

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG PHƯƠNG PHÁP VÀ HỆ THỐNG ĐÁNH GIÁ ĐỘ CỨNG VỮNG CỦA CỤM Ổ TRỤC CHÍNH MÁY MÀI TRÒN NGOÀI TRÊN CƠ SỞ THAY THẾ BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG BẰNG BÔI TRƠN THỦY TĨNH

RESEARCH AND DEVELOP A METHOD AND AN EQUIPMENT SYSTEM TO EVALUATE THE SPINDLE UNIT STIFFNESS OF AN EXTERNAL CIRCULAR GRINDING MACHINE BASING ON REPLACING HYDRODYNAMIC LUBRICATION WITH HYDROSTATIC LUBRICATION

Phạm Văn Hùng*, Nguyễn Thùy Dương,
Bùi Tuấn Anh, Nguyễn Mạnh Toàn

TÓM TẮT

Cụm trục chính trong máy công cụ nói chung và máy mài tròn ngoài nói riêng là một trong những bộ phận quan trọng nhất, quyết định năng suất cắt gọt cũng như chất lượng bề mặt của chi tiết mài tròn ngoài. Cụm trục chính máy mài tròn ngoài, trong đó có máy 3K12 dùng bôi trơn thủy động. Tuy nhiên, do đặc điểm của bôi trơn thủy động là quỹ đạo tâm trục thay đổi phụ thuộc vào tốc độ và tải trọng tác dụng, điều này có ảnh hưởng nhất định đến việc ổn định tâm trục và nâng cao độ chính xác của chi tiết gia công. Hiện nay, nâng cao chất lượng làm việc của cụm trục chính máy mài tròn ngoài đã có giải pháp thay bôi trơn thủy động bằng bôi trơn thủy tĩnh. Một trong những chỉ tiêu để đánh giá chất lượng của cụm trục chính máy mài tròn ngoài dùng ổ bôi trơn thủy tĩnh là độ cứng vững. Bài báo này, trình bày kết quả nghiên cứu xây dựng phương pháp và hệ thống thiết bị đánh giá độ cứng vững cụm trục chính máy mài cỡ trung trên cơ sở thay thế bôi trơn thủy động bằng bôi trơn thủy tĩnh.

Từ khóa: Ổ thủy tĩnh, cụm ổ trục chính máy mài, độ cứng vững ổ thủy tĩnh, độ cứng vững trục chính máy mài.

ABSTRACT

The spindle unit of machine tools in general and external circular grinding machines in particular is a very important part, it determines the cutting productivity as well as the surface quality of the workpiece. Hydrodynamic lubrication is used for the spindle unit of circular grinding machines including the 3K12 grinding machine. However, due to the characteristics of hydrodynamic lubrication, the spindle center trajectory changes depending on the speed and the applied load, which affects the stabilization of the spindle center and enhancement of the machining accuracy of the workpiece. Currently, hydrostatic lubrication can be considered as a solution to improve the working quality of the spindle unit of the external grinding machine instead of using a hydrodynamic lubrication. One of the criteria to evaluate the quality of the external circular grinding machine spindle using hydrostatic lubrication is the stiffness. This paper presents the research results and development of a method and an equipment system for measuring the spindle unit stiffness of the medium-sized grinding machine basing on replacing hydrodynamic lubrication with hydrostatic lubrication.

Keywords: Hydrostatic bearing, spindle unit of grinding machine, hydrostatic bearing stiffness, stiffness of grinding machine spindle unit.

Viện Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: hung.phamvan@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 21/6/2019

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 21/8/2019

Ngày chấp nhận đăng: 25/9/2019

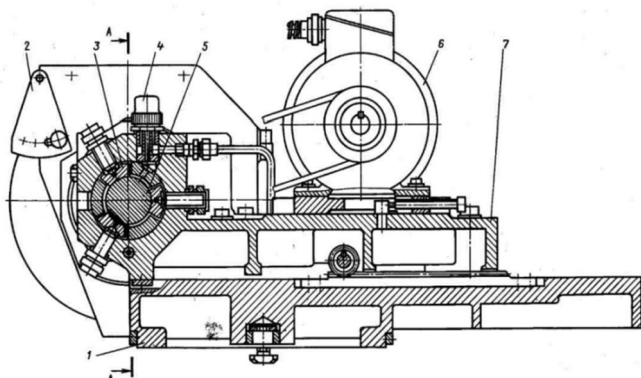
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy mài tròn ngoài cỡ trung là máy công cụ gia công tinh, được sử dụng khá phổ biến trong công nghiệp chế tạo máy tại Việt Nam. 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 nhất. Phần lớn các máy mài tròn ngoài cỡ trung tại Việt Nam đều sử dụng cụm ổ thủy động tự lựa 3 múng cho trục chính, hình 1.

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 thường không đổi, cũng như công nghệ chế tạo ổ trước đây.

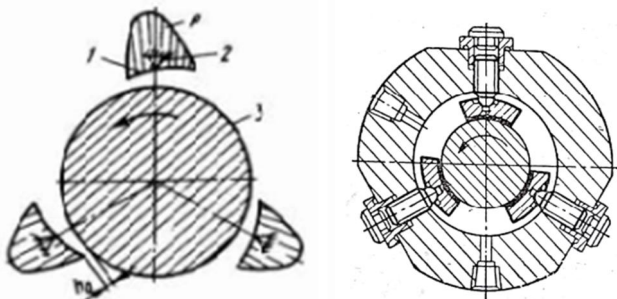
Việc sử dụng bôi trơn thủy động cho cụm ổ trục chính máy mài với giải pháp tự lựa 3 múng đã đảm bảo được yêu cầu cơ bản về độ chính xác kích thước và hình học của chi tiết gia công tinh. Tuy nhiên, do đặc điểm của bôi trơn thủy động là quỹ đạo tâm trục

thay đổi theo tốc độ và tải trọng tác dụng, điều này có ảnh hưởng nhất định đến việc ổn định tâm trục và nâng cao độ chính xác của chi tiết gia công theo yêu cầu ngày càng cao của công nghiệp hiện nay. Trên hình 2 cho thấy sự khác biệt của biểu đồ áp suất và chiều dày màng dầu ở 3 mức, nó là nguyên nhân gây ra quỹ đạo tâm trục không ổn định. Mặt khác, theo thời gian sử dụng khả năng tải cũng như độ ổn định tâm trục, rung động trục chính máy mài tròn ngoài không duy trì được như chất lượng ban đầu.



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- Núm bảo dầu; 5- Ngõng trục; 6- Động cơ; 7- Bàn máy

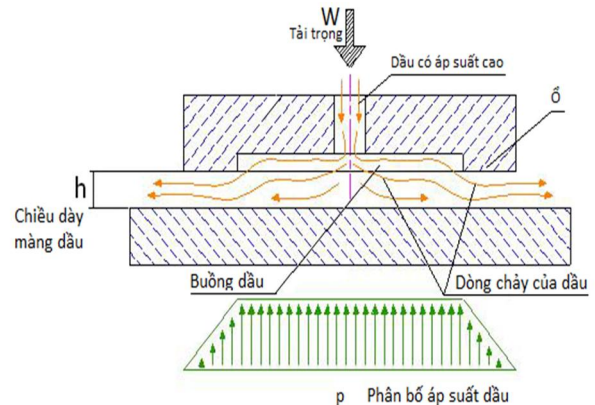


Hình 2. Biểu đồ áp suất ổ tự lựa 3 màng [1]

Để khắc phục các hạn chế và nâng cao khả năng làm việc của ổ thủy động nói chung và ổ 3 màng tự lựa nói riêng dùng cho cụm trục chính, có nhiều nghiên cứu đưa phương án thay thế ổ thủy động bằng ổ bôi trơn thủy tĩnh. Ổ thủy tĩnh, hình 3 [2], với đặc điểm kết cấu có các buồng dầu áp lực cao cố định P, do đó chiều dày màng dầu h ổn định hơn thủy động, độ cứng vững J của trục chính cao hơn, ít phụ thuộc kết cấu. Vì vậy, cụm ổ thủy tĩnh là một trong những giải pháp phù hợp 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 bằng thiết bị CNC.

Hiện nay, các công trình nghiên cứu về ứng dụng ổ thủy tĩnh cho trục chính của máy công cụ, có nghiên cứu nâng cấp chuyển đổi cụm ổ trục chính sử dụng vòng bi 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 [3] đã sử dụng phương pháp số và thực

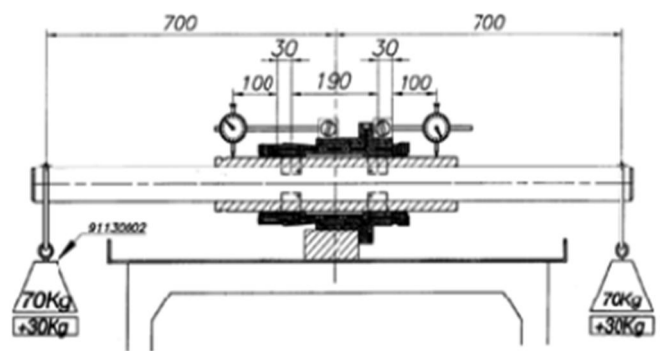
nghiệm để lựa chọn được các thông số và chế tạo cụm ổ thủy tĩnh trục chính trong các thiết bị gia công đứng thay thế cụm ổ bi, với tốc độ quay 800 rpm.



Hình 3. Bôi trơn thủy tĩnh với màng dầu áp lực cao

W. Chen và cộng sự đã thiết kế ổ trục thủy tĩnh cho trục chính máy phay trên quan điểm động lực học và 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].

Cùng với các nghiên cứu nâng cấp cũng như thiết kế các cụm trục chính thủy tĩnh, đã có nghiên cứu xây dựng hệ thống thiết bị đo đánh giá chất lượng cụm trục chính thủy tĩnh thông qua giá trị độ cứng của cụm trục chính. J. K. Martin [5] đã tiến hành xây dựng hệ thống thiết bị và đo độ cứng và hệ số chuyển vị của trục và chỉ ra rằng hệ số chuyển vị của trục bao gồm các thành phần đối ngược nhau, hay nói cách khác các giá trị độ cứng khác nhau đáng kể khi thay đổi điều kiện làm việc.



Hình 4. Sơ đồ đo thực nghiệm đo độ cứng vững cụm trục sau khi chế tạo [6]

S. Uberti and AL [6] đã trình bày nghiên cứu thiết kế và chế tạo bàn thử nghiệm (test bench) phục vụ việc kiểm tra (hình 4), đánh giá cụm ổ thủy tĩnh chuyển động tịnh tiến 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. Trong thí nghiệm này, nhóm tác giả đặt tải 200kg đối xứng hai bên trục, sau đó cấp dầu có áp suất 50 bar để nâng trục lên.

Ở Việt Nam, nâng cao chất lượng gia công của các máy mài tròn ngoài cỡ trung bằng giải pháp thay thế ổ bôi trơn thủy tĩnh cho cụm trục chính có tính khả thi và có tính kinh

tế do có sự trợ giúp hiệu quả của thiết bị CNC gia công buồng dầu chính xác. Sau khi gia công chế tạo cụm ổ trục chính thủy tĩnh cho máy mài cỡ trung, để đánh giá hiệu quả của giải pháp thay thế ở thủy động bằng ổ bôi trơn thủy tĩnh cần xây dựng phương pháp và thiết bị đánh giá độ cứng vững của cụm ổ trục chính máy mài tròn ngoài.

2. BÔI TRƠN THỦY TĨNH MÁY MÀI TRÒN NGOÀI CỠ TRUNG 3K12

2.1. Nguyên lý làm việc ổ thủy tĩnh

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 5. Dầu được bơm lên với áp suất và lưu lượng phù hợp, thông qua hệ thống cần - ống mao dẫn để vào các buồng dầu, tạo thành lực nâng ngồng trục. 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 [3]:

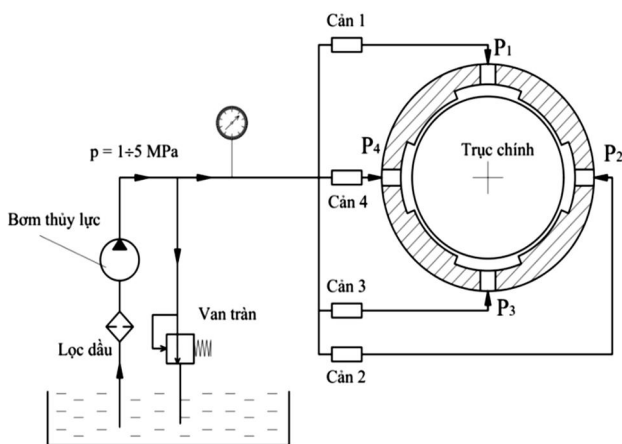
$$W = (p_3 - p_1) \cdot F \tag{1}$$

Trong đó: F: Diện tích hữu ích của buồng dầu;

p_1, p_3 : Áp suất buồng dầu;

$W = P + Q$, Q: Trọng lượng trục.

Trên thực tế với cụm ổ thủy tĩnh trục chính và giả thiết của Reynold thì độ lệch tâm e thường rất nhỏ.



Hình 5. Sơ đồ nguyên lý ổ thủy tĩnh trục chính máy mài tròn ngoài

2.2. Thông số cụm ổ thủy tĩnh thiết kế cho máy mài tròn ngoài 3K12

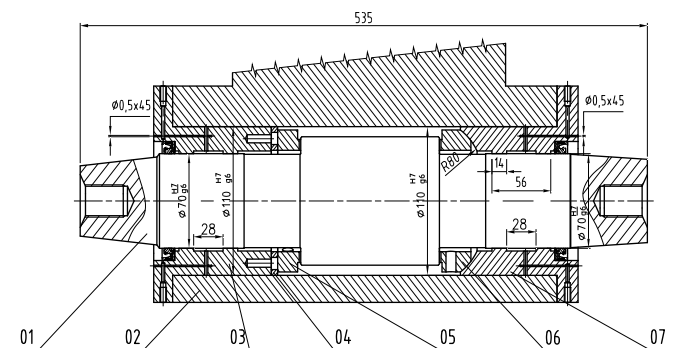
Trong nghiên cứu này cụm ổ thủy tĩnh được thiết kế để thay thế ổ thủy động trong cụm trục chính máy mài tròn ngoài 3K12. Thông số ổ thủy tĩnh phải đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật cũng như khả năng chịu tải của ổ trục khi vận hành cũng như khả năng công nghệ của đá mài phù hợp với kết cấu máy đang sử dụng; Chọn đường kính ngồng trục và đường kính lắp đá không thay đổi so với cụm ổ thủy động trên máy 3K12.

Căn cứ vào các thông số của cụm ổ bôi trơn thủy động, các tác giả [7] đưa ra được các thông số thiết kế của ổ bôi trơn thủy tĩnh phù hợp với kết cấu cụm trục chính máy mài tròn ngoài 3K12 trình bày trong bảng 1.

Bảng 1. Thông số thiết kế của ổ bôi trơn thủy tĩnh

Thông số ổ thủy động	Thông số ổ thủy tĩnh
Tốc độ quay của trục chính: ~ 3000v/ph;	Đường kính bạc: $\Phi 70_{0}^{+0,03}$;
Công suất động cơ chính: 5,5kW;	Đường kính trục: $\Phi 70_{-0,029}^{-0,01}$;
Đường kính trục của ổ $D = 70$ mm;	Khe hở giới hạn $h_0 = 12\mu\text{m}$;
Chiều dài/đường kính của ổ: $b/d = 0,8$;	Chiều rộng mép ổ $a = 14$ mm;
Khoảng cách của 2 ổ tự lựa: $L_0 = 327$ mm,	Góc chấn cung buồng dầu $\theta = 30^\circ$;
Số mường tự lựa: 3;	Chiều dài buồng dầu $b = 28$ mm;
Độ nhớt của dầu bôi trơn: $\eta = 3,8$ mPa.s;	Chiều dài bạc $L = 56$ mm;
Nhiệt độ làm việc tối đa của dầu 60°C .	Số buồng dầu theo chu vi ổ $N = 4$;
	Độ nhớt của dầu bôi trơn: $\eta = 1,67$ mPa.s.

Trên hình 6 trình bày kết cấu của cụm trục chính thủy tĩnh máy mài 3K12, trong đó các kết cấu cơ bản của máy được duy trì như: Đường kính của trục, đường kính chấn dầu, kết cấu chặn, tự lựa hướng trục



Hình 6. Kết cấu cụm ổ trục chính thủy tĩnh máy mài tròn ngoài 3K12

01- Trục, 02- Bệ máy, 03,07- Bạc thủy tĩnh, 04- Đệm, 05- Bạc, 06. Bạc lồng cầu



Hình 7. Bạc và cụm ổ thủy tĩnh sau khi chế tạo

Trong nghiên cứu này, tập trung thiết kế và chế tạo bạc theo dung sai đã tính toán. Do khả năng công nghệ gia công, sau khi chế tạo bạc có 4 buồng dầu như trên hình 7. Các kích thước đường kính cụ thể của của cụm ổ như sau:

Đường kính bạc: $\varnothing 70,02\text{mm}$

Đường kính trục: $\varnothing 69,997\text{mm}$

2.3. Độ cứng của ổ thủy tĩnh cụm trục chính máy mài 3K12 theo tính toán

Độ cứng của tổng cộng của cụm trục chính máy mài tròn ngoài bao gồm độ cứng vững của trục và độ cứng của ổ, được tính theo công thức sau [8]:

$$\frac{1}{J} = \frac{1}{J_{tr}} + \frac{1}{J_{\delta}} \tag{2}$$

Trong đó: J: Độ cứng tương đương(N/μm);

J_{tr} : Độ cứng của trục;

J_{δ} : Độ cứng của cụm ổ.

Độ cứng của trục với vật liệu là thép 40XMH được xác định theo công thức [9]:

$$J_{tr} = 48EI/l^3 \sim 470(N/\mu m) \tag{3}$$

Trong đó: E mô đun đàn hồi vật liệu;

I: Mô men quán tính chính của trục;

l: Khoảng cách giữa hai ổ.

Độ cứng của cụm ổ được tính theo công thức sau [10]:

$$J_{\delta} = \frac{p_s \cdot L \cdot D}{h_0} \cdot \frac{3N^2}{2\pi} \cdot \frac{\beta(1-\beta)\sin^2(\frac{\pi}{N})}{z+1+2\gamma \cdot \sin^2(\frac{\pi}{N})} \tag{4}$$

Hay $J_{\delta} = \frac{p_s \cdot L \cdot D}{h_0} \cdot J_n$

Trong đó:

N: Số buồng dầu;

D: Đường kính trong bạc;

L: Chiều dài buồng dầu;

h_0 : Khe hở giới hạn;

β : Tỷ số áp lực dầu buồng dầu với áp lực bơm;

p_s : Áp suất bơm;

A: Chiều rộng mép ổ;

$\gamma = \frac{N \cdot a(L-a)}{\pi \cdot D \cdot b}$: Hệ số hình dạng ổ;

$z = \frac{1}{2} \cdot [\beta / (1-\beta)]$: Ống phun;

$z = [\beta / (1-\beta)]$: Mao dẫn.

Với ổ 4 buồng và kết cấu mao dẫn:

$$J_n = 7,65K_{bs} \frac{\beta(1-\beta)}{2-\beta+2\gamma(1-\beta)}$$

Trong đó: $K_{bs} = (1-a/L) = 0,75$.

$$J_n = 5,74 \frac{\beta(1-\beta)}{2-\beta+1,5 \cdot 2(1-\beta)}$$

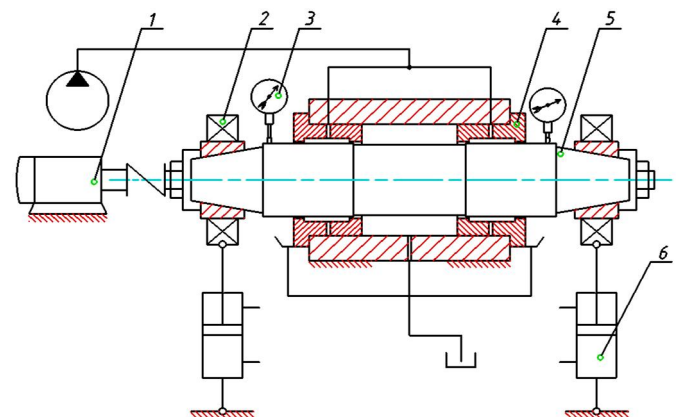
Với các thông số thiết kế ở trên, độ cứng của cụm ổ: $J_{\delta} = 895,7N/\mu m$ [10]

Vậy, độ cứng tổng cộng của cụm trục chính máy mài tròn ngoài theo (2):

$$J = J_{\delta} \cdot J_{tr} / (J_{\delta} + J_{tr}) \sim 310N/\mu m$$

3. XÂY DỰNG PHƯƠNG PHÁP VÀ HỆ THỐNG ĐÁNH GIÁ ĐỘ CỨNG VỮNG CỦA CỤM Ổ THỦY TĨNH TRỤC CHÍNH MÁY MÀI TRÒN NGOÀI

Để đánh giá khả năng làm việc thực tế của cụm trục chính máy mài tròn ngoài khi thay thế bôi trơn thủy động bằng bôi trơn thủy tĩnh, cần phải xây dựng phương pháp và thiết bị đánh giá. Một trong những tiêu chí đánh giá cụm trục chính là độ cứng vững của cụm ổ. Độ cứng vững của cụm trục chính được xác định bằng tỷ số giữa lực tác động gây chuyển vị và giá trị chuyển vị của trục chính. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả xây dựng hệ thống thiết bị kiểm tra độ cứng phù hợp với máy mài tròn ngoài 3K12 và dựa trên chuyển vị của trục chính chịu tải trong điều kiện làm việc. Sơ thiết bị và phương pháp đánh độ cứng cụm trục chính thủy tĩnh như hình 8.



Hình 8. Sơ đồ đo và đánh giá độ cứng vững cụm trục chính thủy tĩnh máy mài tròn ngoài 3K12

- 1- Động cơ, 2- Ổ lăn, 3- Đồng hồ so μm, 4- Bạc thủy tĩnh, 5-Trục, 6- Xylanh khí nén

Cụm trục ổ được lắp trên thân đế của cụm trục chính máy mài tròn ngoài 3K12. Toàn bộ cụm thân đế này được gá đặt trên hệ thống thủy lực.

Hệ thống thủy lực cung cấp dầu áp lực cao cho cụm ổ trục chính để làm việc ở chế độ bôi trơn thủy tĩnh. Áp suất trong ổ thủy tĩnh được xác định thông qua chỉ số áp suất của đồng hồ của trạm nguồn thủy lực ở đầu ra. Trong thí nghiệm này trạm nguồn cung cấp áp suất 5MPa.

Để có được chuyển vị của trục cần có cơ cấu tạo tải. Hệ thống tạo tải có hai lực tác dụng hướng kính vào hai đầu trục chính. Sử dụng hai xylanh khí nén tác dụng lực lên hai cụm vòng bi gá lắp thêm trên hai đầu ổ trục. Vòng bi ở hai đầu ổ trục tạo điều kiện để có thể tác dụng lực trong quá trình chạy rà và đo ở các vị trí khác nhau theo chu vi ổ, ngay cả khi trục quay ở tốc độ làm việc, khi đó phải sử dụng hệ thống đo không tiếp xúc. Giá trị lực tác dụng hướng kính được xác định thông qua áp suất khí nén tác dụng lên xylanh - khí nén, hiển thị trên đồng hồ đo áp suất khí nén. Áp suất được đặt trong thí nghiệm tương ứng với tải tổng cộng (bao gồm cả trọng lượng trục) 100kG.

Trục động cơ được lắp nối đồng tâm với đầu trục chính. Động cơ quay vô cấp tốc độ, được sử dụng để chạy rà ổ và

chuyển động quay phân độ khi đo ở các vị trí khác nhau theo chu vi của trục.

Hệ thống đo chuyển vị gồm hai đồng hồ so (μm) được gá đặt chắc chắn phía trên hai cổ trục. Giá trị đọc trên đồng hồ so chính là giá trị chuyển vị hướng kính của cụm trục chính.

Trình tự xác định số liệu như sau:

- Bật trạm nguồn thủy lực bơm dầu áp suất cao 5MPa. Điều khiển động cơ cho trục chính quay chậm 5 vòng/phút trong khoảng 24 giây. Đảm bảo sự điện đầy và cân bằng ở các buồng dầu áp suất cao và ổn định tâm trục sau khi quay.

- Chuẩn thiết bị đo chuyển vị về 0.
- Đặt tải hướng kính thông qua tác dụng của khí nén ở áp suất cần thiết để tạo ra tải hướng kính phù hợp.
- Tiến hành đọc số liệu trên đồng hồ. Chỉ số trên đồng hồ chính là chuyển vị của trục chính khi tác dụng tải.

Tính toán độ cứng trục chính thủy tĩnh thực nghiệm theo công thức:

$$J = W/x \tag{5}$$

- Trong đó: J: Độ cứng của cụm trục chính;
- W: Tải hướng kính;
- X: Giá trị dịch chuyển của trục chính.

4. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM ĐÁNH GIÁ ĐỘ CỨNG VỮNG CỤM Ổ TRỤC CHÍNH THỦY TĨNH MÁY MÀI TRÒN NGOÀI VÀ THẢO LUẬN

4.1. Kết quả thực nghiệm

Thông số của cụm ổ thủy tĩnh trục chính máy mài:

- Đường kính bạc: $\phi 70,02\text{mm}$,
- Đường kính trục $\phi 69,997\text{mm}$;
- $a = 14\text{mm}$, $\theta = 30^\circ$, $b = 28\text{mm}$, $L = 56\text{mm}$;
- Số buồng dầu: $N = 4$;
- $h_0 = 12\mu\text{m}$;
- Áp suất thực nghiệm: $P_s = 5\text{MPa}$;
- Tải hướng kính: $W = 100\text{kG}$;
- Độ nhớt của dầu bôi trơn: $\eta = 1,67\text{mPa.s}$.

Sau khi cấp áp suất 5MPa cho các buồng dầu của cụm ổ thủy tĩnh, tiến hành đặt tải 100kG đo chuyển vị trục chính ở 4 điểm trên chu vi ổ. Các vị trí đo cách đều nhau một góc 90° theo chiều kim đồng hồ và được đánh dấu trên ngông trục. Kết quả đo chuyển vị trục chính được thể hiện trong bảng 2.

Bảng 2. Chuyển vị và độ cứng vững của ổ tại 4 điểm theo chu vi ổ

Điểm đo trên chu vi trục	1			2			3			4		
	L ₁	L ₂	L ₃	L ₁	L ₂	L ₃	L ₁	L ₂	L ₃	L ₁	L ₂	L ₃
Chuyển vị X (μm)	4	3	4	4	4	4	3	4	4	4	4	4
Chuyển vị TB x (μm)	3,66			4,00			3,66			4,00		
Độ cứng J	273			250			273			250		

Từ bảng số liệu trên, độ cứng thực nghiệm của cụm ổ trục chính thủy tĩnh là: $J_{TB} = 261,5\text{N}/\mu\text{m}$

4.2. Thảo luận

Nghiên cứu đã đưa ra được phương pháp đo và hệ thống thiết bị tương tự với tác giả [6] nhưng trình tự đo đã có sự khác biệt là cấp dầu áp suất cao trước khi đặt tải. Trình tự này phù hợp với đặc điểm làm việc thực tế của máy mài tròn ngoài cỡ trung (kể cả thủy động) là phải bơm dầu điện đầy ổ trước khi quay đá mài. Như vậy, điều kiện thí nghiệm đánh giá độ cứng vững giống như vận hành máy mài tròn ngoài đảm bảo bôi trơn ướt hoàn toàn.

Độ cứng tính toán theo thực nghiệm là độ cứng vững tổng cộng của cả cụm trục chính, bao gồm độ cứng của trục chính, của cụm ổ theo công thức (2). So sánh với giá trị độ cứng theo tính toán lý thuyết $J \sim 310\text{N}/\mu\text{m}$ cho thấy độ cứng vững ổ thủy tĩnh thực nghiệm có giá trị nhỏ hơn khoảng $\sim 15\%$.

Giá trị đo độ cứng vững thực nghiệm có sự sai khác đáng kể với tính toán lý thuyết do có ảnh hưởng của các sai số hình học của trục chính cũng như lệch tâm của hai bạc chứa buồng thủy tĩnh hai đầu trục. Điều này là khó tránh khỏi, nó phụ thuộc hoàn toàn vào công nghệ chế tạo và trình độ, kỹ năng lắp ráp, điều chỉnh ổ. Công nghệ chế tạo cao thì sai lệch hình học càng nhỏ. Tuy nhiên, kết quả J_{TB} tính toán thực nghiệm trong nghiên cứu vẫn nằm trong phạm vi cho phép của của cụm ổ thủy tĩnh trục chính máy mài và lớn hơn cụm ổ thủy động trục chính máy mài [8].

Hệ thống thiết bị có thể xác định được chiều dày màng dầu theo phương hướng kính, khi thay đổi trình tự đặt tải và đo chuyển vị.

5. KẾT LUẬN

Phương pháp đo và hệ thống thiết bị đánh giá độ cứng vững của cụm ổ thủy tĩnh trục chính máy mài tròn ngoài, hoàn toàn đáp ứng các yêu cầu về chất lượng cụm ổ trục chính nói chung và độ cứng vững tổng cộng nói riêng.

Các thiết bị tạo áp suất thủy lực, khí nén và đo chuyển vị có độ chính xác phù hợp với mục tiêu đo, do đó các kết quả đo có độ tin cậy phù hợp với nghiên cứu.

Các dữ liệu thực nghiệm về độ cứng vững $J_{TB} = 261,5\text{N}/\mu\text{m}$ của cụm ổ trục chính thủy tĩnh máy mài tròn ngoài cỡ trung đã cho thấy giải pháp thay thế thủy động bằng thủy tĩnh là khả thi cả về mặt kỹ thuật và về hiệu quả kinh tế do có sự trợ giúp của phương pháp gia công trên máy CNC hiện đại.

Hệ thống thiết bị có khả năng triển khai thực nghiệm xác định mối quan hệ giữa độ cứng vững tổng cộng và các thông số đặc trưng của cụm ổ trục chính ở các áp lực dầu p, tải trọng P và độ nhớt dầu η khác nhau. Điều này sẽ cho phép tối ưu hoá độ cứng vững và khả năng tải của cụm ổ thủy tĩnh trục chính máy mài tròn ngoài cỡ trung sau khi gia công chế tạo với các thông số hình học cụ thể.

Khả năng công nghệ chế tạo với trợ giúp CAD/CAM/CNC hiện nay cho phép chế tạo cụm trục - bạc

hoàn toàn đáp ứng yêu cầu về độ chính xác hình học đối với ổ thủy tĩnh với hiệu quả kinh tế phù hợp điều kiện Việt Nam.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Bộ giáo dục & Đào tạo và Trường Đại học Bách khoa Hà Nội trong đề tài mã số B2017 - BKA - 47

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Push, V. E., 1977. *Design of Machine Tools*. Mashinostroenie Publishers, Moscow.
- [2]. S. Uberti and al, 2010. *Study & design of a special test bench for hydrostatic spindle housings*. In Proceedings of DESIGN 2010, the 11th International Design Conference, pp. 1729-1740, Dubrovnik, Croatia.
- [3]. He Qiang and al, 2016. *Numerical simulation and Experimental study of the Hydrostatic Spindle with Orifice restrictors*. The Open Mechanical Engineering Journal, vol.10, pp79-92.
- [4]. W. Chen and al, 2014. *Hydrostatic spindle dynamic design system and its verification*. Proc. Inst. Mech. Eng, BJ. Eng. Manuf, vol. 228, no. 1, pp. 149-155.
- [5]. J. K. Martin, 2004. *Measured stiffness and displacement coefficients of a stationary rotor hydrostatic bearing*. Tribology International, vol. 37, pp. 809–816.
- [6]. S. Uberti, G. Baronio and D. Cambiaghi, 2010. *Study & design of a special test bench for hydrostatic spindle housings*. in In Proceedings of DESIGN 2010, the 11th International Design Conference, 1729-1740, Dubrovnik, Croatia.
- [7]. AvrahamHarnoyv, 2003. *Bearing Design in Machinery Engineering Tribology and Lubrication*. New York.
- [8]. Van-Hung Pham, Tuan-Anh Bui, Manh-Toan Nguyen, 2018. *Investigation the stiffness characteristic of self-aligning hydrodynamic bearing on external cylindrical grinding machine based on numerical simulation*. Proceedings of the first international Conference on Material, machines and Methods for Sustainable Development 18-19 May 2018, Danang, Vietnam, pp 444-451.
- [9]. Nguyễn Anh Tuấn, Bùi Văn Gòn, 2006. *Lý thuyết bôi trơn ướt*. NXB Xây dựng.
- [10]. Van-Hung Pham, Tuan-Anh Bui, Thuy-Duong Nguyen, 2018. *Study on identifying several geometric parameters of hydrostatic spindle bearing on external cylindrical grinding machine based on ability of manufacturing technology*. International Conference of Fluid Machinery and Automation Systems - ICFMAS2018, pp 289-295.

AUTHORS INFORMATION

**Pham Van Hung, Nguyen Thuy Duong, Bui Tuan Anh,
Nguyen Manh Toan**

School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology