

ẢNH HƯỞNG CỦA KHỐI LƯỢNG THỬ ĐẾN KẾT QUẢ CÂN BẰNG ĐỘNG ROTOR TRÊN MỘT MẶT PHẶNG CHỈ SỬ DỤNG BIÊN ĐỘ RUNG ĐỘNG

INFLUENCE OF TRIAL WEIGHT ON SINGLE-PLANE ROTOR BALANCING USING AMPLITUDE ONLY

Bùi Minh Hiền^{1*}, Đinh Đức Hạnh¹,
Đặng Phước Vinh¹, Tào Quang Bảng¹

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2024.030>

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu kết quả nghiên cứu về sự ảnh hưởng của khối lượng thử trong quá trình cân bằng động rotor trên một mặt phẳng mà ở đó chỉ sử dụng kết quả đo biên độ rung động của thiết bị hay nói cách khác là không cần xác định pha trong quá trình cân bằng. Phần đầu của bài báo sẽ tóm tắt lại lý thuyết về phương pháp cân bằng động rotor trên một mặt phẳng chỉ sử dụng biên độ rung động, còn được biết đến như phương pháp bốn lần chạy kiểm tra máy hay phương pháp ba điểm. Trong phần tiếp theo, một thiết bị thí nghiệm về cân bằng động được sử dụng để đánh giá mức độ ảnh hưởng của khối lượng thử đến kết quả trong quá trình cân bằng động của rotor với phương pháp trên, kết quả và một số nhận xét của sự ảnh hưởng của khối lượng thử trong quá trình cân bằng động rotor sẽ được trình bày và được vận dụng để cân bằng động thiết bị công nghiệp đang làm việc tại một nhà máy sản xuất. Kết quả nghiên cứu cho thấy việc tính toán và lựa chọn khối lượng thử trong quá trình cân bằng động hợp lý sẽ mang lại hiệu quả và an toàn trong quá trình xử lý mất cân bằng động của các thiết bị.

Từ khóa: Ảnh hưởng; cân bằng động rotor trên một mặt phẳng; chỉ sử dụng biên độ rung động; khối lượng thử.

ABSTRACT

This paper introduces the research results on the influence of the trial weight in single-plane rotor balancing, where only the results of measuring the vibration amplitude of the device are used. In other words, there is no need to determine the phase during the balancing process. In the first section, the theory of single-plane rotor balancing using amplitude only will be summarized. This method is also known as the four-test run method or the three-point method. In the next section, an experimental balancing device is used to evaluate the influence of the trial weight on the results during the balancing process using the above method. The results and discussions on the influence of the trial weight will be presented and then applied to balance industrial equipment. The research results show that a reasonable calculation and selection of the trial weight will bring efficiency and safety in the process of handling unbalanced equipment.

Keywords: Influence; single-plane rotor balancing; trial weight; using amplitude only.

¹Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng

*Email: bmhien@dut.udn.vn

Ngày nhận bài: 10/6/2023

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/9/2023

Ngày chấp nhận đăng: 20/01/2024

DANH MỤC KÝ HIỆU

a: Hệ số để xác định khối lượng của đối trọng, chọn trong khoảng từ 5 đến 10

G: Cấp chất lượng cân bằng

M_R : Khối lượng của rotor (kg)

M_{MR} : Khối lượng dư tối đa (g)

N: Tốc độ tối đa của rotor (vòng/phút)

N_b : Tốc độ cân bằng (vòng/phút)

R_C : Bán kính gắn đối trọng cân bằng (mm)

R, R_r : Bán kính đặt khối lượng thử trên rotor (mm)

S.U: Lượng mất cân bằng tối đa cho phép (g mm/kg)

V_C : Vectơ biểu diễn cho các đại lượng liên quan đến đối trọng cân bằng

V_0 : Độ lớn của biên độ rung động đo trong lần chạy máy lần thứ nhất (mm/s)

W_C : Khối lượng của đối trọng cần thêm vào để cân bằng rotor (g)

W, W_R : Khối lượng của rotor, tính bằng gram (g)

W_r : Khối lượng thử, tính bằng gram (g)

1. GIỚI THIỆU

Có nhiều nguyên nhân làm các thiết bị, máy móc rung động như: trục quay bị cong, các khớp nối và trục không đồng tâm, trục và ổ lăn không đồng tâm, ổ lăn bị hư hỏng, bu-lông nền của thiết bị lỏng, nền móng không đủ độ cứng vững... nhưng có thể nói phổ biến nhất của sự rung động các thiết bị, máy móc là do mất cân bằng của các chi tiết, cơ cấu quay bên trong thiết bị, gọi chung là mất cân bằng rotor. Rotor có thể được cấu thành từ nhiều chi tiết khác nhau, ví dụ như rotor của động cơ điện, cánh quạt, tua-bin... Do vậy, mất cân bằng của rotor có thể do các bộ phận cấu tạo nên rotor phân bố không đối xứng, do vật liệu không đồng nhất hay do bị biến dạng khi làm việc [1]. Nói cách khác rotor bị mất cân bằng khi trọng tâm của rotor không nằm trên trục quay [2]. Khi rotor mất cân bằng sẽ gây ra lực quán tính ly

tâm làm rung động máy móc, thiết bị. Tốc độ càng cao thì ảnh hưởng của rung động do mất cân bằng càng lớn và gây nguy hại không chỉ đến tuổi thọ thiết bị, nền móng của nhà xưởng mà còn ảnh hưởng đến sức khỏe của người vận hành thiết bị, thậm chí nguy hiểm đến tính mạng con người. Do vậy, cân bằng động rotor khi ngừng rung động vượt quá mức cho phép là hết sức cần thiết.

Nguyên lý chung của cân bằng động rotor là thêm hoặc bớt khối lượng trên rotor để phân bố lại khối lượng hay cân bằng lực quán tính ly tâm tác dụng lên thiết bị do rotor gây ra. Để xác định khối lượng mất cân bằng của rotor và phân bố lại thông qua việc thêm hay bớt khối lượng không chỉ đòi hỏi về việc đầu tư thiết bị chẩn đoán, kỹ thuật mà còn yêu cầu cả về mặt thời gian và chi phí trong quá trình cân bằng động rotor. Có nhiều phương pháp được sử dụng để cân bằng động rotor, sau đây là một số phương pháp được giới thiệu từ rất sớm và sử dụng phổ biến đến nay.

- Phương pháp hệ số ảnh hưởng "Influence coefficient" được phát triển đầu tiên vào năm 1964 bởi Goodman T.P. [3] và được sử dụng rộng rãi để tính toán và lập trình trong các thiết bị cân bằng động được thương mại hóa hiện nay.

- Phương pháp mô hình hóa cân bằng "Modal balancing" được phát triển vào năm 1982 bởi Zori E.S. [4], đây cũng là phương pháp được các hãng sản xuất thiết bị cân bằng động sử dụng trong tính toán và ước lượng khối mất cân bằng.

- Phương pháp cân bằng chỉ sử dụng pha "Balancing using phase only", phương pháp này được Rieger N.F. [5] và Ribary F. [6] giới thiệu rất sớm vào những năm 1800 bằng cách đánh dấu lên trục quay để xác định pha trong quá trình cân bằng.

- Phương pháp cân bằng chỉ sử dụng biên độ rung động "Balancing using amplitude only", phương pháp này thường được sử dụng khi điều kiện xác định pha của khối mất cân bằng khó khăn hoặc không thể. Đây cũng là phương pháp được sử dụng phổ biến và rất sớm, một số nghiên cứu về phương pháp này có thể đề cập đến như: Karelitz G.B. [7] đã đề cập đến việc sử dụng ba khối lượng thử và kỹ thuật vẽ đồ thị để cân bằng tua-bin của máy phát điện, Ribary F. [6] đã trình bày việc cân bằng thông qua việc xác định biên độ rung động từ lần đo đầu tiên và ba lần chạy máy với khối lượng thử, Somerville I.J. [8] đã tiếp tục nghiên cứu, phát triển phương pháp này và giới thiệu với tên gọi khác là cân bằng bằng phương pháp bốn vòng tròn không sử dụng pha.

Hiện nay, các thiết bị cân bằng động được thương mại hóa và sử dụng phổ biến, tuy nhiên thường có giá thành cao, nên đòi hỏi về chi phí để đầu tư trang thiết bị. Với các thiết bị thương mại có giá thành cao, người thực hiện công việc cân bằng động rotor sẽ được hỗ trợ một cách nhanh chóng và chính xác trong việc xác định vị trí và khối lượng đối trọng cần thêm vào hoặc bớt đi trên rotor. Tuy nhiên trong một số trường hợp cân bằng tại hiện trường, không thể tiếp cận được việc đo pha của thiết bị do các bộ phận quay của thiết bị đang hoạt động hoàn toàn đóng kín, hay trong trường hợp chỉ có thiết bị đơn giản như máy đo rung thì việc cân

bằng động rotor cũng có thể thực hiện được với phương pháp cân bằng chỉ sử dụng biên độ rung động. Đây chính là ưu điểm lớn nhất của phương pháp cân bằng chỉ sử dụng biên độ rung động.

Cân bằng động rotor thông thường có thể tiến hành theo hai cách: cân bằng rotor đã tháo rời khỏi thiết bị đang vận hành và cân bằng tại hiện trường. Trường hợp rotor đã tháo rời thì thiết bị cân bằng sẽ có trục, gối đỡ rotor và bộ phận truyền chuyển động cho rotor [9]. Đối với cân bằng tại hiện trường, rotor không cần tháo khỏi thiết bị và tiến hành cân bằng động trong điều kiện làm việc của thiết bị.

Nghiên cứu này tập trung vào đánh giá sự ảnh hưởng của việc chọn khối lượng thử trong quá trình cân bằng động rotor trên một mặt phẳng tại hiện trường với phương pháp chỉ sử dụng biên độ rung động. Trong nghiên cứu này, rotor được xem như không biến dạng trong suốt quá trình làm việc. Bước đầu tiên sẽ tiến hành đánh giá sự ảnh hưởng của khối lượng thử trên thiết bị thí nghiệm cân bằng động để từ đó có các đề xuất phương pháp tính toán khối lượng thử phù hợp trong cân bằng tại hiện trường thiết bị công nghiệp đạt hiệu quả và an toàn.

2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN

2.1. Phương pháp cân bằng động chỉ sử dụng biên độ rung động

Trong quá trình cân bằng động rotor chỉ sử dụng biên độ rung động, có bốn lần chạy máy để ghi nhận biên độ rung động nên phương pháp này còn có tên gọi là phương pháp bốn lần chạy kiểm tra "Four test run method". Trong đó, lần chạy máy đầu tiên (không có khối lượng thử) và ba lần chạy máy tiếp theo có gắn khối lượng thử ở ba vị trí tương ứng 0°, 120°, 240°. Vị trí 0° được chọn và đánh dấu ở vị trí bất kỳ trên mặt phẳng gắn khối lượng thử, từ vị trí 0° độ này sẽ xác định hai vị trí 120° và 240° còn lại theo chiều quay của rotor. Phương pháp này được tiến hành theo các bước như sau:

Bước 1: Gắn cảm biến đo rung động lên vị trí gối đỡ của thiết bị cân bằng rotor và chạy thiết bị để ghi nhận biên độ rung động (mm/s) ban đầu của rotor.

Bước 2: Tính và chọn khối lượng thử phù hợp để gắn vào vị trí 0°, chạy máy để ghi nhận biên độ rung động ở lần thứ hai.

Bước 3: Tháo khối lượng thử ở vị trí 0°, gắn vào vị trí 120°, chạy máy để ghi nhận biên độ rung động ở lần thứ ba.

Bước 4: Tháo khối lượng thử ở vị trí 120°, gắn vào vị trí 240°, chạy máy để ghi nhận biên độ rung động ở lần thứ tư. Khối lượng thử được gắn ở các vị trí 0°, 120°, 240° có cùng bán kính tính từ tâm quay của rotor.

Lấy các giá trị ví dụ ở bảng sau để làm cơ sở tiến hành các bước tiếp theo.

Bảng 1. Ví dụ về kết quả biên độ rung động của bốn lần chạy máy

Lần chạy máy	Biên độ rung động (mm/s)	Khối lượng thử (g)	Vị trí gắn khối lượng thử
Lần thứ 1	6,8	0	
Lần thứ 2	8,7	2,5	0°

Lần thứ 3	9,6	2,5	120°
Lần thứ 4	3,2	2,5	240°

Bước 5: Vẽ bốn vòng tròn theo các số liệu đã có ở bảng 1 để xác định vectơ V_C biểu diễn cho đối trọng được tính để cân bằng rotor. Các vòng tròn được vẽ theo trình tự như sau:

- Vòng tròn gốc O có bán kính 6,8 là biên độ rung động ghi nhận ở lần chạy máy đầu tiên. Xác định ba điểm trên vòng tròn tâm O, tương ứng với ba vị trí 0°, 120°, 240° theo chiều quay của rotor.

- Tại vị trí 0° vẽ vòng tròn thứ hai, có bán kính bằng biên độ rung động 8,7 của lần chạy máy thứ hai.

- Tại vị trí 120° vẽ vòng tròn thứ ba có bán kính bằng biên độ rung động 9,6 của lần chạy máy thứ ba.

- Tại vị trí 240° vẽ vòng tròn có bán kính bằng biên độ rung động 3,2 của lần chạy máy thứ tư.

- Từ vùng giao của ba vòng tròn có tâm tại vị trí 0°, 120°, 240° xác định được vectơ V_C : có gốc tại O và ngọn là trọng tâm của vùng giao. Đo được vectơ V_C có độ lớn bằng 3,7, có pha 351° là góc đo từ vị trí 0° đến vectơ V_C theo chiều quay rotor.

Bước 6: Khối lượng của đối trọng sử dụng để cân bằng rotor được xác định theo mối quan hệ sau.

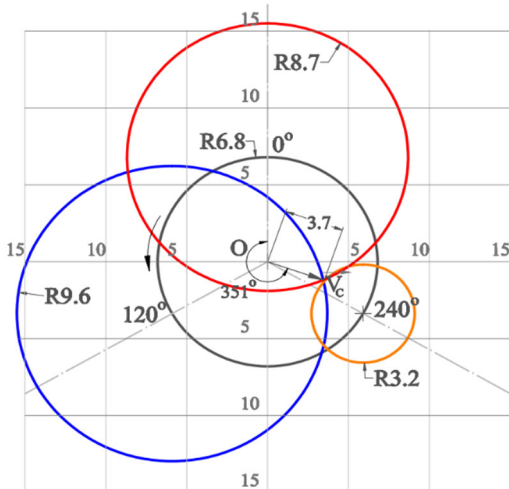
$$W_C = (|V_0| \times W_T) / |V_C| \tag{1}$$

Trong đó:

- V_0 biên độ rung động của lần đo thứ nhất, $V_0 = 6,8$
- W_T, W_C lần lượt là khối lượng của khối lượng thử và đối trọng cân bằng rotor.
- V_C độ lớn của vectơ V_C xác định từ Bước 5.

Thay các giá trị vào công thức (1), xác định được khối lượng của đối trọng bằng 4,6g. Vậy đối trọng cân bằng 4,6g sẽ được gắn ở vị trí: bán kính bằng với bán kính đã gắn khối lượng thử, pha 351° được xác định từ vị trí 0° theo chiều quay của rotor.

Bước 7: Đo lại rung động của rotor sau khi gắn đối trọng cân bằng để so sánh với cấp chất lượng cân bằng của rotor.



Hình 1. Đồ thị mối quan hệ giữa các vòng tròn đại diện cho mức độ rung động ở bốn lần chạy máy theo số liệu ví dụ

2.2. Tính toán khối lượng thử và tiêu chuẩn đánh giá rung động của thiết bị

Trước khi tiến hành cân bằng động, cần xác định đặc trưng của thiết bị để tra cứu mức độ an toàn cho phép trong các bộ tiêu chuẩn tương ứng. Tiêu chuẩn ISO 1940-1, 2003 [10] được sử dụng để xem xét các mức độ rung động cho phép đối với các thiết bị có rotor được xem là không biến dạng trong quá trình làm việc. Mặt khác, lựa chọn khối lượng thử phù hợp trong quá trình cân bằng động cũng là yếu tố quan trọng quyết định sự thành công trong cân bằng động rotor. Khi khối lượng thử nhỏ sẽ không cung cấp đủ thông tin để xác định lượng mất cân bằng, trong khi đó nếu khối lượng thử quá lớn thì rung động gây ra khi thử có thể làm hư hỏng máy và mất an toàn.

Từ kinh nghiệm thực tiễn một số phương pháp xác định khối lượng thử đã được đề xuất trong các tài liệu hướng dẫn về cân bằng động, tiến hành xem xét hai phương pháp sau đây:

Theo Macdara MacCamhaoil [11] khối lượng thử được tính bằng 5 đến 10 lần theo giá trị xác định được ở công thức (2).

$$M_{MR} = (S.U \times M_R) / R_C \tag{2}$$

Trong đó, M_{MR} - Khối lượng dư tối đa (g); $S.U$ - Lượng mất cân bằng tối đa cho phép (g mm/kg), xác định theo cấp chất lượng cân bằng trong các bộ tiêu chuẩn cân bằng động; M_R - Khối lượng của rotor (kg); R_C - Bán kính gắn đối trọng cân bằng (mm).

Biên độ rung động và pha được đo lại sau khi gắn khối lượng thử, hai giá trị này được đánh giá theo bảng 2.

Bảng 2. Đánh giá khối lượng thử qua kết quả đo [11]

	$\Delta V < 25\%$	$\Delta V > 25\%$
$\Delta \Phi < 25\%$	Tăng khối lượng thử	Di chuyển khối lượng thử
$\Delta \Phi > 25\%$	Khối lượng thử đảm bảo để tiến hành các bước tiếp theo	Khối lượng thử đảm bảo để tiến hành các bước tiếp theo

Trong đó, $\Delta \Phi$ và ΔV lần lượt là sự khác nhau của pha và biên độ rung động trước và sau khi gắn khối lượng thử.

Một phương pháp tính khối lượng thử khác theo tài liệu hướng dẫn cân bằng động của thiết bị CXM FFT Analyzer, MaintTech [12], cụ thể như sau:

Theo ISO 1940-1 lượng mất cân bằng cho phép được tính bằng:

$$U_{per} = 9549 \times G \times W / N \quad (\text{gmm}) \tag{3}$$

Trong đó, G - Cấp chất lượng cân bằng; W - Khối lượng rotor (kg); N - Tốc độ tối đa của rotor (vòng/phút). Trong một số trường hợp, khi tốc độ rotor lớn và thiết bị bị rung động mạnh có thể cân bằng ở tốc độ cân bằng N_b thấp hơn để đảm bảo an toàn. Đối với các thiết bị có tốc độ rotor không quá cao, tốc độ cân bằng N_b sẽ bằng với tốc độ làm việc của rotor.

Hầu hết các rotor công nghiệp đều có thể được cân bằng với cấp chất lượng cân bằng là 6,3 (ISO 1940-1) nên khối lượng thử được tính theo công thức:

$$T_w = 9549 \times 6,3 \times W/N_b/R \quad (4)$$

Trong đó, R - Bán kính đặt khối lượng thử; W - Khối lượng rotor (kg); N_b - Tốc độ cân bằng (vòng/phút).

Để thuận lợi trong việc tính toán và đối sánh khối lượng thử, công thức (2) và (4) được viết lại theo các ký hiệu chung.

Công thức (2) được viết lại để tính khối lượng thử như sau và được gọi là "Phương pháp tính thứ nhất" để thuận tiện trong việc so sánh, đánh giá với "Phương pháp tính thứ hai" về sau.

$$W_T = a \times ((G \times W_R)/R_C) \quad (5)$$

Công thức (4) được viết lại như sau và được gọi là "Phương pháp tính thứ hai".

$$W_T = 9549 \times G \times W_R/N_b/R_T \quad (6)$$

Trong đó, a - Hệ số để xác định khối lượng đối trọng, chọn trong khoảng từ 5 đến 10; W_R - Khối lượng của rotor, tính bằng gram (g); W_T - Khối lượng thử, tính bằng gram (g); G - Cấp chất lượng cân bằng (ISO 1940-1); R_T - Bán kính đặt khối lượng thử trên rotor; R_C - Bán kính đặt đối trọng cân bằng trên rotor. Để đơn giản trong quá trình cân bằng có thể gắn đối trọng cân bằng theo bán kính khối lượng thử (R_T = R_C).

Có thể nhận thấy trong phương pháp tính thứ hai, ngoài các yếu tố về khối lượng rotor, cấp chất lượng cân bằng, bán kính đặt khối lượng thử thì còn xét đến sự ảnh hưởng của tốc độ rotor.

Lấy ví dụ để tính khối lượng thử bằng hai phương pháp tính trên: xét rotor trong thiết bị công nghiệp (G 6,3) có khối lượng 180kg quay với tốc độ 1200 vòng/phút và khối lượng thử có thể gắn ở bán kính 250mm.

Kết quả tính khối lượng thử từ hai phương pháp trên được tóm tắt ở bảng 3. Trong phương pháp tính thứ nhất, ba giá trị của hệ số a được đề xuất lần lượt là 6, 8 và 10.

Bảng 3. Khối lượng thử được tính theo hai phương pháp tính

	Phương pháp tính thứ nhất			Phương pháp tính thứ hai
	a = 6	a = 8	a = 10	
Khối lượng thử (g)	27,2	36,3	45,4	36,1

Kết quả cho thấy, khối lượng thử được tính theo phương pháp tính thứ nhất có giá trị thay đổi tùy thuộc vào hệ số a được chọn trong khoảng từ 5 đến 10, khối lượng thử theo phương pháp thứ hai chỉ cho một giá trị và nằm trong khoảng giá trị tính ở phương pháp tính thứ nhất. Trong phương pháp tính thứ hai, khối lượng thử sẽ tăng hoặc giảm tương ứng khi tốc độ rotor tăng, giảm. Như vậy, hệ số a trong phương pháp tính thứ nhất có thể sẽ được chọn theo tốc độ của rotor.

3. CÂN BẰNG ĐỘNG ROTOR CHỈ SỬ DỤNG BIÊN ĐỘ RUNG ĐỘNG

Trong phần này sẽ tiến hành cân bằng động rotor chỉ sử dụng biên độ rung động và khối lượng thử trong quá trình cân bằng động sẽ được xác định bằng hai phương pháp tính ở trên để làm cơ sở so sánh và đánh giá.

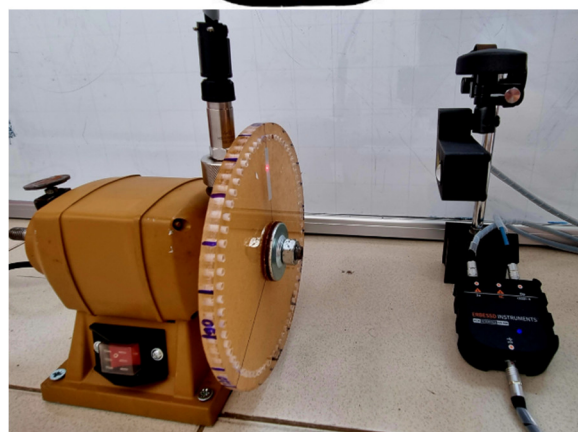
3.1. Cân bằng động trên thiết bị thí nghiệm

Thiết bị thí nghiệm cân bằng động gồm có: động cơ điện xoay chiều có tốc độ 2950 vòng/phút, ở hai đầu động cơ có thể gắn hai đĩa để thực hiện các bài thí nghiệm cân bằng động trên một mặt phẳng và hai mặt phẳng, các điểm gắn cảm biến đo rung động của thiết bị đặt trên hai gối đỡ rotor theo phương thẳng đứng. Thiết bị được gắn cố định trên nền bê tông với các bu lông nền để đảm bảo độ cứng vững trong quá trình cân bằng động (hình 2).

Sử dụng thiết bị đo rung động DigivibeMX của hãng ERBESSD INSTRUMENTS của Mỹ bao gồm: 02 cảm biến gia tốc 100mV/G, 01 cảm biến quang laser, 01 bộ thu nhận tín hiệu INT4-GX4 (hình 2) và phần mềm kết nối với máy tính qua cổng USB.

Tiến hành gắn 01 cảm biến gia tốc để thu nhận tín hiệu rung động của rotor tại vị trí gối đỡ gắn với đĩa quay, cảm biến quang laser để ghi nhận số vòng quay của rotor (hình 2).

Khối lượng thử được tính theo hai phương pháp tính bằng cách thay các giá trị: G = 6,3; W_R = 2 (kg); R_T = R_C = 90 (mm); hệ số a được đề xuất có giá trị 8 và 10 vào công thức (5) và (6). Kết quả khối lượng thử tính được thể hiện ở bảng 4.

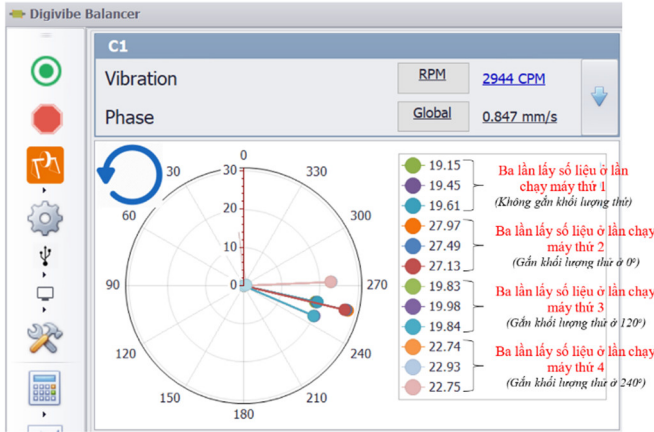


Hình 2. Thiết bị đo rung động và thiết bị thí nghiệm cân bằng động

Bảng 4. Khối lượng thử được tính theo hai phương pháp tính

	Phương pháp tính thứ nhất		Phương pháp tính thứ hai
	a = 8	a = 10	
Khối lượng thử (g)	1,1	1,4	0,5

Tiến hành ghi nhận biên độ rung động của rotor ở bốn lần chạy máy, thông tin biên độ rung động thể hiện trên phần mềm Digivibe của thiết bị đo rung động như Hình 3. Ở đó, mỗi lần chạy máy sẽ ghi nhận 3 lần số liệu rung động nhằm hạn chế số liệu bất thường có thể do các yếu tố ảnh hưởng khác gây ra.

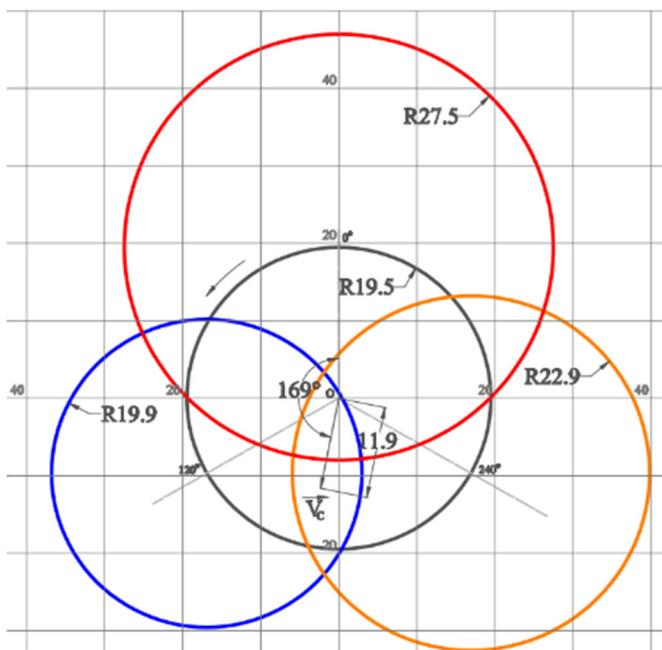


Hình 3. Biên độ rung động của bốn lần chạy máy trước và sau khi gắn khối lượng thử có khối lượng 0,5g

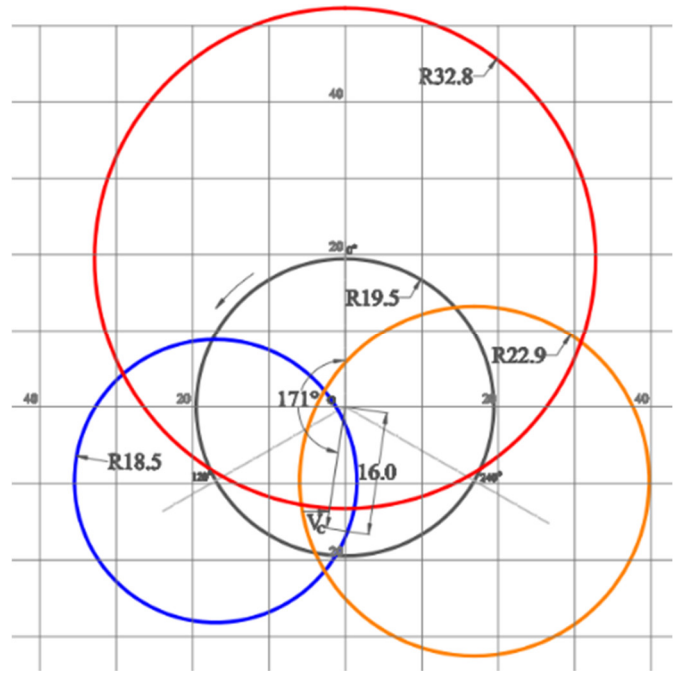
Tương tự ghi nhận biên độ rung động của các lần chạy máy trước và sau khi gắn các khối lượng thử 1,1g, 1,4g. Kết quả tóm tắt ở bảng 5.

Bảng 5. Kết quả đo với hai khối lượng thử được tính bằng hai cách khác nhau

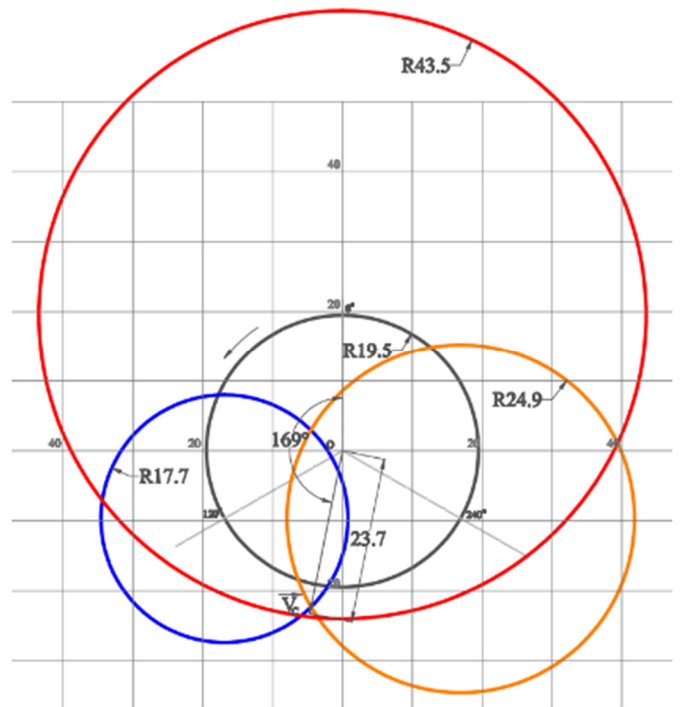
Khối lượng thử (g)	Rung động (mm/s)			
	Ban đầu	Tại vị trí 0°	Tại vị trí 120°	Tại vị trí 240°
0,5	19,5	27,5	19,9	22,9
1,1		32,8	18,5	22,9
1,4		43,5	17,7	24,9



(a) Khối lượng thử 0,5g



(b) Khối lượng thử 1,1g



(c) Khối lượng thử 1,4g

Hình 4. Các vòng tròn biểu diễn mối quan hệ biên độ rung động ghi nhận được với các khối lượng thử khác nhau

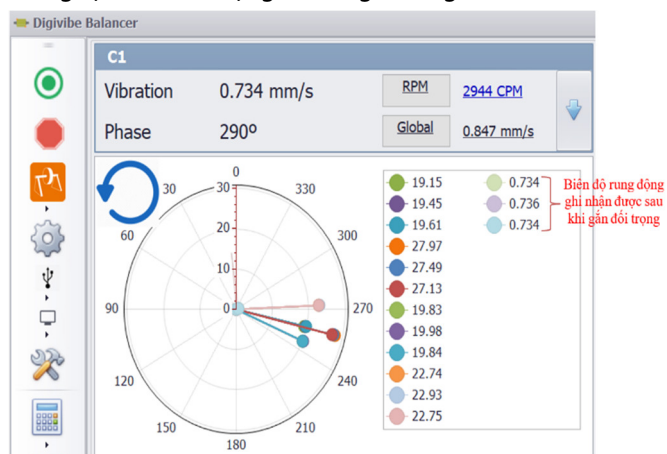
Sử dụng hình vẽ biểu diễn mối quan hệ của các biên độ rung động ghi nhận được ở bảng 5. Từ đó xác định được độ lớn và pha của vectơ V_c (hình 4), với các giá trị như sau.

- Khi khối lượng thử 0,5g, vectơ V_c có độ lớn và pha lần lượt: 11,9 và 169°.
- Khi khối lượng thử 1,1g, vectơ V_c có độ lớn và pha lần lượt: 16,0 và 171°.

• Khi khối lượng thử 1,4g, vectơ V_C có độ lớn và pha lần lượt: 23,7 và 169°.

Thay các giá trị: biên độ rung động ban đầu 19,5mm/s, khối lượng thử 0,5g và độ lớn vectơ V_C bằng 11,9 vào công thức (1), xác định được khối lượng của đối trọng bằng 2,3g. Tương tự khi khối lượng thử là 1,1g và 1,4g thì khối lượng các đối trọng tương ứng là 1,7g và 1,2g. Có thể thấy khi các khối lượng thử càng nhỏ thì khối lượng của các đối trọng tính được càng lớn.

Gắn các đối trọng với khối lượng và pha đã xác định được và đo lại rung động của rotor, hình 5 là kết quả ghi nhận biên độ rung động sau khi gắn đối trọng cân bằng 2,3g. Thực hiện tương tự cho khối lượng thử 1,7g và 1,2g.



Hình 5. Biên độ rung động của rotor là 0,74mm/s sau khi gắn đối trọng 2,3g

Bảng 6. Biên độ rung động của rotor trước và sau khi gắn các đối trọng có khối lượng khác nhau

Khối lượng của đối trọng (g)	Biên độ rung động (mm/s)		Cải thiện (%)	Cấp chất lượng cân bằng G 6,3
	Ban đầu	Sau khi gắn đối trọng		
2,3	19,5	0,74	96,2	Thỏa mãn
1,7	19,5	5,70	70,8	Thỏa mãn
1,2	19,5	11,94	38,8	Không thỏa mãn

Bảng 6 thể hiện biên độ rung động trước và sau khi các gắn đối trọng được xác định bằng hai phương pháp tính. Kết quả cho thấy khối lượng thử được xác định từ phương pháp tính thứ hai cho phép tính được đối trọng có khối lượng phù hợp nhất để cân bằng rotor. Trong trường hợp này, biên độ rung động đã thay đổi từ 19,5mm/s trước khi cân bằng xuống còn 0,74mm/s sau cân bằng, đã cải thiện được 96,2% mức độ rung động và thỏa mãn cấp chất lượng cân bằng G 6,3 trong bộ tiêu chuẩn ISO 1940-1, 2003. Bên cạnh đó, khối lượng của đối trọng được xác định từ phương pháp tính thứ nhất với hai hệ số khác nhau thì chỉ có một trường hợp biên độ rung động sau cân bằng thỏa mãn cấp chất lượng cân bằng G 6,3 nhưng vẫn ở mức cao hơn nhiều so với đối trọng xác định được từ phương pháp tính thứ hai. Do vậy, phương pháp tính thứ hai được đề xuất tính toán khối lượng thử trong quá trình cân bằng động thiết bị công nghiệp thực tế tại một nhà máy sản xuất tinh bột sắn ở phần sau.

3.2. Cân bằng động trên máy băm với phương pháp chỉ sử dụng biên độ rung động

Thiết bị được tiến hành cân bằng trong phần này là máy băm trong dây chuyền sản xuất tinh bột sắn. Máy được dẫn động bằng động cơ điện xoay chiều ba pha có công suất 110kW thông qua bộ truyền đai giảm tốc để cho ra tốc độ của rotor công tác là 1050 vòng/phút. Rotor có khối lượng 1200kg, bao gồm bánh đai dẫn động cứng đóng vai trò là bánh đà để tạo lực quán tính cho trục băm. Trên trục băm có 22 dao băm có đường kính 600mm, các dao đặt cách đều và lệch góc theo chiều trục (hình 6). Khối lượng thử và đối trọng cân bằng có thể hàn phía sau mỗi lưỡi dao (trên một dao có ba lưỡi dao chia đều nhau 120°), chọn vị trí gắn cách tâm quay 200mm.



(a)



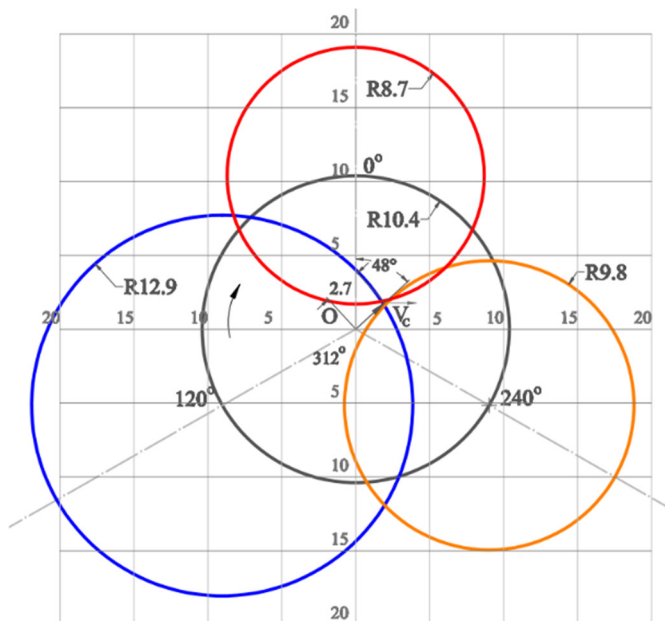
(b)

Hình 6. (a) Máy băm trong dây chuyền sản xuất tinh bột sắn (b) Dao băm

Khối lượng thử được tính theo phương pháp tính thứ hai là 378g. Tiến hành đo biên độ rung động lần thứ nhất và gắn khối lượng thử ở ba lần chạy máy tiếp theo, kết quả biên độ rung động ghi nhận được theo bảng 7.

Bảng 7. Kết quả bốn lần chạy máy trước và sau khi gắn khối lượng thử 378g

Lần chạy máy	Biên độ rung động (mm/s)
Thứ nhất, không gắn khối lượng thử	10,4
Thứ hai, gắn khối lượng thử ở góc 0°	8,7
Thứ ba, gắn khối lượng thử ở góc 120°	9,8
Thứ tư, gắn khối lượng thử ở góc 240°	12,9



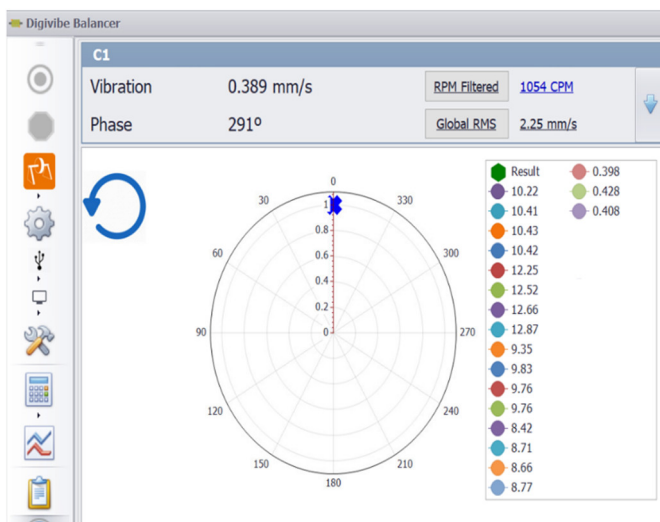
Hình 7. Các vòng tròn biểu diễn biên độ rung động ở bốn lần chạy máy

Vẽ các vòng tròn ở hình 7 theo các giá trị biên độ rung động ghi nhận được ở bảng 7 để làm cơ sở xác định khối lượng của đối trọng cần cân bằng.

Vectơ V_c được xác định có giá trị độ lớn bằng 2,7 và pha 48° so với vị trí 0° theo chiều quay rotor (ngược chiều kim đồng hồ). Thay biên độ rung động ban đầu 10,4mm/s, khối lượng thử 378g và 2,7 là độ lớn của vectơ V_c vào công thức (1), xác định được khối lượng của đối trọng là 1428g.

Gắn đối trọng có khối lượng 1428g (hình 8), tại bán kính cùng giá trị với bán kính đã gắn các khối lượng thử và ở phía sau của lưỡi dao có góc 48° tính từ vị trí 0° theo chiều ngược chiều kim đồng hồ. Chiều của rotor được xác định từ hướng đặt cảm biến quang laser chiếu vào để đo tốc độ rotor.

Biên độ rung động của rotor sau khi gắn đối trọng ghi nhận ở mức trung bình 0,4mm/s. Như vậy đối trọng thêm vào đã giảm biên độ rung động từ 10,2mm/s xuống còn 0,4mm/s, cải thiện được 96,1% mức độ rung động và thỏa mãn cấp chất lượng rung động G 6,3 trong tiêu chuẩn ISO 1940-1, 2003.



Hình 8. Gắn đối trọng lên rotor và đo lại biên độ rung động

4. KẾT LUẬN

Phương pháp cân bằng động rotor trên một mặt phẳng chỉ sử dụng biên độ rung động cho phép cân bằng động rotor với các thiết bị đo rung đơn giản mà không cần phải đầu tư chi phí lớn cho các thiết bị cân bằng động chuyên dụng. Tuy nhiên, việc lựa chọn khối lượng thử phù hợp là yếu tố quan trọng để xác định khối lượng của đối trọng cân bằng hiệu quả và chính xác. Để đánh giá được phương pháp nào hiệu quả trong rất nhiều phương pháp lựa chọn khối lượng thử dựa trên kinh nghiệm cũng như các phương pháp tính toán, cần có cơ sở phân tích, đánh giá sự ảnh hưởng của khối lượng thử được xác định bằng các phương pháp khác nhau và thậm chí trên các loại thiết bị, máy móc khác nhau.

Bài báo đã đề xuất hai trong số nhiều phương pháp lựa chọn khối lượng thử để tiến hành phân tích và đánh giá. Phương pháp tính thứ nhất chỉ xét đến các yếu tố như cấp chất lượng cân bằng, khối lượng của rotor và bán kính gắn đối trọng cân bằng. Trong khi đó, phương pháp tính thứ hai ngoài các yếu tố trên còn xét đến sự ảnh hưởng của tốc độ của rotor. Quá trình thực nghiệm trên thiết bị thí nghiệm cân bằng động và trên thiết bị sử dụng trong sản xuất cho thấy phương pháp tính thứ hai cho phép tính khối lượng thử phù hợp và hiệu quả hơn trong quá trình cân bằng động rotor trên một mặt phẳng chỉ sử dụng biên độ. Có thể thấy ở phương pháp tính thứ hai có tính khoa học hơn khi xem xét đến sự ảnh hưởng của tốc độ rotor, trong khi đó ở phương pháp tính thứ nhất đòi hỏi phải có kinh nghiệm thực tế để chọn hệ số a phù hợp.

Với phương pháp thực nghiệm, nhóm nghiên cứu sẽ tiếp tục tiến hành phân tích và đánh giá thêm các phương pháp tính khối lượng thử có xét đến sự ảnh hưởng của tốc độ rotor và cả biên độ rung động ban đầu của rotor. Kết quả của các nghiên cứu sau đó có thể chuyển giao cho các bộ phận kỹ thuật của các nhà máy có nhiều thiết bị, máy móc cần cân bằng động trong quá trình bảo trì, bảo dưỡng sau thời gian dài làm việc.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Harris C. M., Piersol, A. G., *Harris' Shock and Vibration Handbook*. Fifth edition. McGraw-Hill Professional, New York, 2002.
- [2]. Jeffcott H.H., "The lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirling speed the effect of want of balance," *Philosophical Magazine*, 304-314, 1919.
- [3]. Goodman T. P., "A least-square method for computing balance corrections. Trans. ASME," *Journal of Engineering for Industry*, 273-279, 1964.
- [4]. Zori E.S. "A Unified Approach to Balancing with Multiple Con-strain," *IFTOMM Conference*, Rome, 1982.
- [5]. Rieger N.F., *Balancing of rigid and flexible rotors*, *The Shock and Vibration Information Center*. Naval Research Laboratory, Washington DC, 1986.
- [6]. Ribary F., "The balancing of masses in rotating bodies," *Brown Boveri Review* 23, 186-192, 1936.
- [7]. Karelitz G.B., "Field balancing rotors at operating speed," *Power*, 67(7), 286-289, 1928.
- [8]. Somervaille I.J., "Balancing a rotating disc with simple graphical construction," *Engineering*, 241-242, 1954.
- [9]. Bui M.H., "Research and manufacture rotor dynamic balancing device," *Proceeding 5th National conference on Science and Technology in Mechanical engineering*, 30-39, Hanoi, Vietnam, 2018.
- [10]. *Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotor in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances*. International Standard ISO 1940-1, Second edition 2003-08-15, 1-28.
- [11]. Macdara MacCamhaoil, *Static and Dynamic Balancing of Rigid Rotors*. Brüel & Kjær - Application notes, BO 0276-12, 1-19.
- [12]. User guide for balancing, CXM FFT Analyser, Rev. 1.0 – 14.01.2014, MaintTech, 1-26.

AUTHORS INFORMATION

Bui Minh Hien, Dinh Duc Hanh, Dang Phuoc Vinh, Tao Quang Bang
University of Science and Technology - University of Da Nang, Vietnam