

# XÁC ĐỊNH CHIỀU DÀY NHỎ NHẤT CỦA LỚP BÔI TRƠN TRONG Ổ TRƯỢT ĐỠ THỦY ĐỘNG

## DETERMINING THE MINIMUM THICKNESS OF LUBRICATED FILM OF HYDRODYNAMIC JOURNAL BEARINGS

PGS. TS. ĐÀO NGỌC BIÊN  
Viện Cơ khí, Trường ĐHHH Việt Nam

### Tóm tắt

Bài báo này trình bày phương pháp xác định chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ trượt đờ thủy động, đồng thời xây dựng chương trình tự động hóa việc tính toán này bằng ngôn ngữ lập trình Delphi.

### Abstract

This article presents a method to determine the minimum thickness of lubricated film in hydrodynamic journal bearings. To automatically analyze, a computer program is created using Delphi programming language.

### 1. Đặt vấn đề

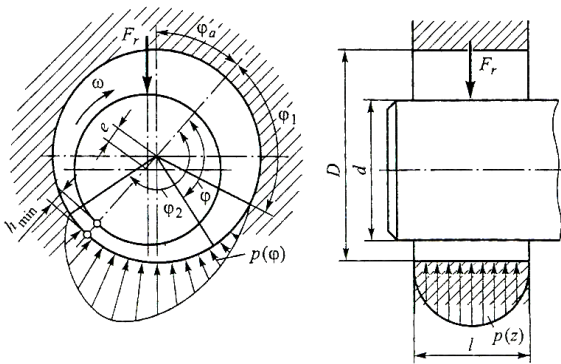
Xác định chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ trượt đờ thủy động nhằm kiểm nghiệm điều kiện bôi trơn ma sát ướt của ổ. Đây là một phần quan trọng trong nội dung tính toán ổ trượt đờ thủy động nói chung.

Khi xác định chiều dày nhỏ nhất của chất bôi trơn, ngoài việc phải thực hiện một khối lượng tính toán tương đối lớn, còn phải nhiều lần tra bảng các số liệu cần thiết (tra áp suất cho phép của lót ổ theo vật liệu, tra các lắp ghép tiêu chuẩn giữa ngõng trục và lót ổ theo độ hở trung bình, tra độ lệch tâm tương đối giữa ngõng trục và lót ổ theo hệ số khả năng tải...). Đây là công việc mất nhiều thời gian, công sức, đôi khi có thể gây sai sót, nhầm lẫn và bất tiện vì luôn phải mang theo tài liệu để tra cứu.

Vấn đề tính toán chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn đã được đề cập đến trong nhiều công trình ([7], [8], [9]), tuy nhiên việc tính toán vẫn mang tính thủ công truyền thống vì vậy hiệu quả tính toán chưa cao.

Bài báo này sẽ trình bày phương pháp tính toán xác định chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ trượt đờ thủy động và xây dựng chương trình tự động hóa việc tính toán này, thay thế cho phương pháp thủ công truyền thống, tạo cơ sở cho việc tự động hóa tính toán ổ trượt đờ thủy động nói chung.

### 2. Phương pháp xác định chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn



Hình 2.1. Xác định chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn

Giả sử ngõng trục chịu tác dụng của tải trọng hướng tâm  $F_r$ . Khi chưa quay, ngõng trục tiếp xúc trực tiếp với lót ổ. Vì đường kính  $d$  của ngõng trục nhỏ hơn đường kính  $D$  của lót ổ nên giữa ngõng trục và lót ổ có khe hở hướng tâm và tâm ngõng trục lệch với tâm lót ổ một khoảng  $e$ , gọi là độ lệch tâm tuyệt đối. Khi quay, ngõng trục cuốn dầu vào khe hở giữa ngõng trục và lót ổ, dầu bị nén lại và có áp suất lớn. Khi trục quay với vận tốc đủ lớn, ngõng trục được nâng hẳn lên, tải trọng  $F_r$  được cân bằng với áp lực sinh ra trong lớp dầu (hình 2.1). Ổ trượt lúc này làm việc với chế độ bôi trơn ma sát ướt [7], [8], [9].

Chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ trượt đờ bôi trơn thủy động được tính toán 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.

Để tính toán ta dùng các kí hiệu sau đây:

$$\delta = D - d \text{ - độ hở đường kính; } \psi = \frac{D - d}{d} = \frac{\delta}{d} \text{ - độ hở đường kính tương đối,}$$

Vị trí của ngõng trục trong lót ổ được đặc trưng bởi độ lệch tâm tuyệt đối  $e$  và độ lệch tâm tương đối  $\chi$ :

$$\chi = \frac{e}{\delta/2} = \frac{2e}{\delta}. \quad (2.1)$$

Chiều dày của lớp dầu tại tiết diện ứng với góc  $\varphi$ :

$$h = \frac{\delta}{2} + e \cos \varphi = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi). \quad (2.2)$$

Chiều dày lớp dầu tại tiết diện ứng với góc  $\varphi_m$ , có áp suất  $p = p_{max}$ :

$$h_m = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi_m). \quad (2.3)$$

Chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu:

$$h_{min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta}{2} (1 - \chi) = \psi \frac{d}{2} (1 - \chi). \quad (2.4)$$

Viết lại phương trình Rây nol trong hệ tọa độ độ cực, với các quan hệ

$$dx = 0,5d.d\varphi; v = 0,5\omega d; h = \delta(1 + \chi \cos \varphi); h_m = \delta_m(1 + \chi \cos \varphi_m), \text{ ta được:}$$

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

$\omega$ ,  $v$  – vận tốc góc và vận tốc vòng của ngõng trục.

Áp suất tại tiết diện ứng với góc  $\varphi$ :

$$p(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp. \quad (2.5)$$

Khả năng tải của lớp dầu trong ổ, nghĩa là tải trọng hướng tâm  $F_r$  mà lớp dầu có thể chịu được, xác định bằng tích phân hình chiếu của áp suất  $p(\varphi)$  lên phương của tải trọng ngoài (miền tích phân là miền có áp suất thủy động choán cung từ  $\varphi_1$  đến  $\varphi_2$  và có chiều dài là chiều dài ổ):

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi) \cos(180^\circ - \varphi - \varphi_a) d\varphi = \\ &= -\frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dp \cos(\varphi + \varphi_a) d\varphi = \frac{\mu\omega}{\psi^2} dl \Phi_F, \end{aligned} \quad (2.6)$$

$\varphi_a$  – góc chất tải (hình 2.1);  $\Phi_F$  - Hàm số của vị trí ngõng trục trong ổ, gọi là hệ số khả năng tải của ổ. Hệ số  $\Phi_F$  là đại lượng không thứ nguyên, xác định bằng phương pháp tích phân đồ thị,

$$\Phi_F = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega}, \quad (2.7)$$

$p_m$  – Áp suất trung bình của dầu,  $p_m = \frac{F_r}{dl}$  N/m<sup>2</sup>;  $\mu$  – Độ nhớt động lực của dầu, Ns/m<sup>2</sup>.

Hệ số khả năng tải  $\Phi_F$  là hàm số chỉ của một biến là độ lệch tâm tương đối  $\chi$  (các tọa độ  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$  xác định từ các điều kiện biên), nên có thể tính được trước và lập thành bảng [1].

Ổ trượt làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát ướt khi chiều dày ngăn cách ngồng trục và lót ổ lớn hơn tổng độ cao trung bình của các mấp mô bề mặt ngồng trục và lót ổ. Do đó, để đảm bảo ổ làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát ướt, phải tính toán sao cho chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu trong ổ  $h_{min}$  thỏa mãn điều kiện [1]:

$$h_{min} \geq k(R_{z1} + R_{z2}), \quad (2.8)$$

$k$  – hệ số an toàn xét đến ảnh hưởng của chế tạo và lắp ghép không chính xác, biến dạng đàn hồi của trục... thường lấy  $k \approx 2$ ;

$R_{z1}$  và  $R_{z2}$  – độ cao trung bình theo mười điểm của các mấp mô bề mặt ngồng trục và lót ổ.

Với trị số tải trọng  $F_r$ , đường kính  $d$  và tần số quay  $n$  của trục đã biết trước, sau khi chọn chiều dài  $l$ , độ hở tương đối  $\psi$  của ổ, độ nhớt  $\mu$  của dầu bôi trơn và độ nhẵn bề mặt ngồng trục và lót ổ, cần tính  $h_{min}$ , sau đó kiểm nghiệm điều kiện (2.8).

Để xác định  $h_{min}$ , trước hết phải tính hệ số khả năng tải  $\Phi_F = \frac{p_m \psi^2}{\mu \omega}$  (công thức (2.7)), sau đó dựa

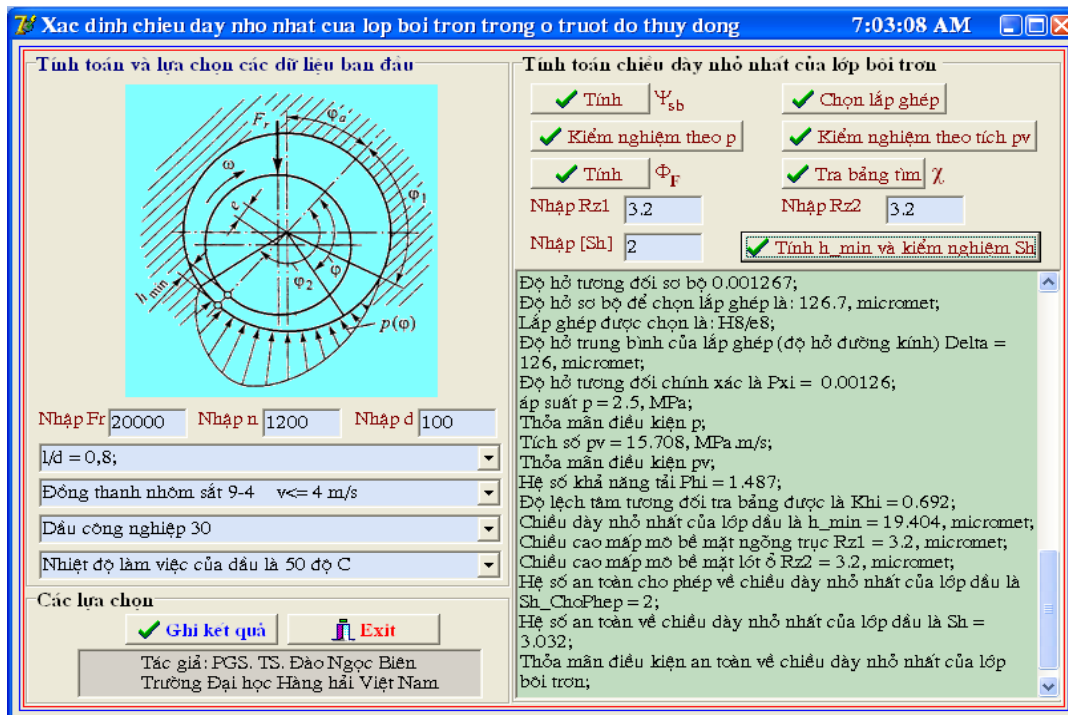
vào  $\Phi_F$ , tra bảng 16.1 [1] tìm độ lệch tâm tương đối  $\chi$ . Từ trị số  $\chi$  ta tìm được  $h_{min}$  theo công thức (2.4).

### 3. Tự động hóa tính toán chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn

#### 3.1. Xây dựng chương trình

Chương trình tính toán tự động chiều dày lớp bôi trơn nhỏ nhất trong ổ trượt đỡ thủy động được xây dựng bằng ngôn ngữ lập trình Delphi là ngôn ngữ lập trình hướng đối tượng hiện đại, có cấu trúc logic, chặt chẽ, dựa trên nền tảng là ngôn ngữ lập trình Pascal, rất phù hợp để giải các bài toán kỹ thuật [2], [5].

Giao diện của chương trình được trình bày trên hình 3.1, tương ứng với trình tự tính toán ở mục 2 của bài báo này. Chương trình hoạt động theo sự tương tác của người dùng với các đối tượng trên giao diện của nó, lần lượt theo trình tự tính toán.



Hình 3.1. Giao diện chương trình tính toán và kiểm nghiệm

### chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ trượt đỡ thủy động

#### 3.2. Ví dụ sử dụng chương trình

Để minh họa cho tính khả dụng của Chương trình, ta dùng nó để tính toán cho một ví dụ cụ thể.

**Ví dụ:** Tính chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn và kiểm tra điều kiện bôi trơn ma sát ướt của ổ trượt đỡ với các số liệu sau: Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ  $F_r = 20000$  N; Đường kính ngõng trục  $d = 100$  mm, tỷ số giữa chiều dài ổ và ngõng trục  $\lambda = l/d = 0,8$ ; Tần số quay của ngõng trục  $n = 1200$  vg/ph; Vật liệu lót ổ là đồng thanh nhôm sắt БрАЖ9-4; Chất bôi trơn là dầu công nghiệp 30, có nhiệt độ làm việc là  $50^\circ\text{C}$ ; Coi chêm dầu choán nửa cung tròn; Ngõng trục và lót ổ được gia công với các thông số nhám bề mặt là  $R_{z1} = 3,2$   $\mu\text{m}$  và  $R_{z2} = 3,2$   $\mu\text{m}$ .

Sử dụng Chương trình đã xây dựng được để tính toán, kết quả như sau (Kết quả được lấy từ File kết quả do Chương trình tự động ghi lại. Kết quả này có thể đọc trực tiếp trong Memo trên giao diện của Chương trình):

Vận tốc vòng của ngõng trục:  $v = 6.283$ , m/s;

Các thông số của ổ được chọn là:

Lực hướng tâm tác dụng lên ổ:  $F_r = 20000$ , N;

Số vòng quay của ổ:  $n = 1200$ , vg/ph;

Đường kính ngõng trục:  $d = 100$ , mm;

Tỷ số giữa chiều dài và đường kính ngõng trục là:  $l/d = 0,8$ ;

Chiều dài ngõng trục:  $l = 80$ , mm;

Vật liệu của lót ổ: Đồng thanh nhôm sắt 9-4;

Áp suất cho phép của lót ổ:  $[p] = 15$  MPa;

Trị số cho phép của tích  $p_v$ :  $[p_v] = 20$  MPa;

Loại dầu được chọn: Dầu công nghiệp 30;

Khối lượng riêng của dầu:  $\rho = 0,89$  g/cm<sup>3</sup>;

Nhiệt độ làm việc của dầu là  $50^\circ\text{C}$ ;

Độ nhớt động lực của dầu:  $\mu = 26$  cP;

Độ hở tương đối sơ bộ:  $\psi_{sb} = 0,001267$ ;

Độ hở đường kính trung bình sơ bộ để chọn lắp ghép:  $\delta_{tb} = 126,7$   $\mu\text{m}$ ;

Lắp ghép được chọn: H8/e8;

Độ hở trung bình của lắp ghép (độ hở đường kính):  $\delta = 126$   $\mu\text{m}$ ;

Độ hở tương đối tính chính xác lại:  $\psi = 0,00126$ ;

Áp suất trung bình:  $p = 2,5$  Mpa; Thỏa mãn điều kiện  $p$ ;

Tích số  $p_v = 15,708$  MPa.m/s; Thỏa mãn điều kiện tích số  $p_v$ ;

Hệ số khả năng tải của lớp dầu:  $\Phi_F = 1,487$ ;

Độ lệch tâm tương đối tra bảng được là:  $\chi = 0,692$ ;

Chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn:  $h_{min} = 19,404$   $\mu\text{m}$ ;

Chiều cao mấp mô bề mặt ngõng trục:  $R_{z1} = 3,2$   $\mu\text{m}$ ;

Chiều cao mấp mô bề mặt trong lót ổ:  $R_{z2} = 3,2$   $\mu\text{m}$ ;

Hệ số an toàn cho phép về chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn:  $[S_h] = 2$ ;

Hệ số an toàn về chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn tính được:  $S_h = 3,032$ ; Thỏa mãn điều kiện an toàn về chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn.

Kết quả thu được hoàn toàn trùng khớp với kết quả tính toán thủ công. Điều này minh chứng cho tính chính xác và tính khả dụng của Chương trình.

Kết quả thu được phù hợp với kết quả tính toán thủ công. Các nhược điểm của phương pháp tính toán thủ công đã được khắc phục, đặc biệt việc tra bảng tìm số liệu phục vụ cho tính toán đã được thực hiện tự động trong quá trình tính toán.

#### **4. Kết luận**

1. Bài báo đã trình bày phương pháp tính toán chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ trượt đỡ thủy động.

2. Xây dựng được Chương trình tự động hóa tính toán và kiểm nghiệm chiều dày nhỏ nhất của lớp bôi trơn trong ổ đỡ thủy động. Chương trình có giao diện thân thiện, dễ sử dụng, cho phép giảm thời gian, công sức, tăng tốc độ tính toán và tránh được những sai sót nhầm lẫn, tạo cơ sở cho việc tự động hóa tính toán ổ trượt nói chung.

3. Chương trình có thể được sử dụng trong thực tế tính toán ổ trượt đỡ thủy động và trong công tác giảng dạy, học tập, như một giáo cụ điện tử.

#### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1] Nguyễn Trọng Hiệp (2008), *Chi tiết máy, Tập 2*, Nhà Xuất bản Giáo dục, Hà Nội.
- [2] Lê Phương Lan, Hoàng Đức Hải (2002), *Giáo trình lý thuyết và bài tập Borland Delphi*, Nhà xuất bản Lao động - Xã hội, Hà Nội.
- [3] Nguyễn Xuân Toàn (2007), *Công nghệ bôi trơn*, Nhà xuất bản Bách khoa Hà Nội, Hà Nội.
- [4] Nguyễn Anh Tuấn, Bùi Văn Gòn (2006), *Lý thuyết bôi trơn ướt*, Nhà xuất bản Xây dựng, Hà Nội.
- [5] Nguyễn Việt Trung, Nguyễn Bắc Hà (2001), *Lập trình Delphi 5.0*, Nhà xuất bản Giao thông vận tải, Hà Nội.
- [6] Белаковский Я. И., Старосельский А. А. (1959), *Подшипники судовых валопроводов*, Изд. "Морской транспорт", Москва.
- [7] Снеговский Ф. П. (1969), *Опоры скольжения тяжёлых машин*, Изд. "Машиностроение", Москва.
- [8] Коровчинский М. В. (1953), *Прикладная теория подшипников жидкого трения*, Изд. "Машгиз", Москва.
- [9] Квитинский Е. И., Киркач Н. Ф., Полтавский Ю. Д. (1979), *Расчёт опорных подшипников скожения*, Изд. "Машиностроение", Москва.