

Thiết kế tối ưu và mô phỏng cơ cấu đàn hồi dùng làm bộ khuếch đại của cơ cấu tạo vi chuyển động

Nguyễn Văn Khiển, Ngô Nam Phương, Phạm Huy Hoàng, Phạm Huy Tuấn

Tóm tắt—Bài báo này trình bày việc thiết kế cơ cấu đàn hồi dùng làm bộ khuếch đại cho cơ cấu tác động tạo vi chuyển động. Thiết kế bao gồm việc xây dựng cơ cấu khâu cứng tương đương, sau đó chuyển đổi sang cơ cấu đàn hồi, chọn lọc và tham số hóa các kích thước của cơ cấu đàn hồi và tối ưu hóa thiết kế sử dụng công cụ tối ưu của ANSYS. Ngoài ra, bài báo còn sử dụng công cụ ResponseSurface của ANSYS Workbench để đánh giá ảnh hưởng của các biến thiết kế đến bài toán tối ưu nhằm mục đích khảo sát thêm độ nhạy của các biến thiết kế ảnh hưởng tới hàm mục tiêu của cơ cấu. Thiết kế này được lập mô hình phần tử hữu hạn và mô phỏng hoạt động nhằm chứng minh khả năng khuếch đại của cơ cấu. Kết quả chỉ ra rằng cơ cấu có độ khuếch đại lớn hơn 10.

Từ khóa—Cơ cấu đàn hồi, cơ cấu khâu cứng, thiết kế tối ưu

1 GIỚI THIỆU

Cơ cấu đàn hồi đang được nghiên cứu rộng rãi trên thế giới trong những năm gần đây nhằm tạo ra chuyển động nhỏ cỡ micron và có độ chính xác dưới micron, thậm chí nano nhưng chịu tải lớn. Việc sử dụng rộng rãi cơ cấu đàn hồi là do rất nhiều ưu điểm của nó so với cơ cấu truyền thống như: giảm độ mài mòn, tiếng ồn, độ rung và nhu cầu bôi trơn, trọng lượng nhẹ, độ chính xác tăng lên vì ma sát được loại bỏ, do đó dễ dàng thu nhỏ thiết bị [1]. Hiện nay các nghiên cứu tương tự chưa có nhiều ở

trong nước, các nghiên cứu gần đây tập trung vào cơ cấu định vị chính xác dùng trong quang học, cơ cấu dẫn động với độ phân giải micro [2], tay kẹp vật kích thước nhỏ micron [3], tay máy cho chuyển động có độ phân giải đến micron [4], cơ cấu đàn hồi trong truyền động chính xác [5, 6]. Một số ứng dụng cơ cấu đàn hồi song ổn định như: cơ cấu khoá micro ứng dụng trong quang học [7], cơ cấu đũa đĩa CD [8], gia tốc kế dạng khóa (latching accelerometer) [9], relay điện [10].

Về mặt lý thuyết, có ba phương pháp tiếp cận tổng hợp thiết kế khác nhau cho cơ cấu đàn hồi: (1) các phương pháp tiếp cận dựa trên động học, (2) các cách tiếp cận các khối cấu trúc và (3) phương pháp tiếp cận dựa trên cơ sở tối ưu hóa hình học, tối ưu hóa kích thước, thuật toán di truyền (GA) [11-14]. Các nghiên cứu trước đây về cơ cấu đàn hồi thông thường nghiên cứu ở chuyển vị đầu ra nhỏ hoặc với hệ số khuếch đại nhỏ. Bài báo trình bày việc thiết kế tối ưu và mô phỏng cơ cấu đàn hồi dùng làm bộ khuếch đại của cơ cấu tạo vi chuyển động với các chỉ tiêu thiết kế: Cơ cấu có hệ số khuếch đại lớn hơn 10, có giới hạn kích thước (100 mm x 100 mm x 8 mm), chuyển vị đầu ra lớn hơn 1 mm được tối ưu hóa theo độ cứng vững (chuyển vị kí sinh nhỏ nhất). Để tạo chuyển động đầu vào cho cơ cấu tác giả dùng cơ cấu áp điện có độ chính xác cao như PZT. Hiện nay công nghệ chế tạo piezo với các lớp piezo mỏng được xếp chồng lên nhau, mỗi lớp piezo khi được cung cấp điện áp thì dẫn nở từ 0,001 đến 0,1 μm . Vì vậy cần phải có cơ cấu khuếch đại để tạo ra các vi chuyển động có dịch chuyển lớn hơn.

2 THIẾT KẾ

2.1 Thiết kế cơ cấu khâu cứng

Việc phân tích và tổng hợp cơ cấu đàn hồi được xây dựng dựa trên mô hình cơ cấu khâu cứng sẽ giúp các nhà thiết kế nhanh chóng thu được phương án ban đầu với các biến thiết kế đã được đánh giá

Bài báo này được gửi vào ngày 3 tháng 07 năm 2017 và được chấp nhận đăng vào ngày 10 tháng 09 năm 2017.

Nguyễn Văn Khiển, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM (e-mail: 1500403@student.hcmute.edu.vn).

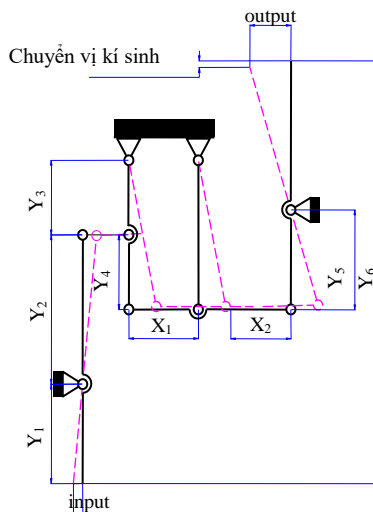
Ngô Nam Phương, Trường Sĩ quan Không quân (e-mail: namphuongctm24@gmail.com).

Phạm Huy Hoàng, Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM (e-mail: phhoang@hcmut.edu.vn).

Phạm Huy Tuấn, Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM (e-mail: phtuan@hcmute.edu.vn)

sơ bộ và loại bỏ các biến thiết kế ít ảnh hưởng nhất. Việc sử dụng khâu cứng tỏ ra hiệu quả trong việc phân tích động học của cơ cấu. Dựa trên mô hình này ta cũng thu được một thiết kế có biến thiết kế sơ bộ phù hợp với việc xây dựng mô hình, phân tích phân tử hữu hạn, tối ưu hóa, chế tạo và thử nghiệm. Trong giai đoạn thiết kế ban đầu, mô hình khâu cứng rất linh hoạt. Nó có thể được xem như là một phương pháp phục vụ cho việc đánh giá nhiều mẫu thiết kế thử nghiệm khác nhau một cách nhanh chóng và hiệu quả. Mô hình khâu cứng cung cấp nhanh cho mẫu thiết kế ban đầu, thử nghiệm các mẫu thiết kế và phân tích chuyển động, động học. Sự phát triển của các phương pháp thiết kế bằng cách sử dụng các mô hình khâu cứng là một ưu tiên của nghiên cứu.

Ứng dụng mô hình khâu cứng cho giai đoạn thiết kế ban đầu là cần thiết. Tuy nhiên, khi chuyển sang mô hình cơ cấu đàn hồi, khớp mềm sẽ biến dạng theo cả ba hướng (xoay do uốn, kéo/nén và võng do uốn), khớp mềm không đảm bảo chính xác tỷ lệ khuếch đại như ở lý thuyết khâu cứng. Nên xây dựng phương trình mối quan hệ giữa các biến thiết kế cơ cấu khâu cứng khi chuyển cơ cấu nay sang cơ cấu đàn hồi thì mối quan hệ toán học này không còn chính xác. Thêm vào đó, toàn bộ cơ cấu khi bị biến dạng phải đảm bảo điều kiện bền, do đó, cần xác định được ứng suất lớn nhất phát sinh trong cơ cấu khi làm việc. Việc làm này sẽ được thực hiện với cơ cấu đàn hồi tương ứng cơ cấu khâu cứng trên và giá trị ứng suất này sẽ được đưa vào ràng buộc của bài toán tối ưu.



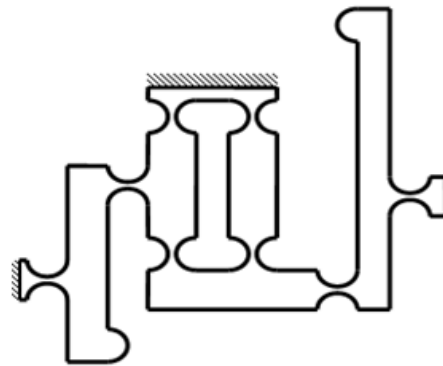
Hình 1. Cơ cấu khâu cứng

Ý tưởng thiết kế của cơ cấu khuếch đại là sự kết hợp giữa cơ cấu bốn khâu bản lề và cơ cấu đòn bẩy. Trong thiết kế này cơ cấu đòn bẩy được sử dụng hai lần với mục đích khuếch đại, cơ cấu bốn khâu

bản lề vừa làm nhiệm vụ tăng thêm độ cứng vững, giảm chuyển động theo của cơ cấu và cũng có thể được dùng làm bộ phận khuếch đại cơ cấu như trong Hình 1.

2.2 Thiết kế cơ cấu đàn hồi

Cơ cấu đàn hồi là cơ cấu trong đó có một hoặc vài chuyển động được thực hiện nhờ sự biến dạng của các khớp đàn hồi thay thế cho các khớp thường dùng. Cơ cấu đàn hồi được thiết kế dựa trên 2 dạng (1) khớp bản lề đàn hồi và (2) thanh mảnh. Khớp bản lề đàn hồi đã được nghiên cứu đầu tiên từ những năm 1960. Cơ cấu khâu cứng như ở Hình 1 sau khi được chuyển đổi thành cơ cấu đàn hồi sẽ có dạng như ở Hình 2. Trong đó, các khớp bản lề có thể được chuyển đổi thành các khớp đàn hồi với các biên dạng khác nhau như hình tròn, ellipse, parabolic hay hyperbolic [15, 16]. Trong bài báo này, tác giả sử dụng khớp đàn hồi dạng bán nguyệt với các ưu điểm như giảm ứng suất tập trung, đơn giản dễ chế tạo [17]



Hình 2. Cơ cấu đàn hồi

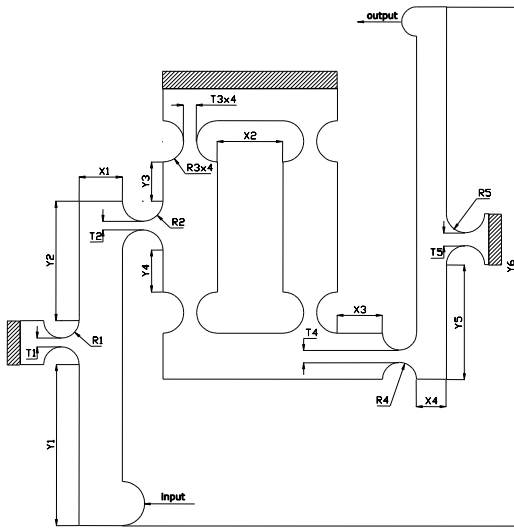
Cơ cấu đàn hồi được làm bằng vật liệu hợp kim nhôm (7075 - T6) với các thông số của vật liệu như sau: modul đàn hồi $E = 71,7$ (GPa), hệ số Poisson là 0,33, giới hạn đàn hồi là 500 (MPa) và khối lượng riêng $\rho = 2810$ kg/m³. Khi cho đầu vào (input) chuyển vị một khoảng so với vị trí ban đầu D_{in} , cơ cấu đàn hồi bị dịch chuyển, các khớp đàn hồi bị biến dạng, nhờ các cơ cấu đòn bẩy và cơ cấu bốn khâu bản lề, chuyển vị đầu ra (output) được khuếch đại như mong muốn.

2.3 Tối ưu hóa thiết kế

2.3.1 Các biến thiết kế

Bài toán tối ưu hóa hình dạng và kích thước được thực hiện bằng cách sử dụng phần mềm ANSYS. Các biến thiết kế gồm: biến hình dạng ($R_1 \div R_5$; $T_1 \div T_5$) và biến kích thước ($X_1 \div X_4$; $Y_1 \div Y_5$)

được thể hiện trên Hình 3. Giới hạn của các biến thiết kế được cho chi tiết trong Bảng 1.



Hình 3. Sơ đồ các biến thiết kế cơ cấu đàn hồi

Bảng 1. Giới hạn của các biến thiết kế

Biến thiết kế	Giới hạn dưới (mm)	Giới hạn trên (mm)
Y ₁	10	20
Y ₂	20	40
Y ₃ , Y ₄	1	15
Y ₅	10	30
R ₁ ÷ R ₅	2	8
T ₁ ÷ T ₅	0,4	1
X ₁ , X ₄	5	10
X ₂ , X ₃	2	10

2.3.2 Các ràng buộc của bài toán tối ưu

Không gian thiết kế của cơ cấu có kích thước giới hạn 100x100mm

$$H \times W \leq 100 \times 100 \text{ (mm)} \tag{1}$$

Ràng buộc chiều cao $Y_6 = 100$

Ràng buộc chiều rộng:

$$L_w = 2(R_1 + R_2 + 2R_3 + R_4 + R_5 + L + T_3) + X_1 + X_2 + X_3 + X_4 \leq 100 \tag{2}$$

Ràng buộc kích thước để lắp ghép cơ cấu tác động PZT (Piezo Actuator):

$$L_1 = Y_2 - 2(R_2 + R_4 + R_3 - R_1) - T_2 - T_4 - Y_4 + T_1 \geq 2 \tag{3}$$

Ràng buộc về độ khuếch đại của cơ cấu: $a \geq 10$

$$a = \frac{\text{ouput}}{\text{input}} = \frac{\max |U_x|}{i} \geq 10 \tag{4}$$

Với chuyển vị đầu vào lớn nhất $i = 0.1$ mm ràng buộc này tương đương với yêu cầu về chuyển vị đầu ra theo trục X:

$$\max |U_x| \geq 1 \tag{5}$$

Với $\max |U_x|$ là trị tuyệt đối chuyển vị đầu ra theo trục X

Ràng buộc về vật liệu:

$$\sigma \leq [\sigma_c] = 500 \text{ (MPa)} \tag{6}$$

2.3.3 Hàm mục tiêu của bài toán tối ưu

Hàm mục tiêu: chuyển vị kí sinh nhỏ nhất hay chuyển vị đầu ra của cơ cấu theo trục Y $\max |U_y|$ nhỏ nhất.

$$\min(\max |U_y|) \tag{7}$$

Quá trình tính toán mô phỏng được thực hiện trên phần mềm ANSYS. Sử dụng công cụ Response Surface của ANSYS Workbench để đánh giá ảnh hưởng của các biến thiết kế đến bài toán tối ưu. Do yêu cầu của bài toán thiết kế (kích thước, chuyển vị, độ khuếch đại) ở đây việc đánh giá độ nhạy của các biến thiết kế theo 3 thông số là ứng suất của cơ cấu (được thể hiện ở Hình 4a), chuyển vị theo trục X của đầu ra (được thể hiện ở Hình 4b và chuyển vị theo trục Y (được thể hiện ở Hình 4c).

Do bài toán thiết kế có ứng suất sát với giới hạn đàn hồi của vật liệu và độ nhạy của các biến thiết kế nên việc khảo sát toàn bộ các biến thiết kế là rất cần thiết.

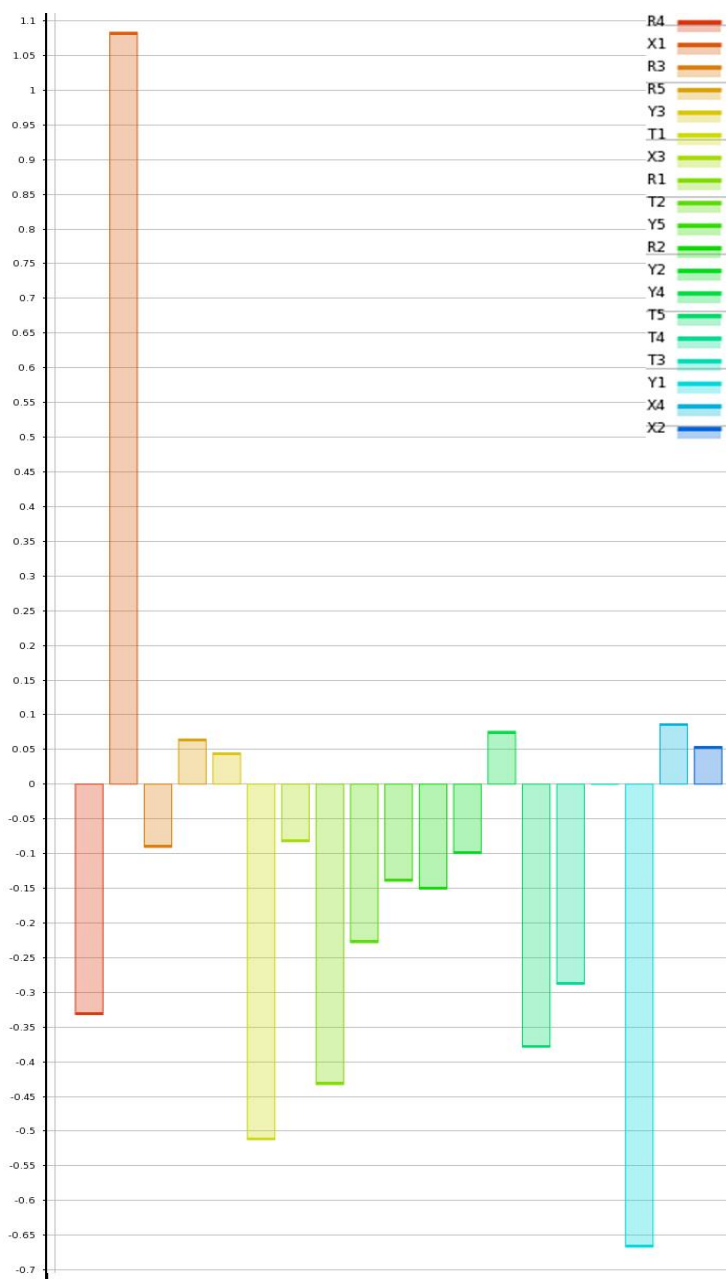
2.3.4 Kết quả tối ưu

Giá trị tối ưu của các biến thiết kế và hàm mục tiêu được thể hiện trong Bảng 2 và Bảng 3.

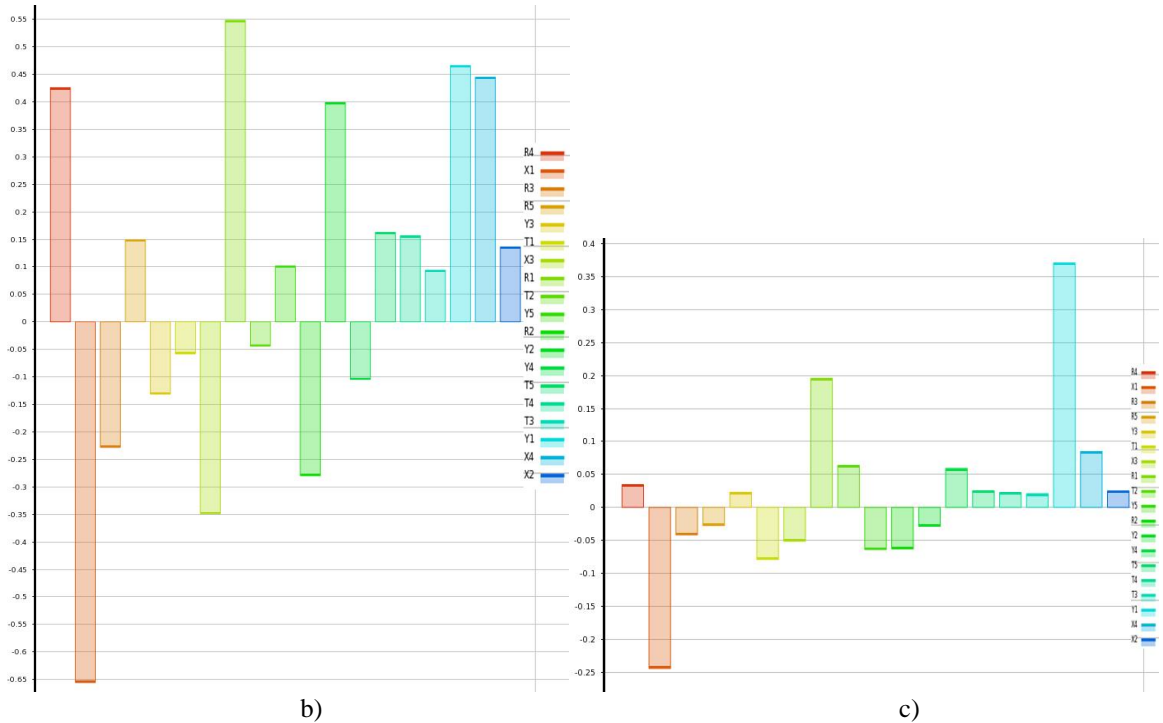
Phân tích độ nhạy của các biến thiết kế cho phép loại bỏ các biến ít ảnh hưởng đến thiết kế và mở rộng vùng hoạt động (giới hạn) của biến thiết kế ảnh hưởng lớn nhất đến hàm mục tiêu mong muốn của thiết kế. Ngoài ra, phân tích độ nhạy của các biến thiết kế, làm tăng khả năng hội tụ của hàm mục tiêu và làm giảm dung lượng bộ nhớ máy tính, giảm thời gian xử lý bài toán. Từ kết quả phân tích độ nhạy Hình 4, các biến thiết kế ảnh hưởng đến hàm mục tiêu mong muốn như chuyển vị, ứng suất của thiết kế. Hình 4a, cho thấy, các biến thiết kế X_1, Y_1, T_1, R_1, T_5 là tham số đầu vào quan trọng nhất, sau đó lần lượt đến các tham số sau $R_4, T_4, T_2, R_2, Y_5, Y_2, Y_4, R_3, X_4, X_3, R_5, X_2, Y_3, T_3$, các biến này có ảnh hưởng đến ứng suất của cơ cấu. Hình 4b trình bày các biến thiết kế X_1, R_1, Y_1, X_4, R_4 là tham số đầu vào quan trọng nhất, sau đó lần lượt đến các biến thiết kế $X_3, Y_2, R_2, R_3, T_5, T_4, R_5, Y_3, X_2, Y_5, Y_4, T_3, T_1, T_2$, các biến này có ảnh hưởng đến chuyển vị đầu ra D_{out} , theo phương X của cơ cấu. Hình 4c cho kết quả các biến Y_1, X_1, R_1, X_4, T_1

là tham số đầu vào quan trọng nhất, sau đó lần lượt đến các biến thiết kế $T_2, Y_5, R_2, Y_4, X_3, R_3, R_4, T_5,$

$X_2, T_3, T_4, Y_2, R_5, Y_3,$ các biến này có ảnh hưởng đến, chuyển vị đầu ra theo phương Y của cơ cấu.



a)



Hình 4. Độ nhạy của các biến thiết kế đối với ứng suất của cơ cấu (a), chuyển vị theo trục X (b), chuyển vị theo trục Y (c)

Bảng 2. Kết quả tối ưu các biến trạng thái và hàm mục tiêu

Tên biến	Kết quả tối ưu (đơn vị)
Max Ux	1,005 (mm)
Max Uy	0,163 (mm)
σ_{max}	429,690 (MPa)
L_w	97,910 (mm)

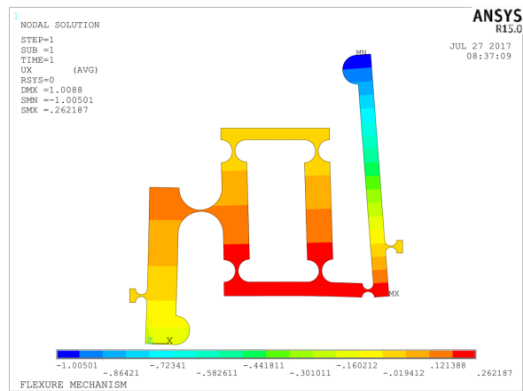
3 MÔ PHỎNG HOẠT ĐỘNG CỦA CƠ CẤU

Sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng chuyển vị, ứng suất của cơ cấu. Thông qua kết quả mô phỏng ta có thể đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu. Mô hình phân tử dạng mặt được sử dụng để kiểm tra lại kết quả ứng suất cho thiết kế sau cùng. Ở đây phân tử dạng mặt PLANE 82 được chọn để phân tích và mô phỏng bài toán thiết kế, các kết quả mô phỏng được thể hiện qua Hình 5, Hình 6 và Hình 7.

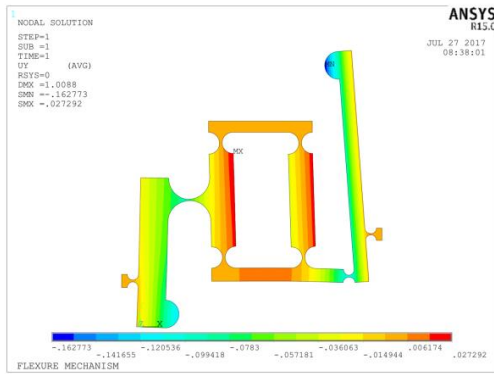
Với chuyển vị đầu vào lớn nhất 0,1 mm chuyển vị đầu ra của cơ cấu là 1,005 mm tương ứng với độ khuếch đại của cơ cấu là $a=10,05$ và chuyển vị kí sinh 0,1627 mm. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $\sigma_{max}=429,69$ MPa thỏa mãn điều kiện ràng buộc về độ bền của vật liệu cơ cấu.

Đồ thị Hình 8 mô tả mối quan hệ giữa chuyển vị đầu vào và chuyển vị đầu ra của cơ cấu là một hàm

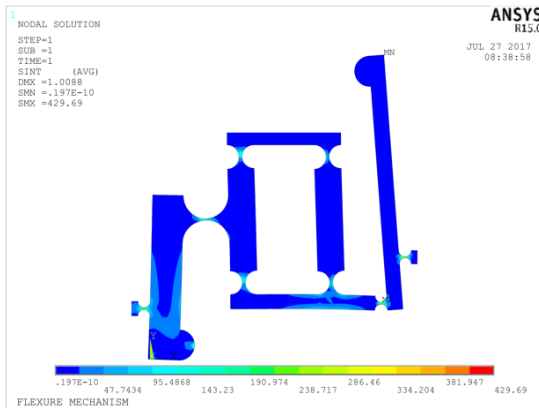
tuyến tính. Khi cho chuyển vị đầu vào của cơ cấu một khoảng chuyển vị từ 0,01 mm đến 0,1 mm, thì qua cơ cấu khuếch đại này, nó tạo được chuyển vị đầu ra có hệ số khuếch đại là 10,05.



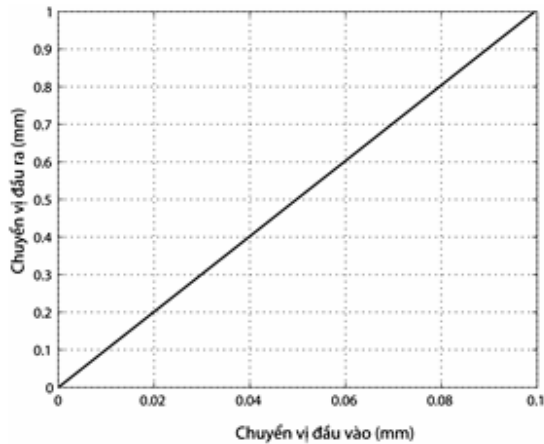
Hình 5. Chuyển vị theo trục X của cơ cấu



Hình 6. Chuyển vị theo trục Y của cơ cấu



Hình 7. Ứng suất của cơ cấu



Hình 8. Đồ thị mối quan hệ giữa chuyển vị đầu vào và đầu ra của cơ cấu

Bảng 3. Kết quả tối ưu của của biến thiết kế

Biến thiết kế	Giá trị tối ưu (mm)	Biến thiết kế	Giá trị tối ưu (mm)
Y ₁	14,21	T ₁	0,67
Y ₂	35,14	T ₂	0,47
Y ₃	8,50	T ₃	0,95
Y ₄	9,39	T ₄	0,71
Y ₅	10,05	T ₅	0,40
R ₁	2,02	X ₁	10,10
R ₂	7,60	X ₂	19,92
R ₃	3,90	X ₃	10,08
R ₄	2,02	X ₄	5,01
R ₅	2,01		

4 KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này tác giả đề xuất một thiết kế của cơ cấu khuếch đại dùng cơ cấu đòn hồi để truyền chuyển động thẳng với độ phân giải micron có độ khuếch đại 10,05. Thiết kế này dựa trên cơ sở tối ưu hóa theo độ cứng. Cơ cấu khuếch đại dùng cơ cấu đòn hồi được cấu tạo dựa trên các thanh cứng kết hợp với các khớp đòn hồi thông qua các cơ cấu đòn bẩy và cơ cấu bốn khâu bản lề để tạo khuếch đại chuyển vị đầu ra như mong muốn với phạm vi hoạt động ổn định 0,1 đến 1 mm của cơ cấu với độ khuếch đại là 10,05 với khoảng chuyển vị đầu vào từ 0,01 đến 0,1 mm. Cơ cấu sử dụng vật liệu hợp kim nhôm có các thông số thiết kế tối ưu như Bảng 2 và Bảng 3.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] L.L. Howell, *Compliant Mechanisms*, New York, Wiley, 2001.
- [2] Phạm Huy Hoàng, Trần Văn Thùy, “Thiết kế hình dạng và mô phỏng hoạt động của cơ cấu dẫn động với độ phân giải micro”, *Tạp chí Phát Triển Khoa Học và Công Nghệ*, 2008, số 3, Tập 11.
- [3] Qiu, J., et al., A Bulk-Micromachined Bistable Relay with U-Shaped Thermal Actuators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2005, Vol. 14, pp. 1099-1109.
- [4] Mohd, N.M.Z., et al., Development of a novel flexure-based microgripper for high precision micro-object manipulation, *Sensors and Actuators A*, 2009, Vol. 150, pp. 257–266.
- [5] Phạm Minh Tuan and Phạm Huy Hoàng, Design and Simulation of High Precision Feed Drive for CNC Turning Machine, *The 8th South East Asia Technical University*

- Consortium (SEATUC) Symposium*, Malaysia, March 2014.
- [6] Nguyễn Văn Khiển, Phạm Huy Hoàng, Phạm Huy Tuấn, Cơ cấu đàn hồi và các hướng ứng dụng, *Hội nghị khoa học và công nghệ toàn quốc về cơ khí - Lần thứ IV*, 2015.
- [7] Hale, L. C., Principles and techniques for designing precision machines. Ph.D. Thesis. 1999. Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering. Boston, USA.
- [8] Yang, Y.J., et al., A Novel 2×2 MEMS Optical Switch Using the Split Cross-Bar Design, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2007, Vol. 17, pp. 875-882.
- [9] Hilton_et al., 1997, Storage Case for Disk-Shaped Media Having a Bistable Ejection Mechanism Utilizing Compliant Device Technology, United States Patent, No. 5,590,768.
- [10] Hansen, B.J., et al., Plastic Latching Accelerometer Based on Bistable Compliant Mechanisms, *SmartMaterial and Structures*, 2007, Vol. 16, pp. 1967-1972.
- [11] Gallego, J. A. and J. L. Herder (2009), Synthesis Methods in Compliant Mechanisms: An Overview, *Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE 2009)*, San Diego, California, USA, pp. 1-22.
- [12] Pham, H.-T. and D.-A. Wang, A quadristable compliant mechanism with a bistable structure embedded in a surrounding beam structure, *Sensors and Actuators A*, Vol. 167, pp. 438-448, 2011
- [13] Pham Huy-Tuan, V.K. Nguyen, and V.T. Mai, Shape optimization and fabrication of a parametric curved segment prosthetic foot for amputee, *Journal of Science and Technology: Technical Universities*, Vol. 102, pp. 89-95, 2014.
- [14] Nicolae Lobontiu, Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges, CRC Press LLC, 2003.

- [15] Smith, Stuart T. Smith, Flexures elements of elastic mechanisms, Gordon and Breach Science Publishers, 2000.
- [16] Chen, G., et al., A tensural displacement amplifier employing elliptic-arc flexure hinges, *Sensors and Actuators A*, 2016, Vol. 247, pp. 307-315



Nguyễn Văn Khiển nhận bằng Thạc sĩ tại Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh, Việt Nam, năm 2014. Hiện tại anh đang làm nghiên cứu sinh tại Khoa Cơ khí, Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh. Hướng nghiên cứu chính bao gồm cơ cấu đàn hồi và tối ưu hóa đa mục tiêu.



Ngô Nam Phương tốt nghiệp Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM năm 2007. Hiện đang công tác tại trường Sĩ quan Không quân và đang học Cao học ngành kỹ thuật cơ khí tại Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM.



Phạm Huy Hoàng nhận bằng Tiến sĩ tại Đại Học Công Nghệ Nanyang, Singapore năm 2006. Ông hiện là Phó Giáo sư tại Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG-HCM, Việt Nam. Hướng nghiên cứu chính bao gồm động học và động lực học cơ hệ, cơ cấu đàn hồi và kỹ thuật chẩn đoán tình trạng.



Phạm Huy Tuấn nhận bằng Tiến sĩ tại Viện Kỹ thuật chính xác, trường đại học Quốc gia Chung Hsing, Đài Loan năm 2011. TS Tuấn hiện đang giảng dạy tại Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Đại học Sư phạm Kỹ thuật TPHCM. Hướng nghiên cứu chính bao gồm cơ cấu đàn hồi và kỹ thuật siêu âm

Optimal design and simulation of compliant mechanism used as amplifier of micro linear actuator

Nguyen Van Khien, Ngo Nam Phuong, Pham Huy Hoang, Pham Huy Tuan

Abstract—This paper presents the design of a compliant mechanism that can be used as an amplifier mechanism of the micro linear actuator. The design includes the synthesis of pseudo rigid-body mechanism, the converting rigid mechanism to a compliant mechanism, the parameterization of dimensions of compliant mechanism, design variables' choice and the optimal design using ANSYS optimization tool. In addition, the paper also describes the use of response surface analysis tool of ANSYS Workbench to evaluate the effect of design

variables on the optimization so that to investigate the sensitivity of those design variables on the objective function. The finite element model of the designed mechanism is established and used to simulate the compliant mechanism and to evaluate the amplification ability. The results show that the amplification ratio is higher than 10.

Keywords—Compliant mechanism, pseudo rigid-body mechanism, optimal design.