

# ĐÁNH GIÁ ĐỘ CỨNG VỮNG CỤM Ổ THỦY TĨNH TRỤC CHÍNH VỚI CÁC GIÁ TRỊ CỰC HẠN TRÊN CƠ SỞ MÔ PHỎNG SỐ

AN EVALUATION OF THE STIFFNESS OF A HYDROSTATIC SPINDLE UNIT WITH EXTREME VALUES BASED ON NUMERICAL SIMULATION

Phạm Văn Hùng, Lý Hải Ly,  
Nguyễn Thu Hương, Bùi Tuấn Anh\*

## TÓM TẮT

Máy mài tròn ngoài là máy công cụ gia công tinh được sử dụng phổ biến trong công nghiệp chế tạo máy. Độ chính xác của chi tiết mài phụ thuộc chủ yếu vào độ chính xác và chất lượng làm việc của cụm trục chính, trong đó độ cứng vững của cụm ổ trục chính có vai trò quan trọng. Bài báo này trình bày nghiên cứu, tính toán mô phỏng ảnh hưởng của các giá trị giới hạn thông số thủy tĩnh cụm trục chính thủy tĩnh máy mài tròn ngoài đến độ cứng vững của ổ. Với phương pháp tính thông thường vùng áp suất lựa chọn và khả năng công nghệ gia công cơ với khe hở giới hạn từ 15 đến 22,5 $\mu$ m thì độ cứng vững của cụm trục chính thủy tĩnh không đạt yêu cầu với một số giá trị áp suất bơm. Tuy nhiên, trong giới hạn áp suất bơm từ 2 - 5MPa, thì tỉ số  $\beta$  có tính quyết định đến độ cứng vững cụm ổ, khi đó ta có thể chọn được một đường kính ổ phù hợp nhất với yêu cầu thiết kế.

**Từ khóa:** Độ cứng vững; ổ thủy tĩnh; áp suất bơm; khe hở hướng kính.

## ABSTRACT

The external circular grinding machine is a finishing machine tool which is commonly used in the machining industry. The precision of the grinding workpiece depends mainly on the accuracy and the working quality of the spindle unit of machine tools, in which the stiffness of the spindle bearing unit plays an important role. This writing presents a simulation study on effects of hydrostatic parameters with the extreme values of a hydrostatic spindle unit of an external circular grinding machine on the bearing stiffness. With the calculation method, the selected pressureregion, and the machining ability with the limit clearance changing from 15 to 22.5 $\mu$ m, the stiffness of the hydrostatic spindle unit is unsatisfactory with several pump pressure values. However, in the range of pumping pressure from 2 - 5MPa, the ratio  $\beta$  is decisive to the stiffness, it is possible to choose a bearing diameter that is most suitable with the design requirements..

**Keywords:** Stiffness; hydrostatic bearing; pump pressure; radial clearance.

Viện Cơ khí, trường Đại học Bách khoa Hà Nội

\*Email: anh.buituan@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 06/3/2021

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/4/2021

Ngày chấp nhận đăng: 25/4/2021

## 1. GIỚI THIỆU CHUNG

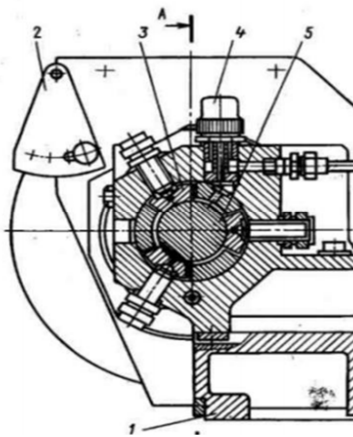
Cụm ổ trục chính máy công cụ là bộ phận quan trọng có ảnh hưởng trực tiếp đến độ chính xác gia công, đặc biệt

khi gia công tinh hoặc gia công lần cuối trên máy mài. Phần lớn các máy mài tròn ngoài cỡ trung đều sử dụng cụm ổ thủy động ba múng tự lựa cho trục chính. So với ổ thủy động có các múng cố định, ổ có múng tự lựa có độ ổn định tâm trục chính cao hơn khi tải hướng kính thay đổi (chiều sâu cắt giảm theo thời gian gia công) và phù hợp với điều kiện vận hành của máy mài tròn ngoài với tốc độ quay của đá ổn định.

Độ cứng vững của cụm trục chính là một chỉ tiêu kỹ thuật quan trọng của máy công cụ, nó được xác định bằng tỷ số giữa lực tác động gây chuyển vị và giá trị chuyển vị của trục chính  $J = dP/dy$ . Độ cứng vững càng lớn thì cấp chính xác của máy càng cao, chi tiết gia công càng chính xác. Vì vậy, việc nâng cao độ cứng vững của cụm ổ trục chính máy công cụ luôn là mục tiêu của các nhà nghiên cứu. Với các cụm ổ trục chính thủy động tự lựa trên các máy công cụ hiện nay, việc tiếp tục nâng cao độ cứng vững có những khó khăn nhất định. Độ cứng vững của màng dầu bôi trơn phụ thuộc vào chiều dày màng dầu, nó thay đổi theo điều kiện gia công và còn phụ thuộc vào kết cấu cơ khí của khớp bán cầu tự lựa của các múng. Các khớp này bị mòn theo thời gian làm việc. Ổ thủy tĩnh với đặc điểm kết cấu có các buồng dầu áp lực cao cố định, chiều dày màng dầu ổn định, độ cứng vững cao hơn thủy động và không phụ thuộc kết cấu. Vì vậy, việc thay thế cụm ổ thủy động bằng cụm ổ thủy tĩnh là một trong các giải pháp phù hợp hiện nay cho mục tiêu nâng cao độ cứng vững của cụm ổ trục chính máy mài, với sự trợ giúp hiệu quả của gia công buồng dầu chính xác trên các máy CNC.

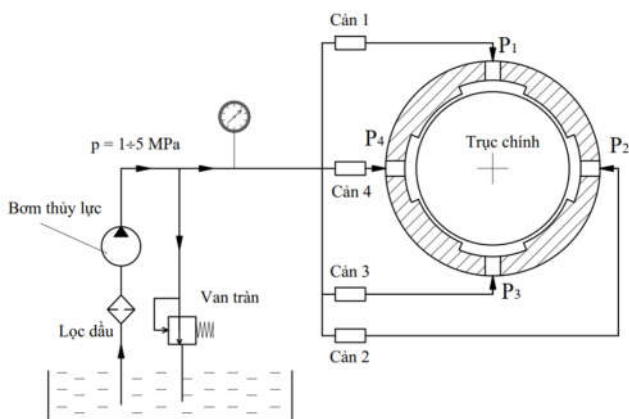
Các công trình nghiên cứu về ứng dụng ổ thủy tĩnh cho trục chính của máy công cụ cũng được các nhà khoa học quan tâm, phổ biến là việc nghiên cứu nâng cấp chuyển đổi cụm ổ trục chính sử dụng vòng lăn thành cụm ổ trục chính thủy tĩnh, kết quả nghiên cứu cho thấy có sự đáp ứng động lực học khá tốt cả về mô phỏng và thực nghiệm. He Qiang đã sử dụng phương pháp số và thực nghiệm để lựa chọn được các thông số và chế tạo cụm ổ thủy tĩnh trục chính trong trung tâm gia công đứng thay thế cụm ổ lăn quay, với tốc độ khoảng 800 vòng/phút [2]. Năm 2010, S. Uberti và cộng sự trình bày nghiên cứu thiết kế và chế

tạo bàn thử nghiệm phục vụ việc kiểm tra, đánh giá cụm ổ thủy tĩnh chuyển động chạy dao tịnh tiến của trục chính. Hệ thống cho phép thực hiện các phép thử tại công ty nhằm giảm chấn và xác định độ cứng vững của cụm ổ thủy tĩnh, nâng cao độ chính xác gia công [3]. Trong một công bố năm 2014, W. Chen và cộng sự đã tính toán, thiết kế ổ thủy tĩnh trục chính máy phay theo quan điểm động lực học. Đồng thời tiến hành các thực nghiệm gia công cho thấy có sự tương ứng giữa kết cấu trục chính và các thông số động lực học, trong đó có độ cứng vững [4]. Dongju Chen và cộng sự đã trình bày nghiên cứu đặc tính tĩnh và động học của một cụm trục ổ thủy tĩnh. Ảnh hưởng của rung động do không cân bằng đến độ chính xác gia công đã được nhóm tác giả phân tích. Trong đó, lực gây mất cân bằng theo hai phương được suy ra từ kết quả phân tích động lực học. Nghiên cứu này cũng chỉ ra rằng vị trí và độ cứng vững của ổ trục có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác gia công [5].



Hình 1. Mặt cắt của ổ thủy động tự lựa trên máy mài tròn ngoài 3K12 [1]: 1- Thân máy; 2- Nắp an toàn; 3- Ổ thủy động; 4- Nút bảo dầu; 5- Ngõng trục

**2. GIẢI PHÁP BÔI TRƠN THỦY TĨNH CHO TRỤC CHÍNH MÁY MÀI TRÒN NGOÀI**



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý bôi trơn thủy tĩnh cụm trục chính máy công cụ

Sơ đồ và nguyên lý hoạt động của cụm trục chính thủy tĩnh sử dụng cho máy mài tròn ngoài cỡ trung được trình bày trên hình 2. Bôi trơn ướt được thực hiện do chất bôi trơn trong 04 buồng có áp suất cao được cấp bởi hệ thống bơm thông qua restrictor đã tách ly hoàn toàn bề mặt trục

và ổ, tâm ngõng trục trùng với tâm ổ. Khi kể đến trọng lượng của trục, tải ngoài (P) và diện tích hữu ích của buồng dầu là F với độ lệch tâm là e, có phương trình cân bằng lực:  $P = (p_3 - p_1).F$ . Trên thực tế với ổ thủy tĩnh trục chính và giả thiết của Reynold thì e thường rất nhỏ, có thể bỏ qua.

Phương trình Reynold cho ổ hướng kính và chiều trục như sau:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6r \frac{\partial h}{\partial x} \tag{1}$$

Và phương trình không thứ nguyên:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \lambda^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left( \frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = 3\bar{\mu}\bar{\omega} \frac{d\bar{h}}{d\varphi} \tag{2}$$

Trong đó,  $\lambda = L/D$  - tỷ số chiều dài và đường kính ổ;  $\varphi$  - tọa độ góc; p - áp suất màng dầu; y - tọa độ đường kính;  $\bar{y}, \bar{p}, \bar{h}, \bar{\mu}, \bar{\omega}$  - các thông số không thứ nguyên tương ứng.

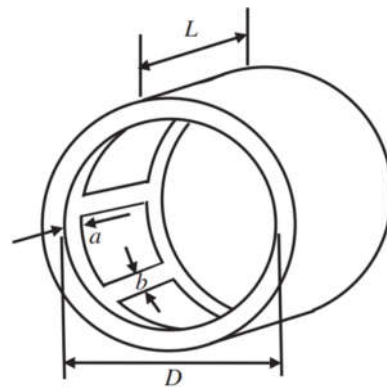
Chiều dày màng dầu được xác định theo công thức:

$$h = h_0 (1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi) \tag{3}$$

Trong đó, h - chiều dày màng dầu;  $h_0$  - chiều dày màng dầu nhỏ nhất;  $\varepsilon = e/h_0$  - hệ số lệch tâm.

**3. MÔ PHỎNG TÍNH TOÁN ĐỘ CỨNG VỮNG Ổ THỦY TĨNH VỚI BỘ GIÁ TRỊ CỰC HẠN THÔNG SỐ CƠ BẢN**

Trong nghiên cứu mô phỏng đã lựa chọn cụm ổ thủy tĩnh trục chính trên máy công cụ với kết cấu ổ thủy tĩnh không có rãnh thoát dầu với 4 buồng dầu, nhằm đánh giá và xác định bộ thông số thủy tĩnh phù hợp với yêu cầu làm việc. Sơ đồ kết cấu của ổ với các thông số cơ bản được mô tả trên hình 3.



Hình 3. Sơ đồ kết cấu ổ thủy tĩnh không có rãnh thoát dầu

Đối với ổ thủy tĩnh trục chính máy mài với kích thước chiều dài L và khoảng cách giữa hai buồng dầu kế nhau b có thể được chọn như sau:  $L = 0,8D$ ;  $b = a = 0,25L$ . Ngoài ra, để đảm bảo khả năng chịu tải của ổ trục chính khi nâng cấp sử dụng ổ thủy tĩnh trên máy máy tròn 3K12, khả năng công nghệ của đá mài phù hợp với kết cấu máy đang sử dụng, đường kính ổ trục và đường kính lắp đá được chọn tương đương với các thông số ổ thủy động vốn có của máy. Trục chính mang đá mài có  $D = 70\text{mm}$ ,  $n = 3000\text{v/ph}$ , tổng chiều dài trục là 535mm, đảm bảo bôi trơn ướt hoàn toàn, có thể chọn  $a = 14\text{mm}$ ,  $b = 14\text{mm}$ . Hình dạng, kích

thước buồng dầu có ảnh hưởng nhất định khi tần số quay của ổ lớn, khi đó dầu có thể cuốn ra khỏi buồng dầu tạo hiệu ứng chảy rối hoặc hiệu ứng thủy động dẫn tới tổn thất lớn trong buồng dầu. Điều này có thể được khắc phục bằng cách tăng chiều sâu buồng dầu  $t \geq 20 \cdot \Delta$ . Bố trí buồng dầu sao cho nó ở dưới đường lệch tâm (e), khi đó thành phần dòng dầu thủy động bằng không. Đối với ổ thủy tĩnh dùng cho trục chính máy mài tròn ngoài chiều dày màng dầu nhỏ nhất  $h_{0min}$  để đảm bảo điều kiện bôi trơn ướt hoàn toàn tính theo công thức sau:

$$h_{0min} = R_{zT} + R_{zB} + \gamma_b \leq \Delta_{min} / 3 \tag{4}$$

Trong đó:  $R_{zT}$  - Nhám của bề mặt trục;  $R_{zB}$  - Nhám của bề mặt ổ;  $\gamma_b = 2 - 3\mu m$  - khe hở dự trữ để màng dầu không bị gián đoạn.

Thông thường, bề mặt trục và bạc được gia công tinh với cấp độ nhám khoảng từ cấp 8 đến cấp 10, tương ứng với chiều cao nhám nhô trung bình từ  $3,2\mu m$  đến  $0,8\mu m$ . Khi đó, chiều dày màng dầu nhỏ nhất đảm bảo bôi trơn ướt phải đạt khoảng  $9\mu m$ . Do đó, trong các tính toán thông số bôi trơn thủy tĩnh, ta có thể lấy  $\Delta_{min} \geq 27\mu m$ . Ngoài ra, độ lệch tâm tương đối giới hạn của ổ thủy tĩnh thông thường là  $\varepsilon = 0,4$ , tuy nhiên đối với ổ trục chính thủy tĩnh máy mài có thể chọn giới hạn độ lệch tâm tương đối nhỏ hơn, khoảng  $0,3$ , khi đó  $\varepsilon = 2e/\Delta$  và độ lệch tâm e xấp xỉ  $4,5\mu m$ . Mặt khác, khe hở giới hạn dưới tương ứng với số áp suất buồng dầu và áp suất bơm  $\beta = p_r/p_s = 0,4$  là  $h_0(L) = \Delta/2 = 15\mu m$  và khe hở giới hạn trên tương ứng với  $\beta = 0,7$  là  $h_0(U) = 1,5 h_0(L) = 22,5\mu m$ . Trong đó,  $p_r$  - áp suất buồng dầu,  $p_s$  - áp suất bơm.

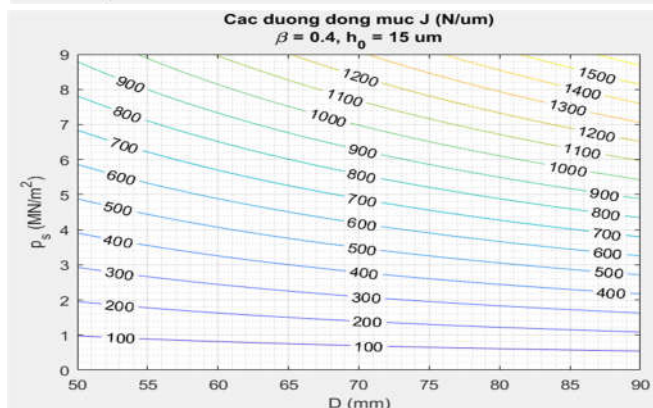
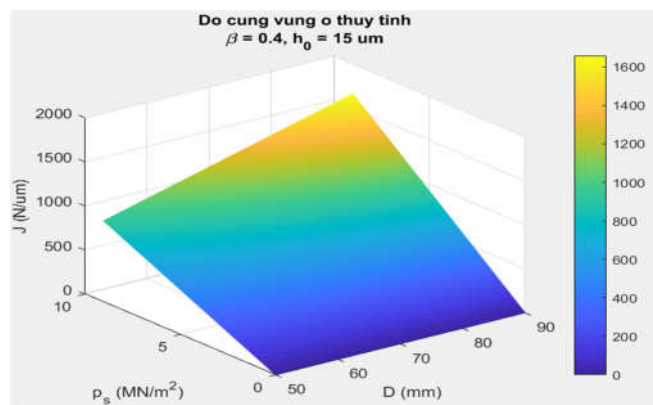
Áp suất bơm có thể được tính bằng biểu thức:

$$p_s = \frac{W}{LDW_n} \tag{5}$$

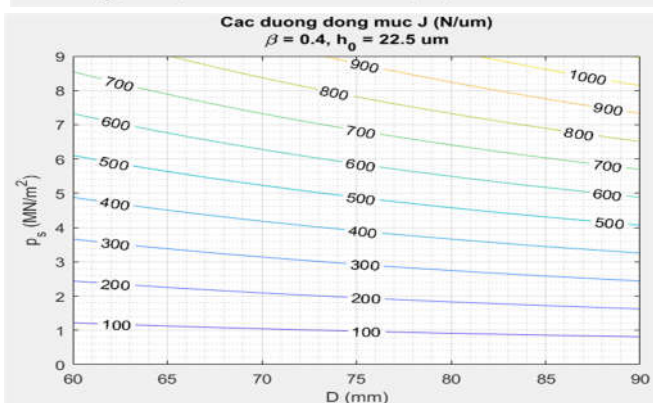
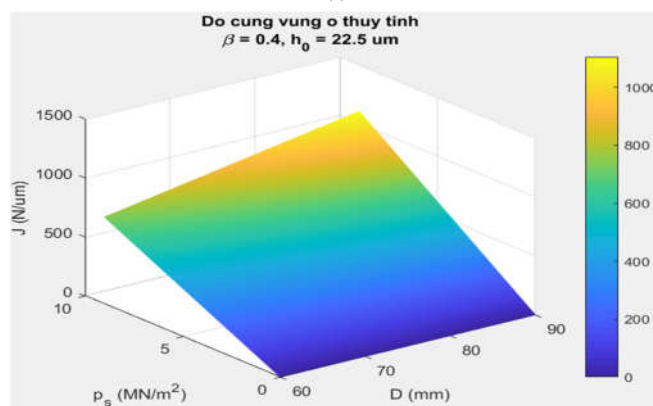
Trong đó,  $W_n$  là hệ số tải. Theo kinh nghiệm, áp suất buồng dầu p, phù hợp với khả năng công nghệ chế tạo nằm trong khoảng từ 1 đến 5MPa và tốt nhất trong khoảng 1 - 2MPa [6]. Như vậy, tính toán cho trục chính máy mài tròn ngoài thông dụng, ta có thể chọn  $p_r = 2MPa$ .

Với giới hạn dưới của khe hở  $h_0(L) = 15\mu m$ ,  $\beta = 0,4$  xác định được áp suất của bơm như sau:  $p_s = p_r / \beta = 5MPa$ . Tương tự, với giới hạn trên của khe hở  $h_0(U) = 22,5\mu m$  tương ứng với  $\beta = 0,7$ , áp suất bơm được lựa chọn tương ứng là 2,85MPa. Trong bài toán mô phỏng tính toán các giá trị giới hạn của bộ thông số ổ đỡ thủy tĩnh, các giá trị áp suất bơm dầu và đường kính ổ trục được thay đổi tương ứng với các giá trị  $\beta$  thay đổi trong khoảng từ 0,4 - 0,7. Khi đó, sẽ lựa chọn được một bộ thông số phù hợp nhất với yêu cầu độ cứng vững cụm ổ trục chính nằm trong phạm vi cho phép. Thật vậy, độ cứng vững cụm ổ thủy tĩnh được xác định bằng biểu thức [6]:

$$J = \frac{p_s \cdot L \cdot D}{h_0} \cdot \frac{3N^2}{2\pi} \cdot \frac{\beta \left(1 - \frac{a}{L}\right) \sin^2\left(\frac{\pi}{N}\right)}{z + 1 + 2\gamma \cdot \sin^2\left(\frac{\pi}{N}\right)} \tag{6}$$



(a)



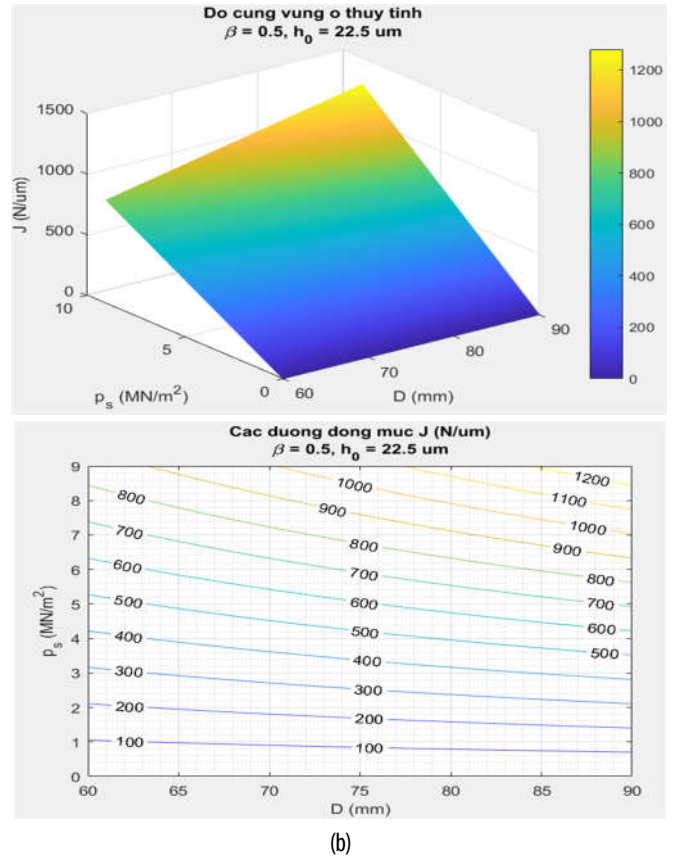
(b)

Hình 4. Độ cứng vững ổ thủy tĩnh với các giá trị áp suất bơm và đường kính trục khác nhau, trường hợp  $\beta = 0,4$ : (a) khe hở giới hạn dưới; (b) khe hở giới hạn trên



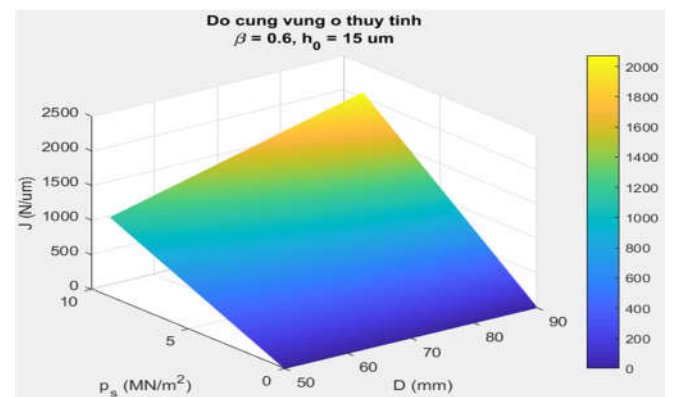
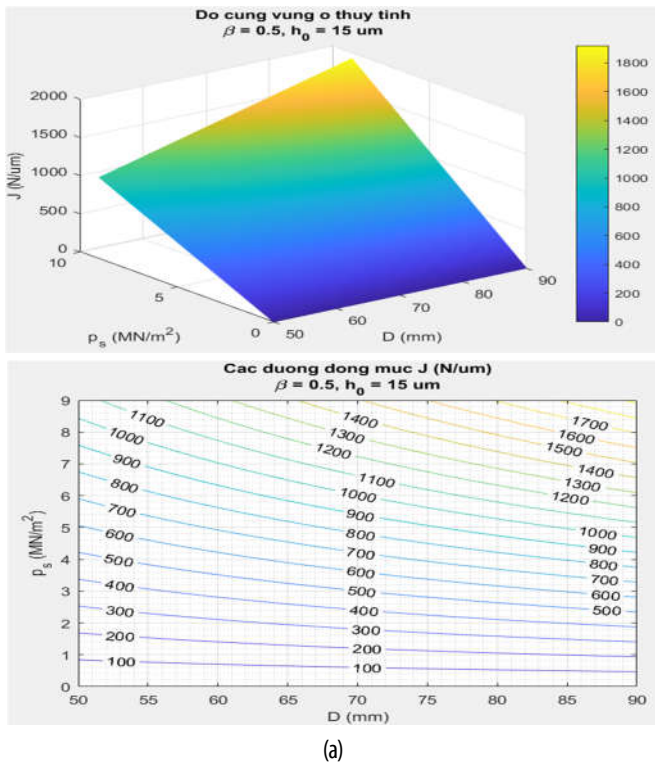
Trong đó,  $N$  là số buồng dầu của ổ đỡ thủy tĩnh. Với các thông số thay đổi trong phạm vi nói trên, sự thay đổi độ cứng vững ổ thủy tĩnh tương ứng với  $\beta$  thay đổi trong khoảng từ 0,4 - 0,7. Hình 4 mô tả ảnh hưởng của áp suất bơm và đường kính trục tới độ cứng vững trục chính trong trường hợp  $\beta = 0,4$ . Có thể thấy rằng, độ cứng vững cụm ổ có xu hướng tăng khi áp suất bơm tăng lên tương ứng với mỗi giá trị đường kính trục. Xu hướng này được thể hiện rõ trên các đường đồng mức trong cả hai trường hợp khi ổ ở trạng thái khe hở giới hạn trên và dưới. Mặt khác, độ cứng vững cụm ổ trục chính máy công cụ thông thường nằm trong phạm vi 250 - 500N/ $\mu\text{m}$ , đối với trục chính máy mài cần đạt giá trị trong khoảng 300 - 500N/ $\mu\text{m}$ . Như vậy, trên cơ sở đường đồng mức độ cứng vững, ta có thể thấy giới hạn dưới của áp suất bơm 2MPa, đường kính ổ phải đạt từ 70mm trở lên đối với trường hợp khe hở giới hạn nhỏ nhất. Trong khi đó, ở mức khe hở giới hạn trên, áp suất bơm cần thiết phải đạt từ 2,1MPa tương ứng với đường kính ổ 90mm và cần áp suất cao hơn khi đường kính ổ nhỏ hơn. Như vậy, nếu đường kính ổ 70mm thì áp suất bơm tối thiểu 3,2MPa, khi đó độ cứng vững của ổ mới đạt giá trị yêu cầu.

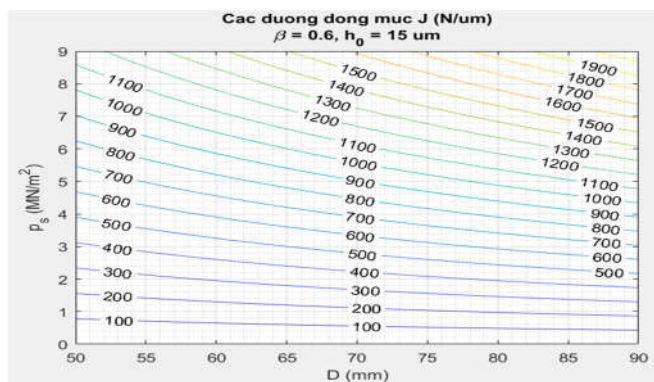
Tương tự, xét ảnh hưởng của các thông số trên với trường hợp  $\beta = 0,5$  (hình 5), ở giá trị khe hở giới hạn dưới, khi áp suất bơm thay đổi từ 2 - 5MPa, đường kính trục cần thiết phải từ 65mm trở lên mới đáp ứng yêu cầu về độ cứng vững cụm ổ thủy tĩnh. Với trường hợp khe hở giới hạn trên, áp suất tối thiểu để đảm bảo giá trị độ cứng vững là 2,5MPa với đường kính trục 90mm và cần đạt giá trị cao hơn tương ứng với các đường kính trục nhỏ hơn. Với đường kính trục khoảng 70mm, áp suất bơm cần thiết phải đạt giá trị khoảng 2,7MPa, khi đó ổ trục chính mới đạt giá trị cứng vững cần thiết.



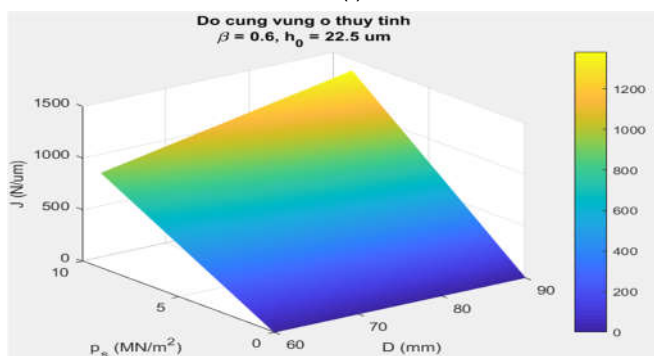
Hình 5. Độ cứng vững ổ thủy tĩnh với các giá trị áp suất bơm và đường kính trục khác nhau, trường hợp  $\beta = 0,5$ : (a) khe hở giới hạn dưới; (b) khe hở giới hạn trên

Hình 6 mô tả ảnh hưởng của các thông số áp suất và đường kính trục tới độ cứng vững cụm ổ trục chính khi  $\beta = 0,6$ . Ta có thể thấy, ở giá trị giới hạn dưới áp suất bơm (2MPa), độ cứng vững chỉ đạt yêu cầu khi đường kính ổ cỡ 90mm với trường hợp khe hở giới hạn trên. Với trường hợp ổ có đường kính 70mm, áp suất bơm đảm bảo độ cứng vững cụm ổ cần thiết là 2,5MPa và đạt giá trị 600N/ $\mu\text{m}$  khi áp suất ở giới hạn 5MPa (hình 6b). Trong khi đó, nếu khe hở giới hạn dưới, độ cứng vững đạt giá trị yêu cầu khi đường kính trục từ 60mm trở lên ở áp suất giới hạn dưới 2MPa, và đạt giá trị khoảng 350N/ $\mu\text{m}$  đường kính trục 70mm. Ở giá trị áp suất giới hạn trên, độ cứng vững đạt giá trị 900N/ $\mu\text{m}$  với giá trị đường kính này.

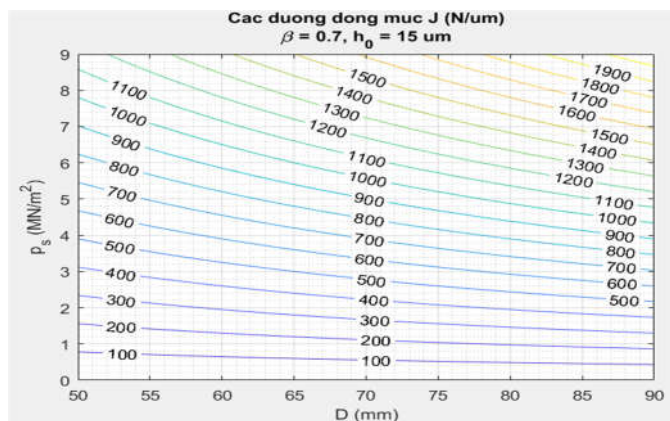
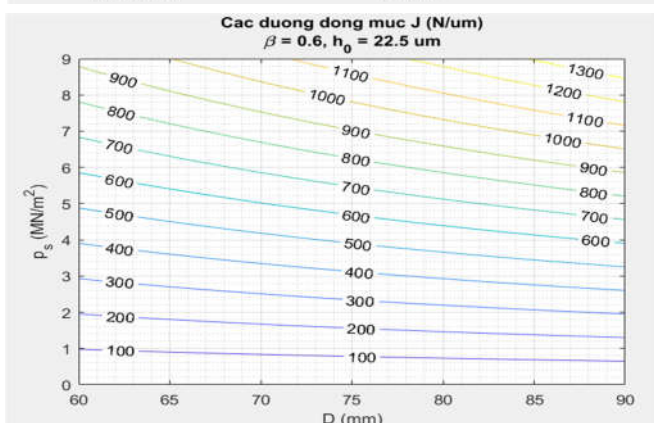




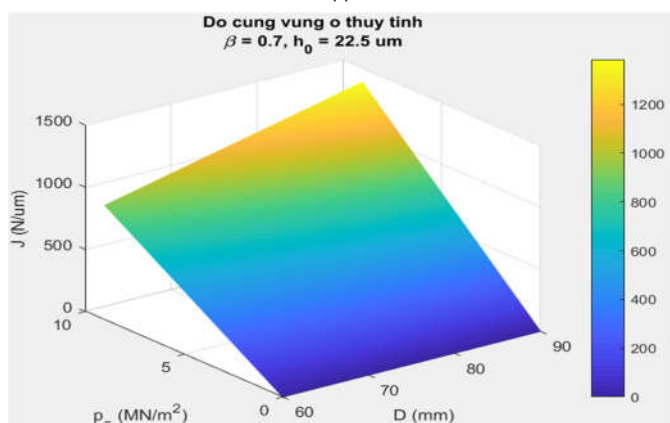
(a)



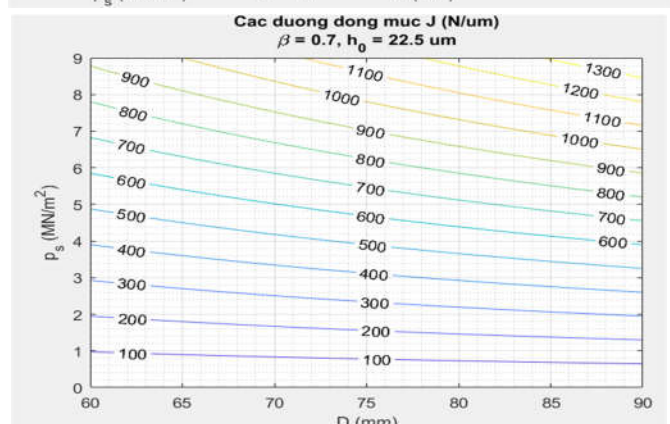
(b)



(a)

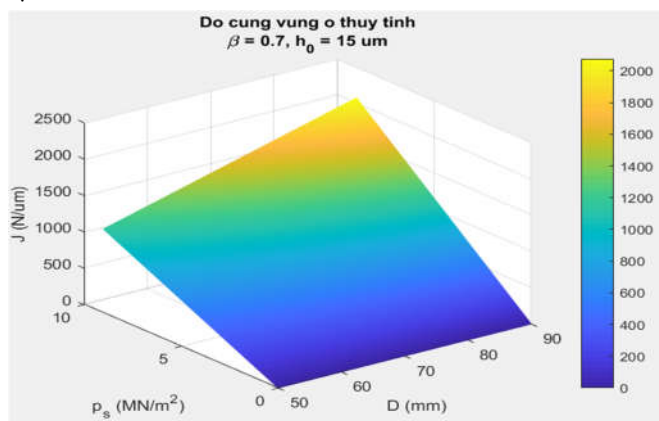


(b)



Hình 6. Độ cứng vùng ổ thủy tinh với các giá trị áp suất bơm và đường kính trục khác nhau, trường hợp  $\beta = 0,6$ : (a) khe hở giới hạn dưới; (b) khe hở giới hạn trên

Hình 7. Độ cứng vùng ổ thủy tinh với các giá trị áp suất bơm và đường kính trục khác nhau, trường hợp  $\beta = 0,7$ : (a) khe hở giới hạn dưới; (b) khe hở giới hạn trên



Trường hợp  $\beta = 0,7$  như mô tả trên hình 7, giá trị độ cứng vùng ổ đạt khoảng 350N/μm và 900N/μm tương ứng với áp suất bơm 2 và 5MPa cho trường hợp khe hở giới hạn dưới với đường kính trục 70mm (hình 7a). Giá trị độ cứng có thể tăng lên tương ứng với đường kính trục. Tuy nhiên, do các giới hạn thông số làm việc của ổ và phù hợp với máy mài 3K12, đường kính trục có giá trị 70mm. Với trường hợp khe hở giới hạn trên, áp suất cần thiết là 2,5MPa để ổ đạt giá trị cứng vùng ổ cần thiết và đạt giá trị 600N/μm khi áp suất bơm ở giới hạn trên 5MPa.

Như vậy, căn cứ vào kết quả mô phỏng cho thấy với phương pháp tính thông thường vùng áp suất lựa chọn và khả năng công nghệ gia công cơ với  $h_{0min}$  từ 15 đến 22,5 $\mu$ m thì độ cứng vững của cụm trục chính thủy tĩnh không đạt yêu cầu với một số giá trị áp suất bơm. Tuy nhiên, trong giới hạn áp suất bơm từ 2 - 5MPa, thì tỉ số  $\beta$  có tính quyết định đến độ cứng vững cụm ổ, khi đó ta có thể chọn được một đường kính ổ phù hợp nhất với yêu cầu thiết kế.

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày nghiên cứu, tính toán mô phỏng ảnh hưởng của các giá trị giới hạn thông số thủy tĩnh cụm trục chính thủy tĩnh máy mài tròn ngoài đến độ cứng vững của ổ. Mỗi quan hệ này được thể hiện rõ trên đồ thị đường đồng mức giá trị độ cứng vững trên các hình 4 ÷ 7. Kết quả mô phỏng độ cứng vững của cụm ổ thủy tĩnh ứng dụng cho máy mài tròn ngoài cỡ trung đưa đến một số kết luận như sau:

- Có mối quan hệ trực tiếp giữa độ cứng vững ổ thủy tĩnh với các thông số chính của ổ: Áp suất bơm dầu, khe hở dung sai chế tạo, hệ số áp suất, đường kính trục. Do đó cần phải lựa chọn trước một số thông số đặc trưng của ổ thủy tĩnh, phù hợp với điều kiện gia công thực tế và các thông số còn lại cần được tính toán dựa vào độ cứng vững yêu cầu của cụm ổ trục chính.

- Để đạt được độ cứng vững phù hợp với yêu cầu của trục chính, bên cạnh việc xác định các thông số thủy tĩnh cơ bản đảm bảo bôi trơn ướt hoàn toàn cần phải điều chỉnh các thông số áp suất bơm, đường kính trục trong vùng cho phép để có độ cứng vững tốt hơn.

- Các kết quả mô phỏng và tính toán đã chỉ ra các vùng lựa chọn khả thi, phù hợp thực tế gia công chế tạo cho các thông số thủy tĩnh liên quan để có độ cứng vững theo yêu cầu của trục chính máy mài tròn ngoài.

- Trong việc lựa chọn các thông số thỏa mãn độ cứng vững cần chú ý và cân đối việc điều chỉnh các tham số liên quan đến độ nhám, khe hở dung sai và áp suất của bơm dầu cho phù hợp vì nó liên quan đến chi phí gia công và mua sắm cũng như điều chỉnh thiết bị.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. V. E Push, 1977. *Design of Machine Tools*. Moscow: Mashinostroenie.
- [2]. He Qiang, Li Lili, Fengzhang Ren, 2015. *Numerical Simulation and Experimental Study of the Hydrostatic Spindle with Orifice Restrictors*. The Open Mechanical Engineering Journal, 9: p. 1293-1303.
- [3]. S. Uberti, G. Baronio, D. Cambiaghi, 20210. *Study & design of a special test bench for hydrostatic spindle housings*. in Proceedings of DESIGN 2010, the 11th International Design Conference. Dubrovnik, Croatia.
- [4]. Wanqun Chen, et al., 2014. *Hydrostatic spindle dynamic design system and its verification*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 228(1): p. 149-155.
- [5]. Dongju Chen, Jinwei Fan, Feihu Zhang, 2012. *Dynamic and static characteristics of a hydrostatic spindle for machine tools*. Journal of Manufacturing Systems, 31(1): p. 26-33.
- [6]. Tuan-Anh Bui, Van-Hung Pham, Thuy-Duong Nguyen, 2018. *Study to Improve the Spindle Bearing Stiffness of Medium External Cylindrical Grinding Machines Based on Numerical Simulation of Hydrostatic Lubrication*. Journal of Science & Technology, 130.

#### AUTHORS INFORMATION

**Pham Van Hung, Ly Hai Ly, Nguyen Thu Huong, Bui Tuan Anh**

School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology