

ẢNH HƯỞNG LỰC SIẾT MỐI GHÉP BULÔNG ĐẾN TẦN SỐ DAO ĐỘNG RIÊNG CỦA ĐẦU TRỤC CHÍNH MÁY CNC ROUTER

Trần Văn Thùy¹

TÓM TẮT

Mối ghép bulông là loại ghép có thể tháo được và được sử dụng rất phổ biến trong kết cấu máy CNC router. Đặc tính động lực học của mối ghép bulông ảnh hưởng rất lớn đến đặc tính động lực học của toàn bộ kết cấu máy. Bài báo này trình bày ảnh hưởng lực siết mối ghép bulông đến tần số dao động riêng của đầu trục chính máy CNC router. Phương pháp phần tử hữu hạn được sử dụng để phân tích tần số dao động riêng và đáp ứng điều hòa cho đầu trục chính máy CNC router với công cụ là phần mềm phân tích kỹ thuật CAE (Computer-Aided Engineering). Trong mô hình phân tích có tính đến độ cứng tiếp xúc, giảm chấn và lực siết mối ghép bulông. Kết quả phân tích đáp ứng điều hòa chỉ ra rằng khi tăng lực siết mối ghép bulông đến giá trị cho phép thì tần số dao động riêng của đầu trục chính theo hai hướng X và Y tăng tương ứng. Nghĩa là độ cứng vững của kết cấu thân máy tăng.

Từ khóa: Mối ghép ren, lực siết, dao động riêng, máy CNC router.

1. Tổng quan

Trong ngành công nghiệp đồ nội thất hiện đại, máy CNC router được sử dụng rộng rãi, vì đáp ứng được yêu cầu chất lượng ngày càng cao của sản phẩm và tính linh hoạt của quy trình sản xuất. Chất lượng và độ chính xác gia công của máy CNC router có thân máy được chế tạo từ kết cấu hàn hoặc kết cấu bulông không những phụ thuộc rất lớn vào chất lượng và độ chính xác của các bộ phận cấu thành máy mà còn phụ thuộc vào các mối ghép và chi tiết truyền động trong máy như mối ghép bu lông (bolts), mối ghép hàn (welds), đường dẫn hướng (linear guides), bộ truyền vítme bi (ball screw) [1, 2]... Các nghiên cứu chỉ ra rằng khoảng 60% tổng độ cứng vững và khoảng 90% tổng độ giảm xóc của kết cấu máy bắt nguồn từ các mối ghép và các chi tiết truyền động [3]. Việc nghiên cứu đặc tính động lực học của mối ghép ảnh hưởng đến đặc tính động lực học của toàn bộ máy CNC router là rất quan trọng. Các nghiên cứu về mối ghép chủ yếu tập trung vào mô hình động lực học của mối ghép, nhận dạng đặc điểm mối ghép và đặc tính động lực học của toàn bộ kết cấu máy CNC router dựa trên mối ghép [4-10].

Lin và cộng sự [11] đã thực hiện mô phỏng phần tử hữu hạn và thí nghiệm rung động cho thấy rằng khớp trượt dẫn hướng tuyến tính là yếu tố chính ảnh hưởng đến các đặc tính động lực học của hệ giàn và đầu trục chính. Với việc tăng lực siết của khớp dẫn hướng tuyến tính, các đặc tính động lực học của hệ trục chính-giàn có thể được cải thiện. Wu và cộng sự [12] đã giới thiệu lý thuyết tiếp xúc Hertzian và áp dụng độ cứng pháp tuyến cho các phần tử tiếp xúc trong mô hình phần tử hữu hạn tổng thể để nghiên cứu các đặc tính động lực học của các thanh dẫn hướng tuyến tính bị ảnh hưởng bởi tải trọng. Để dự đoán đặc tính động lực học của toàn bộ máy công cụ ở giai đoạn thiết kế, Zhang và cộng sự [13] đã thiết lập một mô hình về toàn bộ kết cấu máy bao gồm các phần tử như

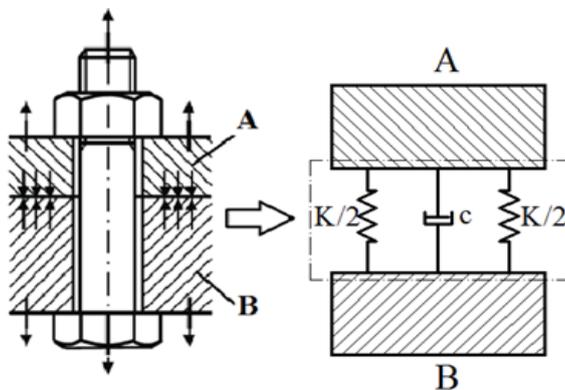
dầm, cột và các mối ghép. Dựa trên các thông số cơ bản của các mối ghép, thiết lập các phương trình động lực học của toàn bộ kết cấu máy bằng phương pháp tổng hợp.

Lực siết ban đầu của bulông là một thông số vận hành rất quan trọng của máy CNC router. Các nghiên cứu chỉ ra rằng lực siết ban đầu có ảnh hưởng lớn đến độ cứng và độ giảm chấn của các mối ghép máy CNC router [4, 8, 13-15]. Lực ban đầu của ổ lăn trục chính của máy CNC đã được thảo luận rộng rãi trong các nghiên cứu khác [15-17]. Các thiết bị điều khiển tải ban đầu thay đổi cho ổ lăn trục chính đã được đề xuất dựa trên lực ly tâm và lực điện từ [18, 19]. Đối với toàn bộ cấu trúc máy có ổ lăn, thanh dẫn hướng, vítme bi và mối ghép bulông thì điều quan trọng là phải phân tích mối quan hệ giữa lực siết trên mối ghép và độ cứng vững của đầu trục chính. Làm rõ mối quan hệ này sẽ hữu ích trong việc sử dụng lực siết hợp lý.

Bài báo này nhằm mục đích nghiên cứu ảnh hưởng của lực siết mối ghép bulông đến tần số dao động riêng hay độ cứng vững của đầu trục chính máy CNC router. Đối với điều này, bài báo đề xuất mô hình phân tích phần tử hữu hạn (FEM-Finite Element Method) của máy CNC router với sự tích hợp của mô hình hóa mối ghép bulông. Với FEM, độ cứng vững của đầu trục chính dưới các lực siết khác nhau được dự đoán.

2. Cơ sở lý thuyết

Mối ghép bulông tổng quát bao gồm phần tử A, phần tử B, bulông và đai ốc được mô phỏng như Hình 1.

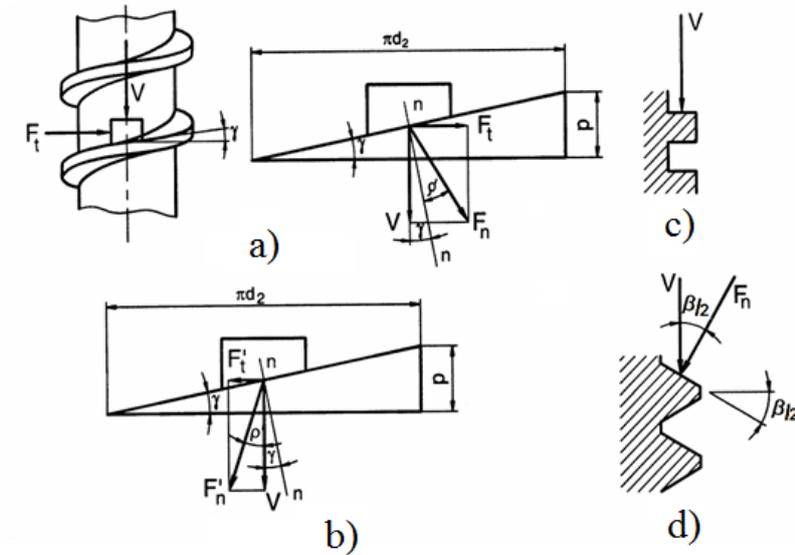


Hình 1. Mô phỏng mối ghép bulông

Theo lý thuyết khớp vít để siết bulông với lực siết dọc trục V (Hình 2) thì cần phải tạo mômen siết T_V , được xác định theo công thức (1):

$$T_V = T_{ms} + T_r \quad (1)$$

Trong đó: T_{ms} là mômen lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc của đai ốc, T_r là mômen lực tác dụng trên ren.



Hình 2. Điều kiện tải của mối ghép bulông [20]

T_{ms} và T_r được tính theo công thức (2) và (3):

$$T_{ms} = \frac{Vf}{2} \left(\frac{D_0 + d_0}{2} \right) \quad (2)$$

$$T_r = 0.5Vd_2 \tan(\gamma + \rho') \quad (3)$$

Trong đó: d_0 là đường kính lỗ lắp bulông, D_0 là đường kính ngoài mặt tựa của đai ốc, f là hệ số ma sát giữa đai ốc và chi tiết ghép.

Thay các biểu thức xác định T_r và T_{ms} vào công thức (1) ta có:

$$T_V = 0.5Vd_2 \left[\left(\frac{D_0 + d_0}{2d_2} \right) f + \tan(\gamma + \rho') \right] \quad (4)$$

Trong đó: d_2 là đường kính trung bình của ren, γ góc nâng ren vít, ρ' góc ma sát trên mặt ren.

Đối với mỗi mối ghép bulông, mối quan hệ giữa lực siết trước V và mô men siết trước T_V được xác định như sau:

$$T_V = 10^{-3} K V d \quad (5)$$

Trong đó: d là đường kính danh nghĩa của bulông; K là hệ số siết chặt phụ thuộc vào vật liệu, kích thước, ma sát bề mặt, ren bulông.

$$K = \frac{T_V}{Vd} = 0.5 \left(\frac{d_2}{d} \right) \left[\left(\frac{D_0 + d_0}{2d_2} \right) f + \tan(\gamma + \rho') \right] \quad (6)$$

Áp lực của mỗi ghép bulông được mô tả như công thức (7).

$$P = \frac{2T_V}{\left[D \tan(\gamma + \rho') + 2f \frac{D_0^3 - d_0^3}{3(D_0^2 - d_0^2)} \right] A} \quad (7)$$

Trong đó: A là diện tích mỗi ghép bu lông, D là đường kính danh nghĩa của đai ốc.

Nếu mỗi ghép có N bulông và giả sử lực siết của mỗi bulông là bằng nhau [20], áp lực của mỗi ghép bulông được tính theo Công thức (8):

$$P = \frac{2T_V}{\left[D \tan(\gamma + \rho') + 2f \frac{D_0^3 - d_0^3}{3(D_0^2 - d_0^2)} \right] AN} \quad (8)$$

Độ cứng vững và độ giảm chấn của mỗi ghép có thể được tính toán từ hàm của tham số tương đương trên một đơn vị theo công thức (9) và (10):

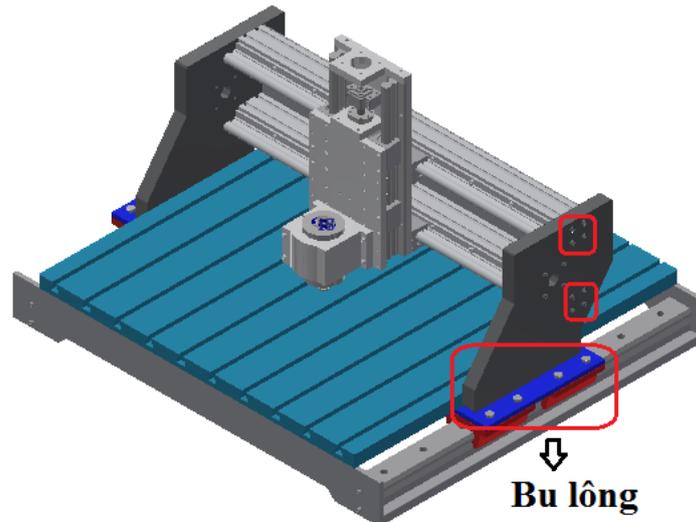
$$K_i = \iint k_i(P, S, f, R) dx dy \quad (9)$$

$$C_i = \iint c_i(P, S, f, R) dx dy \quad (10)$$

Trong đó: P, S, f lần lượt là áp suất tác dụng lên mỗi ghép bulông, diện tích bề mặt mỗi ghép và tần suất tải. R là hệ số liên quan đến đặc tính của vật liệu và phương pháp gia công bề mặt.

3. Mô phỏng tính toán

Có bốn loại mỗi ghép và chi tiết truyền động được sử dụng rất phổ biến trong kết cấu máy CNC router. Các mỗi ghép và chi tiết truyền động trong máy như mỗi ghép bulông, mỗi ghép hàn, đường dẫn hướng, bộ truyền vítme bi. Để thiết lập FEM chính xác của toàn bộ máy CNC router thì độ cứng vững và độ giảm chấn của khớp được xem xét. Bài báo này chủ yếu tập trung vào việc xác định đặc tính động lực học của mỗi ghép bulông. Mỗi ghép bulông là loại ghép có thể tháo được và được sử dụng trong kết cấu máy CNC router như Hình 3. Trong kết cấu này, mỗi cột đứng liên kết với con trượt bằng bốn bulông M8 và dầm ngang liên kết với mỗi cột đứng bằng tám bulông M6. Bulông M8 và M6 được chế tạo từ thép kết cấu có môđun đàn hồi $E = 2 \times 10^{11}$ Pa, Khối lượng riêng $\rho = 7830 \text{ kg/m}^3$ và hệ số Poisson $\nu = 0,32$.

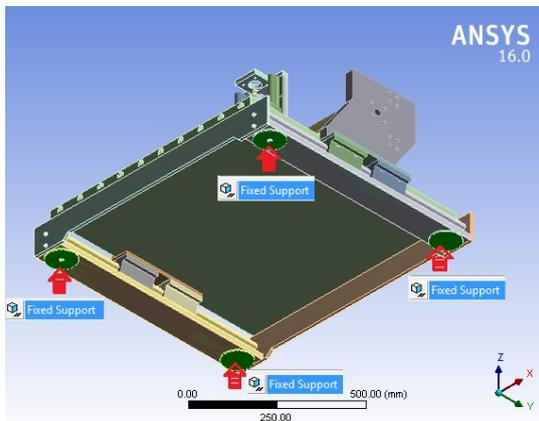


Hình 3. Kết cấu máy CNC router

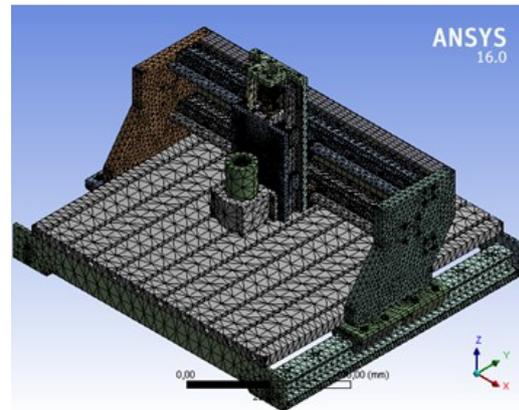
3.1. Phân tích dao động riêng

a. Mô hình FE của kết cấu thân máy

Phần mềm phân tích kỹ thuật ANSYS được sử dụng để phân tích dao động riêng cho kết cấu máy CNC. Quá trình thiết lập FEM của kết cấu máy CNC được thực hiện như Hình 4.



a. Điều kiện biên.



b. Mô hình lưới kết cấu.

Hình 4. Mô hình FE của kết cấu thân máy CNC router.

Vật liệu kết cấu thân máy là thép có mô đun đàn hồi $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Pa, khối lượng riêng $\rho = 7850$ kg/m³ và hệ số Poisson $\nu = 0,3$ [20]. Các loại mối ghép chính trong kết cấu máy CNC: Mối ghép bu lông, mối ghép hàn, đường dẫn hướng, bộ truyền vítme bi, trục và ổ đỡ.

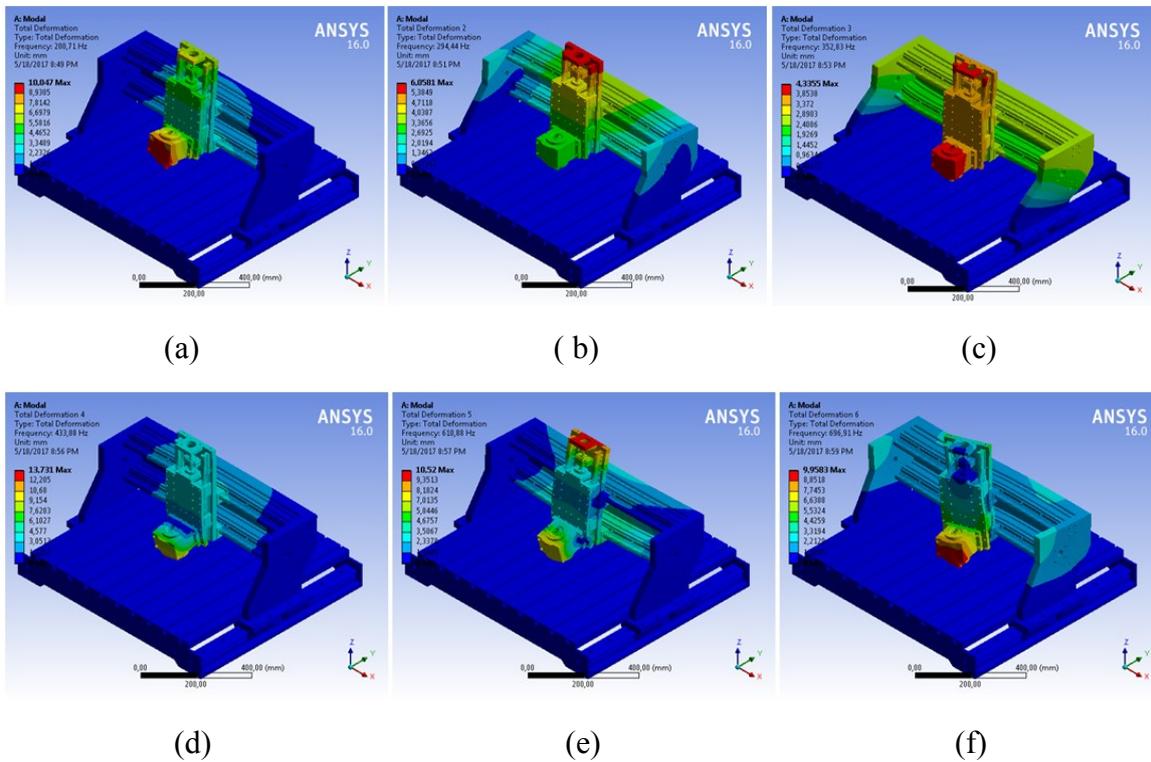
b. Phân tích dao động riêng

Phân tích dao động riêng được thực hiện để xác định tần số dao động riêng và dạng dao động. Theo đó, máy CNC router có thể tránh làm việc gần các tần số này trong quá trình gia công nhằm tránh hiện tượng cộng hưởng. Trong quá trình phân tích dao động

riêng, phần tử chia lưới, điều kiện biên, tính chất vật liệu của mô hình ... như là phân tích tĩnh.

Đối với kết cấu máy CNC có kết cấu dạng giàn, độ cứng vững của kết cấu máy phụ thuộc vào vị trí của các bộ phận chuyển động trên dầm ngang. Do đó khi vị trí của các bộ phận chuyển động thay đổi thì độ cứng vững của kết cấu máy thay đổi và làm cho tần số dao động riêng của kết cấu máy cũng thay đổi. Thực hiện phân tích dao động riêng ở 2 vị trí khác nhau của cụm trục chính trên dầm ngang, một vị trí sát biên và một vị trí chính giữa dầm ngang. Ta thấy tần số dao động riêng khi cụm trục chính nằm giữa nhỏ hơn khi cụm trục chính nằm một bên, có nghĩa là vị trí giữa 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.

Kết quả phân tích dao động riêng cho kết cấu máy được thể hiện trong Hình 5.



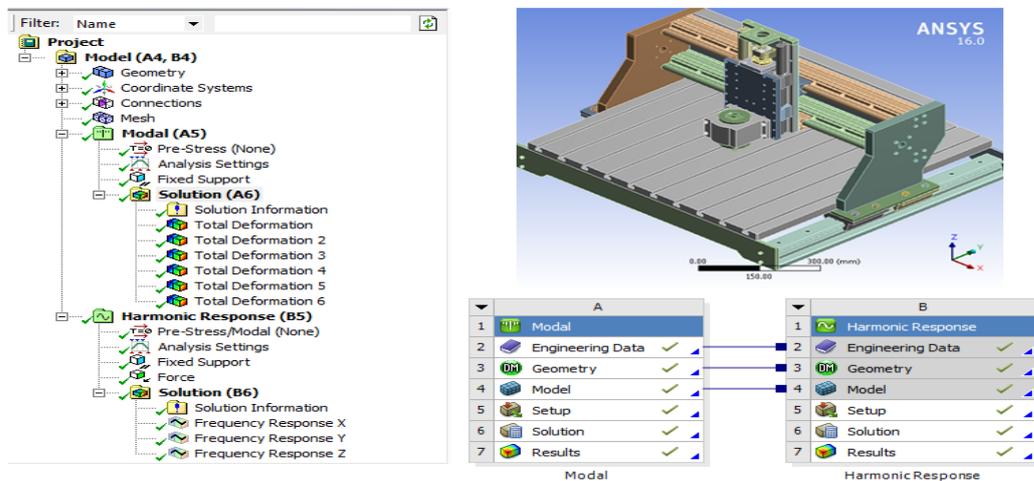
Hình 5. Phân tích tần số dao động riêng

Phân tích dao động riêng được thực hiện để dự đoán các đặc tính động lực học của kết cấu máy bao gồm tần số dao động riêng và dạng dao động. Dựa vào tần số dao động riêng, máy CNC router có thể tránh làm việc ở tần số cộng hưởng (hay tần số dao động riêng) trong quá trình gia công. Các dạng dao động biểu thị độ rung của toàn bộ máy, phụ thuộc vào sự kích thích và sự dịch chuyển tương đối giữa các thành phần khác nhau và dạng dao động cho thấy các bộ phận máy kém cứng vững. Tập trung vào các tần số dưới 500 Hz, các dạng dao động cơ bản của máy CNC router được nghiên cứu được mô tả trong Hình 5. Như mô tả trong Hình 5a, đầu máy có chuyển động quay quanh trục X ở tần số tự nhiên đầu tiên là 200,71 Hz. Dầm ngang và đầu máy có chuyển động lắc lư trong mặt phẳng YZ ở tần số 294,44 Hz như thể hiện trong Hình 5b. Cột có rung động

uốn trong mặt phẳng XZ ở tần số 352,83 Hz như thể hiện trong Hình 5c. Dầm ngang có rung động uốn trong mặt phẳng XZ ở tần số 433,88 Hz như thể hiện trong Hình 5d. Thanh ngang và đầu máy quay quanh trục X với tần số 610,88 Hz như thể hiện trong Hình 5e. Đầu máy quay quanh trục Z với tần số 696,91 Hz như thể hiện trong Hình 5f.

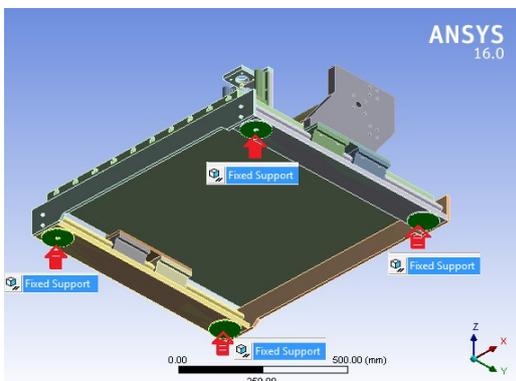
3.2. Ảnh hưởng của lực siết bulông

Phân tích đáp ứng điều hòa được thực hiện để xác định biên độ dao động của đầu trục chính máy CNC như Hình 6. Trong đó, 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 và với chế độ cắt cực đại: $n = 6000$ vg/ph, $t = 2,5$ mm và $s = 0,5$ mm/răng tính được lực tại đầu trục chính hướng X và Y: $F_X = F_Y = 390$ N, hướng trục Z: $F_Z = 215$ N.

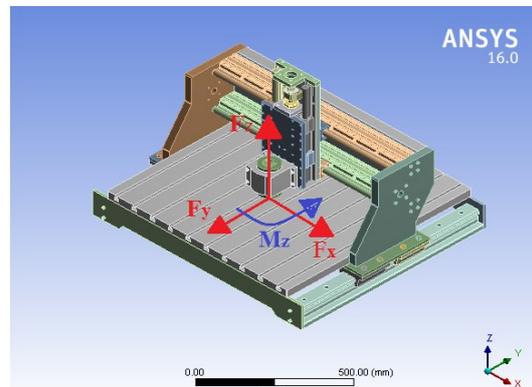


Hình 6. Phân tích đáp ứng điều hòa

Điều kiện biên: Để phân tích kết cấu máy, điều kiện biên như Hình 7. Trong đó chân đế của kết cấu máy liên kết với nền máy là liên kết ngàm. Thành phần lực cắt F_x , F_y , F_z và M_z được đặt ở đầu trục chính.



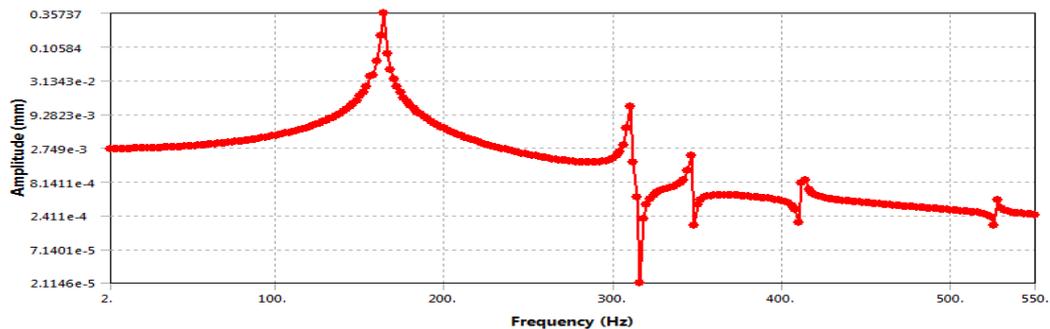
a. Liên kết ngàm



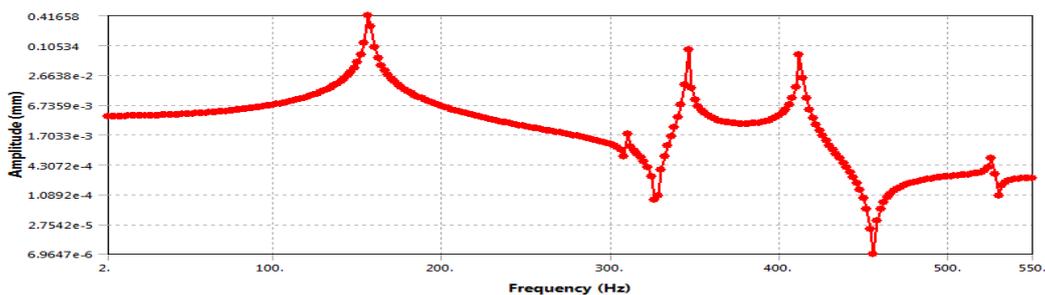
b. Điểm đặt lực

Hình 7. Điều kiện biên

Kết quả phân tích cho trường hợp lực siết bu lông $F_b = 5$ kN như đồ thị Hình 8.



a. Phương X



b. Phương Y

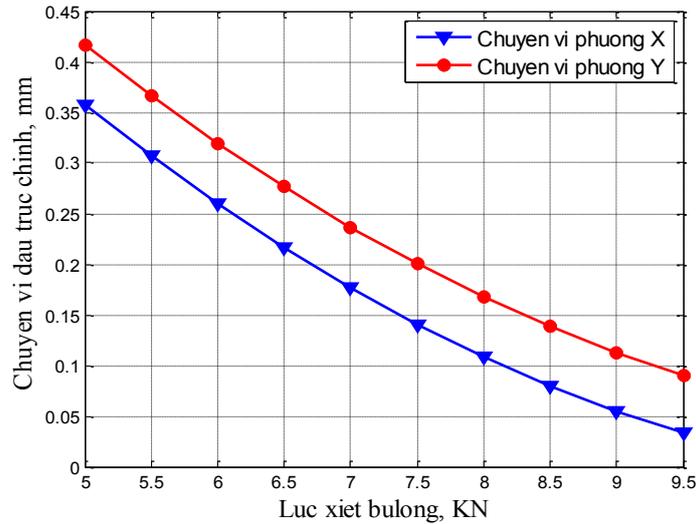
Hình 8. Phân tích harmonic kết cấu máy với lực siết 5 kN.

Bảng 1. Kết quả phân tích đáp ứng điều hòa

STT	Lực siết, kN	Biên độ dao động của đầu trục chính, mm	
		u_{xmax}	u_{ymax}
1	5,0	0,357	0,416
2	5,5	0,305	0,363
3	6,0	0,261	0,324
4	6,5	0,217	0,271
5	7,0	0,182	0,246
6	7,5	0,133	0,197
7	8,0	0,115	0,169
8	8,5	0,074	0,132
9	9,0	0,053	0,115
10	9,5	0,036	0,092

Từ đồ thị Hình 8, xác định được giá trị chuyển vị của đầu trục chính tương ứng với lực siết 5 kN: $u_{xmax} = 0,357$ mm và $u_{ymax} = 0,416$ mm. Phân tích đáp ứng điều hòa tương tự cho các giá trị lực siết bulông khác nhau, ta thu được kết quả chuyển vị của đầu trục chính theo các lực siết khác nhau như Bảng 1.

Kết quả phân tích mối quan hệ của chuyển vị của đầu trục chính theo các lực siết khác nhau trong Bảng 1 được thể hiện bằng đồ thị như Hình 9.



Hình 9. Chuyển vị đầu trục chính

Kết quả từ đồ thị chỉ ra rằng khi tăng lực siết mỗi ghép bu lông đến giá trị cho phép thì biên độ dao động của đầu trục chính theo hai hướng X và Y giảm tương ứng. Nghĩa là độ cứng vững của kết cấu thân máy tăng. Như vậy chọn giá trị lực siết bulông phù hợp sẽ góp phần nâng cao độ cứng vững của kết cấu thân máy. Độ cứng vững thường được sử dụng như một chỉ số để đánh giá các đặc tính cơ học của kết cấu máy CNC router.

4. Kết luận

Bài báo trình bày ảnh hưởng lực siết mỗi ghép bulông đến tần số dao động riêng của đầu trục chính của máy CNC router. Phương pháp FE được sử dụng để phân tích dao động riêng và đáp ứng điều hòa cho kết cấu máy CNC với công cụ là phần mềm ANSYS và với vật liệu là thép có khối lượng riêng $\rho = 7850$ kg/m³, môđun đàn hồi $E = 2,1.10^{11}$ Pa và hệ số Poisson $\nu = 0,3$. Trong mô hình có tính đến độ cứng tiếp xúc, giảm chấn và lực siết mỗi ghép bulông.

Phân tích dao động riêng được thực hiện để xác định tần số dao động riêng và dạng dao động. Như mô tả trong Hình 5a, đầu máy có chuyển động quay quanh trục X ở tần số tự nhiên đầu tiên là 200,71 Hz. Dầm ngang và đầu máy có chuyển động lắc lư trong mặt phẳng YZ ở tần số 294,44 Hz như thể hiện trong Hình 5b. Cột có rung động uốn trong mặt phẳng XZ ở tần số 352,83 Hz như thể hiện trong Hình 5c. Dầm ngang có rung động uốn trong mặt phẳng XZ ở tần số 433,88 Hz như thể hiện trong Hình 5d. Thanh ngang và

đầu máy quay quanh trục X với tần số 610,88 Hz như thể hiện trong Hình 5e. Đầu máy quay quanh trục Z với tần số 696,91 Hz như thể hiện trong Hình 5f.

Thực hiện phân tích ảnh hưởng của lực siết mối ghép bulông đến tần số dao động riêng của đầu trục chính máy CNC router. Kết quả phân tích đáp ứng điều hòa chỉ ra rằng lực siết mối ghép bulông có tác động đáng kể đến tần số dao động riêng của đầu trục chính máy CNC router. Kết quả từ đồ thị cho thấy khi tăng lực siết mối ghép bulông đến giá trị cho phép thì tần số dao động riêng của đầu trục chính theo hai hướng X và Y tăng tương ứng. Nghĩa là độ cứng vững của kết cấu thân máy tăng. Như vậy chọn giá trị lực siết bulông phù hợp sẽ góp phần nâng cao độ cứng vững của kết cấu thân máy. Độ cứng vững thường được sử dụng như một chỉ số để đánh giá các đặc tính cơ học của kết cấu máy CNC router.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. S. W. Lee, R. Mayor, and J. Ni, "Dynamic analysis of a mesoscale machine tool," *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 128, pp. 194-203, 2006.
- [2]. Y. Liang, W. Chen, Q. Bai, Y. Sun, G. Chen, Q. Zhang, *et al.*, "Design and dynamic optimization of an ultraprecision diamond flycutting machine tool for large KDP crystal machining," *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 69, pp. 237-244, 2013.
- [3]. G. Zhang, Y. Huang, W. Shi, and W. Fu, "Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 43, pp. 699-706, 2003.
- [4]. K. Mao, B. Li, J. Wu, and X. Shao, "Stiffness influential factors-based dynamic modeling and its parameter identification method of fixed joints in machine tools," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 50, pp. 156-164, 2010.
- [5]. Y. Lin and W. Chen, "A method of identifying interface characteristic for machine tools design," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 255, pp. 481-487, 2002.
- [6]. H. Hwang, "Identification techniques of structure connection parameters using frequency response functions," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 212, pp. 469-479, 1998.
- [7]. T. Yang, S.-H. Fan, and C.-S. Lin, "Joint stiffness identification using FRF measurements," *Computers & structures*, vol. 81, pp. 2549-2556, 2003.
- [8]. D.-S. Li, Y.-D. Zhang, and P. Wang, "Dynamic model of machine joints based on structural damping," *Zhendong yu Chongji (Journal of Vibration and Shock)*, vol. 29, pp. 204-208, 2010.
- [9]. J. P. Hung, "Load effect on the vibration characteristics of a stage with rolling guides," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 23, pp. 89-99, 2009.

- [10]. J.-P. Hung, Y.-L. Lai, T.-L. Luo, and H.-C. Su, "Analysis of the machining stability of a milling machine considering the effect of machine frame structure and spindle bearings: experimental and finite element approaches," *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 68, 2013.
- [11]. C. Y. Lin, J. P. Hung, and T. L. Lo, "Effect of preload of linear guides on dynamic characteristics of a vertical column–spindle system," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 50, pp. 741-746, 2010.
- [12]. J. S.-S. Wu, J.-C. Chang, and J.-P. Hung, "The effect of contact interface on dynamic characteristics of composite structures," *Mathematics and Computers in Simulation*, vol. 74, pp. 454-467, 2007.
- [13]. G. Zhang, W. Shi, and Y. Huang et al., " Modeling and analysis method of dynamical characteristics for a whole machine tool structure (in Chinese)," *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, vol. 35, pp. 1834-1837, 2001.
- [14]. C. C. Wei, J. F. Lin, and J.-H. Horng, "Analysis of a ball screw with a preload and lubrication," *Tribology International*, vol. 42, pp. 1816-1831, 2009.
- [15]. Y. Cao and Y. Altintas, "A general method for the modeling of spindle-bearing systems," *Journal of Mechanical Design*, vol. 126, pp. 1089-1104, 2004.
- [16]. Y.-K. Hwang and C.-M. Lee, "A review on the preload technology of the rolling bearing for the spindle of machine tools," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, vol. 11, pp. 491-498, 2010.
- [17]. S. Jiang and H. Mao, "Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 50, pp. 19-28, 2010.
- [18]. Y. K. Hwang and C. M. Lee, "Development of automatic variable preload device for spindle bearing by using centrifugal force," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 49, pp. 781-787, 2009.
- [19]. Y. K. Hwang and C. M. Lee, "Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 50, pp. 253-259, 2010.
- [20]. H. L. Nguyen, "Fundamental of machine design", National University publisher HCMC, Viet Nam, 2016.

THE EFFECTS OF BOLT TIGHTENING FORCE ON SPINDLE NATURAL VIBRATION FREQUENCY OF CNC ROUTER MACHINE

Tran Van Thuy¹

ABSTRACT

Bolted joints are removable joints and are commonly used in CNC router machine structures. The characteristics of bolted joints greatly affect the dynamic characteristics of the entire machine structure. This paper presents the influence of bolted joint tightening force on the natural vibration frequency of the spindle head of CNC router machines. The finite element method is used to analyze the natural vibration frequency and harmonic response for CNC machine structures with the tool of CAE engineering analysis software. The model takes into account contact stiffness, damping and bolted joint tightening force. The results of harmonic response analysis show that when the bolt tightening force is increased to the allowable value, the natural vibration frequency of the spindle head of CNC router machines in the two directions X and Y increases accordingly. That means the stiffness of the machine structure increases.

Keywords: Bolted joints, tightening force, natural vibration frequency, CNC router machines.



¹Khoa KTCN, Trường Đại học Phạm Văn Đồng; Email: tvthuy@pdu.edu.vn.