

# Nâng cao đặc tính động lực học của kết cấu máy tốc độ cao

Nguyễn Hữu Lộc, Trần Văn Thùy

**Tóm tắt**—Chất lượng gia công phụ thuộc rất lớn vào đặc tính động lực học của kết cấu máy. Bởi vì khi chịu lực hoặc rung động lớn trong quá trình vận hành độ cứng của của kết cấu máy có thể giảm xuống. Do đó việc nghiên cứu nâng cao đặc tính động lực học có ý nghĩa rất lớn đến sự phát triển của máy gia công, đặc biệt là đối với các máy tốc độ cao. Bài báo trình bày việc thiết kế và phân tích kết cấu máy CNC (computer numerical control) có kết cấu dạng giàn với tốc độ quay lớn nhất của trục chính đạt trong khoảng (6.000÷24.000) vòng/phút và tương ứng với tần số dao động riêng của kết cấu máy lớn hơn (100÷400) Hz. Sử dụng phần mềm phân tích kỹ thuật CAE (computer-aided engineering) để phân tích tần số dao động riêng cho kết cấu máy. Với kết quả đạt được thì kết cấu máy sẽ có độ cứng tốt, khả năng chống rung động cao và tránh hiện tượng cộng hưởng nhằm đạt được chất lượng bề mặt gia công tốt nhất. Ngoài ra là cơ sở để lựa chọn chế độ cắt phù hợp cho quá trình gia công nhằm nâng cao độ tin cậy, hiệu quả làm việc của kết cấu máy và độ chính xác của sản phẩm gia công

**Từ khóa**—Phân tích kết cấu, phân tích dao động, tần số dao động riêng

## 1 GIỚI THIỆU

Máy CNC (computer numerical control) cao tốc là máy điều khiển số hiện đại, tốc độ trục chính khoảng 8.000 vòng/phút có thể là điểm khởi đầu cho gia công cao tốc. Trong thực tế tốc độ cao nhất cho gia công cao tốc trên các máy CNC ngày càng tăng, lên đến trên 40.000 vòng/phút. Đối với máy gia công gỗ CNC cao tốc, tốc độ trục

chính phổ biến trong khoảng (6.000÷24.000) vòng/phút. Để đạt được tốc độ trục chính như vậy đòi hỏi máy phải có kết cấu cứng vững cao và khả năng chống rung động tốt.

Đặc biệt đối với các máy CNC cao tốc có kết cấu dạng giàn, cấu trúc hình học dạng giàn của máy CNC được thiết kế chủ yếu để gia công các sản phẩm có chiều dài tương đối lớn. Tuy nhiên độ cứng của kết cấu máy giảm dưới tác động của tải trọng nặng trong quá trình gia công làm cho rung động và biến dạng có thể vượt qua giá trị cho phép. Các nhà nghiên cứu đã cố gắng thiết kế cấu trúc máy CNC có độ cứng phù hợp để giảm rung động và tăng tính ổn định trong suốt quá trình gia công [1]. Những hạn chế trong quá trình thiết kế và chế tạo máy đã tạo ra những khó khăn nhất định trong việc đạt được sản phẩm có chất lượng cao. Thông thường tần số tự nhiên đầu tiên của kết cấu máy dạng giàn hiếm khi cao hơn 100 Hz, tương ứng với tốc độ trục chính khoảng 6.000 vòng/phút [2, 3]. Máy có tần số tự nhiên dưới 150 Hz không thể gia công được các sản phẩm có chất lượng cao. Do đó để có máy CNC cho các hoạt động gia công tốc độ cao đòi hỏi phải thiết kế kết cấu máy có độ ổn định về rung động. Nghĩa là kết cấu máy phải thỏa mãn cùng một lúc cả hai chỉ tiêu là độ cứng tĩnh và độ cứng động.

Phân tích động lực học đã trở thành kỹ thuật chính trong việc xác định, cải tiến và tối ưu hóa các đặc tính động lực học của kết cấu máy. Nhiều nhà nghiên cứu đã tập trung vào phân tích đặc tính động học của kết cấu máy công cụ trong gia công kim loại [4-7]. Trong các nghiên cứu trên, chất lượng gia công phụ thuộc vào đặc tính động học của kết cấu máy trong quá trình vận hành của máy. Đặc tính động học của kết cấu máy đã được nghiên cứu rộng rãi để thiết kế và tối ưu hóa hiệu quả các máy công cụ để nâng cao chất lượng gia công. Mô phỏng đặc tính gia công đã được nghiên cứu dựa vào kỹ thuật phân tích dao động riêng các máy công cụ [8]. Một quy trình có hệ thống được đề xuất để dự đoán các đặc tính động học của toàn bộ cấu trúc của máy công cụ [9]. Nhiều kỹ thuật khác nhau để xác định các đặc tính động học của kết cấu

*Bài báo này được gửi vào ngày 19 tháng 06 năm 2017 và được chấp nhận đăng vào ngày 19 tháng 09 năm 2017.*

Nghiên cứu được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số B2016-20-04

Nguyễn Hữu Lộc, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM (email: nhloc@hcmut.edu.vn)

Trần Văn Thùy, NCS Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM.

máy đã được trình bày. Các phương pháp đặc trưng tiêu biểu để phân tích động học kết cấu máy là phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (FEM) [10-13] và phân tích thực nghiệm [14, 15].

Nghiên cứu này trình bày việc thiết kế và phân tích máy CNC có kết cấu dạng giàn với tốc độ quay lớn nhất của trục chính đạt trong khoảng (6.000÷24.000) vòng/phút và tương ứng với tần số dao động riêng của kết cấu máy lớn hơn (100÷400) Hz nhằm nâng cao độ cứng cho kết cấu máy, tăng khả năng chống rung động khi máy làm việc ở tốc độ cao và tránh hiện tượng cộng hưởng để đạt được chất lượng bề mặt gia công tốt nhất.

## 2 XÂY DỰNG MÔ HÌNH TÍNH LEADS

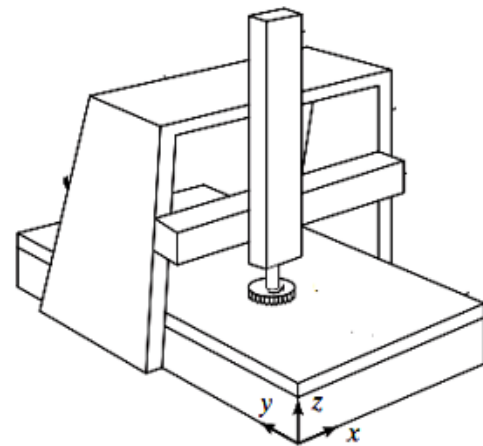
Để nâng cao đặc tính động lực học của kết cấu máy tốc độ cao, đầu tiên phải xây dựng được mô hình 3D của kết cấu máy sau đó sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích đặc tính động lực học như tần số dao động riêng, mode dao động, harmonic... và đưa ra giải pháp để hiệu chỉnh hợp lý các thông số này.

### 2.1 Xây dựng mô hình 3D kết cấu máy

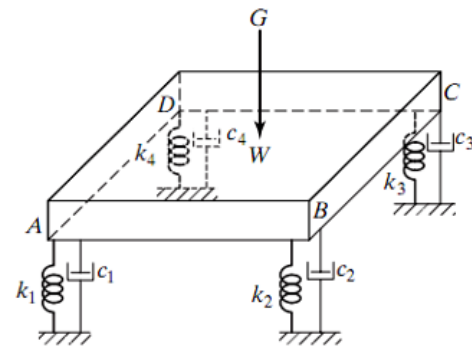
Dựa vào các yêu cầu kỹ thuật để xây dựng các ý tưởng về phương án kết cấu máy như hình dáng hình học, vật liệu, cơ cấu truyền động, dẫn hướng, ổ lăn, ổ trượt... Sau đó sử dụng phương pháp tổng hợp và phân tích lý thuyết nhằm so sánh, đánh giá và lựa chọn được phương án phù hợp nhất cho kết cấu máy. Sử dụng các phần mềm CAD (computer aided design) để thiết kế và xây dựng mô hình 3D cho kết cấu máy.

### 2.2 Phân tích dao động riêng của kết cấu máy

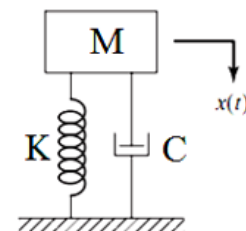
Xét mô hình máy CNC dạng giàn tổng quát như hình 1.



(a)



(b)



$$K = k_1 + k_2 + k_3 + k_4$$

$$C = c_1 + c_2 + c_3 + c_4$$

(c)

Hình 1. Mô hình thực tế kết cấu máy CNC dạng giàn (a), Mô hình vật lý (b) và Mô hình vật lý thu gọn (c)

Đáp ứng về đặc tính động lực học của kết cấu máy được đánh giá bằng kỹ thuật phân tích dao động riêng. Trong quá trình phân tích dao động riêng, tính chất vật liệu của mô hình, phần tử chia lưới, điều kiện biên... như là phân tích tĩnh. Phân tích dao động riêng không phụ thuộc vào điều kiện tải trọng, do đó không cần đặt tải vào mô hình.

Theo hình 1.c, mô hình động học của kết cấu máy được biểu diễn theo công thức sau:

$$M \{\ddot{x}\} + C \{\dot{x}\} + K \{x\} = 0 \quad (1)$$

Trong đó giảm chấn rất nhỏ nên trong phân tích dao động riêng có thể bỏ qua [16]. Công thức trên viết lại như sau:

$$M \{\ddot{x}\} + K \{x\} = 0 \quad (2)$$

Trong đó: M là khối lượng của kết cấu, K là ma trận độ cứng của kết cấu.

Khi xét đến ảnh hưởng của ứng suất ban đầu lên kết cấu, thì ma trận độ cứng của mô hình động học sẽ thay đổi. Công thức mô hình động học trở thành:

$$M \{\ddot{x}_1\} + (K + \Delta)\{x_1\} = 0 \quad (3)$$

$$(-\omega_i^2 M + K + \Delta)\{\varphi_i\} = 0 \quad (4)$$

Trong đó:  $\Delta$  là ma trận độ cứng của kết cấu khi chịu ứng suất ban đầu,  $\omega_i$  và  $\varphi_i$  là tần số góc và dạng dao động tương ứng với một tần số dao động riêng nhất định.

Từ công thức (4), tần số dao động riêng:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K + \Delta}{M}} \quad (5)$$

Theo công thức (5) thì tần số dao động riêng phụ thuộc vào khối lượng M và độ cứng K của kết cấu. Như vậy để điều chỉnh tần số dao động riêng của kết cấu máy thì cần thay đổi khối lượng M, kích thước tiết diện ngang của phần tử kết cấu, vật liệu của phần tử kết cấu và hình dạng của hệ kết cấu.

Tần số dao động riêng và dạng dao động có thể được tính bằng phương pháp phần tử hữu hạn.

### 2.3 Phân tích điều hòa (harmonic)

Phân tích harmonic từ các kết quả của phân tích dao động riêng nhằm tính toán đáp ứng của kết cấu trong một dải tần số nhất định. Các đáp ứng harmonic được đề cập ở đây là các đáp ứng của kết cấu khi kết cấu bị rung động dưới tác dụng của lực harmonic. Mô hình động học của kết cấu chịu lực harmonic:

$$M \{\ddot{x}_2\} + C \{\dot{x}_2\} + K \{x_2\} = \{F\} \quad (6)$$

Trong đáp ứng harmonic, lực kích thích sẽ thay đổi theo tần số góc  $\omega$  và giá trị của biên độ  $F_{max}$ :

$$\{F\} = \{F_{max} \sin(\omega t + \varphi_F)\} \quad (7)$$

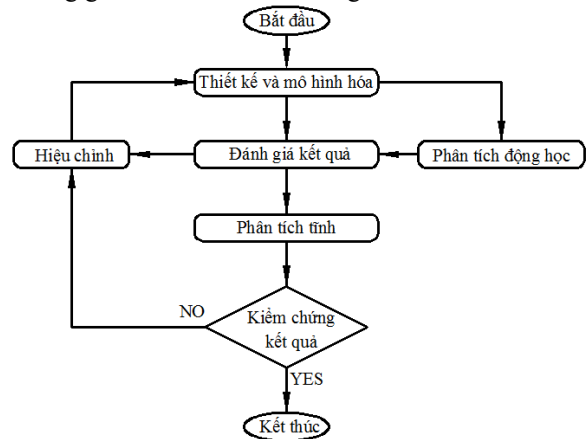
Đáp ứng của kết cấu phụ thuộc vào tần số góc  $\omega$  và giá trị của biên độ A2:

$$\{x_{2i}\} = \{A_{2i} \sin(\omega t + \varphi_2)\} \quad (8)$$

Tỉ số tương đối  $\frac{\{x_{2i}\}}{\{F\}}$  cho thấy các đặc tính động

học của kết cấu.

Quy trình đánh giá và hiệu chỉnh thiết kế cho kết cấu dạng giàn được minh họa trong hình 2.



Hình 2. Quy trình đánh giá và hiệu chỉnh thiết kế

## 3 MÔ PHỎNG TÍNH TOÁN

Nghiên cứu này chọn máy phay gỗ CNC có kết cấu dạng giàn với tốc độ quay lớn nhất của trục chính đạt đến 12000 vòng/phút và tần số dao động riêng của kết cấu máy trên 200Hz.

### 3.1 Mô hình kết cấu máy phay gỗ CNC

Đối với máy gia công gỗ, công thức tính công riêng của quá trình phay gỗ [17]:

$$Q = 70,3 - 50,2S_z + 13,6S_z^2 - 21,3h + 3,4h^2 + 2,1311\rho + 0,0160015\rho^2 + 5,306S_z h - 0,6752S_z\rho - 0,411h\rho$$

Trong đó: K là công riêng,  $S_z$  là lượng chạy dao răng ( $0,645 \text{ mm} \leq S_z \leq 1,935 \text{ mm}$ ), h là chiều sâu cắt ( $0,645 \text{ mm} \leq h \leq 1,935 \text{ mm}$ ),  $\rho$  là độ tù của dao ( $4 \mu\text{m} \leq \rho \leq 43 \mu\text{m}$ )

Chọn các thông số  $S_z = 0,7 \text{ mm}$ ,  $h = 3 \text{ mm}$ ,  $\rho = 40 \mu\text{m}$  thay vào công thức trên ta có:

$$Q = 62,3 \text{ (J/cm}^3\text{)}$$

Trong khi đó:

$$Q = \frac{60000 N}{bhnZS_z}$$

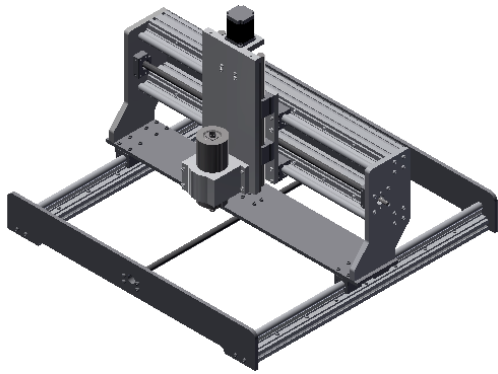
Với N là công suất cắt, b là bề rộng cắt, h là chiều sâu cắt, n là số vòng quay trục chính, z là số lưỡi dao,  $S_z$  là lượng chạy dao răng

Suy ra

$$N = \frac{QbhnZS_z}{6000} = 941 \text{ (W)}$$

Vậy chọn công suất trục chính là  $N = 1 \text{ KW}$

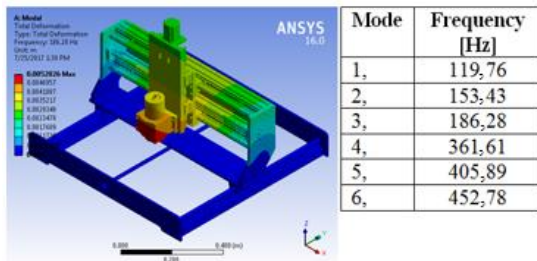
Sau khi thiết kế sơ bộ, mô hình thiết kế 3D của máy phay gỗ CNC được minh họa trong hình 3.



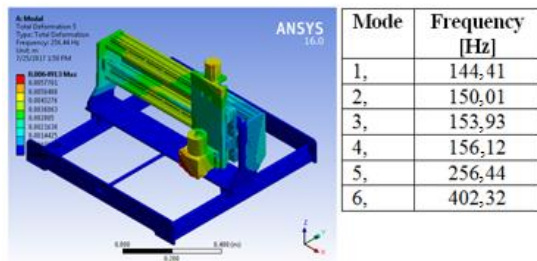
Hình 3. Mô hình kết cấu máy phay gỗ CNC

3.2 Phân tích dao động riêng của kết cấu máy

Trong thiết kế kết cấu máy CNC có kết cấu dạng giàn, khó khăn nhất là sự thay đổi vị trí của các bộ phận chuyển động trên dầm ngang. Các bộ phận chuyển động này làm thay đổi sự phân bố khối lượng và độ cứng của kết cấu máy. Sự thay đổi này làm thay đổi đặc tính động lực học của kết cấu tại các vị trí khác nhau trên dầm ngang. Do đó tần số tự nhiên của kết cấu máy thay đổi khi vị trí của các bộ phận chuyển động thay đổi. Việc phân tích dao động riêng ở các vị trí khác nhau của trục chính trên dầm ngang đã được thực hiện để xác định tần số thấp nhất như trong hình 4.



(a)



(b)

Hình 4. Phân tích động học kết cấu máy khi Trục chính ở vị trí chính giữa dầm ngang (a) và Trục chính ở một bên của dầm ngang (b)

Trên Hình 4 minh họa ảnh hưởng của các bộ phận chuyển động khi xác định tần số tự nhiên của kết cấu máy. Tần số tự nhiên nhỏ nhất khi trục chính nằm ở vị trí giữa của dầm ngang như hình 4a (trục X). Có nghĩa là vị trí này của trục chính là một vị trí quan trọng, vì lý do đó mà phân tích tiếp theo chỉ thực hiện ở vị trí này.

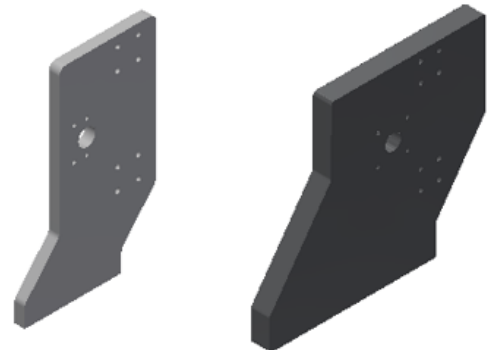
Với thiết kế ở trên, tần số dao động riêng nhỏ nhất của kết cấu là 119,76 Hz trong khi mục tiêu đưa ra là tần số dao động riêng phải lớn hơn 200Hz. Nghĩa là phải hiệu chỉnh thiết kế để tăng tần số dao động riêng cho kết cấu máy.



Trước

Sau

(a)



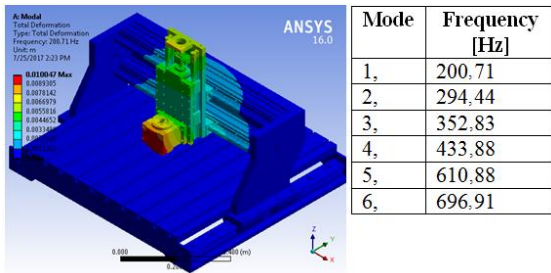
Trước

Sau

(b)

Hình 5. Hiệu chỉnh kích thước dầm ngang kết cấu máy (a) và kích thước cột đứng (b)

Để đạt được tần số dao động riêng phù hợp hay nói cách khác là kết cấu máy phải đủ độ cứng vững. Các kích thước tiết diện ngang của kết cấu máy như dầm ngang, cột đứng được hiệu chỉnh như hình 5. Quá trình hiệu chỉnh thiết kế để tăng độ cứng cho kết cấu được thực hiện lặp lại nhiều lần. Phân tích tần số dao động riêng cho thiết kế hiệu chỉnh cuối cùng như hình 6.



Hình 6. Phân tích động học kết cấu máy sau khi hiệu chỉnh thiết kế

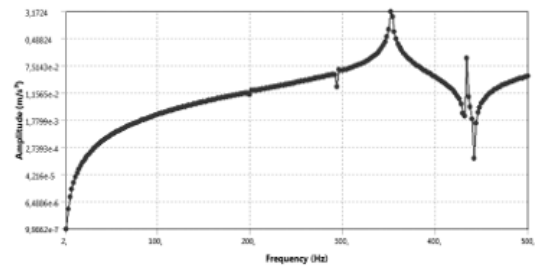
Trong hình 6, mode thứ nhất dao động xoắn theo trục X với tần số 200,71 Hz; Mode thứ 2 dao động uốn theo phương Y với tần số 294,44 Hz; Mode thứ 3 dao động tịnh tiến theo phương X với tần số 352,83 Hz; Mode thứ 4 dao động uốn theo phương Z với tần số 433,88 Hz; Mode thứ 5 dao động uốn và xoắn trong mặt phẳng YZ với tần số 610,88 Hz và Mode thứ 6 dao động xoắn theo trục Z với tần số 696,91 Hz;

### 3.3 Phân tích harmonic

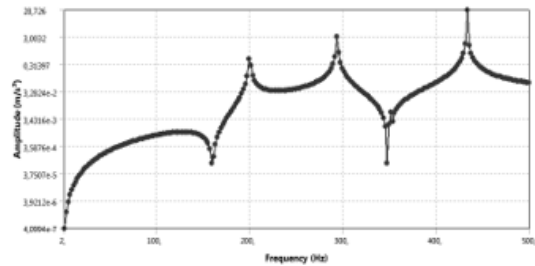
Phân tích điều hòa nhằm xác định đáp ứng của kết cấu chịu rung động khi máy đang vận hành trong miền giá trị [0-12.000] vòng/phút. Trong nghiên cứu này, trục chính của máy phay gỗ CNC có tốc độ 12.000 vòng/phút và công suất 1,0 kW. Do đó, tính được lực tại đầu trục chính hướng X và Y:  $F_X = F_Y = 200$  N, hướng trục Z:  $F_Z = 50$  N. Tần số lực kích thích trùng với tần số của động cơ trục chính và biên độ của lực kích động chính là các thành phần của lực cắt [5]

Phân tích đáp ứng điều hòa cho kết cấu máy được trình bày trong hình 7. Kết quả chuyển vị lớn nhất ở đầu trục chính trong miền tốc độ quay của trục chính là 0,037 mm.

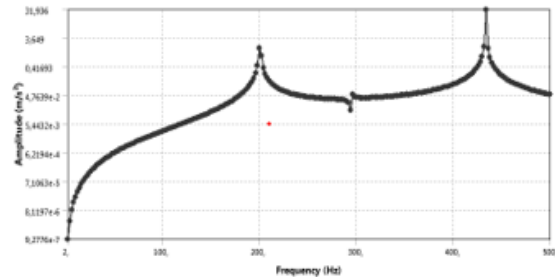
Trong quá trình làm việc máy xảy ra hiện tượng cộng hưởng theo phương X ở tần số thấp nhất là 352,83 Hz tương đương tốc độ của động cơ trục chính là 21169,8 vòng/phút như hình 7a, theo phương Y ở tần số thấp nhất là 200,71 Hz tương đương tốc độ của động cơ trục chính là 12042,6 vòng/phút như hình 7b, theo phương Z ở tần số thấp nhất là 200,71 Hz tương đương tốc độ của động cơ trục chính là 12042,6 vòng/phút như hình 7c.



(a)



(b)



(c)

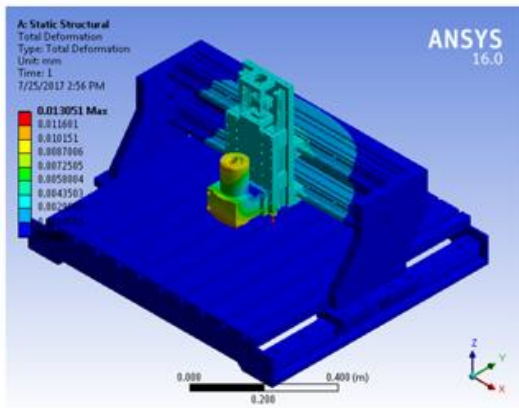
Hình 7. Phân tích harmonic kết cấu máy Phương X (a), phương Y (b) và phương Z (c)

### 3.4 Phân tích tĩnh

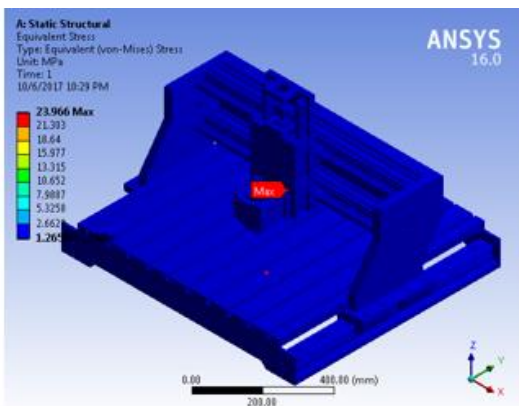
Các giá trị biến dạng của dầm ngang dưới trọng lượng của dầm và trọng lượng phần cụm chuyển động trên dầm đã được xác định. Kết quả là thấp và không ảnh hưởng đến độ chính xác của máy. Để kiểm tra giá trị biến dạng và ứng suất do lực cắt, công suất trục chính 1 kW và tốc độ trục chính 12.000 vòng/phút. Ứng suất và biến dạng lớn nhất được xác định bằng cách phân tích tĩnh. Kết quả phân tích được đưa ra trong hình 8.

Hình 8 chỉ ra rằng biến dạng lớn nhất trên đầu trục chính với lực cực đại là 0,013 mm so với mục tiêu chính xác là 0,05 mm là chấp nhận được.





(a)



(b)

Hình 8. Kết quả phân tích tĩnh Biến dạng (a) và Ứng suất (b)

#### 4 KẾT LUẬN

Bài báo trình bày việc thiết kế và phân tích máy CNC có kết cấu dạng giàn với tốc độ quay lớn nhất của trục chính đạt trong khoảng (6.000÷24.000) vòng/phút và tương ứng với tần số dao động riêng của kết cấu máy lớn hơn (100÷400) Hz.

Để điều chỉnh tần số dao động riêng của kết cấu máy thì cần thay đổi khối lượng M, kích thước tiết diện ngang của phần tử kết cấu, vật liệu của phần tử kết cấu và hình dạng của hệ kết cấu.

Với đối tượng nghiên cứu là máy phay gỗ CNC, phân tích dao động riêng được thực hiện cho kết cấu máy được thiết kế sơ bộ ban đầu và chỉ đạt được giá trị tần số dao động riêng ở mode đầu tiên là 119,76 Hz. Để tránh hiện tượng cộng hưởng thì số vòng quay cho phép lớn nhất của trục chính là 7.185,7 vòng/phút. Để tốc độ lớn nhất của trục chính đạt 12.000 vòng/phút tương ứng tần số dao động riêng trên 200 Hz, phải thực hiện hiệu chỉnh kích thước và hình dáng của dầm ngang, trụ đứng của kết cấu máy để tăng độ cứng.

Sau khi hiệu chỉnh kết cấu thì tần số dao động riêng của kết cấu ở mode dao động đầu tiên là 200,71 Hz. Với kết quả này, máy sẽ tránh được hiện tượng cộng hưởng dao động trong quá trình vận hành với tốc độ quay lớn nhất của động cơ trục chính đạt đến 12.000 vòng/phút.

Kết quả phân tích Harmonic cho thấy tổng chuyển vị của kết cấu chịu rung động khi máy đang vận hành trong miền giá trị [0-12.000] vòng/phút là 0,037 mm. Kết quả chuyển vị này nằm trong giới hạn cho phép. Nghĩa là độ cứng và khả năng chống rung động của kết cấu máy phù hợp, cho phép máy gia công đạt được chất lượng bề mặt gia công tốt nhất.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] J. Do Suh. (2008). Design and manufacture of hybrid polymer concrete bed for high-speed CNC milling machine. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 4(2), 113-121.
- [2] P. Albertelli, N. Cau, G. Bianchi, M. Monno. (2012). The effects of dynamic interaction between machine tool subsystems on cutting process stability. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 58(9), 923-932.
- [3] K. Fansen, Y. Junyi. (1999). Fuzzy dynamic response analysis of machine tool structure. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39(12), 1993-2002.
- [4] T. Murakami, T. Inoue, H. Shimura, M. Nakano, S. Sasaki. (2006). Damping and tribological properties of Fe-Si-C cast iron prepared using various heat treatments. *Materials Science and Engineering: A*, 432(1), 113-119.
- [5] G. Zhang, Y. Huang, W. Shi, W. Fu. (2003). Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(7), 699-706.
- [6] J. Dhupia, B. Powalka, R. Katz, A. G. Ulsoy. (2007). Dynamics of the arch-type reconfigurable machine tool. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(2), 326-334.
- [7] S. W. Lee, R. Mayor, J. Ni. (2006). Dynamic analysis of a mesoscale machine tool. *Journal of manufacturing science and engineering*, 128(1), 194-203.

- [8] M. Zaeh, D. Siedl. (2007). A new method for simulation of machining performance by integrating finite element and multi-body simulation for machine tools. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 56(1), 383-386.
- [9] H. Du, C. Zhao, W. Wu. (2014). Stability criteria based on argument principle of a general dynamical system in cutting process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 70(1-4), 747-753.
- [10] Z. Bai, Y. Zhao, W. Ma, H. Tian, Modal analysis for small satellite system with finite element method, in *Systems and Control in Aerospace and Astronautics*, 2008. ISSCAA 2008. 2nd International Symposium on, 2008, pp. 1-5.
- [11] D. Biermann, A. Baschin. (2009). Influence of cutting edge geometry and cutting edge radius on the stability of micromilling processes. *Production Engineering*, 3(4-5), 375.
- [12] D. Pingan, Y. Yating, G. Ezhong, L. Bo, "Finite element modeling for computer motherboard modal analysis," in *Mechatronics and Automation, 2005 IEEE International Conference*, 2005, pp. 2101-2105.
- [13] H. Yu, Y. Wang, H. Chen, H. Cun. (2012). Optimization for Machine Tool Column Combining Response Surface Model with Multi-Objective Genetic Algorithm [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 11, 017.
- [14] M. Alfano, L. Pagnotta. (2006). Determining the elastic constants of isotropic materials by modal vibration testing of rectangular thin plates. *Journal of*

*Sound and Vibration*, 293(1), 426-439.

- [15] B. J. Schwarz, M. H. Richardson. (1999). Experimental modal analysis. *CSI Reliability week*, 35(1), 1-12.

- [16] Piscan, I., Janssens, T., Pupaza, C. Dynamic parameter estimation of bolted assemblies.



**Nguyễn Hữu Lộc** đã nhận bằng đại học (1988) và tiến sĩ (1992) tại Đại học Quốc gia Công nghệ Belarus, Belarus. Ông là Phó giáo sư (2006), Giảng viên cao cấp, bộ môn Thiết kế Máy, Trưởng khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM. Các hướng nghiên

cứu của tác giả: thiết kế máy, mô hình hình học, thiết kế dựa trên độ tin cậy, tối ưu kết cấu...



**Trần Văn Thùy** nhận bằng đại học (2003) và bằng Thạc sĩ (2009) tại Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM. Tác giả đang là nghiên cứu sinh tiến sĩ tại Khoa Cơ khí, Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM. Ông là Giảng viên, Khoa Cơ khí, Khoa Kỹ thuật

- Công nghệ, Đại học Phạm Văn Đồng. Các hướng nghiên cứu của tác giả thiết kế và phân tích độ tin cậy, rung động kỹ thuật và tối ưu hóa các kết cấu.

# Advances in the dynamic characteristics of high-speed machine structure

Nguyen Huu Loc, Tran Van Thuy

**Abstract**—The quality of machining is dependent on the machine's dynamic behavior throughout the operating process. Because of the loads or vibration during operation, the rigidity of the machine structure can be reduced. Therefore, the study of advances in the dynamic characteristics has great significance for the development of machine tools, especially for high-speed machines. This paper presents the design and analysis of a rigid gantry structure with a spindle speed in the range of (6.000 ÷ 24.000)rpm, corresponding to the natural frequency of the machine structure more than (100 ÷ 400)Hz. Use CAE (computer-aided

engineering) analysis software to analyze the natural frequency of machine structure. The research results show that the machine structure will have good stiffness, high vibration resistance and avoid resonance to achieve the best machining surface. In addition, it is the basis for selection of cutting mode suitable for the machining process in order to improve the reliability and efficiency of work of the machine structure and the accuracy of the processed products.

*Keywords*—*Structural analysis, Vibration analysis, Natural frequency.*