MÔ PHỎNG SỐ MỘT HỆ THỐNG MÁY CÓ CÁC CHI TIẾT QUAY ĐƠN GIẢN BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

NUMERICAL SIMULATION OF A SIMPLE ROTATING MACHINERY USING FINITE ELEMENT METHOD

Đặng Phước Vinh, Lê Hoài Nam

Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng; dpvinh@dut.udn.vn, lehoainam@dut.udn.vn

Tóm tắt - Máy gồm các chi tiết quay (gọi tắt là máy quay) là một hệ cơ học đơn giản bao gồm động cơ, trục truyền và các gối đỡ. Việc mô hình hóa hệ thống máy quay bằng phương pháp phần tử hữu hạn để xác định các thông số động lực học như tần số riêng, các chế độ dao động, hệ số độ cứng, độ giảm chấn, độ võng của trục… là bước khá quan trọng và phải được chú ý trong suốt quá trình thiết kế và chế tạo của bất kỳ một máy quay. Trong bài báo này, tác giả đề xuất một mô hình toán học cho một máy quay đơn giản để tính toán các thông số động lực học bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Phần mềm Matlab sẽ được sử dụng để thực hiện tính toán các mô hình toán học. Các chế độ dao động của trục, tần số riêng của hệ thống, độ võng của trục ở chế độ tĩnh… sẽ được trình bày và thảo luận ở bài báo này.

Từ khóa - Máy quay; phần tử hữu hạn; Matlab; thông số động lực học.

Abstract - Rotating machinery is a simple model including motor, shaft and bearings. The modeling of rotating machinery using finite element method to evaluate the dynamic characteristics such as natural frequency, mode shapes, stiffness and damping coefficients and shaft's static deflection… is quite important and must be paid attention during the design and fabrication of any rotating machines. In this paper, authors proposed a mathematical model for a simple rotating machinery to identify the dynamic characteristics based on the finite element method. Matlab was used for the simulation. Results of natural frequencies, mode shapes as well as shaft's static deflection will be presented and discussed here.

Key words - rotating machinery; finite element; Matlab; dynamic characteristics

1. Giới thiệu

Máy gồm các chi tiết quay là một hệ cơ học đơn giản bao gồm động cơ, trục truyền và các ổ bi đỡ. Tùy thuộc vào nhiệm vụ và trang trí của máy mà động cơ có thể là động cơ đốt trong diesel, tua bin khí hay động cơ điện,... và máy công tác có thể là chong chóng, máy nén khí hay máy phát điện. Trong quá trình làm việc, máy gồm các chi tiết quay đồng thời thực hiện các dạng dao động: dao động xoắn, dao động dọc và dao động ngang. Do đó, việc tính toán và xác định các thông số động lực học của máy gồm các chi tiết quay như tần số riêng, các chế độ dao động, độ võng của trục… là bước rất quan trọng và phải được chú ý trong suốt quá trình thiết kế và chế tạo của bất kỳ một máy quay. Ở Việt Nam, đã có một số tác giả nghiên cứu ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn tính dao động của máy quay và đã đạt được thành công về mặt thiết lập mô hình phần tử hữu hạn phù hợp cho hệ máy gồm các chi tiết quay.

Bên cạnh đó, việc xây dựng các bàn thí nghiệm mô tả hệ thống ổ bi – trục quay luôn thu hút sự quan tâm của các trường đại học, viện nghiên cứu trên thế giới. Các bàn thí nghiệm này còn được sử dụng để kiểm tra tính chính xác và độ tin cậy của các mô hình toán học dùng để đánh giá các thông số động học và động lực học của các máy gồm các phần tử quay.

Một bàn thí nghiệm cỡ lớn được thiết kế và chế tạo dùng để đánh giá động lực học máy quay và các thông số của ổ bi đỡ [1]. Dựa vào đó, các thông số quan trọng của hệ thống như tần số riêng của hệ thống, các chế độ dao động của trục quay, hệ số độ cứng, hệ số giảm chấn của dầu... đã được phân tích và tính toán [2, 3].

Một bàn thí nghiệm cỡ lớn với đường kính ổ bi đỡ lên đến 500 mm được xây dựng bởi G. D. Jiang và các cộng sự [4], để xác định các hệ số động lực học của dầu. Xung lực tác động lên trục được tạo ra từ hai xylanh thủy lực và được đo bằng cảm biến lực và độ dao động của trục được xác định bằng các cảm biến biến dòng điện Eddy.

Phương pháp kích xung bằng va đập để đánh giá 16 hệ số động lực học của hai ổ bi đỡ trên trục dựa vào một bàn thí nghiệm được giới thiệu bởi Z.L. Qiu và AK Tieu [5]. Một số bàn thí nghiệm khác [6-7] cũng đã được lắp ráp để phân tích sự biến thiên của hệ số độ cứng và hệ số giảm chấn của các ổ bi đỡ với tần số cao và lực tác động lớn.

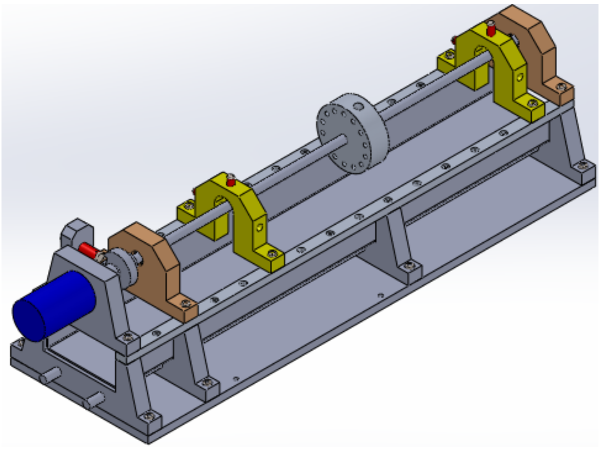
Bài báo này, trình bày phương pháp mô hình hóa và mô phỏng số học một hệ thống máy gồm các phần tử quay đơn giản để xác định các tần số riêng của hệ thống, các chế độ dao động của trục tại các tần số riêng đó và độ võng của trục ở chế độ tĩnh. Kích thước của hệ thống được lấy từ bàn thí nghiệm thực tế đã được nhóm tác giả thiết kế và chế tạo [8].

2. Mô hình phần tử hữu hạn hệ thống máy quay

2.1. Mô tả hệ thống

Hình 1 là bản vẽ 3D của bàn thí nghiệm hệ thống máy quay đơn giản được dùng cho việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn trong bài báo này. Phần giới thiệu chi tiết về bàn thí nghiệm cũng như các đặc tính về cơ học và vật lý đã được trình bày ở bài báo [8]. Bàn thí nghiệm này bao gồm một động cơ điện một chiều, một trục quay, hai ổ bi, một khớp nối mềm, hai đĩa nặng được gắn trên trục, bốn cảm biến tiệm cận để đo độ dao động của trục quay. Trục quay có đường kính 10 mm được gắn với động cơ qua khớp nối mềm và được đặt trên hai gối đỡ.

Để tạo sự mất cân bằng động, các đĩa nặng được gắn vào trục ở vị trí giữa các gối đỡ (khối màu xám). Đĩa nặng này có đường kính là 75 mm và chiều dày là 25 mm. Các đặc điểm chi tiết của bàn thí nghiệm được liệt kê ở Bảng 1.

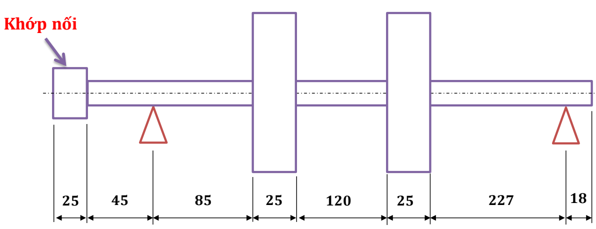


***Hình 1.** Bản vẽ 3D mô phỏng bàn thí nghiệm [8]*

***Bảng 1.** Các thông số vật lý cho mô hình máy quay*

Trục		
	Vật liệu	Thép
	Đường kính (mm)	10
	Chiều dài (mm)	580
	Mô đun Young (GPa)	205
	Mật độ (kg/m^3)	7800
Đĩa		
	Vật liệu	Thép
	Đường kính (mm)	75
	Chiều dày (mm)	25
	Khối lượng (kg)	0,867
Ổ bi		
	Khối lượng (kg)	0,150
	Độ cứng (trục X) (N/m)	$1{,}25\times10^5$
	Độ cứng (trục Y) (N/m)	$3{,}83\times10^8$

Hình 2, thể hiện kích thước cụ thể cho từng bộ phận của hệ thống. Kích thước này được lấy từ bàn thí nghiệm đã được thiết kế và chế tạo ở nghiên cứu trước [8].



***Hình 2.** Kích thước cho việc mô hình hóa hệ thống*

2.2. Mô hình phần tử hữu hạn

Để thực hiện mô hình hóa hệ thống bằng phương pháp phần tử hữu hạn, ta phải xét đến tất cả các chi tiết, bộ phận có trên hệ thống. Các phần tử được xem xét bao gồm: 1 trục quay, 1 khớp nối, 2 đĩa nặng gắn trên trục và 2 ổ bi.

Tiếp đến, ta cần định nghĩa các phần tử hữu hạn:

- Số lượng phần tử: N_{el};

- Số lượng nút: $N_{node} = N_{el} + 1$;

- Số bậc tự do của 1 phần tử (gồm 2 nút): 8.

Tổng số bậc tự do: $N_{dof} = 4\times N_{node}$.

Với phần tử thứ *j* bất kỳ, độ dịch chuyển và độ xoay của một nút có dạng như sau:

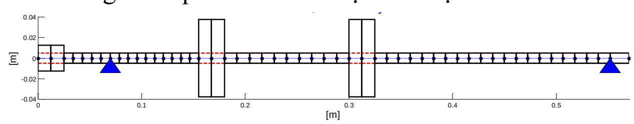
$$\mathbf{x}_j^{(r)} = \left\{ u_j^{(r)} \quad w_j^{(r)} \quad \theta_{x_j}^{(r)} \quad \psi_{z_j}^{(r)} \quad u_{j+1}^{(r)} \quad w_{j+1}^{(r)} \quad \theta_{x_{j+1}}^{(r)} \quad \psi_{z_{j+1}}^{(r)} \right\}^{\mathrm{T}}$$

Các bước tiến hành để xây dựng mô hình toán học dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn:

1. Chia trục quay thành N_{el} phần tử;
2. Xây dựng các ma trận cho mỗi phần tử vừa được chia, trong đó:
   - [**M**]: ma trận khối lượng (mass matrix);
   - [**M**$_s$]: ma trận quán tính bậc 2 (secondary effect of rotatory inertia matrix);
   - [**G**]: ma trận hồi chuyển (gyroscopic matrix);
   - [**K**]: ma trận độ cứng (stiffness matrix).
3. Xây dựng ma trận toàn cục của trục quay $4\cdot N_{node} \times 4\cdot N_{node}$ dựa vào ma trận của các phần tử;
4. Tính đến ảnh hưởng của 2 ổ bi.

Bước 1: Chia hệ thống thành N_{el} phần tử

Việc chia nhỏ các phần tử dựa vào kích thước thực tế của chúng. Kết quả chia lưới được thể hiện rõ ở Hình 3.



***Hình 3.** Hệ thống sau khi chia lưới*

Bước 2: Xây dựng các ma trận cho mỗi phần tử vừa được chia

Xét một phần tử thứ *j* bất kỳ trên trục quay (có 8 bậc tự do), ma trận khối lượng [M], ma trận quán tính bậc 2 [M$_s$], ma trận hồi chuyển [G] và ma trận độ cứng [K] sẽ có dạng như sau:

$$[\mathbf{M}] = \frac{\rho S_m L}{420}\begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L & 54 & 0 & 0 & 13L \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 0 & 54 & -13L & 0 \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 4L^2 & -13L & 0 & 0 & -3L^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L & 156 & 0 & 0 & 22L \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 0 & 156 & -22L & 0 \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 & -22L & 4L^2 & 0 \\ 13L & 0 & 0 & -3L^2 & 22L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix}$$

$$[\mathbf{M}_s] = \frac{\rho I}{30L}\begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix}$$

$$[\mathbf{G}] = \frac{\rho I}{15L}\begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\left[\mathbf{K}\right]=\frac{EI_k}{(1+a)L^3}$$
$$\begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 \end{bmatrix}$$

Trong đó:

S_m : diện tích mặt cắt ngang của phần tử thứ j;

L : chiều dài phần tử thứ j;

ρ : mật độ phần tử thứ j;

D_m : đường kính khối lượng phần tử thứ j;

I_m : momen quán tính tại mặt cắt ngang phần tử thứ j;

E : modun Young của phần tử thứ j;

ν : hệ số Poisson của phần tử thứ j.

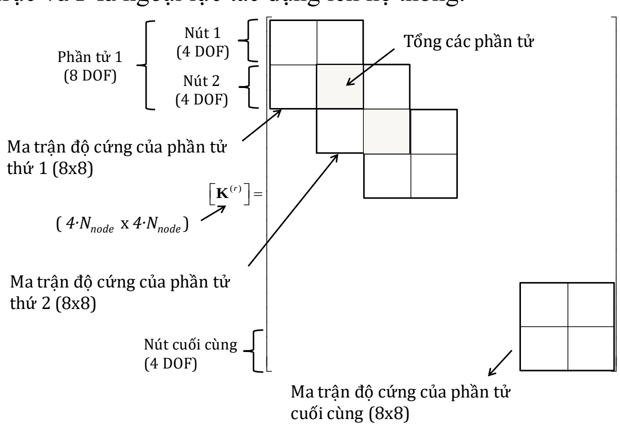
Bước 3: Xây dựng ma trận toàn cục

Bằng cách tính đến tất cả các bậc tự do của trục quay ($4\times N_{node}$), ta phải xây dựng ma trận toàn cục từ các ma trận của các phần tử đã được xây dựng ở trên. Hình 4 là ví dụ về việc xây dựng ma trận toàn cục độ cứng cho hệ thống.

Mô hình toán học của hệ thống trục quay - ổ bi được thể hiện ở Hình 2 có dạng:

$$\left[\mathbf{M}\right]\ddot{\mathbf{x}}+\left(\left[\mathbf{C}\right]+\Omega\left[\mathbf{G}\right]\right)\dot{\mathbf{x}}+\left[\mathbf{K}\right]\mathbf{x}=\mathbf{W}+\mathbf{F}(t)$$

Trong đó, Ω là tốc độ quay của trục, W là trọng lượng của trục và F là ngoại lực tác dụng lên hệ thống.



Hình 4. *Ví dụ về việc xây dựng ma trận độ cứng toàn cục*

Bước 4: Xét đến ảnh hưởng của các ổ bi

Trong hệ thống này, trục quay được đặt trên 2 ổ bi, do đó ta phải xét đến ảnh hưởng của 2 ổ bi này đến ma trận toàn cục. Trong hầu hết các bài toán mô hình hóa, lực tác động lên trục (hay ổ bi) sẽ là một hàm số độ dao động của trục với hệ số độ cứng, tốc độ dịch chuyển và tốc độ góc với hệ số giảm chấn.

Tại phần tử thứ *j*, mối quan hệ giữa lực tác động lên trục, hệ số độ cứng và độ giảm chấn (chỉ xét đến độ dịch chuyển) được biểu diễn như sau:

$$\mathbf{F}^{(br)}(\Omega)$$
$$=-\begin{bmatrix} k_{xx}(\Omega) & k_{xz}(\Omega) & 0 & 0 \\ k_{zx}(\Omega) & k_{zz}(\Omega) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_j \\ w_j \\ \theta_{x_j} \\ \psi_{z_j} \end{Bmatrix}-\begin{bmatrix} c_{xx}(\Omega) & c_{xz}(\Omega) & 0 & 0 \\ c_{zx}(\Omega) & c_{zz}(\Omega) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \dot{u}_j \\ \dot{w}_j \\ \dot{\theta}_{x_j} \\ \dot{\psi}_{z_j} \end{Bmatrix}$$
$$=-\left[\mathbf{K}^{(br)}(\Omega)\right]\mathbf{x}_j-\left[\mathbf{C}^{(br)}(\Omega)\right]\dot{\mathbf{x}}_j$$

Với 2 ổ bi lắp trên trục, ta có thể xem xét đến hệ số độ cứng và giảm chấn là hằng số, chứ không phải là hàm số của vận tốc.

$$\left[\mathbf{K}^{(br)}\right]=\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} & 0 & 0 \\ k_{zx} & k_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};\ \left[\mathbf{C}^{(br)}\right]=\begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} & 0 & 0 \\ c_{zx} & c_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Do đó, ma trận toàn cục độ cứng và giảm chấn sẽ có dạng

$$\left[\overline{\mathbf{K}}\right]=\left[\mathbf{K}\right]+\left[\mathbf{K}^{(br)}\right]$$
$$\left[\overline{\mathbf{C}}\right]=\left[\mathbf{C}\right]+\left[\mathbf{C}^{(br)}\right]$$

Ma trận độ cứng và giảm chấn này sẽ được thêm vào tại các nút tương ứng với vị trí của hai ổ bi trên trục. Bên cạnh đó, không tồn tại dao động tại hai ổ bi là điều kiện biên của bài toán.

3. Kết quả và thảo luận

Dựa vào mô hình toán học trình ở phần trên, các tần số riêng của hệ thống, các chế độ dao động và độ võng của trục ở chế độ tĩnh sẽ được trình bày trong phần này.

3.1. Tần số riêng

Để xác định các tần số riêng của hệ thống, ta xét trường hợp khi trục đứng yên (Ω = 0), khi đó:

$$\left[\mathbf{M}\right]\ddot{x}+\left[\mathbf{K}\right]x=0$$

Suy ra

$$\ddot{x}=-\left[\mathbf{M}\right]^{-1}\left[\mathbf{K}\right]x$$
$$\ddot{x}=-\omega^2 x$$

Cuối cùng, ta có biểu thức

$$-\left[\mathbf{M}\right]^{-1}\left[\mathbf{K}\right]x=\omega^2 x$$

Từ biểu thức này ta có thể tính được các tần số riêng của hệ thống:

$$\omega=\sqrt{\left[\mathbf{M}\right]^{-1}\left[\mathbf{K}\right]}$$

Các tần số riêng này có thể tính bằng phần mềm Matlab với các lệnh sau:

```
[V,D] = eig(M\K);
eigenfreq = sqrt(diag(D));
[eigenfreq indexes] = sort(eigenfreq);
V = V(:,indexes);
[X0,lam0] = eig(Mg\Kg);
[wn0, indexes] = sort(sqrt(diag(lam0)));
wn0 = wn0/(2*pi);
```

Kết quả ta có 6 tần số riêng đầu tiên của hệ thống:

```
Mode #1: 28,8078   Hz (theo phương x)
Mode #2: 28,8458   Hz (theo phương z)
Mode #3: 125,4473  Hz (theo phương x)
```

```
Mode #4: 125,7843 Hz (theo phương z)
Mode #5: 347,1279 Hz (theo phương x)
Mode #6: 357,4829 Hz (theo phương z)
```

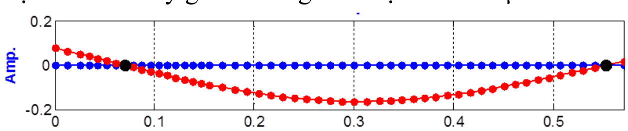
Kết quả mô phỏng này, được tác giả kiểm nghiệm thực tế thông qua bàn thí nghiệm được trình bày ở tài liệu [8] và kết quả khá phù hợp với sai số nhỏ. Tuy nhiên, do giới hạn về độ dài của bài báo cũng như mục đích của bài báo, tác giả không trình bày kết quả thực nghiệm ở đây.

3.2. Các chế độ dao động của trục

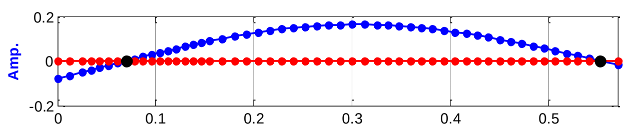
Ứng với các tần số riêng của hệ thống, trục quay sẽ dao động với biên độ lớn do xảy ra hiện tượng cộng hưởng. Do giới hạn độ dài và tính súc tích của bài báo, tác giả chỉ xét các chế độ dao động của trục quay tại bốn tần số riêng đầu tiên của hệ thống (mode #1 – mode #4).

Tại mode #1 và mode #2, trục dao động theo phương X và phương Z với tần số dao động là 28,8 Hz. Độ võng của trục ở tần số này là 0,2 mm ~ 200 µm. Tại hai gối đỡ (hai chấm màu đen) không xảy ra dao động.

Tại mode #3 và mode #4, trục dao động theo phương X và phương Z với tần số dao động là 125,8 Hz. Độ võng của trục ở tần số này giảm xuống còn một nữa 100 µm.

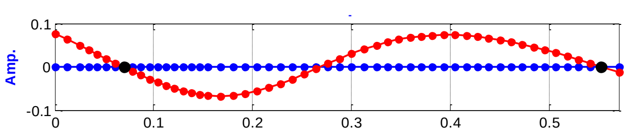


Mode #1 – Tần số riêng 28,8078 Hz

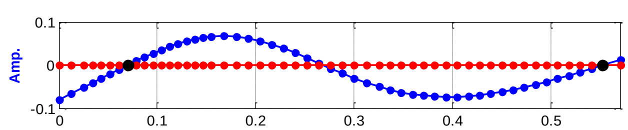


Mode #2 – Tần số riêng 28,8457 Hz

Hình 5. *Dao động của trục ở mode #1 và mode #2*



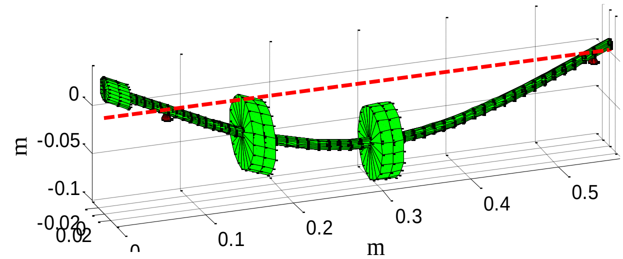
Mode #3 – Tần số riêng 125,4473 Hz



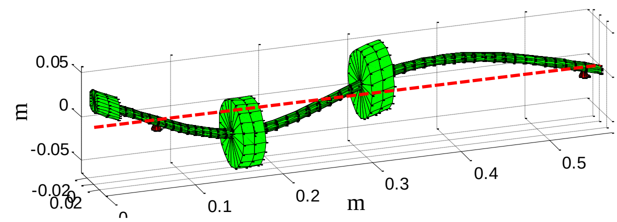
Mode #4 – Tần số riêng 125,7843 Hz

Hình 6. *Dao động của trục ở mode #3 và mode #4*

Để dễ hình dung, tác giả xây dựng mô hình 3D cho các chế độ dao động của trục tại các tần số riêng của hệ thống. Hình 7 và Hình 8 mô tả một cách trực quan độ dao động của trục ở mode #1 và mode #3 với tần số 28,8 Hz và 125,4 Hz.



Hình 7. *Hình ảnh 3D dao động của trục ở mode #1*



Hình 8. *Hình ảnh 3D dao động của trục ở mode #3*

3.3. Độ võng của trục ở chế độ tĩnh

Ở điều kiện tĩnh, ta có thể tính toán độ võng của trục (theo phương nằm ngang và thẳng đứng) do ảnh hưởng của trọng lượng của trục và đĩa nặng gắn trên trục. Các phần tử trên trục sẽ có 8 bậc tự do:

$$\mathbf{x}_j^{(r)} = \left\{ u_j^{(r)} \quad w_j^{(r)} \quad \theta_{x_j}^{(r)} \quad \psi_{z_j}^{(r)} \; u_{j+1}^{(r)} \quad w_{j+1}^{(r)} \quad \theta_{x_{j+1}}^{(r)} \quad \psi_{z_{j+1}}^{(r)} \right\}^{T}$$

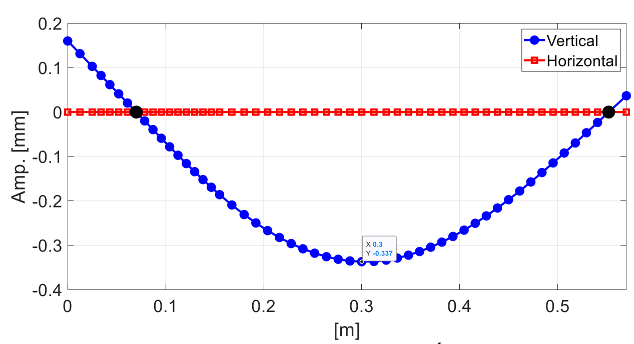
Trọng lực sẽ tác dụng đều lên các phần tử theo phương thẳng đứng. Do đó, ta có biểu thức:

$$[\mathbf{M}]g = [\mathbf{K}]x$$

Trong đó g là gia tốc trọng trường, $g = 9.81\,m/s^2$. Độ võng của trục sẽ được tính dựa vào biểu thức

$$x = [\mathbf{K}]^{-1}[\mathbf{M}]g$$

Từ đó, ta có thể tính được độ võng của trục như biểu diễn ở Hình 9.



Hình 9. *Độ võng của trục ở chế độ tĩnh*

Có thể nhận thấy, dưới tác dụng của trọng lượng của trục và hai đĩa nặng, trục sẽ võng xuống và đạt giá trị tối đa khoảng 337 µm tại vị trí ở giữa hai ổ bi: cách 300 mm từ điểm nối giữa động cơ và khớp nối. Dễ dàng nhận thấy, tại hai ổ bi (điểm màu đen) thì trục không có hiện tượng võng.

4. Kết luận

Bài báo trình bày về mô hình hóa và mô phỏng một máy quay đơn giản để xác định các thông số động lực học quan trọng bằng phương pháp phần tử hữu hạn dựa trên phần mềm chuyên dụng Matlab. Các tần số riêng của hệ thống, các chế độ dao động của trục và độ võng của trục ở chế độ tĩnh được trình bày và thảo luận ở bài báo này. Nghiên cứu này cũng góp phần tạo ra mô hình một máy quay đơn giản để phục vụ trong công tác giảng dạy, nghiên cứu về dao động kỹ thuật, động lực học máy quay… Ở những nghiên cứu tiếp theo, nhóm tác giả sẽ tiến hành so sánh các kết quả mô phỏng với kết quả thực tế thu được từ bàn thí nghiệm [8].

Lời cám ơn: Bài báo này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng với đề tài có mã số: T2019-02-42.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] S Chatterton, P Pennacchi, PV Dang, A Vania, "A test rig for evaluating tilting–pad journal bearing characteristics", *Mechanisms and Machine Science*, Vol. 21, Springer, 2014, pp. 921-930.

[2] PV Dang, S Chatterton, P Pennacchi, A Vania, F Cangioli. "Eccentricity measurements on a five-pad tilting pad journal bearing", *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan, 2015, pp. 496-502.

[3] PV Dang, S Chatterton, P Pennacchi, A Vania, "Effect of the load direction on non-nominal five-pad tilting-pad journal bearings", *Tribology International*, Vol. 98, Elsevier, 2016, pp. 97-211.

[4] GD Jiang, H Hu, W Xu, ZW Jin, YB Xie, "Identification of oil film coefficients of large journal bearings on a full scale journal bearing test rig", *Tribology International*, Vol. 30(11), Elsevier, 1997, pp. 789-793.

[5] ZL Qiu, AK Tieu, "Identification of sixteen force coefficients of two journal bearings from impulse responses", *Wear*, Vol. 212, Elsevier,1997, pp. 206-212.

[6] H Zhou, S Zhao, H Xu, J Zhu, "An experimental study on oil-film dynamic coefficients. *Tribology International*, Vol. 37, Elsevier, 2004, pp. 245-253.

[7] W Dmochowski, "Dynamic properties of tilting-pad journal bearings: experimental and theoretical investigation of frequency effects due to pivot flexibility", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 129, ASME Transaction, 2017, pp. 865-869.

[8] Đặng Phước Vinh, Trần Phước Thanh, "Bàn thí nghiệm cỡ nhỏ để xác định các thông số động học của máy quay", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, Số 7(128).2018, Đại học Đà Nẵng, 2018, trang 71-74.

(BBT nhận bài: 13/6/2019, hoàn tất thủ tục phản biện xong: 23/7/2019)