

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM ĐÁNH GIÁ CÁC THÔNG SỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN DAO ĐỘNG CỦA ROTOR

EXPERIMENT STUDY EVALUATING PARAMETERS EFFECTS ON THE VIBRATION OF ROTOR

Trần Thanh Lam, Đặng Thiện Ngôn, Trần Thái Sơn, Lê Chí Cường
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM, Việt Nam

Ngày toà soạn nhận bài 4/5/2021, ngày phản biện đánh giá 12/7/2021, ngày chấp nhận đăng 28/7/2021.

TÓM TẮT

Rung động trong trục quay là một hiện tượng phổ biến thường gặp trong các hệ thống rotor. Việc xác định các yếu tố gây rung động để qua đó thực hiện các biện pháp giảm rung nhằm đảm bảo cho rotor vận hành ổn định là một trong những yêu cầu cấp thiết hiện nay. Trong bài báo này, một mô hình đánh giá rung động của rotor đã được thiết lập cho phép khảo sát các thông số chính ảnh hưởng đến rung động của rotor bao gồm tốc độ tới hạn, độ lệch tâm gây ra do mất cân bằng và góc pha ban đầu. Các kết quả thực nghiệm cho thấy: khi tốc độ quay gần tốc độ tới hạn sự rung động trở nên không ổn định và biên độ dao động tăng mạnh; lượng mất cân bằng tăng dẫn đến biên độ dao động tăng; góc pha ban đầu của vị trí đặt tải nếu bị thay đổi trong quá trình hoạt động sẽ dẫn đến các biến đổi khác nhau của giai đoạn rung động dẫn đến sự tăng hoặc giảm các ứng suất uốn có thể dẫn đến hiện tượng mỏi xuất hiện trên trục quay.

Từ khóa: rotor; dao động; tốc độ tới hạn; mất cân bằng; góc pha ban đầu.

ABSTRACT

Vibration in the rotary shaft is a common phenomenon observed in rotor systems. Determining the factors that cause the vibration to implement the vibration reduction measures to ensure the rotor running stably is one of the urgent requirements today. In this paper, a model of rotor vibration assessment has been proposed which allows to investigate the main parameters influencing rotor vibrations including critical speed, unbalance eccentricity and initial phase angle. The experimental results show that: when the speed is near the critical speed, the vibration becomes unstable and the amplitude of the oscillation increases sharply; the amount of unbalance increases leading to an increase in amplitude of oscillation; the initial phase angle of the load position, if changed during operation, will make different oscillation periods leading to an increase or decrease in bending stress leading to rotor fatigue.

Keywords: rotor; vibration; critical speed; unbalance; initial phase angle.

1. GIỚI THIỆU

Máy quay là một loại cơ cấu cơ khí quay phổ biến, được sử dụng rộng rãi trong các thiết bị công nghiệp. Hoạt động của cơ cấu quay này ảnh hưởng lớn đến khả năng vận hành ổn định của máy, nếu gây ra rung động quá mức cho phép có thể ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm và cuối cùng có thể gây ra hỏng hóc [1].

Việc hỏng hóc của cơ cấu quay thường gặp trong các thiết bị như cụm truyền chuyển động của các phương tiện giao thông, tuabin, máy bơm,... đòi hỏi kinh phí sửa chữa lớn và quan trọng hơn là có thể gây nguy hiểm đến tính mạng con người. Nguyên nhân gây ra rung động là do một số yếu tố tác động lên rotor trong khi vận hành. Do vậy, việc nghiên cứu động lực học của rotor để xác định các thông số chính ảnh hưởng đến rung động của

rotor như là tốc độ của rotor (tốc độ tới hạn), độ ổn định của hệ thống và đáp ứng mất cân bằng [2] đã và đang được quan tâm nghiên cứu. Trong đó, tốc độ tới hạn và mất cân bằng là 2 thông số chính được nghiên cứu và đánh giá [2-9].

Tốc độ tới hạn của rotor là các tốc độ mà tại đó rotor bị biến dạng nhiều nhất (cộng hưởng). Thông thường tốc độ tới hạn được mong muốn ở mức 10% đến 20% trên phạm vi tốc độ hoạt động của rotor [3]. Tuy nhiên, có nhiều rotor sử dụng các ổ đỡ có giảm chấn đặc biệt có thể hoạt động trên tốc độ tới hạn 2 (mode 2) bằng cách thay đổi các hệ số ảnh hưởng của gối đỡ, điều này dẫn đến các vấn đề mất ổn định nghiêm trọng khi rotor chuyển sang hoạt động ở tốc độ tới hạn 1 (mode 1).

Mất cân bằng trên rotor là hiện tượng phân bố khối lượng không đều quanh tâm trục quay của rotor. Có nhiều nguyên nhân làm rotor mất cân bằng như do chế tạo, lắp ráp, biến dạng hay mài mòn trong quá trình vận hành.

R. Tiwari đã thực hiện các phân tích và nhận dạng các lỗi mất cân bằng trên hệ thống rotor [4]. B. Xu đề xuất một phương pháp cân bằng mà không cần chạy thử [5]. Y. A. Khulief đưa ra phương pháp không cần thêm khối lượng thử trên rotor khi cân bằng [6]. Yuanping Xu đã xem xét sử dụng điều khiển ổ đỡ từ chủ động trong cân bằng [7]. Shachar Tresser đưa ra một phương pháp tiếp cận khác trong lĩnh vực cân bằng là chạy tốc độ thấp kết hợp lực kích thích bên ngoài [8]. Gần đây Guangfu Bin đề nghị cân bằng sử dụng từ 3 mặt phẳng trở lên để nâng cao độ chính xác [9].

Từ các kết quả khảo sát trên, bài báo này trình bày về việc thiết lập một mô hình rotor điển hình, gồm trục và đĩa quay, cho phép đo đạc thực nghiệm để đánh giá rung động của rotor dựa trên các thông số như tốc độ, độ lệch tâm do mất cân bằng và góc pha ban đầu.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

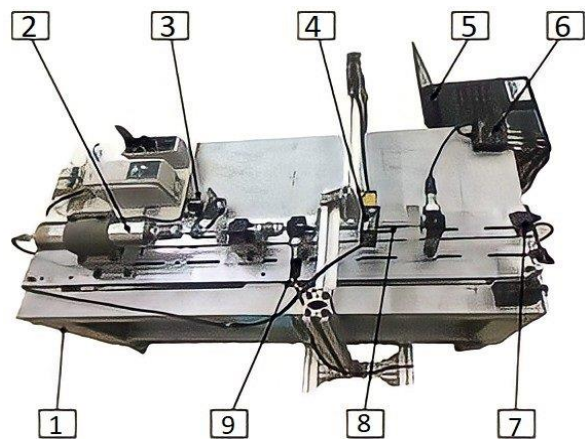
2.1 Đối tượng nghiên cứu

Để nghiên cứu đánh giá các thông số gây rung động trên rotor, ta cần xây dựng 1 mô

hình thực nghiệm để kiểm chứng. Mô hình thực nghiệm sử dụng trong nghiên cứu này đã được chế tạo như hình 1.

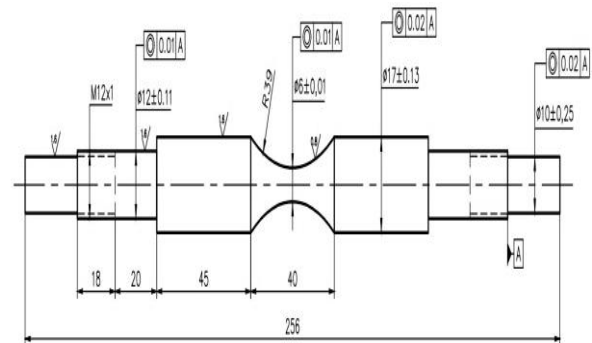
Mô hình này tập trung đánh giá dao động phổ biến của trục quay là dao động ngang (bỏ qua dao động xoắn và dao động dọc trục).

Từ mô hình trên, chi tiết quay được đề xuất thiết kế, chế tạo theo tiêu chuẩn ISO 1143:2010 [10].



1. Khung máy; 2. Động cơ; 3. Encoder; 4. Cảm biến chuyển vị; 5. Máy tính; 6. DAQ; 7. Cảm biến quang; 8. Rotor; 9. Cảm biến gia tốc

Hình 1. Mô hình thực nghiệm máy đo dao động



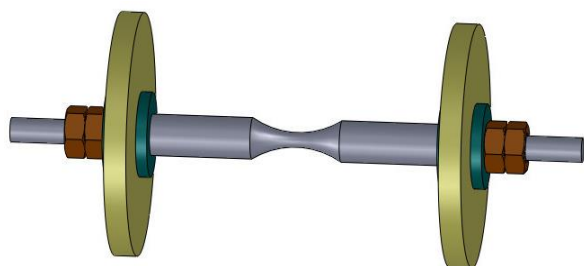
Hình 2. Trục mẫu quay bằng thép C45

Vật liệu làm mẫu quay được chọn là thép C45 thuộc nhóm thép hợp kim trung bình có hàm lượng cacbon từ 0,43% - 0,50%, đảm bảo được các chỉ tiêu cơ tính tổng hợp như: độ bền, độ dẻo, độ dai, tính chịu lực, chịu uốn, chịu xoắn tốt. Với các tính chất này, thép C45 được sử dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí để chế tạo các chi tiết máy chịu mòn, chịu tải trọng tĩnh và va đập tương đối cao như trục, bánh răng...

Bảng 1. Các thành phần nguyên tố của thép C45

Nguyên tố	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Cu
Thành phần (%)	0,46	0,21	0,64	0,021	0,007	0,04	0,09	0,16

Đề xuất cân bằng rotor theo phương pháp sử dụng 2 mặt phẳng qui đổi, mẫu quay có kết cấu như hình 3. [3]



Hình 3. Trục và 2 đĩa gắn khối lượng thử

Các thông số kỹ thuật chính mẫu quay như sau:

- Đường kính đĩa, $D_{disc} = 100$ mm
- Chiều dài trục quay, $L_{max} = 256$ mm
- Khối lượng trục, $m_{shaft} = 300$ g
- Khối lượng đĩa, $m_{disc} = 180$ g
- Bề dày đĩa, $B = 20$ mm

2.2 Mô hình toán học

Phương trình chuyển động cho rotor (hệ thống trục và đĩa) như sau:

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F(t) \quad (1)$$

Phương trình chuyển động theo các phương x, y sẽ là:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Me\omega^2 \cos\omega t$$

$$M\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = Me\omega^2 \sin\omega t$$

Hay có thể viết lại:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = mr\omega^2 \cos\omega t \quad (2)$$

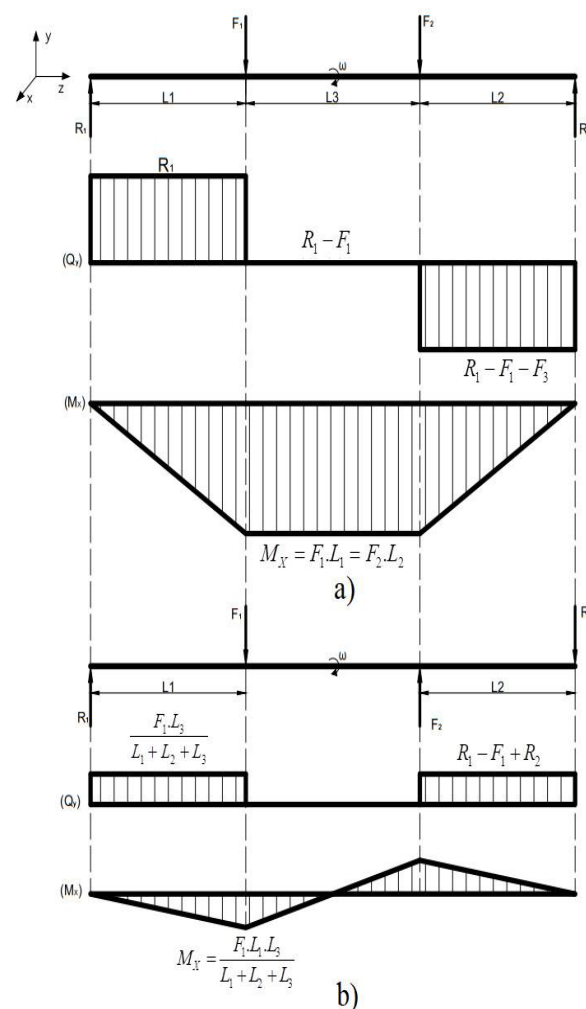
$$M\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = mr\omega^2 \sin\omega t \quad (3)$$

Trong đó:

- M : khối lượng của rotor
- C : hệ số giảm chấn của hệ thống
- K : độ cứng của rotor

- m : khối lượng thử thêm vào
- r : bán kính đặt khối lượng thử
- ω : tốc độ quay của rotor

Sơ đồ lực tác động lên trục biểu diễn ở hình 4. Với các vị trí đặt tải khác nhau: $0^\circ - 0^\circ$, $0^\circ - 90^\circ$, $0^\circ - 180^\circ$ ta có được biểu đồ phân bố lực tương ứng.

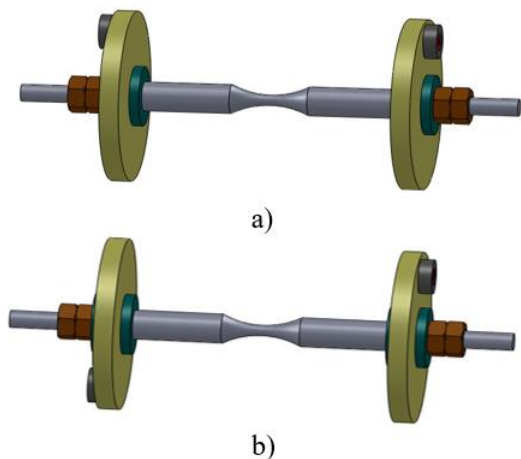


Hình 4. Biểu đồ phân bố lực và moment tác dụng lên rotor: (a) vị trí $0^\circ - 0^\circ$ và (b) vị trí $0^\circ - 180^\circ$

Ta có ứng suất uốn sinh ra do lực li tâm F_c là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{f(F_c)}{\pi d^3} \quad (4)$$

Do đó, nếu giá trị lực li tâm $F_c = mr\omega^2$ tác động lên trục không đổi thì vị trí tải tác động lớn nhất tương ứng với cách đặt tải đối xứng ($0^\circ - 0^\circ$) và vị trí tải tác động nhỏ nhất tương ứng vị trí $0^\circ - 180^\circ$.



Hình 5. Trục mẫu tại vị trí đặt tải:
 (a) $0^\circ - 0^\circ$ và (b) $0^\circ - 180^\circ$

2.3 Phương pháp đo lường

Mô hình sử dụng động cơ tích hợp trực chính có số vòng quay $n = 24.000$ vòng/phút và được điều khiển bởi biến tần. Tốc độ thực tế của rotor được xác định thông qua bộ đọc Encoder. Dao động của trục quay được đo bằng cảm biến laser Keyence LK-G35 có sai số $\pm 0,001\text{mm}$; khoảng cách đo là 30mm. Để xác định lượng mất cân bằng trên rotor ta sử dụng cảm biến gia tốc và phần mềm tính toán Digivibe MX của Hãng Erbesd Instruments. Giá trị hiển thị trên phần mềm là giá trị trung bình bình phương RMS của đại lượng $G = e_p \cdot \omega$ (mm/s) như hình 6.

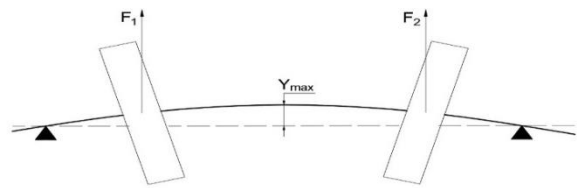


Hình 6. Thiết bị đo mất cân bằng của hãng Erbesd Instruments

3. KẾT QUẢ

3.1 Ảnh hưởng do tốc độ quay (tốc độ tới hạn)

Rotor khi vận hành ở gần tốc độ tới hạn thứ 1 (mode 1) sẽ có dạng dao động như hình 7.



Hình 7. Mô hình rotor vận hành tại tốc độ tới hạn thứ 1 (mode 1)

Từ (1), bỏ qua hệ số giảm chấn C , ta có công thức xác định tốc độ tới hạn thứ 1 [11]:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{656,3 \cdot 10^5}{660}} = 315 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

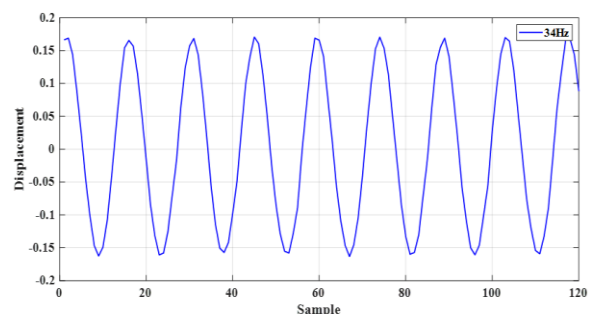
Khi đó, số vòng quay của rotor sẽ là:

$$n_c = \frac{60 \cdot \omega_1}{2\pi} = \frac{60 \cdot 315}{2,3,14} = 3009 \text{ vg/ph}$$

Để đảm bảo rotor trong mô hình vận hành ổn định và tương ứng với các tốc độ quay thực tế của các thiết bị; ta chọn dải tốc độ thí nghiệm của rotor là $n_1 = 800$ vòng/phút, $n_2 = 1500$ vòng/phút và $n_3 = 2000$ vòng/phút (với $n_3 = 2000$ vòng/phút $< 70\% \cdot n_c = 2106$ vg/ph). Kết quả đo đạc thực nghiệm được trình bày ở Bảng 2.

Bảng 2. Kết quả thực nghiệm đo dao động

STT	Tần số (Hz)	Tốc độ trung bình (vòng/phút)	Chuyển vị	
			X (mm)	Y (mm)
1	19	800	$\pm 0,05$	$\pm 0,12$
2	26	1500	$\pm 0,055$	$\pm 0,11$
3	34	2000	$\pm 0,05$	$\pm 0,10$
4	51	3000	$\pm 0,08$	$\pm 0,18$



Hình 8. Kết quả đo chuyển vị tại tốc độ thực tế $n_3 = 2000$ vòng/phút ($f = 34$ Hz)

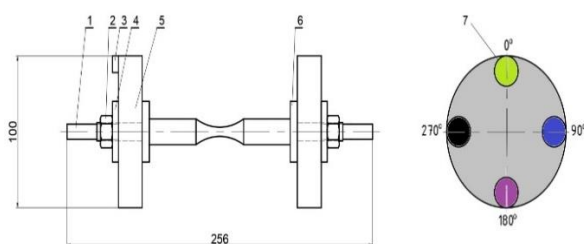
Từ kết quả đo cho thấy: khi rotor vận hành ở tốc độ dưới tốc độ tới hạn thứ 1; dao

động trên rotor là ổn định (dao động trục X = ±0.05; trục Y = ±0.11); vận hành tại tốc độ tối hạn thứ 1: dao động tăng mạnh (X = ±0,08; Y = ±0,18).

3.2 Ảnh hưởng do mất cân bằng

3.2.1 Trường hợp 1 - Khối lượng thử đặt đối xứng (vị trí 0° – 0°)

Rotor khi mất cân bằng có kết cấu như hình 9.



1. Trục quay; 2. Đai ốc; 3. Khối lượng thử; 4,6. Bạc lót; 5. Đĩa; 7. Vị trí đặt tải

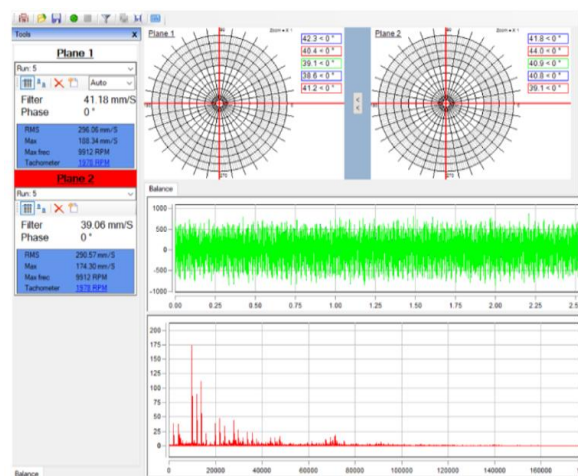
Hình 9. Rotor thực nghiệm mất cân bằng

Theo tiêu chuẩn mất cân bằng ISO 1940/1 – 2013; ta tính toán khối lượng thử tương ứng các cấp độ mất cân bằng lần lượt là G2.5, G6.3 và G16 [1].

Đối với G16, ta có khối lượng thử cho phép tính toán tại tốc độ tối thiểu n_1 như sau:

$$m_{trial} = \frac{k \cdot 9,54 \cdot G_{16} \cdot M_{rotor}}{n_1 \cdot r} = 37,7 \text{ g}$$

Vì thế; ta chọn các khối lượng thử lần lượt 10g, 20g và 30g và chạy theo các tốc độ đã đề xuất, kết quả đo như hình 10 [12].

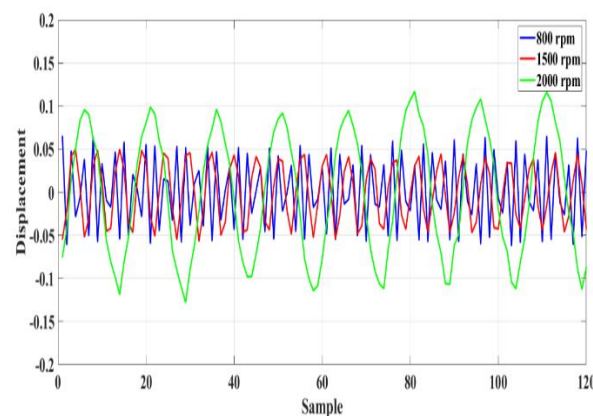


Hình 10. Kết quả đo cân bằng trên 2 mặt phẳng tại vị trí 0° – 0°; $m_{trial} = 30\text{g}$.

Kết quả đo lường mất cân bằng trên rotor tại vị trí 0° – 0° với các giá trị tải và tốc độ tương ứng được trình bày trong bảng 3.

Bảng 3. Kết quả đo mất cân bằng khi gắn khối lượng thử tại vị trí 0° – 0°

STT	Khối lượng thử (gram)	Tốc độ (vòng/phút)	$G=e_p \cdot \omega$ (mm/s)
1	0	800	0.58
2	0	1500	1.12
3	0	2000	1.34
4	10	800	0.9
5	10	1500	4.9
6	10	2000	20.5
7	20	800	1.1
8	20	1500	9.4
9	20	2000	32.8
10	30	800	2.2
11	30	1500	14.3
12	30	2000	42.3



Hình 11. Kết quả đo chuyển vị tại $m_{trial}=20\text{g}$; tốc độ 800, 1500 và 2000 vòng/phút

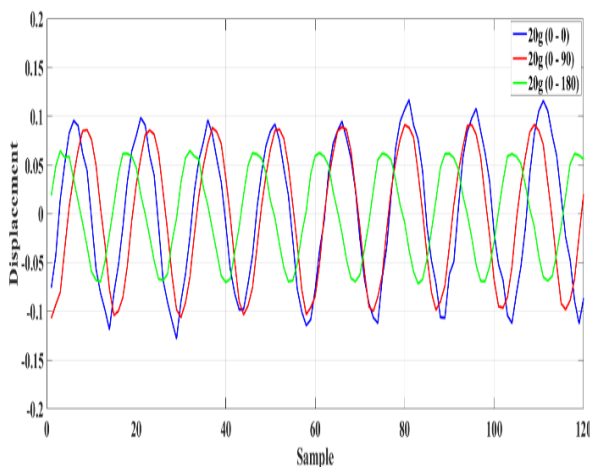
Nhận xét: tại tốc độ 2000 vòng/phút dao động của rotor khi mất cân bằng là lớn nhất.

3.2.2 Trường hợp 2 - Khối lượng thử đặt không đối xứng (vị trí 0° – 90°; 0° – 180°)

Thay đổi vị trí đặt tải ban đầu (góc pha), ta thu được các kết quả mất cân bằng như bảng 4.

Bảng 4. Kết quả đo mất cân bằng khi gắn khối lượng thử tại vị trí $0^0 - 90^0$, $0^0 - 180^0$

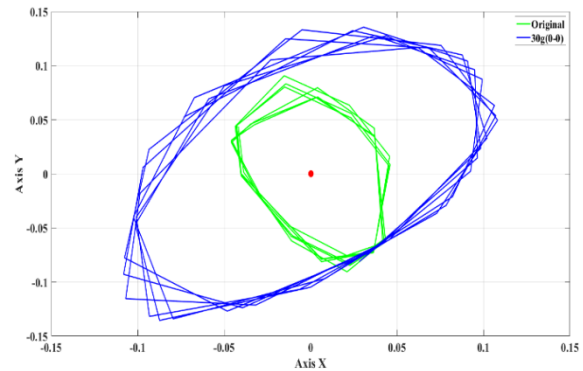
STT	Vị trí đặt m_{trial}	Khối lượng thử (gram)	Tốc độ (vòng/phút)	$G=e_p \cdot \omega$ (mm/s)
1	$0^0 - 0^0$	10	2000	20.5
2	$0^0 - 90^0$	10	2000	14.3
3	$0^0 - 180^0$	10	2000	2.6
4	$0^0 - 0^0$	20	2000	32.8
5	$0^0 - 90^0$	20	2000	28.7
6	$0^0 - 180^0$	20	2000	3.7
7	$0^0 - 0^0$	30	2000	42.3
8	$0^0 - 90^0$	30	2000	35.4
9	$0^0 - 180^0$	30	2000	4.2

**Hình 12.** Kết quả đo chuyển vị tại $m_{trial} = 20g$, $n = 2000$ vg/ph, các vị trí $0^0 - 0^0$, $0^0 - 90^0$; $0^0 - 180^0$.

Kết quả đo cho thấy lượng mất cân bằng và chuyển vị giảm dần từ vị trí góc pha $0^0 - 0^0 \rightarrow$ vị trí $0^0 - 90^0 \rightarrow$ vị trí $0^0 - 180^0$.

3.3 Quỹ đạo chuyển động

Quỹ đạo chuyển động của rotor được thể hiện trên hình 13 tại tốc độ $n_3 = 2000$ vòng/phút; trong 2 trường hợp rotor không tải và rotor có tải 30g, vị trí $0^0 - 0^0$.

**Hình 13.** Quỹ đạo chuyển động của tâm trục tương ứng rotor không tải và có tải 30g

Kết quả thực nghiệm cho thấy quỹ đạo chuyển động của rotor ứng xử phù hợp qui luật với các thông số ảnh hưởng.

4. KẾT LUẬN

Mô hình đánh giá rung động rotor đã được thiết lập và vận hành ổn định. Ảnh hưởng của nhiều tham số đến đáp ứng rung động, bao gồm tốc độ quay, độ lệch tâm không cân bằng và góc pha ban đầu được nghiên cứu chi tiết.

Kết quả cho thấy rằng:

Khi tốc độ quay của rotor gần tốc độ tới hạn, sự rung động trở nên không ổn định, biên độ dao động tăng mạnh.

Cùng đó, nếu rotor bị mất cân bằng sẽ dẫn đến biên độ dao động tăng nhanh làm rotor nhanh chóng hư hỏng.

Góc pha ban đầu của vị trí đặt tải nếu bị thay đổi trong quá trình hoạt động sẽ dẫn đến các biến đổi khác nhau của giai đoạn rung động dẫn đến sự tăng hoặc giảm các ứng suất uốn có thể dẫn đến hiện tượng mỏi xuất hiện trên trục quay.

Các phát hiện này có ý nghĩa quan trọng trong việc định hướng thiết kế an toàn giúp rotor vận hành trong thời gian dài và hỗ trợ nghiên cứu sâu hơn về dự đoán độ bền mỏi cho rotor.

LỜI CẢM ƠN

Kết quả nghiên cứu được hỗ trợ kinh phí từ Đề tài Nghiên cứu khoa học cấp trường trọng điểm 2020, mã số T2020-56TĐ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] ISO 1940/1 - 2013, *Balance Quality Requirements of Rigid Rotors*, International Organization for Standardization,
- [2] J. M. Vance, *Rotordynamics of turbomachinery*, John Wiley & Sons, 1988.
- [3] M. S. Darlow, *Balancing of High Speed Machinery*, Springer Verlag, NY, 1989.
- [4] R. Tiwari, *Rotor Systems: Analysis and Identification*, CRC Press, 2017
- [5] B. Xu, L. Qu and R. Sun, *The optimization technique-based balancing of flexible rotors without test runs*, Journal of Sound and Vibration (2000) 238(5), 877-892,
- [6] Y. A. Khulief , *A new method for field-balancing of high-speed flexible rotors without trial weights*, International Journal of Rotating Machinery, Volume 2014,
- [7] Yuanping Xu et al, *Active magnetic bearings dynamic parameters identification from experimental rotor unbalance response*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2016.
- [8] Shachar Tresser, *Dynamic balancing of super-critical rotating structures using slow-speed data via parametric excitation*, Journal of Sound and Vibration, 11/2017.
- [9] Guangfu Bin, *Development of whole-machine high speed balance approach for turbomachinery shaft system with N+1 supports*, Measurement, 2018
- [10] Trần Thanh Lam, *Nghiên cứu, chế tạo, thực nghiệm mô hình rotor trục mềm*, Tạp chí KHGDKT Số 58, 2020.
- [11] ISO 1143:2010, *Metallic materials — Rotating bar bending fatigue testing*, International Organization for Standardization.
- [12] <https://www.erbessd-instruments.com>

Tác giả chịu trách nhiệm bài viết:

ThS. Trần Thanh Lam
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM
Email: lamtt@hcmute.edu.vn