

TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ẪN DAO CHÍNH XÁC 2 BẬC TỰ DO SỬ DỤNG THUẬT TOÁN NSGA-II VÀ ANN

OPTIMIZATION OF 2 DOF FOR HIGH PRECISION FEED DRIVE USING NSGA-II AND ANN ALGORITHM

Nguyễn Văn Khiển, Đặng Văn Hải

Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu thiết kế tối ưu cơ cấu đàn hồi 2 bậc tự do mới ứng dụng cho gia công chính xác. Trong cơ cấu đàn hồi, kết hợp khớp đàn hồi dạng bán nguyệt và các thanh đàn hồi kết hợp với các thanh cứng để tạo ra chuyển vị mong muốn. Thiết kế này được tối ưu hóa đa mục tiêu bằng kết hợp giữa RSM (Response surface methodology), ANN (Artificial Neural Network), NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm-II), TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution). Mô hình toán xấp xỉ của thiết kế được xây dựng bằng RSM-ANN và sau đó được tối ưu hóa bằng thuật toán NSGA-II, kết quả tối ưu được chọn dựa trên phân tích TOPSIS. Kết quả tối ưu hóa và mô phỏng bằng ANSYS cho thấy cơ cấu tạo được chuyển vị đầu ra $80,29\text{ }\mu\text{m}$, tần số tự nhiên đầu tiên là $617,06\text{ Hz}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $62,968\text{ MPa}$. Phương pháp đề xuất có thể được áp dụng cho các thiết kế phức tạp với các loại khớp đàn hồi khác nhau, nhiều biến thiết kế và nhiều hàm mục tiêu. Trong tương lai thiết kế tối ưu được chọn, được chế tạo bằng phương pháp cắt dây và ứng dụng gia công chính xác trên máy tiện truyền thống cũng như máy tiện CNC.

Từ khóa: Cơ cấu đàn hồi; Thuật toán di truyền; Đáp ứng bề mặt; Mạng ANN; Phương pháp TOPSIS.

ABSTRACT

This article introduces the optimal design of a new 2-degree-of-freedom compliant mechanism applied to precision machining. This paper proposes a new design of a compliant mechanism using semicircular hinges and leaf springs combined with rigid bars to create the desired displacement. This design is optimized for multiple goals by combining RSM (Response surface methodology), ANN (Artificial Neural Network), NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm-II), and TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity). The equivalent mathematical model of the design is built using RSM-ANN and then optimized using the NSGA-II algorithm, the optimal result is selected based on TOPSIS analysis. Optimization and simulation results using ANSYS show that the mechanism creates an output displacement of $80.29\text{ }\mu\text{m}$, and the first natural frequency is 617.06 Hz . The maximum stress of the compliant mechanism is 62.968 MPa . The proposed method can be applied to complex designs with different types of flexural hinges, multiple design variables, and multiple objective functions. In the future, the optimal design will be selected, manufactured by wire cutting method, and applied to precision machining on traditional lathes as well as CNC lathes.

Keywords: Compliant mechanism; NSGA-II; RSM; ANN; TOPSIS.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cơ cấu đàn hồi ngày càng được ứng dụng rộng rãi và đóng vai trò quan trọng trong các lĩnh vực kỹ thuật như: gia công cơ khí tiện chính xác [1], gia công hỗ trợ rung động bằng phương pháp phay [2], cơ cấu định vị chính xác [3], cơ cấu cân chỉnh chính xác [4], cơ cấu kẹp vật và cơ cấu gấp vật siêu nhỏ [5, 6]. Ngoài ra, cơ cấu đàn hồi còn được ứng dụng trong lĩnh vực y sinh [7], điều khiển dòng chảy chất lỏng [8], thu năng lượng [9].

Trong thiết kế cơ cấu đàn hồi, để đạt được thiết kế mong muốn, các nhà thiết kế thường sử dụng một số phương pháp như: xây dựng mô hình toán, phân tích và tối ưu hóa [10], tối ưu hóa thiết kế bằng phương pháp trực tiếp sử dụng giải thuật di truyền (genetic algorithm – GA) [1], thuật giải khác biệt (differential evolution – DE) [11], giải thuật bầy đàn (particle swarm optimization – PSO) [12], hoặc tối ưu hóa bằng phương pháp gián tiếp dựa trên thiết kế thực nghiệm kết hợp với các phương pháp tối ưu hóa như Taguchi-RSM [13], RSM-GA [14] để tìm ra thiết kế mong muốn.

Bài báo này đề xuất một thiết kế mới cho cơ cấu ăn dao chính xác 2 bậc tự do. Việc xây dựng mô hình hóa cho cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do mới kết hợp với phân tích phần tử hữu hạn dùng ngôn ngữ ADPL trong ANSYS để xây dựng mô hình cơ cấu đàn hồi. Tiếp theo tối ưu hóa đa mục tiêu cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do bằng thuật toán NSGA-II kết hợp với ANN để tối ưu hóa hàm mục tiêu mong muốn. Kết quả tối ưu được phân tích trong số Entropy bằng phương pháp TOPSIS lựa chọn lời giải tốt nhất. Phương pháp đề xuất có thể được áp dụng cho các thiết kế phức tạp với các loại

khớp đàn hồi khác nhau, nhiều biến thiết kế và nhiều hàm mục tiêu. Phương pháp thiết kế kết hợp trên được áp dụng thiết kế cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do có độ phân giải micron.

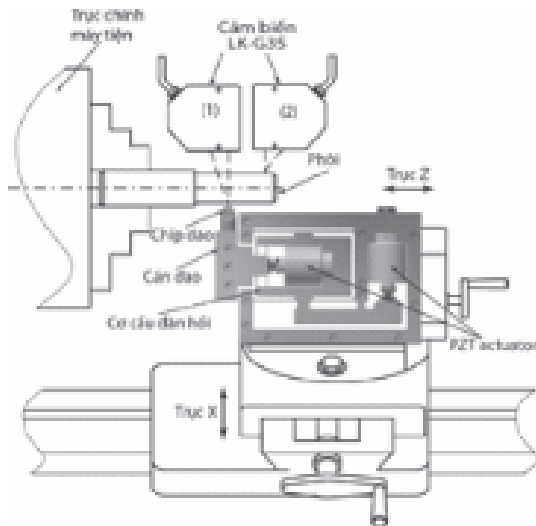
Trong tương lai, thiết kế tối ưu được chọn và được chế tạo bằng phương pháp cắt dây. Cơ cấu này sẽ được thực nghiệm và điều khiển vòng kín về chuyển vị đầu ra mong muốn của cơ cấu để gia công trên máy công cụ truyền thống cũng như máy CNC.

2. THIẾT KẾ

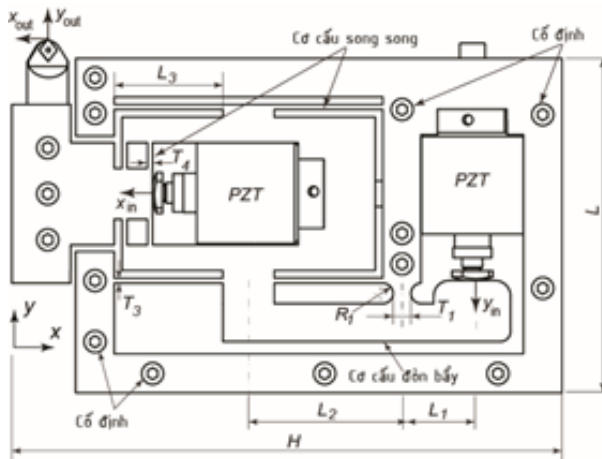
2.1. Nguyên lý hoạt động

Hình 1 và hình 2 là cơ cấu ăn dao tạo 2 chuyển động theo hai phương x và y (coi phương z và y là tương đương như nhau) độc lập với nguồn kích động là 2 PZT. Tạo chuyển vị theo phương y là sử dụng một PZT với tạo dịch chuyển đầu vào là y_{in} , nhờ cơ cấu cách tay đòn làm khuếch đại chuyển vị đầu ra, ở đầu ra của cơ cấu theo phương y có cơ cấu bốn khâu, nhằm mục đích tăng độ cứng và triệt tiêu hoàn toàn chuyển động không mong muốn theo phương x . Để tạo chuyển động theo phương x độc lập của cơ cấu ăn dao, dùng một PZT thứ hai với chuyển vị đầu vào là x_{in} và tạo chuyển vị đầu ra là x_{out} , nhờ cơ cấu bốn khâu được bố trí tạo chuyển vị theo phương x nhằm mục đích tăng độ cứng và triệt tiêu hoàn toàn chuyển động không mong muốn theo phương y . Đặc biệt của thiết kế là các chuyển động của các phương x và y được tách rời hoàn toàn, do đặc tính của thiết kế tách biệt, theo hai phương chuyển động không phụ thuộc vào nhau như hình 2.





Hình 1. Tích hợp cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do trên máy tiện



Hình 2. Cơ cấu ăn dao chính xác hai bậc tự do dùng cơ cấu đòn hồi

2.2. Phân tích độ khuếch đại

Trong hình 2, $(x_{in}, x_{out}, y_{in}, y_{out})$ lần lượt là các khoảng chuyển vị của cơ cấu PZT, cơ cấu đòn hồi và cơ cấu bốn khâu song song. Từ sơ đồ động học này, mối quan hệ giữa các chuyển vị có thể dễ dàng được mô tả bởi hệ phương trình tuyến tính thuần nhất (1):

$$y_{out} - \frac{L_2}{L_1} y_{in} = 0 \quad (1)$$

Giải tìm nghiệm của hệ phương trình (1), ta có được mối quan hệ giữa y_{out} và y_{in} :

$$y_{out} = \frac{L_2}{L_1} y_{in} \quad (2)$$

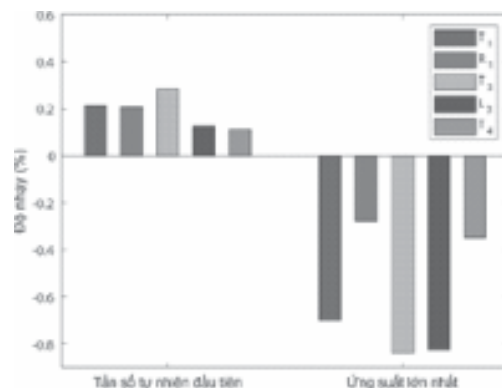
Gọi hệ số khuếch đại của cơ cấu ăn dao này là A_{amp} , hệ số này được tính theo công thức sau:

$$A_{amp} = \frac{y_{out}}{y_{in}} = \frac{L_2}{L_1} \quad (3)$$

3. TỐI ƯU HÓA

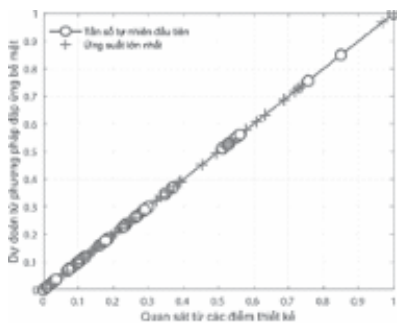
3.1. Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao

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. Trong hình 3 cho thấy biến thiết kế T_3 có ảnh hưởng lớn nhất đến hàm mục tiêu tần số, sau đó thứ tự lần lượt là T_1, R_1, L_3, T_4 . Đối với hàm mục tiêu là ứng suất nhỏ nhất, các biến ảnh hưởng lớn nhất tới hàm mục tiêu là T_3 và L_3 , sau đó thứ tự các biến còn lại như: T_1, T_4, R_1 .



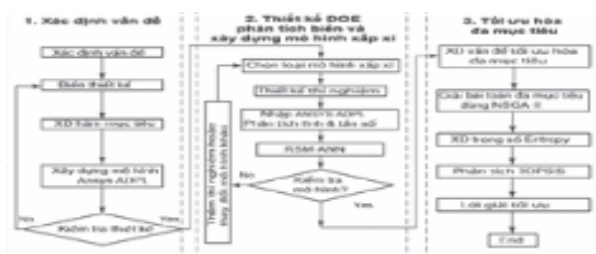
Hình 3. Độ nhạy của các biến thiết kế với các hàm mục tiêu

Trong hình 4 cho thấy các điểm dữ liệu đều nằm chính xác trên một đường thẳng. Điều đó có nghĩa là có mối tương quan rất tốt giữa các dữ liệu giám sát và dữ liệu dự đoán của các mô hình bằng cách sử dụng phương pháp kết hợp của RSM và FEA trong ANSYS. Tuy nhiên, sự biến thiên hầu như tồn tại trong bất kỳ hệ thống nào. Vì vậy, các thí nghiệm kiểm chứng sau đó sẽ tiến hành đánh giá độ chính xác dự đoán của phương pháp được đề xuất.



Hình 4. Kết quả trùng khớp giữa dữ liệu giám sát và dữ liệu dự đoán

Để đảm bảo khả năng làm việc và ứng dụng thực tế trong gia công của cơ cấu ăn dao. Tần số dao động tự nhiên cao có thể cho phép tăng tốc độ cắt gọt của cơ cấu ăn dao. Do vậy, trong bước tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi, hàm mục tiêu được chọn là tần số tự nhiên cao và cơ cấu luôn thỏa điều kiện bền thì cực tiểu hóa ứng suất của cơ cấu là hàm mục tiêu thứ 2. Các biến thiết kế chính được thể hiện trên hình 2. Giới hạn của các biến thiết kế, điều kiện ràng buộc, hàm mục tiêu của bài toán tối ưu hóa này được thể hiện chi tiết như bảng 1.



Hình 5. Lưu đồ giải thuật tối ưu

Thuật toán tối ưu hóa như hình 5 gồm ba bước chính:

Bước 1: Xác định vấn đề thiết kế: biến thiết kế, điều kiện biên, hàm mục tiêu của thiết kế. Xây dựng mô hình hóa hình học của thiết kế bằng ADPL Ansys. Kiểm tra thiết kế ban đầu (kiểm tra điều kiện ràng buộc, chia lưới, ứng suất, hàm mục tiêu).

Bước 2: Chọn mô hình thiết kế gần đúng, thiết kế thực nghiệm bằng mô phỏng. Phân tích tĩnh, động lực học bằng phương pháp FEM, xây dựng mô hình toán xấp xỉ RSM-ANN. Kiểm tra mô hình phù hợp, nếu mô hình không phù hợp thì thực hiện chọn lại mô hình toán và số thí nghiệm.

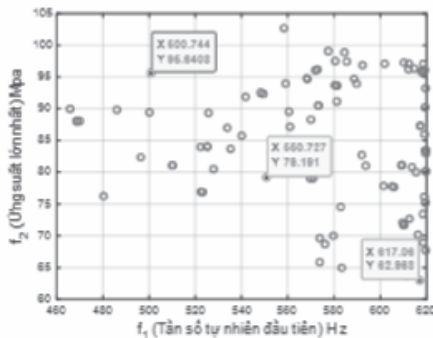
Bước 3: Xây dựng bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu. Giải bài toán bằng NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto. Lựa chọn thiết kế tối ưu dùng phương pháp TOPSIS: Sử dụng thuật toán NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, tiếp theo sử dụng phương pháp TOPSIS để lựa chọn lời giải tối ưu nhất từ tập nghiệm Pareto. TOPSIS là phương pháp để đánh giá xếp hạng đối tượng được giới thiệu bởi tài liệu [15].

Bảng 1. Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu cơ cấu ăn dao chính xác

1. Hàm mục tiêu:	
$f_1 = \text{Max}(f_0)$	(3)
$f_2 = \text{Min}(\sigma_m)$	(4)
2. Biến thiết kế: T_1, R_1, L_3, T_3, T_4	
3. Điều kiện biên:	
(i) Giới hạn biến thiết kế (mm)	
$4 \leq R_1 \leq 10$	(5)
$1.5 \leq T_1, T_3 \leq 6$	(6)
$18 \leq L_3 \leq 42$	(7)
$3 \leq T_4 \leq 6$	(8)
(ii) Hệ số khuếch đại chuyển vị $A_{amp} > 1.5$	(9)



Vật liệu của cơ cấu đàn hồi là 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 503 (MPa) và khối lượng riêng $\rho = 2810$ (kg/m³). Tổng số phần tử được chia lưới trong FEM cho thiết kế của bài toán là 17360 phần tử. Trong quá trình tối ưu hóa, số lượng thể hệ được thiết lập là 50 thể hệ và dân số của mỗi thể hệ là 20. Các thiết kế tối ưu của cơ cấu đàn hồi là các biến thiết kế, số lượng biến thiết kế được sử dụng trong cơ cấu này là 5 biến. Thứ tự của các biến được thể hiện cụ thể qua bảng 1.



Hình 6. Đồ thị Pareto tối ưu

Hình 6 biểu diễn đồ thị Pareto tối ưu. Mục tiêu của bài toán là cực đại hóa hàm f_1 (tần số tự nhiên) và đồng thời cực tiểu hàm f_2 (ứng suất nhỏ nhất). Tuy nhiên, trên hình 6, khi tăng tần số tự nhiên thì ứng suất lớn nhất của cơ cấu chưa thể xác định là tăng hay giảm. Như vậy có thể xảy ra sự xung đột giữa hai hàm mục tiêu này, do vậy không tồn tại một nghiệm lý tưởng vừa cực đại tần số tự nhiên, vừa đồng thời cực tiểu giá trị ứng suất của cơ cấu. Có rất nhiều sự lựa chọn các điểm thiết kế tối ưu nằm trên tập nghiệm Pareto front như trong hình 6. Vì vậy, ở đây sử dụng phương pháp TOPSIS để hỗ trợ việc ra quyết định chọn điểm nào là nghiệm tối ưu tốt nhất. Các trọng số (Weight factors) được tính toán bằng phương pháp Entropy dựa trên giá trị của các hàm mục tiêu. Trong nghiên cứu

này, trọng số và các ưu tiên của hai hàm mục tiêu của thiết kế được điều chỉnh dựa trên tầm quan trọng của mỗi mục tiêu mong muốn của nhà thiết kế. Sau khi phân tích tính toán, một số ứng viên tiềm năng được tạo ra. Các ứng cử viên được so sánh và ước tính tìm ra ứng cử viên tốt nhất của bài toán như trong bảng 2.

Bảng 2. Phân tích TOPSIS

No	f_1 (Hz)	f_2 (MPa)	Score	Ranking
73	617,060	62,968	1,0	1
50	611,279	63,721	0,9811	2
56	583,350	64,939	0,9504	3

Kết quả ứng với điểm có số 73 (điểm có đường dọc và đường ngang trên hình 6 và dòng đầu tiên ở bảng 2) là nghiệm tốt nhất. Bảng xếp hạng của các ứng viên có điểm số cao được trình bày ở trong bảng 2. Sau khi giải bài toán tối ưu, tần số tự nhiên đầu tiên tăng 38% và ứng suất của cơ cấu giảm 23% so với giá trị các thông số thiết kế được lựa chọn ngẫu nhiên ban đầu. Điều này một lần nữa chứng tỏ tối ưu hóa có nhiều lợi ích về mặt kinh tế và kỹ thuật.

Bảng 3. Kết quả tối ưu hóa

Biến thiết kế	Giá trị (mm)	Hàm mục tiêu	Giá trị
T_1	1,60	f_1	617,06 Hz
R_1	9,23	f_2	62,968 MPa
T_3	3,25	D_{max}	80,249 μ m
L_3	39,65		
T_4	4,72		

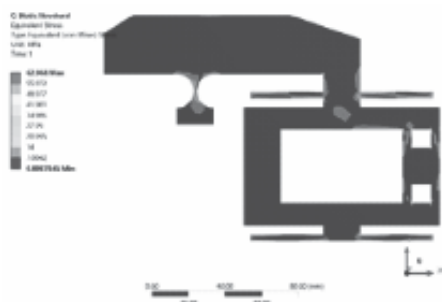
3.2. Đánh giá thiết kế tối ưu

Sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng chuyển vị, ứng suất của cơ cấu. Thông qua kết quả mô phỏng, ta có thể kiểm tra và đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu. Thiết kế tối ưu được tìm ra trong bảng 3 được dựng lại mô hình 3D bằng phần mềm INVENTOR và được mô phỏng lại trên phần mềm ANSYS Workbench. Mục đích của bước này là kiểm tra lại kết quả của ứng suất, chuyển vị và tần số cho thiết kế tối ưu. Các kết quả mô phỏng được thể hiện qua hình 7.

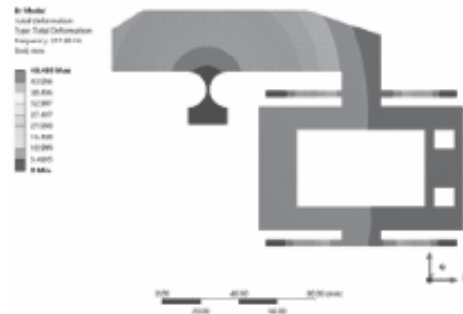
Qua hình 7 ta thấy, với chuyển vị đầu vào của cơ cấu $D_{in} = 40 \mu m$ thì chuyển vị đầu ra của cơ cấu $D_{out} = 80,29 \mu m$ tương ứng với độ khuếch đại của cơ cấu là $A_{amp} = 2$. Tần số tự nhiên đầu tiên có giá trị là $617,06 \text{ Hz}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $\sigma_{max} = 62,968 \text{ MPa}$ thỏa mãn điều kiện ràng buộc về độ bền vật liệu của cơ cấu.



(a)



(b)



(c)

Hình 7. Kết quả mô phỏng: (a) chuyển vị, (b) ứng suất, (c) tần số

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, tác giả đề xuất một thiết kế mới sử dụng các thanh đàn hồi và khớp bán nguyệt để tạo ra một thiết kế 2 DOF ứng dụng cho gia công tiện chính xác cao. Thiết kế này được tối ưu hóa đa mục tiêu bằng kết hợp giữa RSM-ANN, NSGA-II, TOPSIS, kết quả tối ưu thu được như trong bảng 3. Để đảm bảo độ tin cậy của phương pháp đề xuất, kết quả tối ưu đã được mô phỏng bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong ANSYS. Kết quả cho thấy cơ cấu có thể tạo được chuyển vị đầu ra $D_{out} = 80,29 \mu m$, tần số tự nhiên đầu tiên là $617,06 \text{ Hz}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $62,968 \text{ MPa}$ thỏa mãn điều kiện ràng buộc về độ bền vật liệu của cơ cấu. Nghiên cứu này hứa hẹn sẽ mang lại hữu ích khi ứng dụng thực tế để gia công tiện chính xác cao trong tương lai. Các thực nghiệm được tiếp tục đi sâu nghiên cứu để đánh giá về nhiệt độ cắt, lực cắt trên máy tiện CNC cũng như máy tiện truyền thống và được báo cáo ở bài viết tiếp theo. ❖

Ngày nhận bài: 23/4/2024

Ngày phản biện: 20/5/2024



Tài liệu tham khảo:

- [1]. V.-K. Nguyen, H.-T. Pham, H.-H. Pham, Q.-K. Dang, “*Optimization design of a compliant linear guide for high-precision feed drive mechanisms*”, Mechanism and Machine Theory, 165 (2021) 104442.
- [2]. W. Chen, D. Huo, Y. Shi, J. Hale, “*State-of-the-art review on vibration-assisted milling: principle, system design, and application*”, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 97 (2018) 2033-2049.
- [3]. Q. Liu, X. Zhou, P. Xu, Q. Zou, C. Lin, “*A flexure-based long-stroke fast tool servo for diamond turning*”, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 59 (2012) 859-867.
- [4]. H. Kim, J. Kim, D. Ahn, D. Gweon, “*Development of a nanoprecision 3-DOF vertical positioning system with a flexure hinge*”, IEEE Transactions on Nanotechnology, 12 (2013) 234-245.
- [5]. J. Qiu, J.H. Lang, A.H. Slocum, A.C. Weber, “*A bulk-micromachined bistable relay with U-shaped thermal actuators*”, Journal of microelectromechanical systems, 14 (2005) 1099-1109.
- [6]. M.N.M. Zubir, B. Shirinzadeh, Y. Tian, “*Development of a novel flexure-based microgripper for high precision micro-object manipulation*”, Sensors and Actuators A: Physical, 150 (2009) 257-266.
- [7]. H. Pham, V. Nguyen, V. Mai, “*Shape optimization and fabrication of a parametric curved-segment prosthetic foot for amputee*”, Journal of Science & Technologies: Technical Universities, 102 (2014) 89-95.
- [8]. M. Ling, X. He, M. Wu, L. Cao, “*Dynamic design of a novel high-speed piezoelectric flow control valve based on compliant mechanism*”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 27 (2022) 4942-4950.
- [9]. T.-H. Ngo, I.-T. Chi, M.-Q. Chau, D.-A. Wang, “*An energy harvester based on a bistable origami mechanism*”, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 23 (2022) 213-226.
- [10]. H. Li, F. Guo, Y. Wang, Z. Wang, C. Li, M. Ling, G. Hao, “*Design and modeling of a compact compliant stroke amplification mechanism with completely distributed compliance for ground-mounted actuators*”, Mechanism and Machine Theory, 167 (2022) 104566.
- [11]. R.R. Torrealba, S.B. Udelman, “*Design of cam shape for maximum stiffness variability on a novel compliant actuator using differential evolution*”, Mechanism and Machine Theory, 95 (2016) 114-124.
- [12]. O.M. Kamel, A.A.Z. Diab, T.D. Do, M.A. Mossa, “*A novel hybrid ant colony-particle swarm optimization techniques based tuning STATCOM for grid code compliance*”, IEEE Access, 8 (2020) 41566-41587.
- [13]. J. Wu, Z. Jiang, L. Wan, H. Song, K. Abbas, “*Robust optimization for precision product using Taguchi-RSM and desirability function*”, Arabian Journal for Science and Engineering, 46 (2021) 2803-2814.
- [14]. H.-T. Pham, V.-K. Nguyen, Q.-K. Dang, T.V.A. Duong, D.-T. Nguyen, T.-V. Phan, “*Design optimization of compliant mechanisms for vibration assisted machining applications using a hybrid Six Sigma, RSM-FEM, and NSGA-II approach*”, Journal of Machine Engineering, 23 (2023).
- [15]. D.L. Olson, “*Comparison of weights in TOPSIS models*”, Mathematical and Computer Modelling, 40 (2004) 721-727.