

THIẾT KẾ HÌNH DẠNG VÀ MÔ PHỎNG HOẠT ĐỘNG CỦA CƠ CẤU DẪN ĐỘNG VỚI ĐỘ PHÂN GIẢI MICRON

Phạm Huy Hoàng⁽¹⁾, Trần Văn Thùy⁽²⁾

(1)Trường Đại Học Bách Khoa, ĐHQG-HCM

(2)Trường Đại học Phạm Văn Đồng

(Bài nhận ngày 01 tháng 11 năm 2007, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 06 tháng 03 năm 2008)

TÓM TẮT: Các cơ cấu tác động cho chuyển động có độ phân giải micro được ứng dụng trong nhiều lĩnh vực chính xác như là định vị chính xác, gia công chính xác, quang học, ... Việc thiết kế ý tưởng và hình dáng của một cơ cấu tác động cho chuyển động có độ phân giải micro được trình bày trong bài báo này. Ý tưởng của thiết kế dựa trên hoạt động của thanh piezo gồm nhiều lớp và cơ cấu khuếch đại vi phân. Bài báo cũng trình bày việc mô phỏng hoạt động của cơ cấu nhờ vào ANSYS. Việc mô phỏng là kết quả của việc kết hợp hai bài toán: tiếp xúc và sự kết hợp giữa biến dạng và điện.

1. GIỚI THIỆU

Các cơ cấu dẫn động có độ phân giải micro rất cần thiết cho các lãnh vực nghiên cứu mũi nhọn như: gia công chính xác, cáp quang, công nghệ sinh học, công nghệ y sinh học, ... Hiện nay một số dạng cơ cấu tạo chuyển động với độ phân giải micro đã được chế tạo theo các nguyên lý “Sâu đo”-Inchworm [1], “Dính-trượt”- Stick-Slip [2], từ trường - magnet [3], kết hợp Stick-slip và visme vi phân [4], dẫn nở của thanh piezo nhiều lớp (multi-stack piezo) và bộ khuếch đại cơ [5 – 8]. Các cơ cấu trên thường có khả năng tải nhỏ (dạng Stick-slip) hay khoảng di chuyển nhỏ (dạng Inchworm hay dùng bộ khuếch đại cơ) hay độ phân giải và cứng vững thấp (dạng từ trường).

Bài báo này trình bày việc thiết kế một cơ cấu tác động cho chuyển động thẳng có độ phân giải micro có khả năng tải và khoảng di chuyển lớn dựa trên kết hợp thanh piezo nhiều lớp và bộ phận khuếch đại vi phân. Đây là một phần kết quả của đề tài Nghiên cứu cơ bản NCCB-300506 được tài trợ bởi Bộ Khoa Học và Công nghệ Môi Trường Việt Nam. Các vấn đề được trình bày gồm thiết kế ý tưởng và hình dáng cho cơ cấu – phần 2, thiết kế cơ cấu theo độ cứng vững – phần 3, phần 4 trình bày việc mô phỏng hoạt động của cơ cấu dùng ANSYS.

2. THIẾT KẾ Ý TƯỞNG VÀ HÌNH DÁNG CƠ CẤU

2.1. Nguyên lý khuếch đại vi sai

Cơ cấu được thiết kế bao gồm bộ khuếch đại cơ với piezo làm nguồn phát động chuyển động, có sử dụng khớp mềm để nối các khâu thay cho các khớp bản lề thông thường. Cơ cấu được dẫn động bởi thanh piezo nhiều lớp sẽ có khả năng tải lớn (tới 10 KN), tuy nhiên khoảng di chuyển rất nhỏ (dưới 100 μm – nếu không dùng bộ khuếch đại hoặc dưới 300 μm nếu có bộ khuếch đại). Nhược điểm dạng này là bộ khuếch đại là một dây liên tiếp các đòn bẩy, mà số đòn bẩy hạn chế và độ khuếch đại của mỗi đòn bẩy cũng không lớn (1,5 - 2). Khuyết điểm dạng cơ cấu này sẽ được khắc phục khi dây những đòn bẩy liên tiếp được thay thế bởi cơ cấu khuếch đại vi sai. Bình thường đòn bẩy đơn (Hình 1-a) cho đầu ra:

$$o = \frac{n}{m} i \quad (1)$$

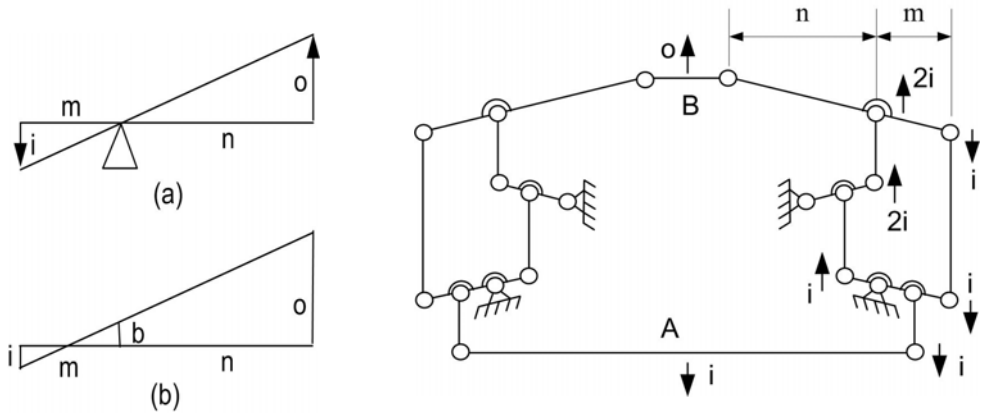
Để tăng độ khuếch đại của đòn bẩy đơn, điểm tựa có di chuyển nhỏ như Hình vẽ 1-b và

đầu ra của cơ cấu mới là:

$$o = \frac{m+n}{m}b + \frac{n}{m}i \quad (2)$$

Từ ý tưởng trên, cơ cấu khuếch đại vi sai được tổng hợp từ một đòn bẩy đơn và một đòn bẩy có bổ sung độ di chuyển của điểm tựa như trên Hình 2 với đầu ra o được xác định theo đầu vào i một cách lý tưởng:

$$o = \frac{2m+4n}{m}i \quad (3)$$

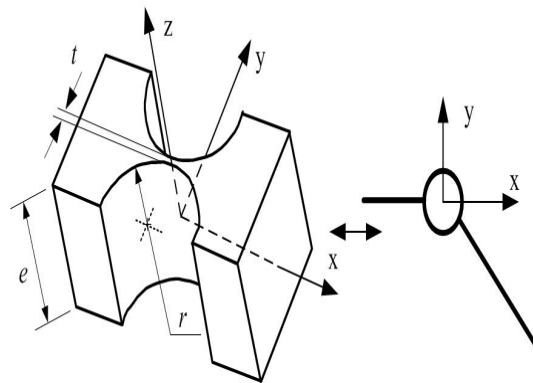


Hình 1. Đòn bẩy đơn và dạng vi sai.

Hình 2. Cơ cấu khuếch đại vi sai.

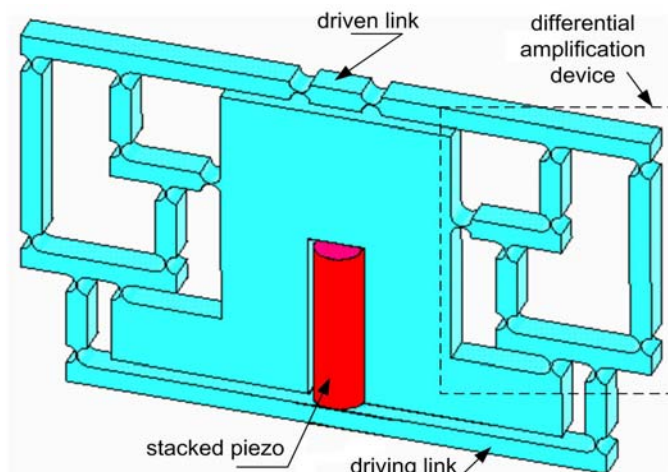
2.2. Thiết kế hình dạng cơ cấu dùng khớp đàn hồi

Với yêu cầu độ phân giải μm , các ổ bình thường không có khả năng đáp ứng vì tồn tại khe hở và sai số, việc sử dụng khớp bản lề đàn hồi (flexure hinge) cho phép khắc phục sai số trên. Khớp bản lề đàn hồi là một dải được cắt khoét đi cho phép xoay xung quanh một trục (Hình 3).



Hình 3. Khớp bản lề đàn hồi.

Cơ cấu khâu cứng ở Hình 2 được chuyển đổi sang dạng cơ cấu đàn hồi được diễn tả trên Hình 4. Cơ cấu đàn hồi có dạng liên khối, bao gồm thanh piezo nhiều lớp, phần dẫn, bộ khuếch đại vi sai và phần bị dẫn.



Hình 4. Cơ cấu đàn hồi

3. THIẾT KẾ CƠ CẤU THEO ĐỘ CỨNG VỮNG

Độ phân giải là chuyển động nhỏ nhất có thể điều khiển được của cơ cấu. Thông số này phụ thuộc vào ba yếu tố chính: (1) độ phân giải của thanh piezo nhiều lớp, (2) tần số riêng của cơ cấu, và (3) khả năng truyền động chính xác từ phần dẫn động đến phần bị dẫn của cơ cấu. Với độ phân giải thiết kế là μm , thì yếu tố (1) thỏa mãn vì truyền động của thanh piezo nhiều lớp có độ phân giải cỡ nm . Yếu tố (3) được đáp ứng nhờ sử dụng cơ cấu đàn hồi không có khe hở tại các khớp. Yếu tố (2) phụ thuộc chủ yếu vào độ cứng vững của cơ cấu. Vì cơ cấu ở dạng liên khối, bài toán thiết kế cơ cấu theo độ cứng vững sẽ được giải quyết theo hai bước:

- Bước 1 – Khảo sát: Thiết lập ma trận độ cứng bằng giải tích theo các kích thước động của cơ cấu khâu cứng, khảo sát sự thay đổi của độ cứng theo các kích thước động trên, chọn lựa các kích thước động làm ẩn.

- Bước 2 – Tính tối ưu: Xây dựng mô hình phân tử hữu hạn của cơ cấu theo các kích thước ở dạng tham số, giải bài toán tối ưu.

3.1. Khảo sát

Ma trận độ cứng của cơ cấu đàn hồi được xác định bằng cách ghép nối các ma trận độ cứng của các thành phần đàn hồi cấu tạo nên cơ cấu theo các dạng song song hay nối tiếp [9]. Cách ghép nối như sau:

* Kết cấu ghép nối tiếp

Gọi J_i là ma trận Jacôbi của thành phần đàn hồi thứ i với ma trận mềm C_i , ma trận độ cứng của kết cấu nối tiếp là:

$$\mathbf{K} = \left[\sum_{i=1}^n \mathbf{J}_i \mathbf{C}_i \mathbf{J}_i^T \right]^{-1} \quad (4)$$

*** Kết cấu ghép song song:**

Gọi A_i và AF_i là các ma trận chuyển đổi biến dạng và lực từ chân thứ i có ma trận độ cứng K_i về tâm khảo sát, ma trận độ cứng của kết cấu song song là:

$$\mathbf{K} = \sum_{i=1}^n \mathbf{A}_{Fi} \mathbf{K}_i \mathbf{A}_i^{-1} \quad (5)$$

Ma trận mềm hay cứng của các thành phần được xác định theo ma trận mềm của khớp bản lề đàn hồi [10]:

$$\mathbf{C}_f = \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & C_{23} \\ 0 & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Với:

$$C_{11} = \frac{1}{Ee} \left[\pi \left(\frac{r}{t} \right)^{1/2} - 2.57 \right] \text{ (mm/N); } C_{22} = \frac{9\pi}{2Ee} \left(\frac{r}{t} \right)^{5/2} \text{ (mm/N),}$$

$$C_{33} = \frac{9\pi r^{1/2}}{2Ee t^{5/2}} \text{ (rad/Nmm)}$$

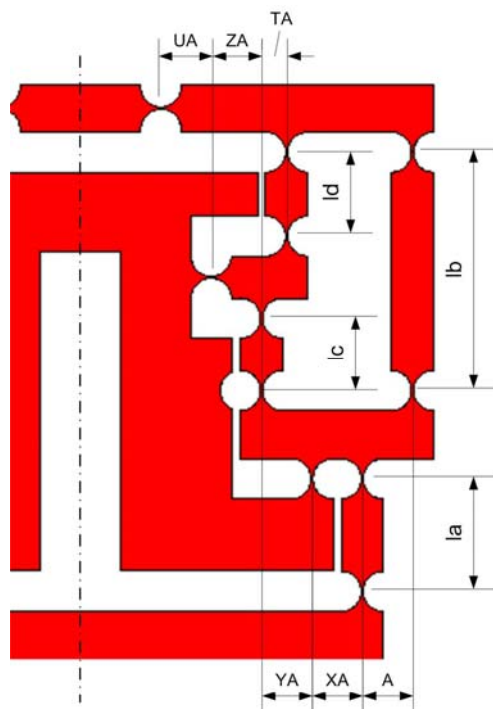
$$C_{23} = C_{32} = \sqrt{1 - \left(\frac{t}{2e} \right)^2} \frac{9\pi r^{3/2}}{2Ee t^{5/2}} \text{ (mm/Nmm)}$$

Trong đó : r (mm) - bán kính vùng khoét, t (mm) - phần còn lại sau khi khoét, e (mm) - chiều dày khớp đàn hồi và E (MPa) - modun đàn hồi của vật liệu.

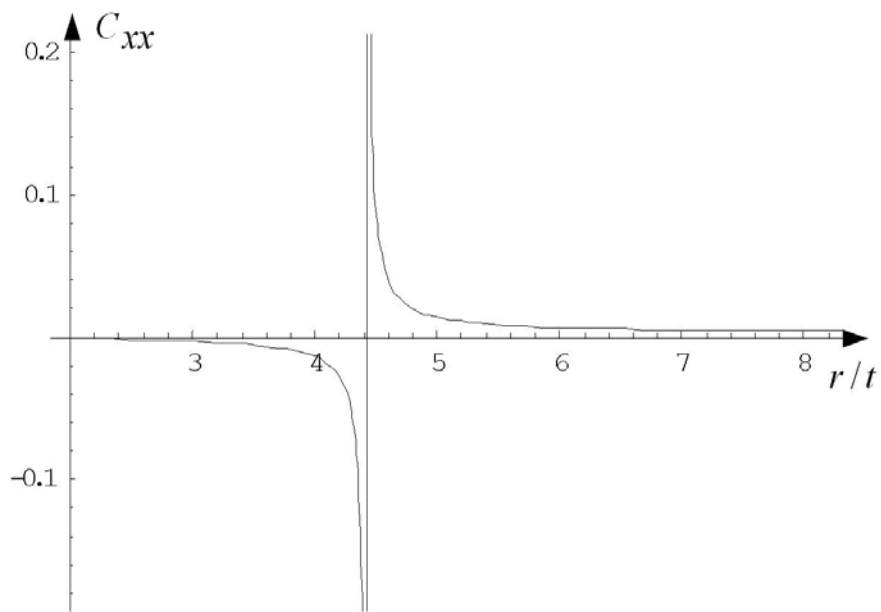
Ma trận độ cứng của cơ cấu được xác định là hàm của các kích thước $r, t, l_a, l_b, l_c, l_d, A, X, Y, Z, T$, và U cho trên Hình 5.

* Ảnh hưởng của t và r : Ảnh hưởng của tỉ số r/t lên độ cứng của cơ cấu có thể thấy trên các đồ thị Hình 6. Trong vùng gần 4.4, độ mềm tăng vọt, nhưng vượt qua 4.6 thì độ mềm giảm nhiều.

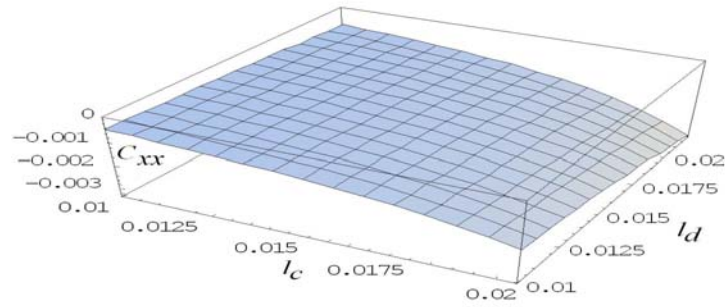
* Ảnh hưởng của l_a, l_b, l_c, l_d : Ảnh hưởng của các kích thước động l_a, l_b, l_c, l_d lên độ cứng của cơ cấu có thể thấy trên các đồ thị Hình 7 và 8. Kích thước l_b, l_c, l_d tăng sẽ làm độ mềm tăng/độ cứng giảm. Trong khi đó, l_a lại rất ít ảnh hưởng. Ngoài ra l_b phụ thuộc vào l_c, l_d .



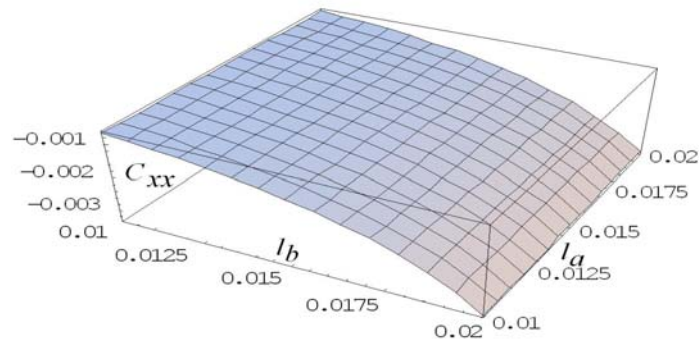
Hình 5. Kích thước cơ cấu ở dạng tham số



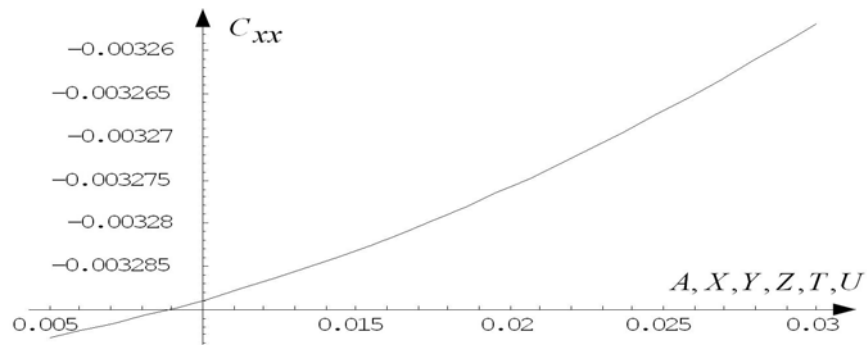
Hình 6. Đồ thị độ mềm C_{xx} theo r/t



Hình 7. Đồ thị độ mềm C_{xx} theo l_c, l_d



Hình 8. Đồ thị độ mềm C_{xx} theo l_b, l_a



Hình 9. Đồ thị độ mềm C_{xx} theo A, X, Y, Z, T, U

* Ảnh hưởng của A, X, Y, Z, T, U : Hình 9 cho thấy các kích thước ngang càng nhỏ thì độ mềm càng nhỏ.

Với khảo sát trên, các kích thước cơ cấu được chọn như sau:

- Tỉ số $r/t = 10$, cụ thể $t = 0.5$ mm và $r = 5$ mm.

- Kích thước chuẩn: $l_a = 17$ mm và $A = 13.5$ mm.

- Chọn kích thước X, Y, Z, T, U, l_b, l_c, l_d làm biến thiết kế trong bài toán tối ưu độ cứng ở bước chính xác.

3.2 Tính tối ưu

Vật liệu của cơ cấu được giả định là hợp kim nhôm (6061-T6) có hệ số Poisson 0.35, modun đàn hồi 68900 N/mm², và giới hạn chảy 255 MPa. Mô hình cơ cấu theo các tham số kích thước được thiết lập ở dạng mã lệnh của ANSYS. Đặt lực $F = 1$ N lên phần bị dẫn, cố định phần dẫn, tìm chuyển vị phân bị dẫn (Hình 10). Chuyển vị này được tối thiểu hóa với:

- Biến thiết kế:

$$X, Y, Z, T, U, W, Q \quad (W = l_c / l_a, Q = l_d / l_a)$$

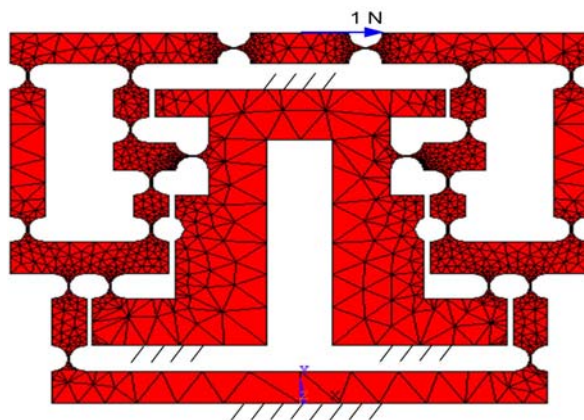
- Biến trạng thái: $S_{max} \leq S_y$ (S_{max} : ứng suất lớn nhất xuất hiện bên trong thể tích của cơ cấu).

- Biến đối tượng cần tối ưu:

$XMAX$ ($XMAX$: chuyển vị ngang của phần bị dẫn).

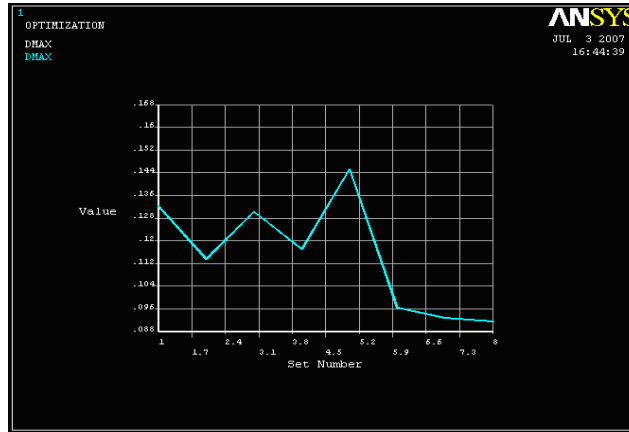
Kết quả bài toán như sau:

| Tên biến | Loại biến | Lời giải | Thông số thật |
|----------|------------|-----------|---------------|
| X | Thiết kế | 0.90645 | 12.24 mm |
| Y | Thiết kế | 1.1628 | 15.7 mm |
| Z | Thiết kế | 0.92492 | 12.49 mm |
| T | Thiết kế | 0.49421 | 6.67 mm |
| U | Thiết kế | 1.0820 | 14.61 mm |
| W | Thiết kế | 0.51818 | 8.81 mm |
| Q | Thiết kế | 0.7735333 | 13.15 mm |
| SMAX | Trạng thái | 0.18311 | 0.18311 Mpa |
| XMAX | Đối tượng | 0.57 | 0.57 mm/N |



Hình 10. Mô hình cơ cấu dùng ANSYS

Đồ thị biểu diễn sự hội tụ của bài toán được minh họa trong Hình 11.



Hình 11. Giá trị XMAX theo số lần lặp

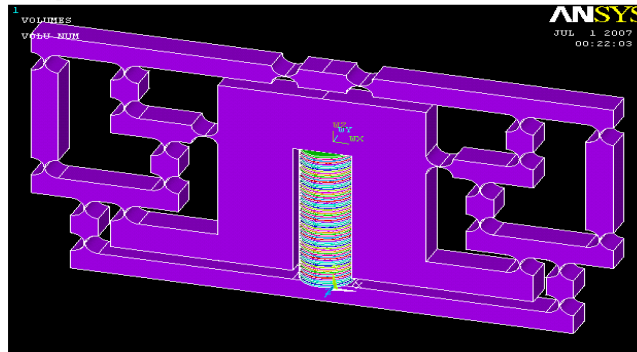
4. MÔ PHỎNG HOẠT ĐỘNG CỦA CƠ CẤU

Mô hình cơ cấu được thiết kế ở phần trước được xây dựng bằng ANSYS như Hình 12.

4.1 Biến dạng của thanh piezo theo điện áp

Piezo được sử dụng cho cơ cấu có chiều dài $L = 75\text{mm}$ được tạo thành từ 500 lớp piezo có dạng hình đĩa, mỗi lớp có đường kính 20mm và chiều dày 0.15mm. Vật liệu piezo là PIC 151 với các thuộc tính: hằng số đàn hồi $CE33 = 8.9.1010 \text{ N/m}^2$, hằng số Piezo $d33 = 635.10^{-12} \text{ m/V}$, hằng số điện môi $\epsilon T33 = 5440.\epsilon_0$, trọng lượng riêng 7800 Kg/m^3 . Giả thiết biến dạng của piezo chủ yếu chỉ theo phương dọc trục và biến dạng của mỗi lớp piezo dạng hình đĩa chỉ phụ thuộc vào điện thế cung cấp mà không phụ thuộc vào chiều dày lớp. Sự mô phỏng biến dạng của một lớp piezo theo điện áp đặt vào có thể thấy ở Hình 13. Đồ thị 14 diễn tả sự biến dạng của một lớp piezo khi điện áp thay đổi trong khoảng 1÷300 V. Với điện thế tương tác cực đại và cực tiểu trong giới hạn khảo sát sẽ cho biến dạng:

- Điện áp $V = 300 \text{ V}$ gây biến dạng $0.191 \mu\text{m}$ cho mỗi lớp và tạo chuyển vị $95.5 \mu\text{m}$ (500×0.191) cho thanh piezo.
- Điện áp $V = 1 \text{ V}$ gây biến dạng 0.635 nm cho mỗi lớp và tạo chuyển vị 317.5 nm (500×0.635) cho thanh piezo.



Hình 12. Mô hình cơ cấu

4.2 Sự tiếp xúc giữa thanh piezo và cơ cấu

Sự dẫn động của thanh piezo nhiều lớp cho cơ cấu khuếch đại vi sai được mô phỏng trong bài toán tiếp xúc giữa thanh piezo và phần dẫn động của cơ cấu. Nhận xét khi để thanh piezo chuyển vị không tải (chưa tiếp xúc phần dẫn) thì chuyển vị ứng với điện áp 300V là 95,5 μm như Hình vẽ 15. Tuy nhiên khi cho thanh piezo có tải (tiếp xúc phần dẫn - Hình 16), thì chuyển vị chỉ còn 93,3 μm.

Như vậy, hiệu suất của cơ cấu là :

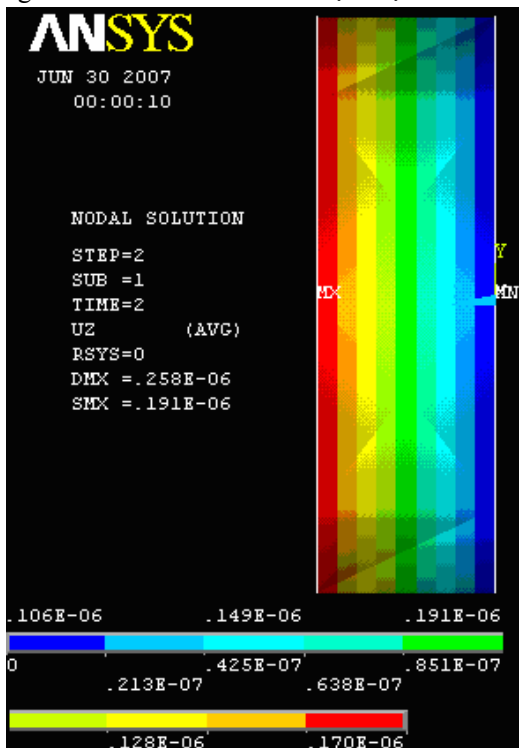
$$\eta = \frac{93,3}{95,5} \cdot 100\% = 97.7\% \quad (7)$$

Ngoài ra, chuyển vị ở khâu dẫn của cơ cấu là 93.3 μm, trong khi đó chuyển vị khâu bị dẫn là 898 μm, vậy độ khuếch đại thực tế của cơ cấu là:

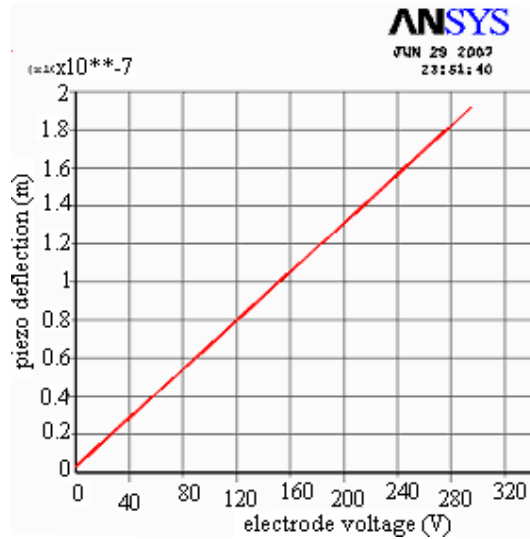
$$K = \frac{898}{93.3} = 9.53 \quad (8)$$

Sự biến dạng “kỳ sinh” tại các khớp chính là nguyên nhân gây ra sự khác biệt của độ khuếch đại so với phỏng đoán ban đầu theo mô hình khâu cứng.

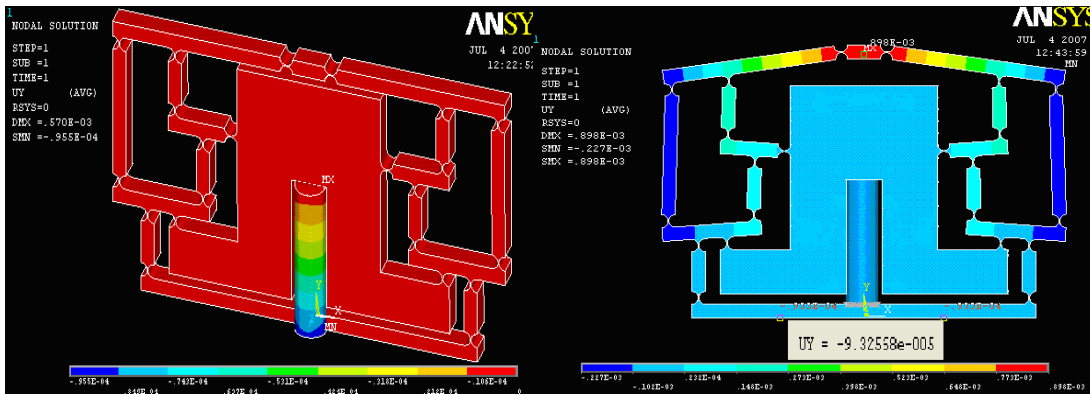
Các thanh piezo nhiều lớp thực tế thường có độ phân giải cỡ 50 nm. Với độ khuếch đại như trên, thì độ phân giải cho toàn cơ cấu có thể đạt được là: 0.5 - 1 μm.



Hình 13. Biến dạng của một lớp piezo



Hình 14. Biến dạng một lớp theo điện áp



Hình 15. Chuyển vị không tải.

Hình 16. Chuyển vị có tải.

5. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày một thiết kế hoàn toàn mới của cơ cấu dẫn động thẳng với độ phân giải micron được tạo thành từ một cơ cấu đàn hồi khuếch đại biến dạng của thành piezo nhiều lớp thành chuyển vị thẳng. Thiết kế bao gồm ba bước: (1) Thiết kế ý tưởng – hình dạng thông qua việc tìm ra cơ cấu khuếch đại vi sai khâu cứng và chuyển đổi về cơ cấu đàn hồi; (2) Phân tích độ cứng vững cơ cấu theo các biến số kích thước bằng giải tích; (3) Thiết kế cơ cấu dùng công cụ thiết kế tối ưu của ANSYS. Trong đó ý tưởng khuếch đại vi sai là ưu điểm của cơ cấu được thiết kế so với các cơ cấu đã phát triển trước đây. Cơ cấu được thiết kế được mô phỏng dùng ANSYS bằng việc giải quyết hai bài toán: (1) “Pha trộn” hai môi trường điện trường và biến dạng cơ; (2) Tiếp xúc giữa hai bề mặt truyền lực. Các nội dung trên cho phép phỏng đoán

trước các đặc tính của cơ cấu trước khi chế tạo. Các vấn đề còn tồn tại trong việc phát triển cơ cấu này là: Việc đánh giá ảnh hưởng của sai số chế tạo và lắp ráp đến các đặc tính hoạt động và việc khảo sát đáp ứng động lực học của cơ cấu để đánh giá chính xác về độ phân giải.

THE CONCEPTUAL DESIGN AND PERFORMANCE SIMULATION OF MICRO-LINEAR ACTUATORS

Pham Huy Hoang⁽¹⁾, Tran Van Thuy⁽²⁾

(1)University of Technology, VNU-HCM

(2) Pham Van Dong University

ABSTRACT: *Micro linear actuators are applied to many precision fields such as ultra-precise positioning, precision manufacturing, optics, etc. The conceptual design of a micro-linear actuator is presented in this paper. The concept is based on a stacked piezo and a flexure-based differential amplifier mechanism. The paper also presents the simulation of the designed actuator using ANSYS. The simulation is performed by combining two problems: contact problem and a strain-electricity coupling*

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. J. Li et al., *Design and development of a new piezoelectric linear Inchworm actuator*, Mechatronics, 15, pp. 651-681, (2005).
- [2]. Y. Zhang et al., *On development of a rotary-linear actuator using piezoelectric translator*, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 11 (5), pp. 647-651, (2006).
- [3]. S. Verma and W-J. Kim, *Multi-axis maglev nanopositioner for precision manufacturing and manipulation applications*, IEEE Transactions on Industry Applications, 41 (5), pp. 1159-1167, (2005).
- [4]. Trang web về các sản phẩm của New Focus: <http://www.newfocus.com/products/>.
- [5]. S. B. Choi et al., *A magnification Device for Precision Mechanism Featuring Piezoactuators and Flexure Hinges*, Mechanism and Machine Theory, 42 (9), pp. 1184-1198, (2007).
- [6]. C-L. Chu and S-H. Fan, *A novel long - travel piezoelectric - driven linear nanopositioning stage*, Precision Engineering, 30, pp. 85-95, (2006).
- [7]. J. Yu et al., *On the design of compliant-based micro-motion manipulators with a nanometer range resolution*, Proceeding of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp. 149-154, (2003).
- [8]. B. H. Kang et al., *Analysis and design of parallel mechanisms with flexure joints*, IEEE Transactions on Robotics, 21 (6), pp. 1179-1185, (2005).
- [9]. H-H. Pham and I-M. Chen, *Stiffness modeling of flexure parallel mechanism*, Precision Engineering, 29, pp. 467-478, (2005).
- [10]. J. M. Paros & L. Weisbord, *How to design flexure hinges*, Machine Design, 25, pp. 151-156, (1965).