

NGHIÊN CỨU PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH ĐỘ CỨNG ĐÀN HỒI CỦA GỐI ĐỠ TRÊN THIẾT BỊ CÂN BẰNG ĐỘNG RÔ TO HOẠT ĐỘNG Ở TỐC ĐỘ CAO

RESEARCH ON METHODS TO DETERMINE THE ELASTIC STIFFNESS OF BEARINGS IN HIGH-SPEED ROTOR DYNAMIC BALANCING DEVICE

Trần Xuân Tiến¹, Trần Hồng Quân^{2,*},
Nguyễn Trường Giang²

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2026.152>

TÓM TẮT

Thiết bị cân bằng động rô to dùng để xác định lượng mất cân bằng và góc vị trí của lượng mất cân bằng đó. Để xác định được lượng mất cân bằng thì một trong những yếu tố cần phải xác định đó là độ cứng đàn hồi của gối đỡ. Đối với thiết bị cân bằng động rô to hai gối đỡ, các gối đỡ rô to thường được treo trên các thanh lò xo, trong đó đặc tính đàn hồi của các thanh lò xo quyết định trực tiếp đến độ chính xác của thiết bị. Tuy nhiên, hiện nay chưa có mô hình toán học cho phép xác định trực tiếp độ cứng đàn hồi của gối đỡ, mà chủ yếu phải xác định bằng phương pháp thực nghiệm. Vì vậy, bài báo này trình bày một phương pháp xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ trên thiết bị cân bằng động rô to có khối lượng nhỏ (đến 50g) và hoạt động ở tốc độ cao (lớn hơn 60000 vòng/phút).

Từ khóa: Cân bằng động rô to; độ cứng đàn hồi gối đỡ; phương pháp xác định độ cứng gối đỡ.

ABSTRACT

To evaluate the performance of a dynamic balancing device, the most important criterion is accuracy (or sensitivity), which reflects the device's ability to detect unbalance; the smaller the sensitivity value, the higher the accuracy of the device. In dynamic balancing systems, bearings are the key components that have a decisive influence on sensitivity. For two-bearing rotor dynamic balancing devices, the rotor supports are typically suspended by spring elements, whose elastic characteristics directly determine the sensitivity of the bearings. However, at present, there is no mathematical model that allows the direct determination of the elastic stiffness of the bearings, and it is mainly identified through experimental methods. Therefore, this paper presents a method for determining the elastic stiffness of bearings in a dynamic rotor balancing device designed for small-mass rotors (up to 50g) operating at high rotational speeds (greater than 60000 rpm).

Keywords: Dynamic rotor balancing; bearing elastic stiffness; method for determining the stiffness of bearing.

¹Phòng Quản lý Khoa học, Viện Khoa học và Công nghệ Quân sự

²Viện Tự động hóa, Viện Khoa học và Công nghệ quân sự

*Email: quanvoi@gmail.com

Ngày nhận bài: 10/3/2026

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 15/5/2026

Ngày chấp nhận đăng: 29/6/2026

1. GIỚI THIỆU

Trong những năm gần đây, Việt Nam đã đạt được nhiều bước tiến quan trọng trong việc tiếp cận và làm chủ các công nghệ nền và công nghệ lõi, nhờ sự tham gia

đồng bộ của hệ thống chính trị cùng với sự chủ động, quyết tâm của một số doanh nghiệp công nghệ. Ngành cơ khí - chế tạo máy, với vai trò là xương sống của công nghiệp hỗ trợ, mặc dù đã đạt được một số kết quả nhất

định trong năng lực thiết kế và chế tạo máy móc, thiết bị và phụ tùng, song nhìn chung vẫn chưa đáp ứng được yêu cầu phát triển. Phần lớn các dây chuyền sản xuất và thiết bị đo lường có độ chính xác cao hiện nay vẫn phải nhập khẩu từ nước ngoài. Đặc biệt, đối với các thiết bị đo lường phục vụ lĩnh vực công nghiệp quốc phòng, việc tiếp cận mua sắm hoặc chuyển giao công nghệ gặp nhiều hạn chế; ngay cả các thiết bị đã được trang bị cũng gặp khó khăn trong công tác bảo trì, bảo dưỡng và sửa chữa, dẫn đến chi phí vận hành rất cao.

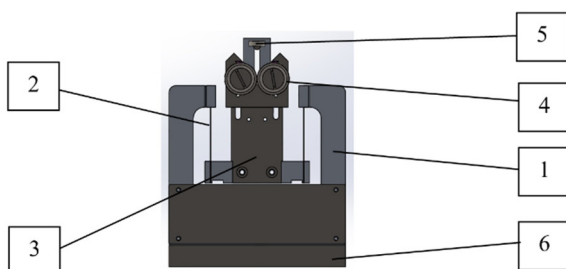
Qua tìm hiểu, hiện nay ở nước ta chưa có đơn vị nào nghiên cứu thiết kế, chế tạo hoàn chỉnh một thiết bị cân bằng động cho dải rô to hoạt động ở tốc độ cao (lớn hơn 60000 vòng/phút). Một số Học viện, Nhà trường hoặc Viện nghiên cứu đã thiết kế, chế tạo một số loại thiết bị cân bằng động nhưng chủ yếu là dùng để học tập hoặc thiết bị dùng để cân bằng động cho rô to hoạt động ở dải tốc độ thấp (nhỏ hơn 6000 vòng/phút) như trục các đăng, rô to quạt điện,...

Trên cơ sở đó, nhóm tác giả đã nghiên cứu thiết kế và chế tạo được thiết bị cân bằng động rô to cỡ nhỏ. Tuy nhiên, để hoàn thiện phần mềm điều khiển và hiển thị của thiết bị, cần nghiên cứu và đưa ra phương pháp xác định độ cứng đàn hồi thực tế của hệ gối đỡ. Đây là một trong những tham số quan trọng trong thuật toán xác định lượng mất cân bằng của rô to, có ảnh hưởng trực tiếp đến độ chính xác của thiết bị.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của nhóm tác giả là hệ gối đỡ của thiết bị cân bằng động rô to hai gối đỡ. Trong thuật toán xác định lượng mất cân bằng của rô to, hệ số độ cứng đàn hồi của gối đỡ là một trong những tham số quan trọng, có ảnh hưởng trực tiếp đến độ chính xác của quá trình cân bằng. Tuy nhiên, hiện nay chưa tồn tại mô hình toán học cho phép xác định trực tiếp tham số này, mà chủ yếu phải được xác định thông qua phương pháp thực nghiệm [4, 5].



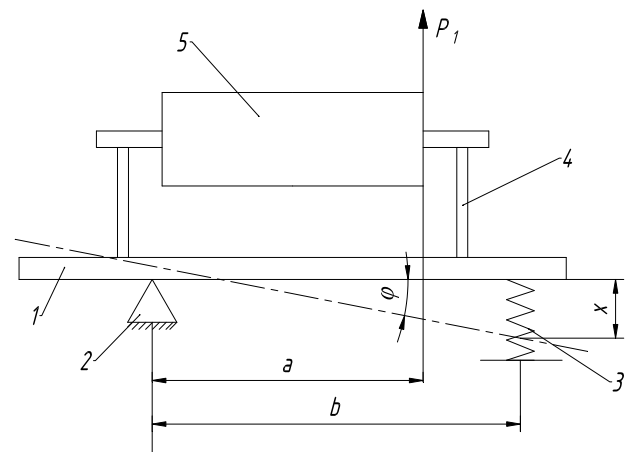
Hình 1. Cấu tạo gối đỡ, 1: Khung gối đỡ, 2: Lò xo thanh, 3: Giá đỡ rô to, 4: Con lăn, 5: Gá chặn rô to, 6: Đế

Hình 1 trình bày cấu tạo của gối đỡ, bao gồm: đế (6) dùng để cố định toàn bộ cụm gối đỡ; khung gối đỡ (1) dùng để treo giá đỡ rô to (3) thông qua hai lò xo thanh (2) được bố trí đối xứng. Trên giá đỡ rô to (3) được lắp đặt hai con lăn (4) và gá chặn rô to (5) nhằm định vị và đỡ rô to trong quá trình làm việc [3-6].

Trên cơ sở cấu tạo nêu trên, nhóm tác giả cần xây dựng phương pháp xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ trên thiết bị cân bằng động rô to, phục vụ cho việc xác định chính xác lượng mất cân bằng.

2.2. Cơ sở lý thuyết

Các thiết bị cân bằng động hiện đại, ngoại trừ một số trường hợp đặc biệt, thường có thể được mô hình hóa như hệ cơ học một bậc tự do, trong đó dao động của các bộ phận chuyển động xảy ra quanh một trục xác định bởi kết cấu của thiết bị. Do đặc tính dao động của các thiết bị này đều có thể được mô tả bằng cùng một dạng phương trình vi phân, để xây dựng phương trình chuyển động, cần xem xét một kết cấu điển hình của thiết bị [2, 4-6].



Hình 2. Cấu tạo phần cơ khí của thiết bị cân bằng động

Mô hình động lực học được trình bày ở hình 2 là mô hình tổng quát cho hệ một bậc tự do như vậy. Trong thiết kế thực tế của nghiên cứu này (hình 1), gối đỡ được treo bởi hai lò xo thanh làm việc đồng thời. Về mặt động lực học, hệ hai lò xo này hoạt động theo nguyên lý vi phân và hoàn toàn có thể quy đổi về mô hình tổng quát, trong đó độ cứng tương đương c của hệ chính là tổng hợp độ cứng đàn hồi của cả hai thanh lò xo. Trên khung (1) của thiết bị bố trí các ụ đỡ (4) dùng để gá chi tiết cần cân bằng (5). Khung được liên kết với giá đỡ cố định (2) thông qua giá đỡ đàn hồi (3), cho phép khung chỉ có khả năng quay quanh trục ngang của giá đỡ cố định (2).

Sau khi lựa chọn tọa độ tổng quát của hệ là góc quay φ , có thể thiết lập phương trình vi phân mô tả chuyển động quay của khung bằng biểu thức (1):

$$I_0 \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \sum_{i=1}^n M_i \quad (1)$$

trong đó: I_0 là mô men quán tính khối lượng tương ứng của giá đỡ cố định của khung và chi tiết cân bằng ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$); M_i là mô men của ngoại lực thứ i tác dụng vào khung và chi tiết ($\text{N}\cdot\text{m}$); φ là góc lệch của khung so với vị trí cân bằng (rad); và n là số lực bên ngoài tác động.

Mô men của các ngoại lực tác dụng lên khung được xác định bao gồm:

2.2.1. Mô men quán tính gây nhiễu do khối lượng mất cân bằng của chi tiết

Như đã trình bày, trong trường hợp tổng quát, khối lượng mất cân bằng của chi tiết có thể được quy đổi về hai khối lượng điểm nằm trên hai mặt phẳng tùy ý. Thiết kế của thiết bị cho phép định vị trùng với trục quay của chi tiết trên khung tương ứng với một giá đỡ cứng. Giả sử một trong các mặt phẳng trùng với trục quay của khung. Khi chi tiết quay, lực ly tâm của một trong hai khối lượng nhất định sẽ được một giá đỡ cứng cảm nhận và khối lượng thứ hai sẽ gây ra rung động cho khung. Do thiết kế của thiết bị chỉ cho phép rung động của từng điểm trên khung theo mặt phẳng thẳng đứng vuông góc với trục quay của chi tiết nên thành phần thẳng đứng của lực ly tâm P_1 (N) sẽ tạo ra rung động và được xác định theo biểu thức (2) [2, 6]:

$$P_1 = m_1 \rho_1 \omega^2 \cos \omega t \quad (2)$$

trong đó: $m_1 \rho_1$ là mô men tĩnh của chi tiết tương ứng với trục quay ($\text{kg}\cdot\text{m}$); ω là vận tốc góc của chi tiết (rad/s); ωt là góc tạo bởi lực ly tâm với mặt phẳng thẳng đứng.

Mô men M_1 (N·m) của lực đối với trục quay của khung được xác định theo biểu thức (3):

$$M_1 = m_1 \rho_1 \omega^2 a \cos \omega t \quad (3)$$

trong đó: a là khoảng cách giữa các mặt phẳng của khối lượng mất cân bằng (m); hay bằng khoảng cách giữa các mặt phẳng đặt các khối cân bằng.

2.2.2. Mô men tạo ra bởi lực của gối đàn hồi

Khi khung dao động, gối đàn hồi bị biến dạng và sinh ra lực phục hồi tác dụng ngược trở lại khung. Đối với các biến dạng nhỏ, có thể coi định luật Hooke là đúng, khi đó lực đàn hồi P_2 (N) được xác định bởi biểu thức (4) [2, 4, 6]:

$$P_2 = -cx \quad (4)$$

trong đó: c là hệ số độ cứng của gối đàn hồi (N/m); x là độ giãn dài (mm).

Đối với rung động khung nhỏ, có thể viết x theo biểu thức (5):

$$x = b\varphi \quad (5)$$

trong đó: b là khoảng cách giữa các gối đàn hồi và cố định (mm).

Mô men M_2 (N·mm) của lực P_2 so với trục của gối cố định được tính bằng biểu thức (6):

$$M_2 = -cbx \quad (6)$$

Thay biểu thức (5) vào biểu thức (6), ta thu được biểu thức (7):

$$M_2 = -cb^2\varphi \quad (7)$$

Lực cản và phương trình chuyển động của hệ: Trong quá trình dao động, khung phải vượt qua nhiều dạng lực cản, bao gồm lực cản của môi trường, lực ma sát tại các khớp nối và lực ma sát trong các bộ phận đo lường,... Đối với dao động nhỏ, mô men M_3 (N·mm) của lực cản có thể được xấp xỉ là tỷ lệ thuận với vận tốc góc của khung, theo biểu thức (8):

$$M_3 = -\beta \frac{d\varphi}{dt} \quad (8)$$

trong đó: β là hệ số suy giảm (N·mm·s); $d\varphi/dt$ là vận tốc góc của khung;

Thay các biểu thức (3), (7) và (8) vào phương trình chuyển động tổng quát (1), thu được phương trình vi phân mô tả chuyển động của hệ dưới dạng:

$$I_0 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \beta \frac{d\varphi}{dt} + cb^2\varphi = m_1 \rho_1 \omega^2 a \cos \omega t \quad (9)$$

Chuyển động được mô tả bởi phương trình (9) là kết quả của sự chống lặp tuyến tính giữa dao động tự do tắt dần của khung và các dao động cưỡng bức phát sinh do các lực gây nhiễu.

Đánh giá độ nhạy của thiết bị cân bằng động [2, 4]:

Một trong những chỉ tiêu quan trọng đánh giá chất lượng của thiết bị cân bằng động là độ nhạy, thể hiện khả năng phát hiện và ghi nhận các giá trị nhỏ của mô men tĩnh do khối lượng mất cân bằng gây ra. Ảnh hưởng của các yếu tố khác nhau đến độ nhạy của thiết bị có thể được đánh giá thông qua biểu thức biên độ dao động ở trạng thái cộng hưởng ổn định.

Từ biểu thức biên độ cho thấy, với cùng một mô men tĩnh $m_1 \rho_1$, biên độ dao động của khung càng lớn thì độ nhạy của thiết bị càng cao. Độ nhạy của thiết bị có thể được cải thiện bằng các biện pháp sau [2]:

– Tăng khoảng cách a (hình 2), do trong quá trình cân bằng, các mặt phẳng lắp đặt quả cân nên được bố trí xa nhau nhất có thể dọc theo trục của chi tiết;

– Tăng tần số cộng hưởng ω , tương ứng với việc tăng tần số dao động riêng của hệ. Tuy nhiên, điều này làm kéo

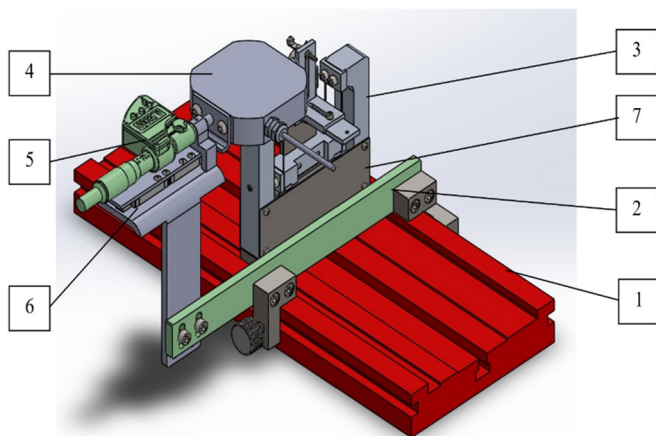
dài thời gian cân bằng; trong các thiết bị cân bằng hiện đại, chế độ cộng hưởng thường đạt được trong dải tốc độ (300 ÷ 400) vòng/phút của chi tiết;

– Tăng khả năng đàn hồi của gối đỡ.

Do đó, để xác định biên độ dao động của hệ gối đỡ, cần phải xác định chính xác hệ số đàn hồi của gối đỡ, tham số này hiện nay chỉ có thể xác định thông qua phương pháp thực nghiệm.

2.3. Cơ sở và phương pháp thực nghiệm

Trên cơ sở lý thuyết đã trình bày, nhóm tác giả đã nghiên cứu và đề xuất một phương pháp xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ có kết cấu đơn giản, không yêu cầu sử dụng các thiết bị đo phức tạp hoặc chuyên dụng, phù hợp với điều kiện nghiên cứu trong nước.



Hình 3. Cấu tạo đồ gá xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ, 1: Đế, 2: Khung gá, 3: Gối đỡ, 4: Loadcell, 5: Thước vận hiện số, 6: Bàn trượt, 7: Dây nối với Indicator



Hình 4. Bố trí thí nghiệm thực tế của đồ gá xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ

Hình 3 trình bày cấu tạo của đồ gá dùng để xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ, bao gồm: bàn máy (1);

khung gá (2); loadcell (4) có khả năng trượt trên ray trượt (6), được lắp đồng trục với thước vận hiện số (5) và cố định trên bàn máy. Trong quá trình thí nghiệm, thước vận được điều khiển để tạo chuyển động tịnh tiến của loadcell theo phương đo. Đầu cầu của loadcell được bố trí tiếp xúc vuông góc ngay tại vị trí tâm đối xứng của khung gối đỡ (nằm chính giữa khoảng cách giữa hai lò xo thanh). Lực đẩy tịnh tiến từ thước vận thông qua loadcell tác dụng vào đúng tâm hình học này, đảm bảo lực phân bố đều, giúp hai thanh lò xo bị uốn và dịch chuyển đồng thời với cùng một biên độ. Khi đầu cầu của loadcell tiếp xúc với khung gối đỡ và giá trị hiển thị trên indicator của loadcell khác 0, tiến hành thiết lập giá trị "0" cho thước vận.

Sau đó, thước vận được điều chỉnh theo từng bước dịch chuyển 0,15mm, đồng thời ghi nhận giá trị lực tương ứng hiển thị trên indicator của loadcell. Dữ liệu thu được được sử dụng để xác định quan hệ lực - chuyển vị, từ đó tính toán độ cứng đàn hồi của gối đỡ. Bố trí thí nghiệm thực tế của đồ gá xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ được thể hiện trong hình 4.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

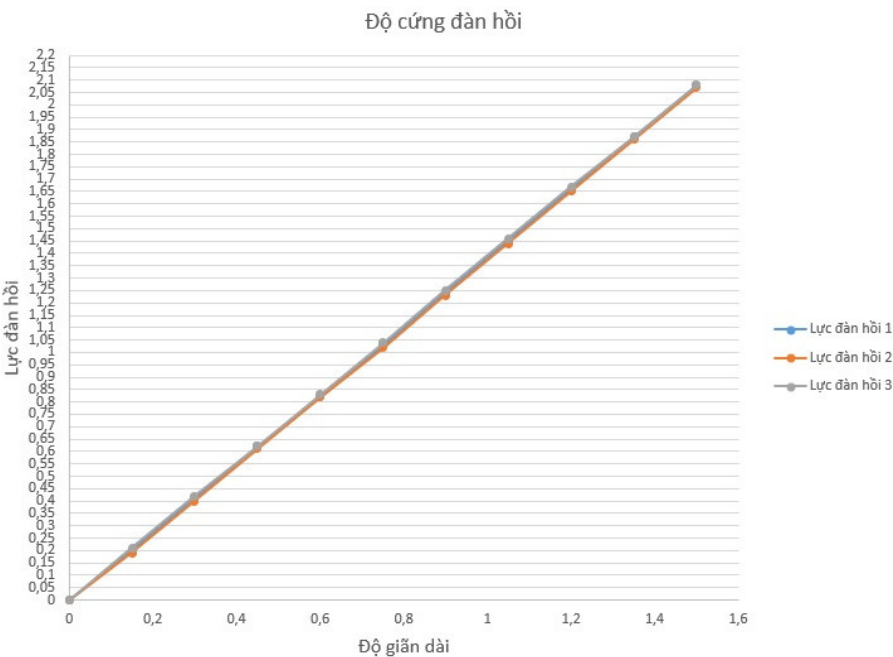
Trên cơ sở phương pháp và quy trình thực nghiệm đã trình bày, các phép đo được tiến hành 10 lần. Kết quả thực nghiệm được trình bày trong bảng 1.

Từ các giá trị đo được (trong phép đo, nhóm tác giả bỏ qua sai số của thước vận và loadcell vì cùng dải đo và cùng kiểu gá đặt nên sai số là tương tự nhau), dựa trên định luật Hooke, có thể xây dựng biểu đồ quan hệ lực - độ giãn dài của gối đỡ cho ba lần thí nghiệm độc lập (hình 5). Thông qua việc phân tích các biểu đồ này, có thể đánh giá độ tin cậy của phương pháp thử và đồ gá, đồng thời kiểm chứng tính tuyến tính của đặc tính đàn hồi của gối đỡ, bảo đảm sự phù hợp với giả thiết của định luật Hooke trong miền biến dạng khảo sát. Các kết quả thu được được trình bày trong bảng 2.

Từ bảng 2, có thể xác định giá trị trung bình của hệ số đàn hồi của gối đỡ là $c_{tb} = 1,37251$ (N/mm). Giá trị này được sử dụng để thay vào phương trình (9), cùng với các tham số kết cấu khác của hệ như a , b và l_0 , nhằm giải phương trình chuyển động của hệ. Nghiệm của phương trình (9) cho phép xác định biên độ dao động của gối đỡ trong quá trình làm việc. Bên cạnh đó, biên độ dao động thực tế của gối đỡ được đo trực tiếp thông qua cảm biến gia tốc. Trên cơ sở biên độ đo được, có thể xác định giá trị $m_1\rho_1$, hay tương đương với lượng mất cân bằng gây ra dao động của gối đỡ.

Bảng 1. Giá trị lực đàn hồi xác định bằng thực nghiệm

Thứ tự		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Độ giãn dài x (mm)		0	0,15	0,30	0,45	0,60	0,75	0,90	1,05	1,20	1,35	1,50
Lực đàn hồi P ₂ (N)	Lần 1	0	0,2	0,41	0,62	0,82	1,03	1,24	1,45	1,66	1,87	2,08
	Lần 2	0	0,19	0,40	0,61	0,82	1,02	1,23	1,44	1,65	1,86	2,07
	Lần 3	0	0,21	0,42	0,62	0,83	1,04	1,25	1,46	1,67	1,87	2,08



Hình 5. Đồ thị mối quan hệ lực - độ giãn dài của gối đỡ

Bảng 2. Hệ số đàn hồi theo định luật Hooke của 03 lần thử tương ứng

TT	Hệ số đàn hồi c ₁ (N/mm)	Hệ số đàn hồi c ₂ (N/mm)	Hệ số đàn hồi c ₃ (N/mm)	Giá trị trung bình c _{tb} (N/mm)
1	1,333333333	1,266666667	1,400000000	1,333333333
2	1,366666667	1,333333333	1,400000000	1,366666667
3	1,377777778	1,355555556	1,377777778	1,370370370
4	1,366666667	1,366666667	1,383333333	1,372222222
5	1,373333333	1,360000000	1,386666667	1,373333333
6	1,377777778	1,366666667	1,388888889	1,377777778
7	1,380952381	1,371428571	1,390476190	1,380952381
8	1,383333333	1,375000000	1,391666667	1,383333333
9	1,385185185	1,377777778	1,385185185	1,382716049
10	1,386666667	1,380000000	1,386666667	1,384444444

Từ các kết quả nghiên cứu đạt được có thể khẳng định rằng việc xác định chính xác độ cứng đàn hồi của gối đỡ đóng vai trò đặc biệt quan trọng trong quá trình xây dựng

và hoàn thiện thuật toán cũng như phần mềm của thiết bị cân bằng động rô to. Thông qua tham số này, có thể xác định và tính toán chính xác lượng mất cân bằng của rô to. Độ cứng đàn hồi của gối đỡ càng phù hợp thì độ nhạy của thiết bị cân bằng động càng cao, qua đó nâng cao độ chính xác của quá trình cân bằng. Mặc dù kết quả thu được là độ cứng tĩnh, nhưng do vật liệu chế tạo cơ cấu đàn hồi là thép đàn hồi làm việc trong miền tuyến tính (miền Hooke), sự chênh lệch giữa độ cứng tĩnh và động là rất nhỏ, không bị ảnh hưởng mạnh bởi tần số như các vật liệu cao su giảm chấn. Hơn nữa, ở tốc độ 60000 vòng/phút, hệ thống làm việc vượt xa vùng cộng hưởng (300 ÷ 400 (vòng/phút)). Tham

số độ cứng tĩnh này được dùng làm giá trị cơ sở ban đầu cho thuật toán điều khiển. Trong thực tế vận hành, các sai số động lực học phát sinh ở tốc độ cao sẽ được bù trừ hoàn toàn thông qua bước hiệu chuẩn bằng khối lượng thử trước mỗi lần cân bằng.

Do dải khối lượng rô to cần cân bằng của đế tải tương đối rộng (từ 50g đến 500g), việc lựa chọn và xác định độ cứng đàn hồi của gối đỡ sao cho phù hợp với toàn bộ dải làm việc đặt ra nhiều thách thức. Để khắc phục vấn đề này, nhóm tác giả đã tiến hành nhiều lần thử nghiệm, hiệu chỉnh và đánh giá độ ổn định của thiết bị, đồng thời tối ưu hóa thuật toán và phần mềm nhằm bảo đảm kết quả xác định lượng mất cân bằng có độ tin cậy cao [1].

4. KẾT LUẬN

Từ các kết quả trên, nhóm tác giả đã nghiên cứu thiết kế và chế tạo thành công Thiết bị cân bằng động rô to cho các rô to hoạt động ở tốc độ cao (lớn hơn 60 000 (vòng/phút)) đáp ứng được các yêu cầu đặt ra với độ nhạy đạt được là 0,1 (g·mm) (hình 6 và 7).



Hình 6. Màn hình hiển thị của thiết bị cân bằng động rô to trên máy tính



Hình 7. Hình ảnh thực tế của thiết bị cân bằng động rô to sau khi chế tạo

Nhóm tác giả đã mở ra một hướng tiếp cận mới trong việc làm chủ công nghệ thiết kế và chế tạo thiết bị cân bằng động rô to có độ chính xác cao, phục vụ cho cả lĩnh vực quốc phòng - an ninh và dân dụng, góp phần giảm sự phụ thuộc vào công nghệ nước ngoài. Trong bối cảnh hiện nay, các thiết bị đo lường chính xác cao thường bị hạn chế tiếp cận hoặc có chi phí rất lớn, kết quả nghiên cứu được kỳ vọng sẽ đóng góp thiết thực cho sự phát triển của khoa học và công nghệ cơ bản trong nước, đặc biệt trong lĩnh vực cơ khí - chế tạo máy và đo lường chính xác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. ISO 1940-1: *Mechanical vibration-balance quality requirements for rotors in a constant*.
- [2]. L. I. Shteinvolff, *Dynamic Calculations of Machines and Mechanisms*. Moscow, 1961.
- [3]. J.S.Rao, *Rotor dynamic*. New York, 1988.
- [4]. Trần Doãn Tiến, *Máy cân bằng động*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 1986.
- [5]. Đinh Gia Tường, Tạ Khánh Lâm, *Nguyên lý máy*, Tập I. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 1995.
- [6]. N. V. Kusubina, A. A. Sannikov, *Theories of Vibration and Dynamic Balancing*, UGLTU, Russia, 2014..

AUTHORS INFORMATION

Tran Xuan Tien¹, Tran Hong Quan², Nguyen Truong Giang²

¹Office of Research Management, Academy of Military Science and Technology, Vietnam

²Institute of Automation, Academy of Military Science and Technology, Vietnam