

NGHIÊN CỨU, CHẾ TẠO, THỰC NGHIỆM MÔ HÌNH ROTOR TRỤC MỀM RESEARCH, MANUFACTURE, EXPERIMENT ON FLEXIBLE ROTOR MODEL

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

Ngày toà soạn nhận bài 10/2/2020, ngày phản biện đánh giá 25/2/2020, ngày chấp nhận đăng 2/3/2020.

TÓM TẮT

Đảm bảo cho rotor vận hành ở tốc độ cao là một trong những yêu cầu cấp thiết hiện nay. Bài báo phân tích một số đặc tính cơ bản động lực học của rotor trên nền tảng mô hình Jeffcott rotor. Mô hình rotor trục mềm có thể vận hành ở tốc độ cao đến 12.000 vòng/phút được điều khiển bằng biến tần cho phép nghiên cứu các tốc độ tới hạn 1, tốc độ tới hạn 2 (mode 1 và mode 2) và cảm biến laser Keyence G35 được sử dụng để đo lường mất cân bằng (chuyển vị). Kết quả thực nghiệm trên mô hình đã xác định được tốc độ tới hạn (mode 1) lý thuyết là $n_{lt} = 1115$ vòng/phút và kết quả thực nghiệm là $n_{/n} = 1260$ vòng/phút với sai lệch < 15%. Điều này cho thấy mô hình thiết kế có thể ứng dụng trong thực tế phục vụ cho việc đánh giá hoạt động của rotor và cũng có thể được sử dụng để xác định tốc độ tới hạn 2 (mode 2).

Từ khóa: rotor trục mềm; tốc độ tới hạn; Jeffcott rotor; mất cân bằng; chuyển vị.

ABSTRACT

Ensuring the rotor to operate at high speed is one of the urgent requirements today. This paper analyzes some basic dynamics characteristics of the rotor on the basis of Jeffcott rotor model. The flexible rotor model that can operate at high speeds 12.000 rpm is controlled by inverter equipment that allows studying critical speeds 1, critical speed 2 (mode 1, mode 2) and laser Keyence G35 sensor used to displacement measure. Experimental results on the model have identified the theoretical critical speed (mode 1) is $n_{lt} = 1115$ rpm and the experimental results are $n_{/n} = 1260$ rpm with deviations <15%. This shows that the design model can be applied in practice for the evaluation of rotor operation and can also be used to determine critical speed 2 (mode 2).

Keywords: Flexible rotor; critical speed; Jeffcott rotor; unbalance; displacement.

1. GIỚI THIỆU

Các thiết bị như máy nén, tuabin, máy bơm, động cơ phản lực, máy tăng áp...khi vận hành đều bị rung động do chuyển động của rotor. Nguyên nhân gây ra các rung động này thường là do rotor mất cân bằng trong khi chuyển động. Các thông số chính để đánh giá độ rung động của hệ thống là tốc độ của rotor (tốc độ tới hạn), độ ổn định của hệ thống và đáp ứng mất cân bằng [1].

Trên thế giới, nghiên cứu về động lực học rotor đã được nhiều nhóm nghiên cứu thực hiện, điển hình R. Tiwari [3] đã thực hiện các phân tích và nhận dạng các lỗi mất cân bằng trên hệ thống rotor. Tại Việt Nam,

nghiên cứu về phản ứng của tuabin trong nhà máy thủy điện khi vận hành được nhóm N. V. Khang [4] đề cập và nhóm P. H. Hoàng [5] thực hiện nghiên cứu ứng dụng mô hình rotor trục mềm để cân bằng trong phòng thí nghiệm.

Trong các nghiên cứu này, tốc độ tới hạn là tần số tự nhiên không bị suy giảm (không xét đến hệ số giảm chấn c) của hệ thống rotor được tập trung xem xét, được xem là thông số chính yếu để thiết kế các thiết bị quay. Do đó, cần thực hiện các phân tích, tính toán để xác định chính xác tốc độ tới hạn của hệ thống cùng hình dạng chế độ và phân bố năng lượng.

Thông thường tốc độ tới hạn được mong muốn ở mức 10% đến 20% trên hoặc dưới phạm vi tốc độ hoạt động của rotor [1]. 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 hệ thống chuyển sang hoạt động ở tốc độ tới hạn 1 (mode 1).

Bài báo trình bày các kết quả nghiên cứu điều khiển tốc độ vô cấp của rotor (0 – 12.000 vòng/phút) và đáp ứng tín hiệu chuyển vị tương ứng sử dụng mô hình rotor trục mềm.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1 Thông số thiết kế

Từ yêu cầu thực tế, để nghiên cứu đánh giá các thông số gây mất cân bằng trên rotor trục mềm, ta cần xây dựng 1 mô hình thực nghiệm để kiểm chứng. Mô hình được lựa chọn là Jeffcott rotor, đây là mô hình rotor được sử dụng nhiều nhất để mô tả động lực học và cho phép phân tích phản ứng khi rotor hoạt động ở tốc độ cao.

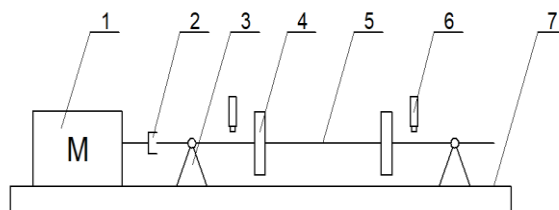
Do vậy, thông số đầu vào của mô hình thiết kế bao gồm:

- Phạm vi điều khiển tốc độ: 0 – 12.000 vòng/phút .
- Khả năng chuyển đổi và xử lý tín hiệu analog sang tín hiệu số.
- Khả năng nhận biết và ghi nhận lượng mất cân bằng thông qua tín hiệu chuyển vị.
- Máy cứng vững, rung động ít.

2.2 Nguyên lý thiết kế

Với thông số như trên, khi rotor quay, biên độ dao động sẽ xuất hiện dọc trên chiều dài làm việc của rotor. Các giá trị biên độ dao động này sẽ được các cảm biến thu nhận, chuyển đổi thành các tín hiệu số đưa về bộ xử lý trung tâm để tính toán, xử lý.

Phác thảo sơ đồ nguyên lý của mô hình thiết kế như ở hình 1.

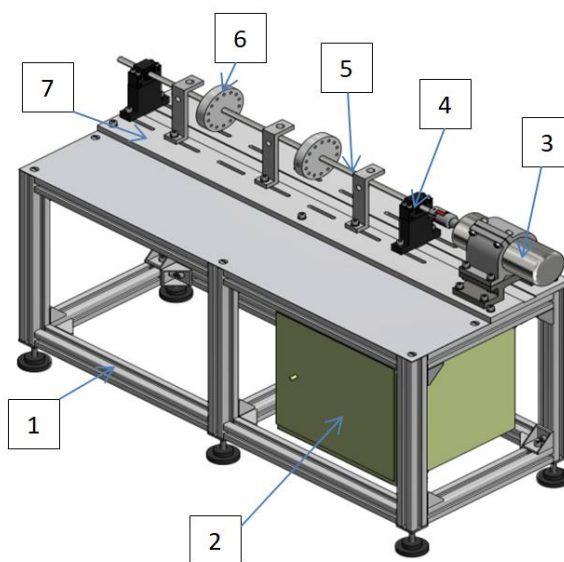


1. Động cơ – 2. Khớp nối mềm – 3. Gối đỡ
 4. Đĩa – 5. Trục – 6. Cảm biến – 7. Đế

Hình 1. Phác thảo mô hình rotor trục mềm

2.3 Kết cấu

Từ sơ đồ nguyên lý, phương án thiết kế kết cấu mô hình rotor trục mềm được đề xuất như ở hình 2.



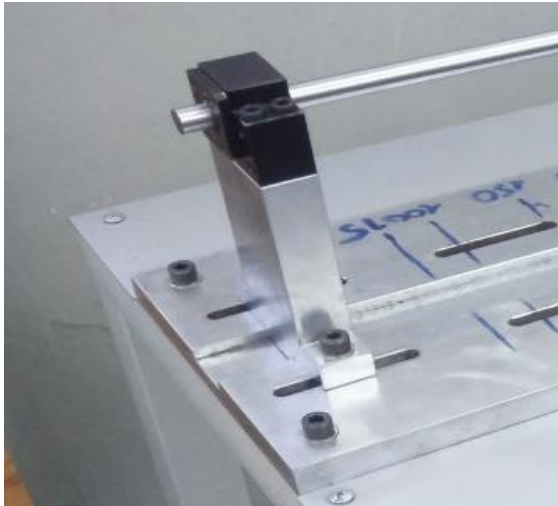
1. Khung máy – 2. Tủ điều khiển – 3. Động cơ
 4. Cụm gối đỡ - 5. Trục – 6. Đĩa – 7. Đế

Hình 2. Thiết kế kết cấu mô hình rotor trục mềm

Mô hình có đơn giản hóa một số thành phần nhưng vẫn thể hiện đầy đủ các yếu tố cấu thành chính của một hệ rotor điển hình trong thực tế. Đặc biệt là vẫn thể hiện tốt các đặc điểm quan trọng của động lực học rotor là: tốc độ và mất cân bằng. Mô hình thiết kế gồm các thành phần chính: 1 trục tròn, 2 đĩa để bố trí khối lượng, 2 cụm gối đỡ, cơ cấu truyền động, thiết bị dẫn động, thiết bị đo tín hiệu chuyển vị và cụm đế máy, khung máy.

Mô hình là trục đối xứng và sử dụng ổ bi cơ nên bỏ qua hiệu ứng giảm chấn liên quan

đến cụm ổ đỡ hoặc trục. Giảm chấn duy nhất có thể được xem xét trong mô hình là giảm chấn nhớt c , phát sinh bởi tác động của lực cản không khí trên đĩa xoáy và trục. Độ cứng k trong mô hình được xét đến bởi độ cứng của trục và kết cấu cụm ổ đỡ.

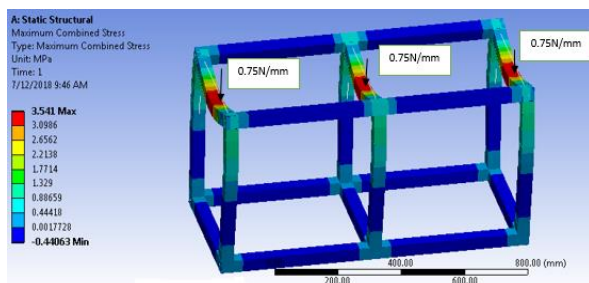


Hình 3. Trục và cụm gối đỡ

2.4 Kiểm nghiệm thiết kế

Mô hình sử dụng động cơ tích hợp trục chính có số vòng quay $n = 24.000$ vòng/phút và được điều khiển bởi biến tần. Dao động của trục (đĩa) được nhận biết và đo bằng cảm biến laser.

Đế và kết cấu khung máy bằng thép là kết cấu chính chịu tải trọng của mô hình nên cần được tính toán kiểm nghiệm bền để có khả năng chống rung và ngăn ngừa hiện tượng cộng hưởng. Kết quả tính toán, phân tích chuyển vị của khung máy ở trạng thái động lực học được trình bày ở hình 4 [6].



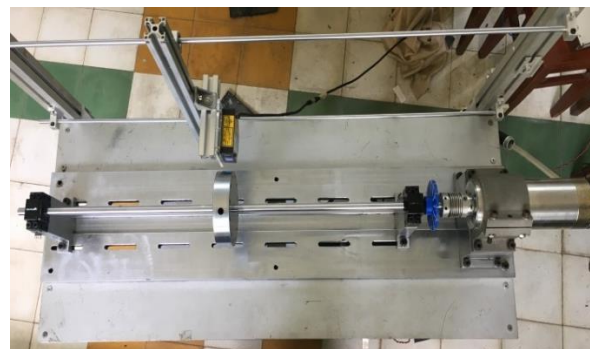
Hình 4. Kết quả phân tích khung máy

Ta thấy $[\sigma]_{\max} = 3,54 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{\text{load}} = 3 \times 0,75 = 2,25 \text{ N/mm}^2$: do vậy kết cấu chắc chắn, không rung.

2.5 Chế tạo – Thử nghiệm

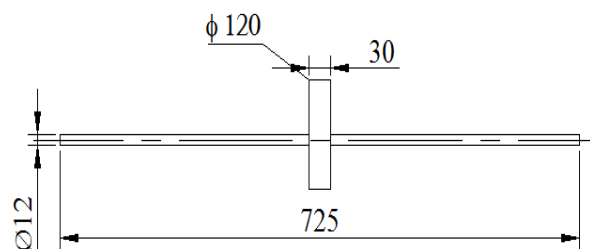
Trên cơ sở thiết kế và phương án kết cấu đã được kiểm nghiệm, một mô hình rotor trục mềm được chế tạo như ở hình 5 với các thông số kỹ thuật chính như sau:

- Đường kính đĩa $D_{\text{disc}} = 120 \text{ mm}$;
- Chiều dài trục quay $L_{\text{max}} = 725 \text{ mm}$;
- Khối lượng trục $m_{\text{shaft}} = 640 \text{ g}$;
- Khối lượng đĩa $m_{\text{disc}} = 2150 \text{ g}$;
- Cảm biến đo chuyển vị LK_G35;
- Động cơ Spinder 3 pha 220 VAC, 1,5 kW;

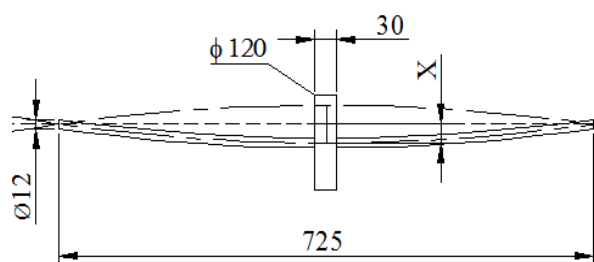


Hình 5. Mô hình rotor trục mềm (1 đĩa)

Rotor trong mô hình chạy thực nghiệm là 1 đĩa đơn được gắn đồng tâm trên một trục đàn hồi đồng nhất.



Hình 6. Mô hình gồm trục và đĩa đơn với 2 gối cứng



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

Đáp ứng không cân bằng của rotor được mô tả bởi phương trình chuyển động bậc hai của hệ thống như sau [2]:

$$m\ddot{X} + c\dot{X} + kX = Me\omega^2 \cos \omega t$$

Trong đó, bỏ qua hệ số giảm chấn c , công thức xác định tốc độ tới hạn 1 (mode 1):

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2k}{m}} = \sqrt{\frac{2.146,5 \cdot 10^5}{2150}} = 116,7 \frac{rad}{s}$$

Khi đó, số vòng quay của rotor sẽ là:

$$n_{l/t} = \frac{60 \cdot \omega_1}{2\pi} = \frac{60 \cdot 116,7}{2 \cdot 3,14} = 1115 \text{ v/ph}$$

Đề đo lường mất cân bằng, cảm biến LK_G35 được bố trí như ở hình 8.



Hình 8. Bố trí lắp đặt Sensor LK_G35

Công việc thực nghiệm được tiến hành với nhiều cấp tốc độ khác nhau: $n = 600, 900, 960, \dots, 6000$ (vòng/phút), qua đó đo và đánh giá tín hiệu dao động thu được (đặc biệt là tín hiệu nhiễu).

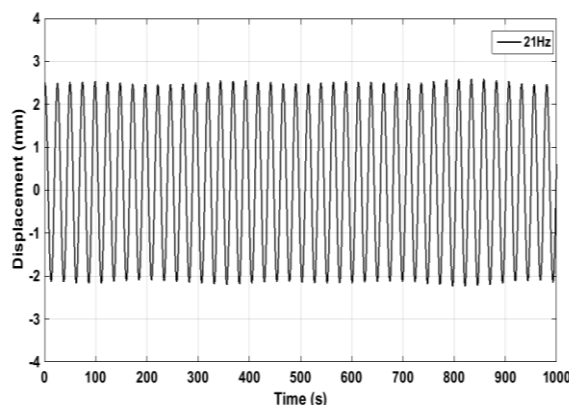
Kết quả đo đặc cho thấy tín hiệu đo dao động thu được ổn định và các giá trị tương ứng được trình bày trong bảng 1.

Bảng 1. Kết quả thực nghiệm đo dao động

STT	Tần số (Hz)	Tốc độ (vòng/phút)	Chuyển vị (mm)
1	10	600	$\pm 0,3$
2	15	900	$\pm 0,3$
3	16	960	$\pm 0,39$

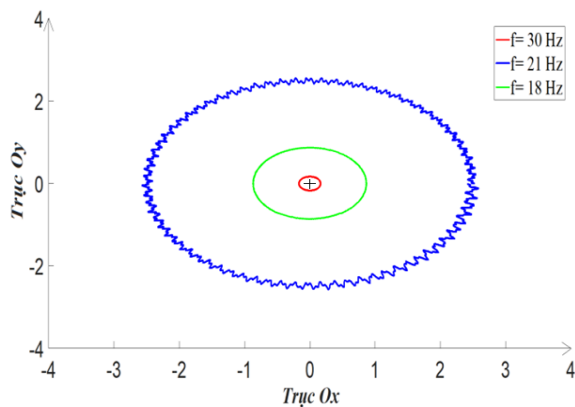
STT	Tần số (Hz)	Tốc độ (vòng/phút)	Chuyển vị (mm)
4	17	1020	$\pm 0,57$
5	18	1080	$\pm 0,87$
6	19	1140	$\pm 1,2$
7	20	1200	$\pm 1,38$
8	21	1260	$\pm 2,32$
9	22	1320	$\pm 0,55$
10	23	1380	$\pm 0,39$
11	24	1440	$\pm 0,31$
12	25	1500	$\pm 0,26$
13	26	1560	$\pm 0,22$
14	27	1620	$\pm 0,20$
15	28	1680	$\pm 0,14$
16	30	1800	$\pm 0,15$
17	40	2400	$\pm 0,10$
18	50	3000	$\pm 0,08$
19	60	3600	$\pm 0,06$
20	70	4200	$\pm 0,05$
21	100	6000	$\pm 0,04$

Kết quả đo cho thấy tốc độ tới hạn 1 (mode 1) đạt được khi $n = 1260$ vòng/phút (tương ứng tần số $f = 21$ Hz) với chuyển vị theo phương X là $X_{\max} = \pm 2,32$ mm.



Hình 9. Tín hiệu thu được tại tốc độ tới hạn thực tế $n = 1260$ vòng/phút ($f = 21$ Hz)

Quỹ đạo chuyển động của rotor được thể hiện trên hình 10 tại 3 tần số lần lượt là $f = 18 \text{ Hz}$, $f = 21 \text{ Hz}$ (mode 1) và $f = 30 \text{ Hz}$.



Hình 10. Quỹ đạo chuyển động của tâm trục tương ứng tần số $f = 18\text{Hz}$, 21Hz và 30Hz

Từ các kết quả tính toán (1) ta có tốc độ tới hạn (mode 1) là $n_{t1} = 1115$ vòng/phút và kết quả thực nghiệm (bảng 1) là $n_{t/n} = 1260$

vòng/phút cho thấy các ứng xử của mô hình phù hợp (sai lệch $< 15\%$) [1].

3 KẾT LUẬN

Mô hình thiết kế và chế tạo đã được kiểm nghiệm thành công, đảm bảo hệ thống vận hành ổn định. Kết quả đo cho thấy tốc độ tới hạn 1 (mode 1) đạt được khi $n = 1260$ vòng/phút (tương ứng tần số $f = 21 \text{ Hz}$) với chuyển vị theo phương X là $X_{\max} = \pm 2,32 \text{ mm}$.

Mô hình sử dụng cảm biến LK_G30 + bộ Controller G3000 + Software Keyence thu thập tín hiệu đo dao động có độ chính xác và tốc độ xử lý cao.

Mô hình là tiền đề để phát triển việc tính toán, đo kiểm cho rotor vận hành tại tốc độ tới hạn 2 (mode 2) và các phản ứng của rotor thu được tại tốc độ tới hạn 2.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] J. M. Vance, *Rotordynamics of turbomachinery*, John Wiley & Sons, 1988.
- [2] M. S. Darlow, *Balancing of High Speed Machinery*, Springer Verlag, NY, 1989.
- [3] R. Tiwari, *Rotor Systems: Analysis and Identification*, CRC Press, 2017
- [4] Nguyễn Văn Khang, Trần Văn Lượng, *Nghiên cứu cân bằng động rotor trục mềm*, LVTS, ĐHBK Hà Nội, 2000.
- [5] Phạm Huy Hoàng, *Nghiên cứu cân bằng động rotor trục mềm*, ĐHBK Tp.HCM, Đề tài NCKH cấp Trường, 2012,
- [6] Tran Thanh Lam, *Research, proposed plan, design, fabrication balancing dynamic balancing machine for flexible bearings*, Journal of Technical Education Science, Vol 37, 2016.

Tác giả chịu trách nhiệm bài viết:

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