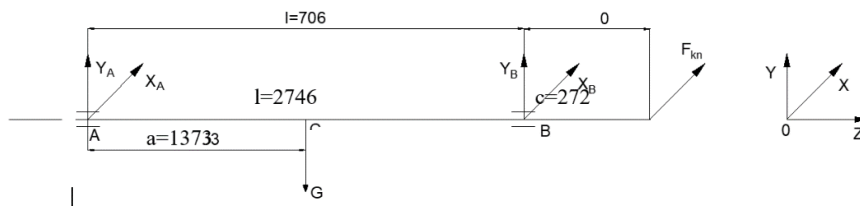
F_{kn} chính là lực tác dụng của khớp nối lên trục và được tính như sau: $F_{kn} = k \frac{2T}{D_0}$

Trong đó $K = (0,1 \div 0,3)$ ta chọn $k = 0,2$; $D_0 = 100$ (mm); Mômen xoắn: $T = 9,55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9,55 \times 10^6 \frac{600}{3000} = 1910000$ (Nmm)

Vậy ta có: $F_{kn} = 0,2 \times \frac{2 \times 1910000}{100} = 7640$ (N)

+ Xác định phản lực liên kết tại các gối đỡ [3,4]

Trên thực tế, lực phân bố trên chiều dài ổ đỡ, nhưng để đơn giản, ta coi như lực tập trung. Trục chính của bơm nước cấp được lắp trên ổ trượt với chiều dài ổ không lớn, do đó, ở đây phản lực liên kết được coi như đặt ở giữa ổ. Sơ đồ các lực tác dụng lên trục chính của bơm nước cấp trình bày trên Hình 3.



Hình 3. Sơ đồ đặt lực trên trục

Áp dụng điều kiện cân bằng của hệ lực tác dụng lên trục chính của bơm nước cấp, ta có hệ phương trình cân bằng như sau:

$$\begin{cases} F_x = X_A + X_B + F_{kn} = 0 \\ F_y = Y_A + Y_B - G = 0 \\ M_y(A) = (c + l) \times F_{kn} + l \times X_B = 0 \\ M_x(A) = Y_B \cdot l - G \cdot a = 0 \end{cases}$$

Với các giá trị đã có, giải hệ phương trình, ta có:

$$\begin{cases} X_B = -\frac{F_{kn} \cdot (c + l)}{l} = -\frac{7640 \cdot (272 + 2746)}{2746} = -8396,766(N) \\ Y_B = \frac{G \cdot a}{l} = \frac{5798,33 \cdot 13733}{2746} = 2899,165(N) \\ X_A = -F_{kn} - X_B = -7640 + 8396,766 = 756,766(N) \\ Y_A = G - Y_B = 5798,33 - 2899,165 = 2899,165(N) \end{cases}$$

+ Xác định đường kính các đoạn trục [5]

Sau khi đã xác định được các phản lực liên kết tại các gối đỡ trục và phân tích được các lực tác dụng lên trục, xác định được đường kính của các đoạn trục cần vẽ được biểu đồ mômen uốn trên trục. Từ đó, vẽ các biểu đồ mômen uốn trong mặt phẳng đứng yoz, mặt phẳng ngang xoz và biểu đồ mômen xoắn T.

Trên cơ sở này, sẽ tính được mômen uốn M_j và mômen tương đương M_{tdj} tại các tiết diện j trên chiều dài trục theo công thức sau:

$$M_j = \sqrt{M_{y_j}^2 + M_{x_j}^2} \text{ Nmm}; M_{tdj} = \sqrt{M_j^2 + 0,75T_j^2} \text{ Nmm}$$

Trong đó M_{x_j} , M_{y_j} là mômen uốn trong mặt phẳng yoz và xoz tại các tiết diện j trên chiều dài trục.

Tính đường kính trục tại các tiết diện j theo công thức:

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{M_{tdj}}{0,1[\sigma]}}$$

trong đó $[\sigma]$ là ứng suất cho phép của thép chế tạo trục.

Như vậy, để xác định đường kính các đoạn trục, trước tiên, cần phải xác định được biểu đồ mômen uốn M_x , M_y , M_z do các tải trọng tác dụng lên trục chính của bơm nước cấp gây ra. Từ việc phân tích các lực tác dụng lên trục chính của bơm nước cấp nhận thấy:

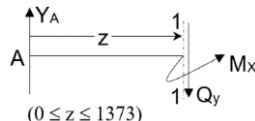
Các tải trọng tác dụng lên trục gây ra uốn M_x gồm có: Y_A , Y_B , G ;

Các tải trọng tác dụng lên trục gây ra uốn M_y gồm có: X_A , X_B , F_{kn} ;

Các tải trọng tác dụng lên trục gây ra xoắn M_z có: T - Mômen xoắn dẫn động bơm.

Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x

Để đơn giản, ta khảo sát phần bên trái của đoạn trục AC. Hình 4:



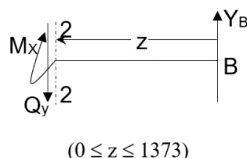
Hình 4. Biểu đồ momen đoạn AC

Khi đó, áp dụng điều kiện cân bằng của hệ lực, ta có:

$$Y_A - Q_y = 0; Y_A \cdot z + M_x = 0 \text{ Suy ra: } Q_y = Y_A; M_x = Y_A \cdot z$$

$$\text{Với } z = 0 \text{ thì } M_x = 0; \text{ Với } z = 1373 \text{ thì } M_x = 1373 \cdot Y_A = 1373 \cdot 2899,165 = 3980553,55$$

Xét đoạn BC, khảo sát mặt cắt 2-2. Để đơn giản, ta khảo sát phần bên phải của đoạn trục BC. Giả sử các nội lực có chiều như Hình 5:



Hình 5. Biểu đồ momen đoạn BC

Khi đó, áp dụng điều kiện cân bằng của hệ lực ta có:

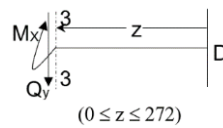
$$Y_B - Q_y = 0; Y_B \cdot z - M_x = 0; \text{ Suy ra: } Q_y = Y_B; M_x = Y_B \cdot z. \text{ Với } z = 0 \text{ thì } M_x = 0$$

$$\text{Với } z = 1373 \text{ thì } M_x = 1373 \cdot Y_A = 1373 \cdot 2899,165 = 3980553,55$$

Với các trị số nội lực đã tính ở bước trên, với qui ước vẽ biểu đồ M_x ở dưới đường thẳng chuẩn nằm ngang nếu $M_x > 0$, ta vẽ được biểu đồ mômen uốn nội lực M_x như thể

hiện trên hình 6. Sau khi vẽ biểu đồ M_x , có thể nhận thấy, biểu đồ M_x luôn nằm ở thớ bị căng (bị giãn) của dầm, thớ nào của dầm bị căng (bị giãn) thì biểu đồ M_x nằm ở thớ đó. Ở Hình 6, thớ dưới của dầm bị giãn vì M_x nằm ở thớ đó.

Xét đoạn BD, khảo sát mặt cắt 3 – 3. Để đơn giản, ta khảo sát phần bên phải của đoạn trục BC. Giả sử các nội lực có chiều như Hình 6:



Hình 6. Biểu đồ momen đoạn BD trên mặt cắt 3-3

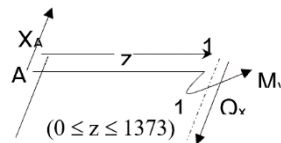
Khi đó, áp dụng điều kiện cân bằng của hệ lực, ta có: $Q_y = 0$; $M_x = 0$

Với các trị số nội lực đã tính ở bước trên, với qui ước vẽ biểu đồ M_x ở dưới đường thẳng chuẩn nằm ngang nếu $M_x > 0$, ta vẽ được biểu đồ mômen uốn nội lực M_x như thể hiện trên Hình 6. Sau khi vẽ biểu đồ M_x , có thể nhận thấy, biểu đồ M_x luôn nằm ở thớ bị căng (bị giãn) của dầm, thớ nào của dầm bị căng (bị giãn) thì biểu đồ M_x nằm ở thớ đó. Ở Hình 4, thớ dưới của dầm bị giãn vì M_x nằm ở thớ đó.

Vẽ biểu đồ mômen uốn M_y :

Để vẽ biểu đồ nội lực mômen uốn M_y ở đây sử dụng phương pháp mặt cắt.

Xét đoạn AB, khảo sát mặt cắt 1 – 1. Để đơn giản ta khảo sát phần bên trái của đoạn trục AC. Giả sử các nội lực có chiều như Hình 7:



Hình 7. Biểu đồ momen đoạn BD trên mặt cắt 1-1

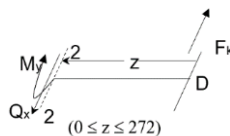
Khi đó, áp dụng điều kiện cân bằng của hệ lực, ta có:

$$X_A - Q_x = 0; -X_A \cdot z + M_y = 0; \text{ Suy ra: } Q_x = X_A; M_y = X_A \cdot z$$

Với $z = 0$ thì $M_y = 0$; Với $z = 1373$ thì $M_y = 1373 \cdot X_A = 1373.756,766 = 1039045,21$

Với $z = 2746$ thì $M_y = 2746 \cdot X_A = 2746.756,766 = 2078080$

Xét đoạn BD, khảo sát mặt cắt 2 – 2. Để đơn giản, ta khảo sát phần bên phải của đoạn trục BD. Giả sử các nội lực có chiều như Hình 8:



Hình 8. Biểu đồ momen đoạn BD trên mặt cắt 2-2

Khi đó, áp dụng điều kiện cân bằng của hệ lực, ta có:

$$F_{kn} - Q_x = 0; F_{kn} \cdot z - M_y = 0$$

Suy ra:

$$Q_x = F_{kn}; M_y = F_{kn} \cdot z. \text{ Với } z = 0 \text{ thì } M_y = 0$$

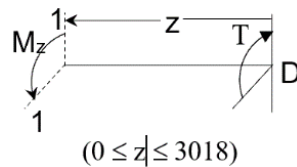
$$\text{Với } z = 272 \text{ thì } M_y = 272 \cdot F_{kn} = 272 \cdot 7640 = 2078080$$

Với các trị số nội lực đã tính ở bước trên, với qui ước vẽ biểu đồ M_y ở dưới đường thẳng chuẩn nằm ngang nếu $M_y > 0$, ta vẽ được biểu đồ mômen uốn nội lực M_y như thể hiện trên Hình 8. Sau khi vẽ biểu đồ M_y nhận thấy biểu đồ M_y luôn nằm ở thớ bị căng (bị giãn) của dầm, thớ nào của dầm bị căng (bị giãn) thì biểu đồ M_y nằm ở thớ đó. Ở Hình 8, thớ dưới của dầm bị giãn vì M_y nằm ở thớ đó.

Vẽ biểu đồ mômen xoắn M_z :

Để vẽ biểu đồ nội lực mômen uốn M_z ở đây, sử dụng phương pháp mặt cắt.

Xét đoạn AD, khảo sát mặt cắt 1 – 1. Để đơn giản, ta khảo sát phần bên phải của đoạn trục AD. Giả sử các nội lực có chiều như Hình 9:



Hình 9. Biểu đồ momen đoạn AD trên mặt cắt 1-1

Khi đó, áp dụng điều kiện cân bằng của hệ lực ta có:

$$-T + M_z = 0; \text{ Suy ra: } T = M_z = 1910000$$

Với các trị số nội lực đã tính ở bước trên, với qui ước vẽ biểu đồ M_z ở trên đường thẳng chuẩn nằm ngang nếu $M_z > 0$, ta vẽ được biểu đồ mômen uốn nội lực M_z như thể hiện trên Hình 9.

- Tính toán kiểm nghiệm bền chi tiết trục chính của bơm nước cấp [4,5]

+ Tính kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh

Để đề phòng khả năng bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc phá hỏng do quá tải đột ngột (khi mở máy), cần kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh. Theo công thức 10.27 (trang 200 [4]), ta có công thức kiểm nghiệm như sau: $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$

$$\text{Trong đó } \sigma = \frac{M_{tdmax}}{0,1d_c^3} = \frac{4434015,8}{0,1 \cdot 110^3} = 33,31 \text{ Mpa (CT 10.28 [4])}$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{0,1d_B^3} = \frac{1910000}{0,1 \cdot 110^3} = 14,35 \text{ Mpa (CT 10.29 Tr200 [4])}$$

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_{ch} = 0,8 \cdot 580 = 464 \text{ Mpa với } \sigma_{ch} \text{ (tra bảng B6.1 Tr92 [4])}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{33,31^2 + 3 \cdot 14,35^2} = 41,56 \text{ Mpa} \leq [\sigma] = 464 \text{ Mpa}$$

Nghĩa là, trục thỏa mãn độ bền.

+ Tính kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi

Dưới tác dụng của ứng suất uốn và ứng suất xoắn trục bị hỏng vì mỏi. Do đó, phải tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi theo hệ số an toàn.

Các tiết diện nguy hiểm đó thỏa mãn điều kiện sau:

$$s = s_\sigma \cdot s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq [s]$$

Trong đó $[s]$ – hệ số an toàn phải đạt được, $[s] = 1,5 \div 2,5$; s_σ , s_τ - hệ số an toàn chỉ xét riêng cho trường hợp ứng suất pháp hoặc chỉ xét riêng cho trường hợp ứng suất tiếp, được tính theo công thức sau:

Hệ số an toàn cho ứng suất pháp, tiếp là:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad \tau_\sigma = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Với: σ_{-1} : giới hạn mỏi uốn ứng với chu kỳ đối xứng.

$\sigma_{-1} = 0,4363\sigma_b$ (đối với thép cacbon) và $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_b + (70 \div 120)$ MPa (đối với thép hợp kim); τ_{-1} : giới hạn mỏi xoắn đối với chu kỳ đối xứng và được xác định theo công thức:

$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$; σ_a , τ_a và σ_m , τ_m : là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện đang xét và được xác định theo công thức sau:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \text{ còn ứng suất uốn: } \sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{\max j} = M_j / W_j;$$

ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ: $\tau_m = \tau_a = \tau_{\max j} / 2 = T_j / 2W_{0j}$

Với W_j và W_{0j} là mô men cản uốn và mô men cản xoắn tại tiết diện j đang xét của trục.

ψ_σ và ψ_τ : là hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra theo bảng 10.7 trang 197 [4] với $\sigma_b = 600(MPa)$, ta có: $\begin{cases} \psi_\sigma = 0,05 \\ \psi_\tau = 0 \end{cases}$

$\beta = 1$ - hệ số bề mặt; ε_σ và ε_τ là hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi; K_σ và K_τ là hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn, trị số của chúng phụ thuộc vào loại yếu tố gây tập trung ứng suất.

Chọn sơ bộ kiểu lắp $\frac{H7}{k6}$ theo bảng B $\frac{10-11}{198}$ [4] ta có: $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,52$; $\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2,03$

Mặt khác, với vật liệu chế tạo trục là thép hợp kim, ta có: $\sigma_b = 600MPa$, $\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 0,436 \cdot 600 = 261,6MPa$; $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 261,6 = 151,8MPa$

→ Ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng nên: $\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j}$ và $\sigma_{mj} = 0$; với

$$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j}; \text{ Nên:}$$

$$\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{M_j}{\frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j}}$$

Trục quay một chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu trình mạch động, khi ấy, ta có:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2 \cdot W_{0j}} \text{ với } W_{0j} = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j};$$

Nên:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2 \cdot W_{oj}} = \frac{T_j}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} \right)}$$

- Tại tiết diện lắp bánh công tác: Theo công thức 10.6 [4] với trục có [4]:
Mô men cản uốn tại tiết diện lắp bánh xe công tác:

$$w_c = \frac{\pi d_{BCT}^3}{32} - \frac{b t_1 (d_{BCT} - t_1)^2}{2 \cdot d_{BCT}} = \frac{3,14 \cdot 110^3}{32} - \frac{20,8 \cdot (110 - 8)^2}{2 \cdot 110} = 123037,83$$

$$\Rightarrow \sigma_{a2} = \frac{4113930,2}{123037,83} = 33,43(MPa)$$

Mô men cản xoắn tại tiết diện lắp bánh xe công tác:

$$w_{oC} = \frac{\pi d_{BCT}^3}{16} - \frac{b t_1 (d_{BCT} - t_1)^2}{2 \cdot d_{BCT}} = \frac{3,14 \cdot 110^3}{16} - \frac{20,8 \cdot (110 - 8)^2}{2 \cdot 110} = 253642,20$$

Tương tự ứng suất xoắn: $\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{\tau_j}{2 w_{oj}}$,

$$\tau_{mC} = \tau_{aC} = \frac{\tau_{\max 2}}{2 \cdot w_{oC}} = \frac{1910000}{2 \cdot 253642,2} = 3,765(MPa)$$

Mô men cản uốn tại tiết diện lắp ổ trượt:

$$w_B = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 100^3}{32} = 98125$$

$$\Rightarrow \sigma_a = \frac{M_3}{W_3} = \frac{2078090,42}{98125} = 21,18$$

và momen xoắn:

$$w_{0D} = \frac{\pi d_{23}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 100^3}{16} = 196250$$

và ứng suất xoắn:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2 w_{0D}} = \frac{1910000}{2 \cdot 196250} = 4,87$$

- Tại tiết diện lắp bánh công tác:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj} \sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}} = \frac{261,6}{2,52 \cdot 8,05 + 0,05 \cdot 0} = 12,89$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau dj} \tau_{aj} + \psi_\tau \tau_{mj}} = \frac{151,8}{2,03 \cdot 4,69 + 0,4 \cdot 69} = 15,79$$

$$\Rightarrow s_{11} = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{12,89 \cdot 15,79}{\sqrt{12,89^2 + 15,79^2}} = 9,98 \geq [s]$$

$\Rightarrow$ Đạt mãn điều kiện bền về mỏi.

Tại tiết diện lắp ổ trượt:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d_j} \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \sigma_{mj}} = \frac{261,6}{2,52 \cdot 34,98 + 0,05 \cdot 0} = 2,97$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d_j} \tau_{aj} + \psi_{\tau} \tau_{mj}} = \frac{151,6}{2,03 \cdot 12,08 + 0,12 \cdot 0,08} = 6,18$$

$\Rightarrow$

$$s_{11} = \frac{s_{\sigma j} s_{\tau j}}{\sqrt{s_{\sigma j}^2 + s_{\tau j}^2}} = \frac{2,97 \cdot 6,18}{\sqrt{2,97^2 + 6,18^2}} = 2,7 \geq [s]$$

$\Rightarrow$ Đạt điều kiện bền về mỏi.

+ Tính kiểm nghiệm trục về độ cứng vững[5]

Điều kiện đảm bảo độ cứng uốn là: $f \leq [f]$; $\theta \leq [\theta]$

Trong đó $[f]$: là độ võng cho phép; $[\theta]$: là góc xoay cho phép; $f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$: là độ võng

của trục tại tiết diện đang xét. $\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$: là góc xoay của trục tại tiết diện đang xét; f_x, f_y là chuyển vị của trục theo phương x và phương y tại điểm đang xét; θ_x, θ_y là góc xoay của trục trong mặt phẳng yoz và xoz tại điểm đang xét.

Trị số biến dạng uốn cho phép được xác định theo điều kiện làm việc cụ thể của trục. Độ cứng vững cho phép $[f]$ của trục chính bơm nước cấp nói chung, trong chế tạo máy, không quá $0,0002 \div 0,0003$ khoảng cách giữa hai gối tựa. Góc xoay của trục tại chỗ lắp ổ trượt không được vượt quá $0,001$ rad. Như vậy, ta có:

$$[f] = (0,0002 \div 0,0003) \cdot l = (0,0002 \div 0,0003) \cdot 2746 = 0,5492 \div 0,8283$$

Độ võng và góc xoay của trục bơm nước cấp tại tiết diện nguy hiểm, phương pháp nhân biểu đồ Verêxaghin: $\Delta K = M_x \cdot \overline{M_K} = \sum \frac{1}{EJ} \Omega \eta_c$

Trong đó M_x là biểu đồ mômen do tải trọng; $\overline{M_K}$ biểu đồ mômen do lực 1 đơn vị; Ω là phần diện tích trên biểu đồ mômen M_x ; η_c là tung độ trên biểu đồ $\overline{M_K}$ ứng với trọng tâm diện tích Ω trên đồ mômen M_x

Nội dung thứ 2: Nghiên cứu thiết kế bạc trượt [1,2;4]

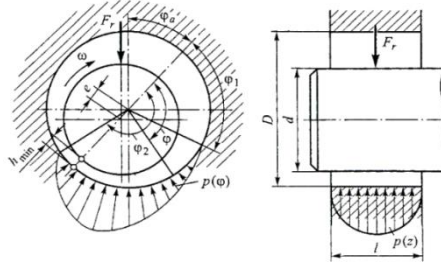
- Đặt vấn đề

Hiện nay ở nước ta, trong các nhà máy nhiệt điện than, sản xuất vật liệu xây dựng,... có nhiều thiết bị sử dụng ổ đỡ được bôi trơn ma sát ướt. Do vậy, có nhu cầu lớn về thay thế mới và phục hồi bạc. Các loại bạc cỡ lớn, tải trọng cao từ vật liệu babit B83 hoàn toàn phải nhập ngoại. Trong thiết kế mới hoặc phục hồi bạc cho ổ đỡ thủy động hay thủy tĩnh thì việc tính toán khe hở cho lớp màng dầu ổ là một vấn đề rất quan trọng.

- Nội dung nghiên cứu

+ Chiều dày màng dầu [1]:

Chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu bôi trơn trong bạc bôi trơn thủy động (Hình 10) được tính với những giả thiết sau: Các bề mặt ma sát không biến dạng; độ nhớt của chất bôi trơn không đổi; không có sự chảy chất bôi trơn ra cạnh ổ từ vùng ma sát.



Hình 10. Sơ đồ chiều dày nhỏ nhất lớp dầu bôi trơn [1,4]

Các ký hiệu trên hình 1: F_r - tải trọng hướng tâm; φ_a - góc tải trọng; e - độ lệch tâm; D - đường kính bạc ($R = d/2$); d - đường kính trục ($r = d/2$); $\delta = D - d$ - độ hở đường kính; $\Delta = R - r$ độ hở bán kính; $\psi = \frac{D-d}{d} = \frac{\delta}{d}$ - độ hở tương đối; $\chi = \frac{e}{\Delta}$ là độ lệch tâm tương đối.

Giả sử ngông trục chịu tải trọng hướng tâm F . Khi trục chưa quay, lệch tâm với tâm bạc một khoảng e . Khi trục quay với vận tốc đủ lớn, ngông trục được nâng hẳn lên, tải trọng F được cân bằng với áp lực sinh ra trong lớp dầu (Hình 10). Bạc lúc này làm việc với chế độ bôi trơn ma sát ướt [1,4].

Điều kiện cơ bản để hình thành và tồn tại lớp bôi trơn, ngăn cách các bề mặt làm việc của trục và bạc. Sự thay đổi áp suất trong lớp bôi trơn được xác định theo phương trình Reynolds. Bạc có đường kính trong D lớn hơn đường kính trục d . Ở trạng thái chưa làm việc (trục đứng yên), trục và bạc lệch nhau một khoảng đúng bằng Δ , khe hở hình nêm (Hình liềm). Khi vận tốc vòng của ngông trục đủ lớn, trong lớp bôi trơn hình thành áp suất để nâng ngông trục lên khỏi bạc, trên lớp dầu mỏng trên Hình 10 trình bày vị trí của trục trong bạc với chế độ ma sát ướt và sự phân bố áp suất theo tiết diện ngang của trục. Vị trí của trục được đặc trưng bởi 2 tọa độ: góc giữa phương của tải trọng tác dụng lên ổ và đường thẳng đi qua tâm ngông trục và bạc φ_a và độ lệch tâm tuyệt đối e . Để tính toán dùng các ký hiệu sau đây: Khi ổ chưa làm việc, độ lệch tâm tuyệt đối e bằng độ hở bán kính $\Delta = R - r$. Khi ổ làm việc ở chế độ ma sát ướt, độ lệch tâm nhỏ hơn độ hở bán kính Δ . Tỉ số giữa độ lệch tâm tuyệt đối e và độ hở bán kính Δ gọi là độ lệch tâm tương đối:

$$\chi = \frac{e}{\delta/2} = \frac{2e}{\delta} = \frac{e}{\Delta} \quad (1)$$

χ thay đổi và $\chi = 1$ khi tâm của ngông trục và bạc trùng nhau.

Chiều dày h của lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ có chiều dày:

$$h = \frac{\delta}{2} + e \cos \varphi = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi) \quad (2)$$

Chiều dày lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ_m tại điểm $p = p_{\max}$ có:

$$h_m = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi_m). \quad (3)$$

Trong đó φ_m là góc φ tại $p_{\max}$

Chiều dày nhỏ nhất $h_{\min}$ của lớp dầu nằm trên đường nối tâm tại $\varphi = 180^\circ$ [1]:

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta}{2}(1 - \chi) = \psi \frac{d}{2}(1 - \chi). \quad (4)$$

Thông thường, bạc được tính toán với giả thiết là chênh đầu choán một nửa cung tròn: $\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ$. Lý thuyết bôi trơn thủy động được xây dựng dựa trên các giả thiết độ nhớt của lớp bôi trơn không đổi, trục và bạc không biến dạng, các đường tâm của ngồng trục và bạc tuyệt đối song song và bề mặt ngồng trục và bạc có hình dạng trụ lý tưởng, phương trình Reynolds trong hệ tọa độ độ lệch cực, với các quan hệ:

$$dx = 0,5d.d\varphi; v = 0,5\omega d; h = \delta(1 + \chi \cos \varphi); h_m = \Delta(1 + \chi \cos \varphi),$$

Trong đó h_m - bề dày màng bôi trơn tại điểm áp lực lớn nhất.

$$dp = 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{(1 + \chi \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi = 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi,$$

ω - Vận tốc của trục. Tổng áp lực từ φ_1 - φ tại tiết diện ứng với φ : $p_{(\varphi)} = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp$

Khả năng tải của lớp dầu trong ổ, nghĩa là, tải trọng hướng tâm F mà lớp dầu có thể chịu được, được xác định bằng tích phân hình chiếu của áp suất $p(\varphi)$ lên phương của tải trọng ngoài có áp suất thủy động chấn cung từ φ_1 đến φ_2 và có chiều dài là chiều dài ổ):

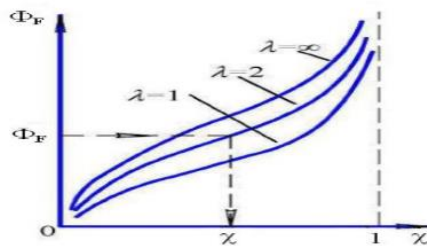
$$F = \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi) \cos(180^\circ - \varphi - \varphi_a) d\varphi = \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dp [-\cos(\varphi + \varphi_a)] d\varphi = \frac{\mu\omega}{\psi^2} dl S_o. \quad (5)$$

$$S_o = 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi,$$

φ_1 góc chất tải (Hình 1); trị số S_o (Somerfel) là hàm số tương quan phụ thuộc của các thông số làm việc của ổ. Hệ số S_o đại lượng không thứ nguyên, phụ thuộc vào tỉ số l/d và χ xác định bằng phương pháp tích phân đồ thị, ta có:

$$S_o = \frac{F}{dl} \cdot \frac{\psi^2}{\mu\omega} = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega} \quad (6)$$

p_m áp suất trung bình của dầu, $p_m = \frac{F}{dl}$ N/m²; μ - độ nhớt động lực của dầu.



Hình 11. Quan hệ giữa số Somerfel, S_o (trên đồ thị là Φ_F) và độ lệch tâm tương đối của ổ

Vế trái của (6) là hàm số chỉ của một biến là độ lệch tâm tương đối χ (các tọa độ φ_1 và φ_2 xác định từ các điều kiện biên), nên có thể tính được trước và lập thành bảng hoặc đồ thị như hình 2. Vế phải của (2) gọi là số Somerfel: $S_o = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega}$, trong đó Φ_F được thay bằng S_o .

Bảng 2.1[4] cho các giá trị S_o , phụ thuộc vào chiều dài tương đối l/d và độ lệch tâm tương đối χ của ổ, có xét đến đặc điểm chiều dài ổ có hạn (dầu bị chảy ra ngoài) và trong trường hợp $\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ$. Để xác định $h_{\min}$, cần xác định S_o , sau đó dựa theo S_o , tra bảng tài liệu [4] để tìm độ lệch tâm tương đối χ , rồi tính $h_{\min}$

+ Thiết kế độ hở tương đối: Chế độ bôi trơn bạc là bôi trơn ướt ổ thủy động, tải trọng nặng, vận tốc thấp: có các thông số đường kính danh nghĩa của bạc của bơm nước cấp $\Phi 100$ mm, vận tốc trục $n = 3.000$ vg/ph, tải trọng $T = 3.000$ N, vật liệu bạc: B83, vật liệu trục 40CrNi, các bề mặt bạc và trục được gia công đạt độ nhám Rz 3,2-6,3 μm .

- Tỉ số giữa chiều dài trục l (tính theo loại trục ngắn) và đường kính: chọn $l/d = 0,95$, từ đó, xác định được chiều dài phần trục trên gối $l = (l/d) \cdot d = 0,95 \cdot 100 = 95$ mm = 9,5 cm

- Vận tốc bạc trượt $\Phi 100 = 10$ cm: $n = 3.000$ v/ph; tương ứng: $v = 15,7$ m/s

- Tính độ hở tương đối sơ bộ theo công thức [1,2]:

$$\psi_{sb} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 15,7^{0,25} = 0,16 \cdot 10^{-3}$$

Từ kết quả trên tính được độ hở sơ bộ dùng để chọn chế độ lắp ghép là

$$S_{sb} = \Psi_{sb} d = 0,16 \cdot 10^{-3} \cdot 100 = 0,016 \text{ mm}.$$

$$\text{Như vậy độ hở tương đối: } \psi = \frac{\delta}{d} = \frac{0,165}{100} = 1,65 \cdot 10^{-4}$$

d, coi là đường kính danh nghĩa của lắp ghép và độ hở sơ bộ δ_{sb} , theo [3, 4] để chọn lắp ghép có trị số độ hở trung bình gần nhất với δ_{sb} . Chế độ lắp ghép được chọn theo dây tương đương H8/f8 và bằng nội suy, dung sai của bạc H8 100 (trên +0,20; dưới +0,11) dung sai của trục: (trên -0,00; dưới -0,022). Vậy khe hở trục – bạc f8 100 có các độ hở trung bình của lắp ghép là: $\delta_{tb} = 1,12$ mm.

2.2.1.2. Kiểm nghiệm về áp suất p và tích số p_v

- Chọn loại dầu: Giả thiết nhiệt độ làm việc sơ bộ của dầu là $t = 50^\circ\text{C}$, chọn loại dầu công nghiệp 30, có khối lượng riêng ở 20°C là $\gamma = 0,89$ g/cm³ và có độ nhớt động lực $\mu = 26 = 0,026$ Ns / m². Nhiệt dung riêng của dầu bôi trơn $C = 2$ kJ / (kg⁰C); hệ số tỏa nhiệt qua thân ổ và trục $k_t = 0,06$ kW(m².⁰C).

$$\text{- Tính áp suất } p: p = \frac{F_r}{ld} = \frac{3.000}{9,5 \cdot 10} = 34 \text{ KG/cm}^2 \leq [p] = 45 \text{ KG/cm}^2 \quad [5]$$

- Kiểm nghiệm điều kiện về tích số p_v :

$$p_v = \frac{F_r \pi d n}{60 \cdot 1000 \cdot dl} = \frac{3.000 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 3000}{60 \cdot 1000 \cdot 10 \cdot 9,5} = 11 \text{ KGm/mm}^2 \text{ s} \leq [p_v] = 60 \text{ KGm/cm}^2 \text{ s} \quad [5]$$

Như vậy, cả 2 điều kiện về áp suất p và tích số p_v được thỏa mãn.

2.3. Bàn luận khoa học kết quả tính toán bạc trượt

Áp dụng lý thuyết tính khe hở cho chiều dày lớp dầu bôi trơn ổ trục - bạc máy nghiền than với các thông số kỹ thuật: Số vòng quay $n = 3.000$ vg/ph ($v = 15,7$ m/s); đường kính

trục $\Phi 100$ mm và chiều dài tiếp xúc trục 95 mm. Căn cứ khe hở đã chọn chế độ lắp là H8/f8 có miền dung sai $\delta_{\min} = 0,131$; $\delta_{\max} = 0,20$ mm. Độ hở trung bình cho loại ổ: 0,165 mm. $\Phi 100$ mm có độ hở nội suy $\delta_{tb} = 0,165$ mm = 0,0165 cm. So sánh với độ hở của bạc tại nhà máy của nước ngoài trong dây chuyền tại Công ty Nhiệt điện Cao Ngạn là 0,167 mm thì kết quả tính và chọn độ hở của đề tài là phù hợp. Vận dụng lý thuyết về tính độ hở tương đối cho ổ dạng bạc ma sát ướt tính được $\psi = 0,856 \cdot 10^{-3}$ mm để có cơ sở chọn chế độ lắp H8/f8, xác định độ hở danh nghĩa cho cặp bạc - trục của máy bơm nước cấp $\Phi 100 \times 95$ là 0,165 mm. So sánh với độ hở của cặp trục - bạc mới nhập từ nước ngoài của cùng chủng loại máy bơm nước có độ hở $\delta = 0,167$ mm. Như vậy, phương pháp tính toán phù hợp.

3. Kết luận chung

- Đề tài đã giải mã công nghệ từ bơm nước cấp của nước ngoài tiên tiến và đã thiết kế được bản lắp của bơm nước cấp cùng với yêu cầu kỹ thuật quan trọng cho công tác thiết kế bơm nước cấp.

- Trên cơ sở giải mã công nghệ từ bơm của nước ngoài, đã tính toán, thiết kế được 2 chi tiết quan trọng nhất là trục chính và gối đỡ trục chính của bơm.

- Từ giải mã công nghệ đã thiết kế được bộ bạc trục với việc tính toán khe hở giữa trục - gối đỡ. Đó là cơ sở tạo màng dầu $h_{\min}$ cho cặp bạc - trục là yếu tố quan trọng đặc biệt của chế độ bôi trơn và tuổi thọ của cặp ma sát và là tuổi thọ của bơm nước cấp.

- Cặp bạc - trục đã được lắp đồng bộ với bơm nhập từ nước ngoài và chạy trong thực tiễn sản xuất, đạt được các chỉ tiêu chất lượng cơ bản tương đương bơm mới.

Tài liệu tham khảo

- [1] Nguyễn Doãn Ý (2005). *Ma sát mòn, bôi trơn*. Nhà xuất bản Xây dựng, Hà Nội.
- [2] Công nghệ bôi trơn (2009). Nhà xuất bản Bách khoa, Hà Nội.
- [3] Чернавский с.а. подшипники скольжения, москва, 1963.
- [4] Равикович, ю.а. конструкция и проектирование подшипников скольжения агрегатов, москва, 1986.
- [5] в.и. Анурьев. справочник конструктора-машиностроителя, том 2, 1978