

THIẾT KẾ SƠ BỘ VÀ KIỂM CHỨNG SỐ GIẢM CHẤN KHỐI LƯỢNG TÍCH HỢP TRONG BẦU KẸP NHẪM HẠN CHẾ RUNG ĐỘNG KHI PHAY CNC

HUYỀN DIỆP CHÍ KHANG¹ - PHAN VĨNH LỘC¹ - NGUYỄN TƯỜNG LONG^{1*}

¹ Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

Ho Chi Minh City University of Technology

Vietnam National University, Ho Chi Minh City, Vietnam

*Tác giả liên hệ - Email: ntlong@hcmut.edu.vn

Ngày nhận bài: 6/7/2026

Ngày sửa bài: 20/7/2026

Ngày duyệt đăng bài: 3/8/2026

Tóm tắt:

Nghiên cứu đề xuất quy trình thiết kế sơ bộ và kiểm chứng số bộ giảm chấn khối lượng điều chỉnh (TMD) dạng vòng đồng trục, có tích hợp trong bầu kẹp BT40-ER32, nhằm hạn chế rung động tự kích khi phay CNC. Trục rỗng đồng nhất được sử dụng làm mô hình chuẩn để đối chiếu giữa lý thuyết dầm Euler-Bernoulli, mô phỏng phần tử hữu hạn ANSYS và mô hình động lực học MATLAB. Tần số uốn bậc nhất theo lý thuyết đạt 249.69 Hz, trong khi ANSYS cho kết quả là 241.89 Hz, tương ứng sai lệch 3,12%; sai lệch hội tụ lưới nhỏ hơn 0,02%. Mode mục tiêu được quy đổi về hệ một bậc tự do tương đương với khối lượng 0.6463 kg và độ cứng 1.4930×10^6 N/m, TMD có khối lượng 0.0162 kg, độ cứng 41128.78 N/m và hệ số cản 5.895 N·s/m. Mô hình hai bậc tự do cho thấy đỉnh hàm đáp ứng chuyển vị giảm 57,3%, độ lớn cực tiểu của phần thực âm giảm 74,2% và giới hạn ổn định chuẩn hóa tăng 3.88 lần. Kết quả tạo cơ sở cho việc tối ưu hóa, mô phỏng và chế tạo thử nghiệm TMD tích hợp trong bầu kẹp.

Từ khóa: bộ giảm chấn khối lượng, rung động tự kích, bầu kẹp dao, hàm tần số, phay CNC.

Preliminary design and numerical verification of a coaxial tuned mass damper integrated into a tool holder for CNC milling chatter mitigation

Abstract:

This study presents the preliminary design and numerical verification of a coaxial ring-type tuned mass damper (TMD) integrated into a BT40-ER32 tool holder to mitigate chatter in CNC milling. A uniform hollow shaft was used to validate Euler-Bernoulli beam theory against ANSYS finite element analysis and MATLAB dynamic simulation. The first bending frequency was 249.69 Hz analytically and 241.89 Hz numerically, corresponding to a 3.12% deviation, while mesh-convergence variation remained below 0.02%. The target mode was reduced to an equivalent single-degree-of-freedom system, and the designed TMD had a mass of 0.0162 kg, stiffness of 41,128.78 N/m, and damping coefficient of 5.895 N·s/m. The model predicted a 57.3% reduction in peak receptance and a 3.88-fold increase in normalized stability limit.

Keywords: tuned mass damper, chatter vibration, tool holder, frequency response function, CNC milling

1. Đặt vấn đề

Trong phay CNC, rung động tự kích tái sinh làm suy giảm chất lượng bề mặt, tăng tải trọng động, rút ngắn tuổi thọ dao và giới hạn năng suất gia công. Hiện tượng này phát sinh do vết lượn sóng giữa các lượt cắt làm chiều dày phoi biến thiên và biên độ rung tăng nhanh. Vì vậy, đặc tính động lực học của cụm trục chính-bầu kẹp-dao và hàm đáp ứng tần số tại đầu dao (FRF) là cơ sở quan trọng để dự đoán miền cắt ổn định (Altintas & Budak, 1995; Budak et al., 2006). Bộ giảm chấn khối lượng điều chỉnh (TMD) là giải pháp thụ động có kết cấu đơn giản, chi phí thấp và thuận lợi cho việc tích hợp vào hệ thống gia công. Đối với rung động tự kích, mục tiêu thiết kế không chỉ là giảm đỉnh $|G|$ mà còn phải đưa cực tiểu phần thực âm $\text{Re}[G]$ tiến gần về 0, do đại lượng này liên hệ trực tiếp với chiều sâu cắt tối hạn (Yang et al., 2010).

Các nghiên cứu trước chủ yếu tập trung vào dụng cụ phay có độ mảnh lớn. Việc tích hợp TMD vòng đồng trục trong bầu kẹp BT40-ER32 vẫn cần được nghiên cứu dưới các ràng buộc về không gian bố trí, chiều dày thành, độ cứng uốn và cân bằng khối lượng khi quay (Ma, Yu, et al., 2021). Nghiên cứu này đề xuất quy trình thiết kế sơ bộ và kiểm chứng số TMD vòng đồng trục tích hợp trong bầu kẹp BT40-ER32. Mô hình trục rỗng chuẩn được dùng để đối chiếu giữa lý thuyết dầm Euler-Bernoulli, ANSYS và MATLAB. Dạng uốn chi phối được quy đổi thành hệ tương đương để xác định các thông số TMD. Hiệu quả giảm rung được đánh giá thông qua đỉnh $|G|$, cực tiểu $\text{Re}[G]$ và hệ số ổn định chuẩn hóa, làm cơ sở cho tối ưu hóa hình học và kiểm chứng thực nghiệm tiếp theo.

2. Cơ sở lý thuyết và phương pháp nghiên cứu

2.1. Cơ sở lý thuyết

Cụm bầu kẹp và dao cắt có thể được quy đổi thành hệ một bậc tự do. Mô hình dầm công-xôn chịu lực tập trung tại đầu tự do độ cứng tĩnh đầu mút được xác định bởi:

$$k_{tip} = \frac{F}{\delta} = \frac{3EI}{L^3} \quad (1)$$

Công thức (1) cho thấy, chiều dài nhô L ảnh hưởng theo lũy thừa ba, trong khi mô men quán tính tiết diện I phụ thuộc mạnh vào đường kính. Việc tạo hốc TMD phải đồng thời thỏa mãn yêu cầu không gian cho khối lượng và yêu cầu duy trì độ cứng uốn của bầu kẹp, đáp ứng chuyển vị tại đầu dao là tỷ số giữa chuyển vị phức và lực kích thích trong miền tần số:

$$G_0(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k_s m_s \omega^2 + i c_s \omega} \quad (2)$$

Đại lượng $|G(\omega)|$ phản ánh độ nhạy dao động của hệ, trong khi $\text{Re}[G(\omega)]$ liên quan trực tiếp đến điều kiện mất ổn định tái sinh:

$$a_{lim} = -\frac{1}{2K_u \text{Re}[G(\omega_c)]} \quad (3)$$

Mô hình hai bậc tự do của hệ chính TMD, khi được tích hợp hệ chuyển thành mô hình hai bậc tự do. Với x_s và x_d lần lượt là chuyển vị của hệ chính và khối lượng TMD, phương trình chuyển động:

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s + c_d (\dot{x}_s - \dot{x}_d) + k_d (x_s - x_d) = F(t) \quad (4)$$

$$m_d \ddot{x}_d + c_d (\dot{x}_d - \dot{x}_s) + k_d (x_d - x_s) = 0 \quad (5)$$

3 tham số thiết kế chính của TMD gồm tỉ số khối lượng μ , tỉ số tần số β và hệ số cản tương đối ζ .

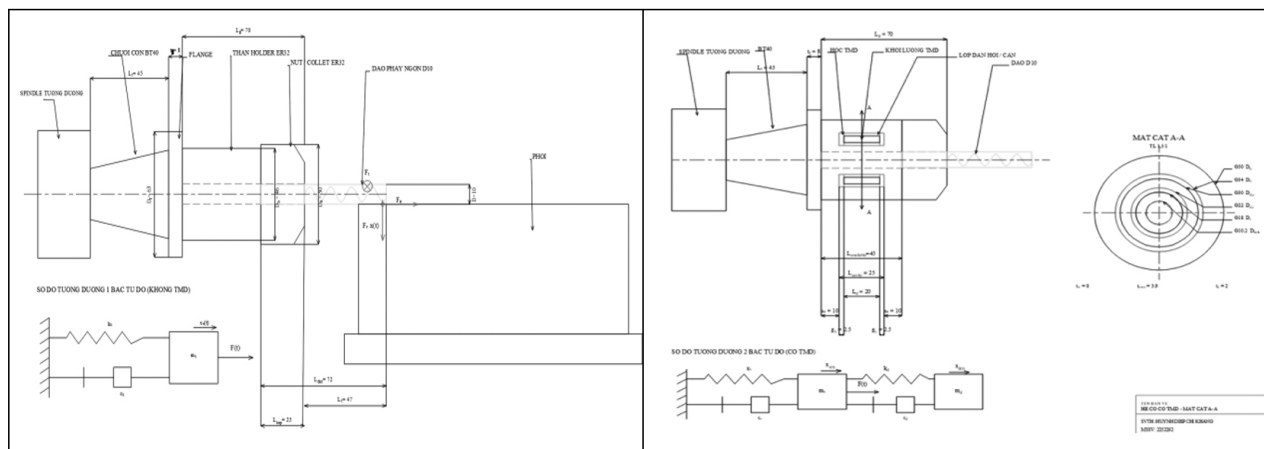
$$\mu = \frac{m_d}{m_s}; \quad \beta = \frac{\omega_d}{\omega_s}; \quad k_d = m_d \omega_d^2; \quad c_d = 2\zeta_d \sqrt{k_d m_d} \quad (6)$$

RCSA được xem là cơ sở phương pháp luận và hướng mở rộng cho mô hình đầy đủ trục chính - bầu kẹp - dao cắt. Nghiên cứu hiện tại, mode chi phối được quy đổi về hệ một bậc tự do tương đương để thiết kế sơ bộ TMD.

2.2. Mô hình và giả thuyết nghiên cứu

Nghiên cứu khảo sát 2 cấu hình: cụm bầu kẹp - dao cắt không có TMD và cụm bầu kẹp - dao cắt có TMD vòng đồng trục bố trí trong thân bầu kẹp. Một đầu trục rỗng được gắn liền kết ngàm để đại diện vùng gá vào trục chính, tại đỉnh dao đặt lực điều hòa 1N theo trục x. Dải tần số khảo sát là 10-500 Hz. 3 mức lưới 8 mm, 5 mm và 3 mm được khảo sát để kiểm tra hội tụ.

Hình 1. Cấu hình bầu kẹp - dao cắt



(a) không TMD

(b) TMD vòng đồng trục

2.3. Phương pháp nghiên cứu

Quy trình nghiên cứu gồm 4 giai đoạn: Xây dựng mô hình ống rỗng chuẩn để kiểm tra lý thuyết, điều kiện biên, hội tụ lưới và nhận dạng dao động mục tiêu. Xác định md, kd và cd của TMD từ tần số mode nguy hiểm. Mở rộng sang bầu kẹp BT40-ER32 và thiết kế hóc TMD đồng trục. So sánh hệ có và không có TMD qua hàm tần số và hệ số ổn định cắt.

Bảng 1. Thông số mô hình tiêu chuẩn ống rỗng

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài ống rỗng	L	360	mm
Đường kính ngoài	D_o	40	mm
Đường kính trong	D_i	20	Mm
Mô đun đàn hồi	E	210	GPa
Khối lượng riêng	ρ	7.850	kg/m ³
Hệ số Poisson	ν	0.30	-
Hệ số cản modal	ζ_s	0.02	-
Vật liệu structural steel			

3. Kết quả và thảo luận

3.1. Kết quả

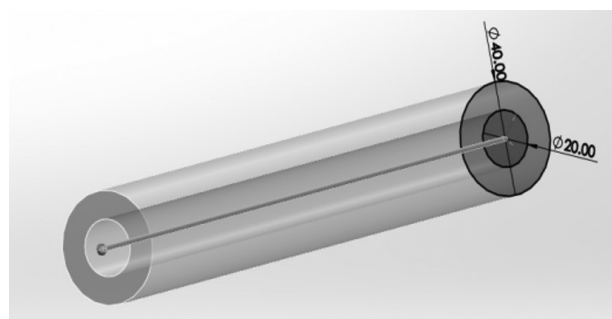
Bảng 2. Kết quả tính tay của mô hình tiêu chuẩn

Đại lượng	Biểu thức	Giá trị
Diện tích tiết diện	$A = \pi(D_o^2 - D_i^2)/4$	$9.42478 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

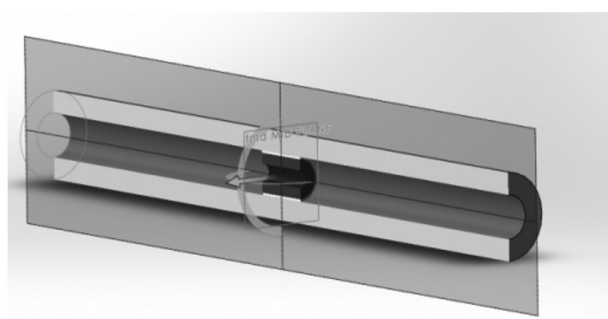
Mô men quán tính uốn	$I = \pi(D_o^4 - D_i^4)/64$	$1.17810 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
Mô men quán tính cực	$J = \pi(D_o^4 - D_i^4)/32$	$2.35619 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
Khối lượng toàn bộ	$m = \rho AL$	2.66344 kg
Độ cứng đầu mút	$k_{tip} = 3EI/L^3$	$1.59079 \times 10^6 \text{ N/m}$
Độ võng với 1 N	$\delta = F/k_{tip}$	0.000628617 mm
Khối lượng tương đương mode 1	$m_{eq} = 0.2427m$	0.646343 kg
Tần số Euler-Bernoulli	$f_1 = \lambda_1^2 / (2\pi L^2) \cdot \sqrt{EI/(\rho A)}$ $\lambda_1 = 1,875104$	249.6869 Hz

Tần số riêng sơ bộ của dao động uốn thứ nhất là 249.7 Hz. Kết quả phần tử hữu hạn tại lưới 5 mm là 241.89 Hz, chênh lệch khoảng 3,12%. Sai số này hợp lý ở giai đoạn kiểm chứng vì mô hình đảm sử dụng tiết diện và điều kiện ngàm lý tưởng, trong khi mô hình phần tử hữu hạn giữ đặc trưng hình học ba chiều và phân bố khối lượng chi tiết hơn.

Hình 2. Mô hình tiêu chuẩn 1 bậc



(a) ống rỗng



(b) có TMD

Bảng 3. Kết quả kiểm tra hội tụ lưới của mô hình tiêu chuẩn

Kích thước phần tử	Số nút	Số phần tử	Tần số mode 1	Sai lệch so với lưới 3 mm
8 mm	5.488	1.080	241.87 Hz	0.008%
5 mm	17.746	3.312	241.89 Hz	0.016%
3 mm	79.204	16.800	241.85 Hz	Mốc tham chiếu

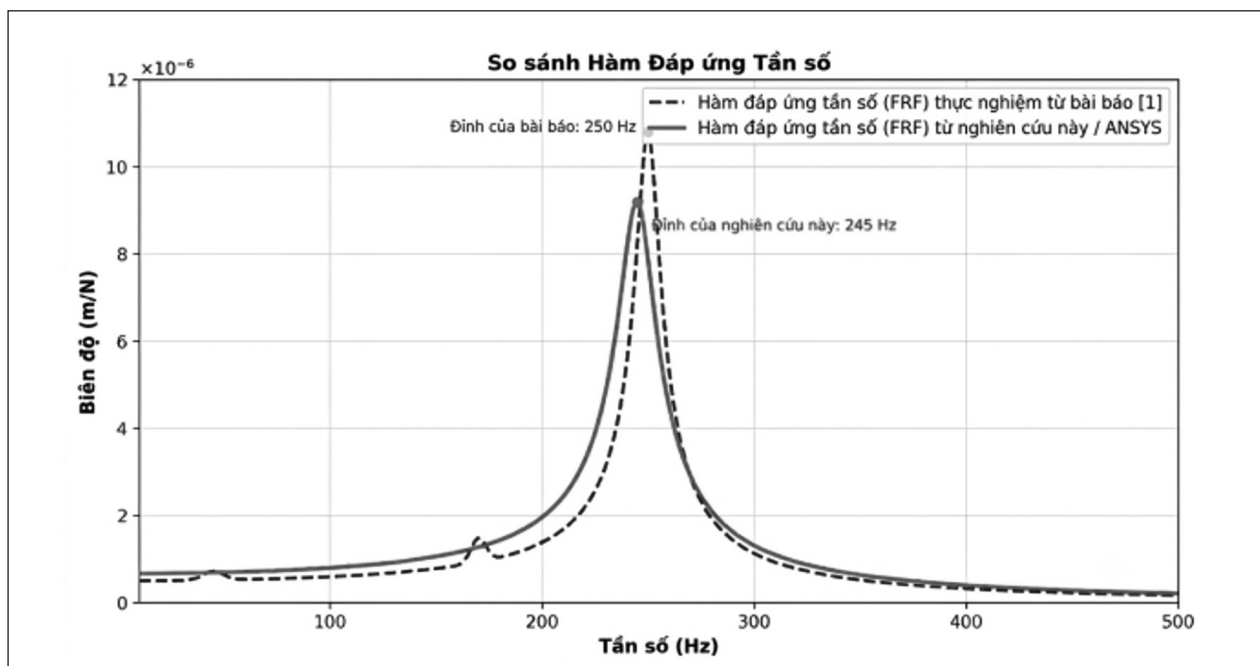
Tần số dao động mục tiêu gần như không thay đổi khi tinh chỉnh lưới, với sai lệch nhỏ hơn 0,02%. Lưới 5 mm được chọn cho các bước tiếp theo vì giảm đáng kể chi phí tính toán so với lưới 3 mm nhưng vẫn đủ mịn để mô tả hình học và giữ độ ổn định của tần số riêng.

3.2. Đặc trưng modal và lựa chọn mode nguy hiểm

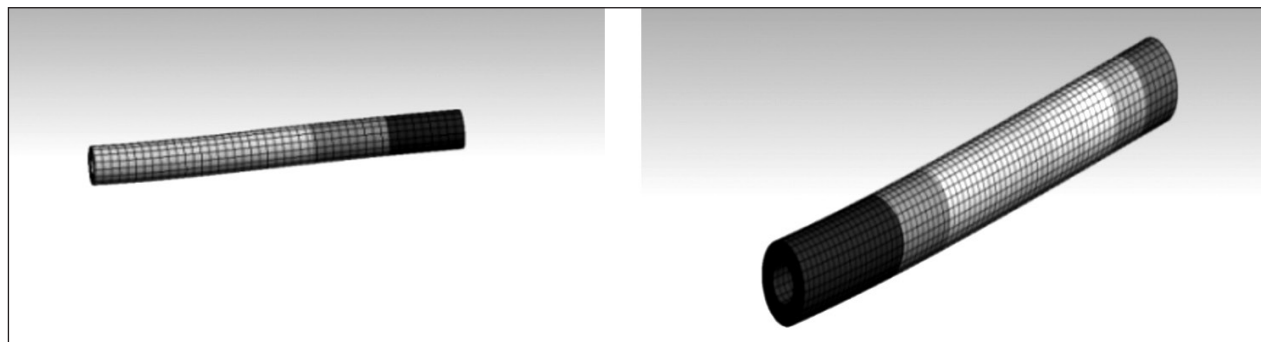
Bảng 4. Các dao động đầu của mô hình ống rỗng không TMD

Mode	Tần số (Hz)	Dạng dao động	Ý nghĩa đối với FRF ngang
1	241.89	Uốn bậc 1 theo X	Mode mục tiêu; biên độ đầu dao lớn
2	241.89	Uốn bậc 1 theo Y	Mode mục tiêu theo phương Y
3	1424.5	Uốn bậc 2 theo X	Ngoài dải 10-500 Hz
4	1424.5	Uốn bậc 2 theo Y	Ngoài dải 10-500 Hz
5	2173.9	Xoắn quanh trục	Không chi phối chuyển vị ngang
6	3513.4	Kéo nén dọc trục	Không ảnh hưởng FRF theo phương X

Hình 3. So sánh FRF của bài hiện tại với (Altintas & Budak, 1995; Budak et al., 2006)



Hình 4. Mô hình tiêu chuẩn mô phỏng các bậc uốn trong ANSYS



Mode 1 và mode 2 tạo thành cặp mode uốn ngang suy biến tại 241.89 Hz. Đây là cặp mode có tần số thấp nhất và có chuyển vị khác không tại đầu dao.

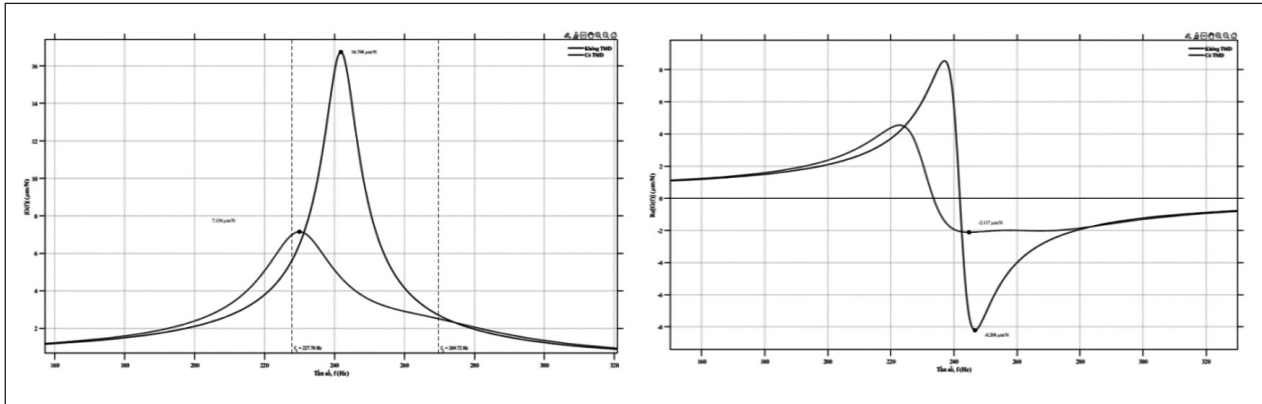
3.3. Đánh giá FRF sơ bộ

Bảng 5. Bộ tham số TMD của mô hình tiêu chuẩn

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng tương đương hệ chính	m_s	0.646	kg
Tỉ số khối lượng	μ	0.025	-
Khối lượng TMD	m_d	0.0162	kg
Tỉ số tần số	β	1.05	-
Hệ số cản TMD	ζ_d	0.1143	-
Độ cứng TMD	k_d	41128.78	N/m
Hệ số cản TMD	c_d	5.89	N·s/m

Từ bộ tham số trên, tần số riêng không cản của hệ 2 bậc tự do được tách thành khoảng 232.30 Hz và 272.64 Hz. Mode cộng hưởng ban đầu của hệ chính được phân bố lại thành 2 mode liên kết.

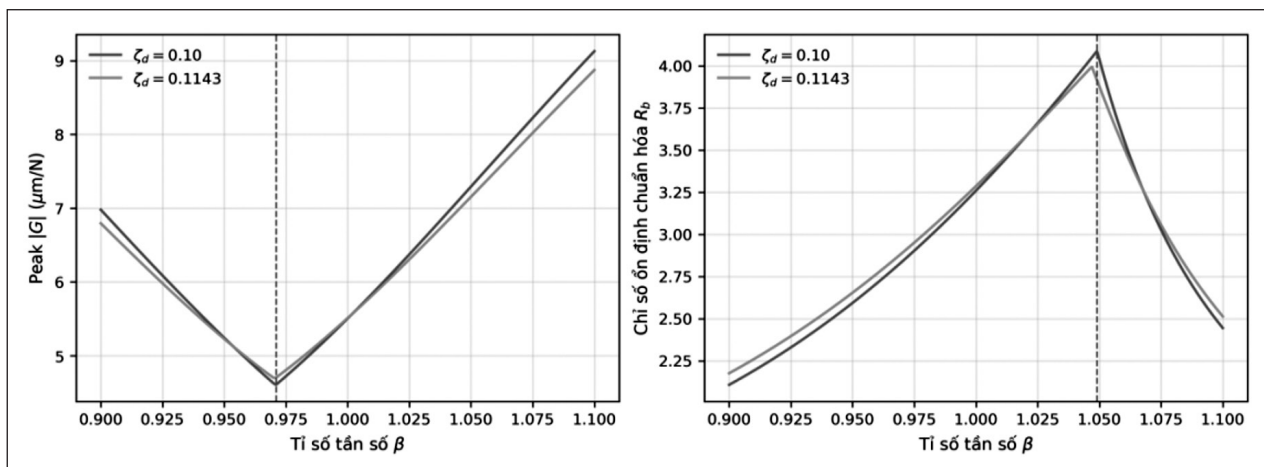
Hình 5. Độ lớn và phần thực của hàm đáp ứng chuyển vị không và có TMD



Bảng 6. Chỉ tiêu hàm tần số từ mô hình MATLAB hai bậc tự do

Chỉ tiêu	Không TMD	Có TMD	Mức cải thiện
Đỉnh G	16.748 μm/N	7.154 μm/N	57.3%
Tần số tại đỉnh G	241.79 Hz	229.96 Hz	-
Minimum Re[G]	-8.208 μm/N	-2.117 μm/N	74.2%
Tần số tại minimum Re[G]	246.68 Hz	244.80 Hz	-
Tỉ số ổn định chuẩn hóa R_b	1.00	3.88	Tăng 3.88 lần

Hình 5. Ảnh hưởng của tỷ số tần số β đến đỉnh |G| và chỉ số ổn định R_b



Bảng 7. Kết quả so sánh số trong miền $0.90 \leq \beta \leq 1.10$ và $0.02 \leq \zeta_d \leq 0.20$

Cấu hình	β	ζ_d	đỉnh G (μm/N)	min Re[G] (μm/N)	R_b	a_{lim}
Không TMD	-	-	16.748	-8.208	1.00	0.100

TMD tham chiếu	1.050	0.1143	7.154	-2.117	3.88	0.388
Tối ưu peak G	0.971	0.099	4.601	-2.887	2.84	0.284
Tối ưu min Re[G]	1.049	0.099	7.281	-2.007	4.09	0.409

Bảng 8. Đối chiếu ở mức phương pháp và xu hướng với các bài tham khảo

Nghiên cứu	μ	Tiêu chí	Kết quả báo cáo
Yang và cộng sự	1.4%	cực tiểu Re[G]	Giới hạn ổn định tăng 2.4 lần
Ma và cộng sự	2.5%	Re[G] và SLD	alim: 0.10→0.46 mm
Nghiên cứu hiện tại	2.5%	MATLAB 2 bậc tự do	Rb=3.88; tối ưu Re: 4.09

3.4. Thông số thiết kế TMD**Bảng 9. Bảng thông số thiết kế TMD**

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài bầu kẹp	L_g	70	mm
Chiều dài đầu kẹp	L_n	45	mm
Đường kính ngoài vùng bố trí TMD	D_h	50	mm
Đường kính thân bầu kẹp	D_b	46	mm
Đường kính flange	D_f	63	mm
Chiều dày flange	t_d	8	mm
Đường kính lớn côn BT40	D_{BT40}	44.45	mm
Đường kính nhỏ côn BT40	d_{BT40}	25.5	mm
Chiều dài phần côn	L_t	45	mm
Đường kính lỗ kẹp dao D10	D_{hole}	10.2	mm
Chiều sâu kẹp dao	L	25	mm
Chiều dài nhô dao	L_c	47	mm

Bảng 10. Bảng thông số thiết kế TMD

Momen quán tính còn lại	Do	Chiều dày thành	Đánh giá
0.95	25.48	12.26	Độ cứng cao, thể tích TMD nhỏ
0.90	29.22	10.39	Độ cứng ổn, không gian TMD còn nhỏ

0.85	31.94	9.03	Độ cứng và bố trí TMD đã đều
0.80	34.10	8.00	Độ cứng thành và TMD tối ưu
0.75	35.92	7.04	TMD lớn hơn nhưng thành mỏng đi

4. Kết luận

Nghiên cứu đã xây dựng quy trình thiết kế sơ bộ TMD vòng đồng trục tích hợp trong bầu kẹp BT40-ER32 dựa trên mô hình giải tích, ANSYS và MATLAB. Kết quả cho thấy, TMD làm giảm 57,3% đỉnh $|G|$, giảm 74,2% độ lớn cực tiểu $Re[G]$ và nâng hệ số ổn định chuẩn hóa lên $R_b=4,09$, cao hơn mức $R_b=2,84$, khi chỉ tối ưu theo đỉnh đáp ứng $|G|$. Hốc TMD được lựa chọn với đường kính $D_o=34,134$ mm và chiều dày thành còn lại 7,933 mm, đồng thời duy trì khoảng 80% mô men quán tính ban đầu của bầu kẹp. Các kết quả này khẳng định tính khả thi của phương án TMD đồng trục và tạo cơ sở cho phân tích đáp ứng điều hòa đầy đủ, thí nghiệm gõ, cắt thử nghiệm và tối ưu hóa thiết kế trước khi chế tạo thực tế ■

Lời cảm ơn:

Trường Đại học Bách khoa - ĐHQG TP. Hồ Chí Minh về không gian Phòng Thí nghiệm Tính toán Cơ học và Bản quyền phần mềm ANSYS Release 17.2 Academic Research.

Công ty TNHH OneCad Việt Nam về Bản quyền phần mềm AutoCAD2025 và Inventor2025.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

Bản quyền phần mềm (2017) ANSYS® Release 17.2 Academic Research được hỗ trợ bởi Trường Đại học Bách khoa - ĐHQG TP. Hồ Chí Minh.

Bản quyền phần mềm (2025) AutoCAD và Inventor được hỗ trợ bởi Công ty TNHH OneCad Việt Nam.

Altintas, Y., & Budak, E. (1995). Analytical prediction of stability lobes in milling. CIRP Annals, 44(1), 357-362.

[https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)62342-7](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62342-7)

Budak, E., Ertürk, A., & Özgüven, H. N. (2006). A modeling approach for analysis and improvement of spindle-holder-tool assembly dynamics. CIRP Annals, 55(1), 369-372.

[https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60437-5](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60437-5).

Ma, W., Yang, Y., & Jin, X. (2021). Chatter suppression in micro-milling using shank-mounted two-DOF tuned mass damper. Precision Engineering, 72, 144-157.

<https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2021.04.017>.

Ma, W., Yu, J., Yang, Y., & Wang, Y. (2021). Optimization and tuning of passive tuned mass damper embedded in milling tool for chatter mitigation. Journal of Manufacturing and Materials Processing, 5(1), 2.

<https://doi.org/10.3390/jmmp5010002>

Yang, Y., Muñoa, J., & Altintas, Y. (2010). Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 50(9), 834-842.

<https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2010.04.011>