

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HCM**

DIỆP BẢO TRÍ

**PHÁT TRIỂN HỆ THỐNG PHẢN HỒI LỰC
DÙNG LƯU CHẤT TỪ BIẾN**

Chuyên ngành: Cơ Kỹ Thuật
Mã số chuyên ngành: 9520101

TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ

TP. HỒ CHÍ MINH – NĂM 2021

Công trình được hoàn thành tại **Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành Tp.HCM**

Người hướng dẫn khoa học 1: **PSG.TS. Nguyễn Quốc Hưng**

Người hướng dẫn khoa học 2: **TS. Mai Đức Đãi**

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án sẽ được bảo vệ trước **Hội đồng đánh giá luận án Cấp Cơ sở** họp tại

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM

vào ngày tháng năm

MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

Hiện nay trên đà phát triển nhanh chóng về khoa học công nghệ đặc biệt là nền công nghiệp 4.0 đang tiến sâu vào từng lĩnh vực trong cuộc sống của con người hiện đại. Về cơ bản, một hệ thống điều khiển từ xa bao gồm một hệ điều khiển bị động và một hệ chủ động. Trong hệ thống này vấn đề quan trọng cần giải quyết đó là thiếu thông tin của các tín hiệu phản hồi như vị trí, lực, mô-men... của các bộ phận tác động cuối của hệ điều khiển bị động cho người vận hành. Việc thiếu thông tin này làm giảm tính chính xác và tính linh hoạt của hệ thống. Vì vậy trong đề tài nghiên cứu này tác giả và nhóm nghiên cứu tập trung nghiên cứu tính đáp ứng của lưu chất từ biến, phát triển các cơ cấu tạo lực, mô-men dựa trên lưu chất từ biến, đồng thời phát triển các cơ cấu phản hồi lực dùng lưu chất từ biến.

2. Mục đích nghiên cứu

- Phát triển các cấu hình phanh mới, cơ cấu quay hai chiều sử dụng lưu chất từ biến nhằm mục đích giảm kích thước, khối lượng của phanh, đồng thời tăng mô-men phanh cực đại để sử dụng trong các cơ cấu phản hồi lực.
- Phát triển hệ thống phản hồi lực như cơ cấu haptic, tay máy 3 bậc tự do có phản hồi lực sử dụng các phanh và cơ cấu quay hai chiều dùng lưu chất từ biến đã được đề xuất.

3. Phương pháp nghiên cứu và cách tiếp cận.

- Phương pháp số: phương pháp đạo hàm bậc nhất, thuật toán tiến hóa (Differential Evolution), điều khiển kín PID (Proportional Integral Derivative), điều khiển hiện đại (SMC, SISO, Noron, Fuzzy)
- Đối tượng nghiên cứu là các cơ cấu các phanh, cơ cấu quay hai chiều, ly hợp sử dụng MRF.
- Các kết quả của các lời giải đều được so sánh với các nghiên cứu trước để kiểm tra tính đúng đắn và độ tin cậy.

4. Tính mới của đề tài.

Các điểm mới của nghiên cứu này so với các nghiên cứu trước:

- Cơ cấu hai chiều mới thay thế các phanh và ly hợp dùng MRF để có thể giúp người điều khiển cảm nhận được lực làm việc ngay khi hệ thống ở trạng thái tĩnh, đồng thời có thể loại bỏ được ảnh hưởng của ma sát đến độ chính xác của hệ thống phản hồi lực.
- Tập trung thiết kế, chế tạo các cơ cấu phản hồi lực dùng lưu chất MRF kiểu mới.
- Thiết kế tối ưu thông số hình học cho các cơ cấu hai chiều, phanh quay và phanh tịnh tiến dùng MRF với ràng buộc là mô-men và lực đầu ra lớn hơn hoặc bằng lực yêu cầu.
- Phân tích động lực học của hệ thống phản hồi lực.
- Xây dựng mô hình điều khiển cho hệ thống phản hồi lực được đề xuất.

5. Cấu trúc của luận án: cấu trúc luận án gồm 6 chương

Chương 1. Tổng Quan

Chương 2. Cơ Sở Lý Thuyết

Chương 3. Phát Triển Cơ Cấu Hai Chiều Cho Hệ Thống Phản Hồi Lực Dùng Lưu Chất Từ Biến

Chương 4. Phát Triển Hệ Thống Joystick Có Phản Hồi Lực Dùng Lưu Chất Từ Biến

Chương 5. Phát Triển Tay Máy 3D Phản Hồi Lực Dùng Lưu Chất Từ Biến

Chương 6. Kết Luận

Chương 1

TỔNG QUAN

1.1 Giới thiệu về lưu chất từ biến MRF (Magneto Rheological Fluid)

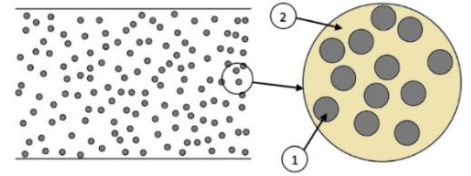
Lưu chất từ biến là một dạng lưu chất phản ứng với từ trường là một trong số các loại vật liệu thông minh. Vật liệu dạng này có khả năng chuyển từ trạng thái lỏng sang dạng trạng thái sệt khi có từ trường đi qua lưu chất. Nói chung vật liệu MRF bao gồm chất lỏng cơ bản (chất mang chứa các hạt kim loại từ tính), các hạt từ tính phân cực và chất ổn định

hoặc chất hoạt động bề mặt. Chất ổn định và chất hoạt động bề mặt được dùng để khắc phục sự lắng đọng của các hạt từ tính, vì vậy chúng ảnh hưởng khá lớn đến khả năng lưu biến của lưu chất MR. Các đặc điểm từ tính của lưu chất MR (Magneto Rheological) bao gồm ứng suất, độ nhớt và độ lắng đọng [1, 2]. Các đặc điểm này phụ thuộc vào các tham số biến đổi khác nhau như tỷ trọng hạt từ tính, loại hạt từ tính, mật độ các hạt từ tính, cường độ từ trường, nhiệt độ, tính chất của chất lỏng cơ bản và loại chất lỏng hoạt động bề mặt [3].

1.2.1 Các thành phần chính của MRF

Thành phần chính (**Hình 1.1**): hạt từ tính (1), chất lỏng nền (2), chất phụ gia

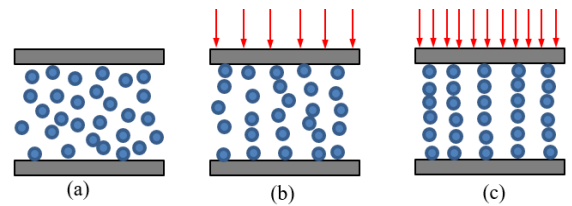
- Các hạt từ tính phù hợp như sắt, hợp kim sắt, oxit sắt, nitrat sắt, cacbua sắt, sắt carbonyl, niken và coban [4, 5].
- Chất lỏng nền tạo thành pha liên tục cho MRF. Chất lỏng nền thích hợp như dầu silicon, dầu khoáng, dầu parafin, dầu thủy lực [5].
- Chất hoạt động bề mặt được thêm vào nhằm làm giảm sự lắng đọng của các hạt trong MRF [6]. Hiện tượng lắng đọng có thể gây ra hành vi cắt mỏng của huyền phù [7]. Với sự lắng đọng tăng lên khi MRF dưới tác động của ứng suất cao và tốc độ cắt cao trong một thời gian dài thì chất lỏng sẽ sệt lại [8].



Hình 1.1 Thành phần chính MRF

1.2.2 Nguyên lý hoạt động của MRF

Khi MRF ở trạng thái bình thường không có từ trường đi qua lưu chất thì các hạt sắt từ trong lưu chất chuyển động tự do và được biểu diễn theo thuộc tính Newton như mọi các chất lỏng khác (**Hình 1.2a**), còn khi MRF ở trạng thái có tác dụng của từ trường bên ngoài thì các hạt từ tính sẽ gắn kết và sắp xếp lại với nhau theo hình dạng khác nhau tùy vào sự phân bố đường sức từ mà chúng có khả năng chống phá vỡ liên kết, làm cho lưu chất sệt lại (**Hình 1.2b,c**).



Hình 1.2. Các trạng thái của MRF.

1.3 Tình hình nghiên cứu và ứng dụng MRF hiện nay.

Trong những năm gần đây, với những phát triển mạnh mẽ của việc nghiên cứu và ứng dụng vật liệu thông minh đặc biệt là MRF, có một số nghiên cứu trong và ngoài nước về cơ cấu phản hồi lực dùng MRF được quan tâm. Trong đó, tác giả Nguyễn Ngọc Điệp và các cộng sự [9] nghiên cứu thành công đề tài “Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo mô hình tay máy sao chép chuyển động và phản hồi lực”; K. H. Kim và các cộng sự [10] đã nghiên cứu và chế tạo bàn tay phản hồi lực 5 bậc tự do dùng 5 phanh MRF thẳng, nhưng lực tĩnh ban đầu khá lớn 2 N; Scott Winter và Mourad Bouzit [11] nghiên cứu chế tạo gang tay phản hồi lực dùng 5 cơ cấu phanh MRF thẳng. Kích thước cơ bản của mỗi phanh MRF là 50x12x12 mm, lực lớn nhất có thể tạo ra là 6 N.

1.4 Kết luận.

Thông qua các nghiên cứu, tác giả sẽ nghiên cứu và phát triển mô hình và ứng xử mới của MRF cho cơ hệ của mình. Đồng thời dựa trên cải tiến này, tác giả sẽ tiến hành phân tích, tích toán, tối ưu hóa các thông số hình học, ràng buộc của hệ thống và dựa trên kết quả phân tích tác giả sẽ tiến hành xây dựng bài toán điều khiển để đáp ứng của hệ thống.

1.5 Mục tiêu nghiên cứu.

1.5.1 Mục tiêu chung:

Phát triển cơ cấu phản hồi lực 3 chiều với cơ cấu chấp hành sử dụng lưu chất từ biến có các đặc điểm cơ bản sau:

- Có thể phản hồi chính xác lực 3 chiều lên tay người điều khiển.
- Giảm thiểu tối đa ảnh hưởng của lực ma sát lên tay người điều khiển.
- Đánh giá khả năng đáp ứng của hệ phản hồi lực

1.5.2 Mục tiêu cụ thể

- Phát triển các cấu hình phanh mới, cơ cấu quay hai chiều sử dụng lưu chất từ biến nhằm mục đích giảm kích thước, khối lượng của phanh, đồng thời tăng mô-men phanh cực đại để sử dụng trong các cơ cấu phản hồi lực.
- Phát triển hệ thống phản hồi lực như cơ cấu haptic, tay máy 3 bậc tự do có phản hồi lực sử dụng các phanh và cơ cấu quay hai chiều dùng lưu chất từ biến đã được đề xuất.

1.6 Phương pháp nghiên cứu và cách tiếp cận.

- Phương pháp số: phương pháp đạo hàm bậc nhất (phương pháp ANSYS), thuật toán tiến hóa (Differential Evolution), điều khiển kín PID, điều khiển hiện đại (SMC, SISO, Noron, Fuzzy...)
- Đối tượng nghiên cứu là các thiết bị sử dụng MRF được áp dụng trong các hệ thống điều khiển từ xa có phản hồi lực như phanh, cơ cấu quay hai chiều, ly hợp.
- Các kết quả của các lời giải đều được so sánh với các nghiên cứu trước đó.

1.7 Tính mới của đề tài.

- Cơ cấu hai chiều mới thay thế các phanh và ly hợp dùng MRF để có thể giúp người điều khiển cảm nhận được lực khi hệ thống ở trạng thái tĩnh, đồng thời có thể loại bỏ được ảnh hưởng của ma sát đến độ chính xác của hệ thống.
- Tập trung thiết kế, chế tạo các cơ cấu phản hồi lực dùng lưu chất MRF kiểu mới.
- Thiết kế tối ưu thông số hình học cho các cơ cấu hai chiều, phanh quay và phanh tịnh tiến dùng MRF với ràng buộc là mô-men và lực đầu ra lớn hơn hoặc bằng lực yêu cầu.
- Phân tích động lực học của hệ thống phản hồi lực.
- Xây dựng mô hình điều khiển cho hệ thống phản hồi lực được đề xuất.

Chương 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Các đặc tính cơ bản của MRF.

- Đặc tính từ tính của MRF là một trong đặc tính rất quan trọng để áp dụng cho bất kỳ thiết bị nào dựa trên MRF và thường đặc trưng bởi quan hệ giữa mật độ từ thông với cường độ từ trường (B-H) và độ trễ của MRF, đặc trưng bởi độ từ thẩm μ . Độ từ thẩm μ là tỉ lệ giữa mật độ từ thông (B) và cường độ từ trường (H) đi qua vật liệu.

$$B = \mu \cdot H \quad (2-1)$$

Với B: mật độ từ thông; H: cường độ từ trường; μ : độ từ thẩm. Trong thực tế độ từ thẩm μ không phải là một hằng số nên quan hệ giữa B và H là một hàm phi tuyến [12]

- Đặc tính độ nhớt: thể hiện bởi độ nhớt của chất lỏng nền và mật độ các hạt từ tính. Đây cũng là một trong những thông số lưu biến được sử dụng để xác định hành vi ứng xử của vật liệu phi Newton, độ nhớt của MRF như là một hàm của thời gian [13]. Phương trình độ nhớt: $\eta_r = 1 + 2.5\phi$ (2-2)

Trong đó η_r là độ nhớt tương đối của huyền phù và ϕ là thể tích của các chất hòa tan hoặc các hạt hình cầu. Theo Shook [15] rằng mật độ tối đa của các hạt ϕ_{max} nên được kết hợp trong mối quan hệ giữa độ nhớt và mật độ như sau:

$$\eta_r = \frac{\phi}{(1-\phi)^{2.5\phi_{max}}} \quad (2-3)$$

- Độ bền và hiện tượng dày lên: sau một thời gian làm việc lưu chất hoàn toàn có thể mất đi những đặc tính ban đầu.

2.2 Mô hình toán áp dụng cho MRF

 Mô hình dẻo Bingham: $\tau = \tau_y(H)\text{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta\dot{\gamma}$ (2-4)

Với (τ): ứng suất cắt, (τ_y): ứng suất chảy dẻo, (sgn): hàm dấu, (η): độ nhớt sau chảy dẻo, ($\dot{\gamma}$): tốc độ cắt lưu chất.

Mô hình dẻo Herschel-Bulkley: $\tau = (\tau_y(H)\text{sgn}(\dot{\gamma}) + K(\dot{\gamma})^{1/m}) \cdot \text{sgn}(\dot{\gamma})$ (2-5)

Các tính chất lưu biến của MRF được xác định bằng công thức sau:

$$Y = Y_{\infty} + (Y_0 - Y_{\infty})(2e^{-B\alpha_{SY}} - e^{-2B\alpha_{SY}}) \quad (2-6)$$

2.3 Các dạng ứng dụng của MRF.

- *Chế độ dòng chảy (van)*: từ trường được đưa từ ngoài vào có hướng vuông góc với hướng của dòng chảy để thay đổi các tính chất lưu biến của MRF nhằm kiểm soát dòng chảy.
- *Chế độ cắt*: từ trường được đặt vuông góc hướng chuyển động của các bề mặt.
- *Chế độ nén*: hướng lực tác dụng lên các tấm cùng hướng của từ trường.

2.4 Tính toán mô-men ma sát trong rãnh lưu chất MR

Tác giả xét một phanh xoay MRF có cấu tạo như **Hình 2.1a**, khi đó vùng cần tính mô-men bao gồm vùng I và II

2.4.1 Mô-men ma sát sinh ra tại vùng I.

Xét phanh như **Hình 2.1** có đĩa quay với vận tốc Ω (vòng/phút), thì mô-men ma sát tức thời của phần tử này tác động lên phanh được tính theo công thức [16]:

$$dT = 2\pi r^2 \tau_{z\theta} dr + 2\pi r^2 \tau_{r\theta} dz \quad (2-7)$$

Để đơn giản trong việc phân tích và tính toán mô-men cho phanh thì các giả thiết sau được áp dụng: dòng lưu chất không bị nén và chuyển động ổn định theo lớp; bỏ qua tác dụng của trọng lực và lực ly tâm của phần tử MRF; vận tốc hướng tâm và hướng kính bằng không; lưu chất được xem như tiếp xúc hoàn toàn với đĩa và không bị trượt; khe lưu chất nhỏ nên dòng lưu chất được xem như phát triển hoàn toàn, không tồn tại vùng rắn và bỏ qua chuyển động dọc trục. Khi đó phương trình (2-7) được viết lại:

$$T = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} r^2 K \left(\frac{r\Omega}{d} \right)^n \cdot dr + 2\pi \int_{R_i}^{R_o} r^2 \tau_y \cdot dr \quad (2-8)$$

Với giả thuyết mật độ từ thông qua khe lưu chất là hằng số và giá trị trung bình của mật độ từ thông được áp dụng thì:

$$T = \frac{2\pi \cdot \mu_{eq} R^4}{(n+3)d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_o} \right)^{n+3} \right] \Omega + \frac{2\pi \tau_y}{3} (R_o^3 + R_i^3) \quad (2-9)$$

2.4.2 Mô-men ma sát sinh ra tại vùng II.

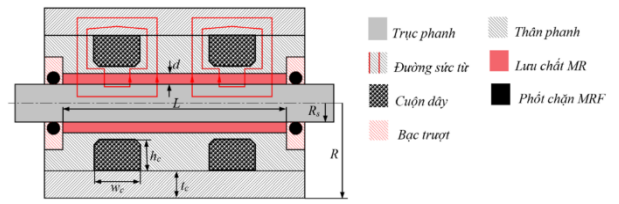
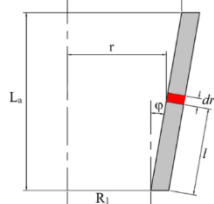
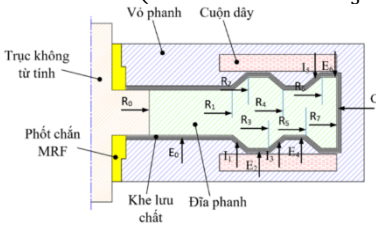
Với các tính chất trên thì mô-men ma sát tác dụng lên mặt trụ ngoài của đĩa được tính bởi [16]:

$$T_a = 2\pi \cdot R_o^2 b_d \tau_{R_o} = 2\pi \cdot R_o^2 b_d K_0 \left(\frac{\Omega R_o}{d_o} \right)^n \quad (2-10)$$

2.4.3 Mô-men ma sát trên rãnh nghiêng

Xét phanh có hình **Hình 2.2**, phần tử MRF tính toán được biểu diễn như **Hình 2.3**. Từ đó mô-men ma sát tại rãnh nghiêng được tính như sau:

$$T_{li} = 2\pi \left(R_i^2 l + R_i l^2 \sin\phi + \frac{1}{3} l^3 \sin^2\phi \right) \tau_{yli} + \frac{1}{2} \pi \mu_{li} \frac{\pi}{d} (4R_i^3 + 6R_i^2 l \sin\phi + 4R_i l^2 \sin^2\phi + l^3 \sin^3\phi); \quad (i = 1,3,5) \quad (2-11)$$



Hình 2.2. Kết cấu phanh rãnh nghiêng

Hình 2.3. Phần tử tính toán của MRF

Hình 2.4. Kết cấu phanh MR tuyến tính

2.4.4 Lực ma sát trượt của phanh tuyến tính dùng MRF.

Xét một phanh tuyến tính có cấu tạo như **Hình 2.4**, Khi đó lực ma sát trượt của phanh tuyến tính được tính [17]:

$$F_{smr} = 2\pi \cdot R_s L (\tau_y + \mu \frac{v}{d}) = 2\pi \mu R_s L v / d + 2\pi \cdot R_s L \tau_y \quad (2-12)$$

2.4.5 Mô-men ma sát giữa phốt và trục.

Đối với phanh quay **Hình 2.2** thì mô-men ma sát của phốt chặn được tính theo [18]: $T_{sf} = 0,65(2R_s)^2 \Omega^{1/3}$ (2-13)

T_{sf} : mô-men sinh ra do ma sát của phốt với trục (Oz-in); R_s : bán kính trục (inch); Ω : tốc độ của trục (vòng/phút)

2.5 Phương pháp giải bài toán từ tính khi dùng lưu chất MR.

2.5.1 Phương pháp giải tích.

Chúng ta biết rằng mô hình hóa hệ thống dựa trên MRF là đi kết hợp phân tích điện từ và phân tích hệ thống lưu chất [19]. Để giải quyết mô hình hóa các thiết bị dựa trên MRF thì trước hết phải giải quyết mạch từ của các thiết bị dựa trên MRF. Mạch từ có thể được phân tích bằng định luật Kirchhoff từ tính như sau: $\sum H_k l_k = N_{turns} I$ (2-14) Trong đó H_k là cường độ từ trường trong liên kết thứ k của mạch từ; l_k là độ dài hiệu dụng của liên kết; N_{turns} là số vòng của cuộn dây; I là dòng điện áp dụng.

Các quy tắc bảo tồn từ thông của mạch từ được đưa ra bởi: $\Phi = B_k \cdot A_k$ (2-15)

Với Φ là từ thông của mạch; B_k, A_k lần lượt là mật độ từ thông và diện tích mặt cắt ngang của liên kết thứ k . Đáng chú ý là càng sử dụng nhiều liên kết thì kết quả tính toán càng chính xác nhưng điều này làm tăng chi phí tính toán. Ở từ trường thấp, mật độ từ thông B_k tỷ lệ thuận với cường độ từ trường H_k như sau: $B_k = \mu_0 \mu_k H_k$ (2-16)

Trong đó μ_0 là độ thấm từ ($\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Tm/A) và μ_k là độ thấm từ tương đối của vật liệu liên kết thứ k .

2.5.2 Phương pháp phần tử hữu hạn

Đối với bài toán mạch từ giải bằng phương pháp giải tích, ta phải chia nhỏ mạch từ thành các phần tương ứng có diện tích A_k và chiều dài tương ứng l_k . Để tăng độ chính xác thì số lượng mạch từ cần chia nhỏ nhiều hơn, nhưng kết quả cuối cùng vẫn không cải thiện lắm. Để có được lời giải tối ưu cho bài toán thì tác giả tích hợp phương pháp phần tử hữu hạn với công cụ tối ưu hóa. Đó là tích hợp công cụ phân tích bằng phương pháp phần tử hữu hạn có trong phần mềm ANSYS với lời giải từ trường sẽ giúp ta tìm được lời giải tối ưu cho bài toán từ trường.

Trước tiên, giá trị của các biến khởi tạo (các thông số hình học của phanh MRF) sẽ được xác định. Thời gian tính toán của quá trình tối ưu phụ thuộc nhiều vào các giá trị khởi tạo này, vì vậy giá trị khởi tạo của các biến thiết kế sẽ được tính toán trước hoặc dựa trên kinh nghiệm thực tế. Thông thường, để xác định đặc tính hoạt động của thiết bị, mật độ từ thông đi qua thể tích làm việc của MRF sẽ được tính toán. Mật độ từ thông trong khe lưu chất không phải là một hằng số, khi tính toán ta sẽ sử dụng giá trị trung bình của chúng. Giá trị trung bình của từ thông ngang qua khe lưu chất được tính bằng cách lấy tích phân của mật độ từ thông dọc theo đường dẫn xác định trước đó chia cho chiều dài của đường dẫn đó. Ngoài ra, vì thông số kích thước hình học của thiết bị MRF sẽ thay đổi liên tục trong quá trình tối ưu, nên kích thước lưới của mô hình phần tử hữu hạn sẽ xác định bởi số phần tử trên một đường thẳng thay vì kích thước của phần tử đó.

2.6 Phương pháp giải bài toán tối ưu.

- Thuật toán giảm độ dốc; phương pháp Newton; phương pháp tối ưu toàn cục; phương pháp đạo hàm bậc nhất

Chương 3

PHÁT TRIỂN CƠ CẤU HAI CHIỀU CHO HỆ THỐNG PHẢN HỒI LỰC DÙNG MRF

3.1 Tổng quan về tình hình nghiên cứu

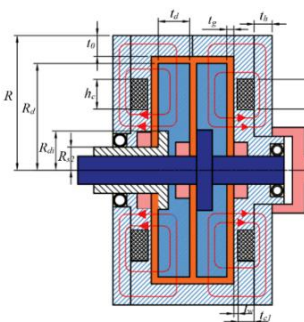
Nguyen P. B và các cộng sự [19] đã nghiên cứu, thiết kế và chế tạo cơ cấu joystick 2D có phản hồi lực, sử dụng cơ cấu quay hai chiều dùng lưu chất MR. Đối với hệ này thì mô-men ma sát có thể được khử và hệ thống có thể phản ánh được mô-men rất nhỏ lên tay người điều khiển. Tuy nhiên kết cấu phanh còn lớn, mô-men phản hồi 1,2 Nm.

Nguyen Q. H và các cộng sự [20] đã phát triển cơ cấu cổ tay cho hệ thống phản hồi lực áp dụng trong điều khiển từ xa của hệ chủ động và bị động. Nghiên cứu này có xem xét tới tối ưu hóa hình học của MRB nhưng chưa thực nghiệm và đánh giá hiệu quả của phanh tang trống kiểm mới.

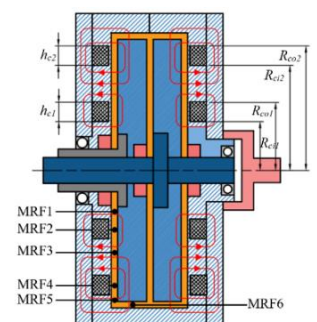
3.2 Cơ cấu hai chiều mới

3.2.1 Nguyên lý cấu tạo

Nhóm nghiên cứu đã đề xuất hai phương án: một cơ cấu hai chiều có một cuộn dây ở mỗi bên như **Hình 3.1**, hai là cơ cấu hai chiều có hai cuộn dây ở mỗi bên như **Hình 3.2**. Nguyên lý hoạt động của BMRA1 và BMRA2 như nhau, được thể hiện như sau: trục 1 và 2 được dẫn động bởi một động cơ AC servo thông qua một hệ thống truyền lực bên ngoài làm cả hai trục quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều. Hai đĩa được gắn cố định với hai trục tương ứng và quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều. Khi có một dòng điện đặt vào cuộn dây 1 của BMRA1 thì một từ trường tương ứng được tạo ra. Ma sát giữa MRF và đĩa quay trên trục 1 sẽ tạo ra một mô-men đầu ra làm quay trục ra của BMRA (cố định với vỏ) cùng chiều với đĩa 1. Tương tự cho cuộn dây 2 của BMRA1 thì trục ra được dẫn động cùng chiều quay với đĩa 2.



Hình 3.1. Cấu hình BMRA1



Hình 3.2. Cấu hình BMRA2

3.2.2 Xác định mô-men đầu ra của BMRA

Mô-men xoắn đầu ra của BMRA1 có thể được xác định:

$$T_{o1} = T_1 - T_2 + T_{s1} - T_{s2} \quad (3-1)$$

$$T_1 = \frac{\pi\mu_{d11}R_{ci}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{ci}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{yd11}}{3} (R_{ci}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{d12}R_{co}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{yd12}}{3} (R_{co}^3 - R_{ci}^3) + \frac{\pi\mu_{d13}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{co}}{R_d}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{yd13}}{3} (R_d^3 - R_{co}^3) + 2\pi R_d^2 t_d (\tau_{yd14} + \mu_{d14} \frac{|\omega_1|R_d}{t_g}) \quad (3-2)$$

$$T_2 = \frac{\pi\mu_{d21}R_{ci}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{ci}}\right)^4\right] |\omega_2| + \frac{2\pi\tau_{yd21}}{3} (R_{ci}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{d22}R_{co}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^4\right] |\omega_2| + \frac{2\pi\tau_{yd22}}{3} (R_{co}^3 - R_{ci}^3) + \frac{\pi\mu_{d23}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{co}}{R_d}\right)^4\right] |\omega_2| + \frac{2\pi\tau_{yd23}}{3} (R_d^3 - R_{co}^3) + 2\pi R_d^2 t_d (\tau_{yd24} + \mu_{d24} \frac{|\omega_2|R_d}{t_g}) \quad (3-3)$$

Trong đó T_{oi} là mô-men đầu ra của BMRA1, T_1 và T_2 là mô-men truyền động từ đĩa 1 và đĩa 2 tới vỏ BMRA1, T_{s1} , T_{s2} là mô-men ma sát trên trục 1 và trục 2. Tương tự cho BMRA2 của **Hình 3.4** thì mô-men đầu ra được tính như sau:

$$T_{o2} = T_{d1} - T_{d2} + T_{s1} - T_{s2} \quad (3-4)$$

$$T_{d1} = \frac{\pi\mu_{11}R_{ci1}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{ci1}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y11}}{3} (R_{ci1}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{12}R_{co1}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{ci1}}{R_{co1}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y12}}{3} (R_{co1}^3 - R_{ci1}^3) + \frac{\pi\mu_{13}R_{ci2}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{co1}}{R_{ci2}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y13}}{3} (R_{ci2}^3 - R_{co1}^3) + \frac{\pi\mu_{14}R_{co2}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{ci2}}{R_{co2}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y14}}{3} (R_{co2}^3 - R_{ci2}^3) + \frac{\pi\mu_{15}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{co2}}{R_d}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y15}}{3} (R_d^3 - R_{co2}^3) + 2\pi R_d^2 t_d (\tau_{d16} + \mu_{16} \frac{|\omega_1|R_d}{t_g}) \quad (3-5)$$

$$T_{d2} = \frac{\pi\mu_{21}R_{ci1}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{ci1}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y21}}{3} (R_{ci1}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{22}R_{co1}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{ci1}}{R_{co1}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y22}}{3} (R_{co1}^3 - R_{ci1}^3) + \frac{\pi\mu_{23}R_{ci2}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{co1}}{R_{ci2}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y23}}{3} (R_{ci2}^3 - R_{co1}^3) + \frac{\pi\mu_{24}R_{co2}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{ci2}}{R_{co2}}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y24}}{3} (R_{co2}^3 - R_{ci2}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{co2}}{R_d}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y25}}{3} (R_d^3 - R_{co2}^3) + 2\pi R_d^2 t_d (\tau_{d26} + \mu_{26} \frac{|\omega_1|R_d}{t_g}) \quad (3-6)$$

Đối với mô-men ma sát trên trục 1 và trục 2 của hai trường hợp trên đều được tính theo công thức (2-18):

$$T_{s1} = 0,65(2R_{s1})^2\omega^{1/3}, \quad T_{s2} = 0,65(2R_{s2})^2\omega^{1/3} \quad (3-7)$$

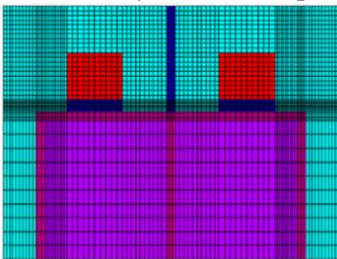
3.2.3 Thiết kế tối ưu cho các BMRA

Khối lượng của BMRA có thể xác định gần đúng như sau:

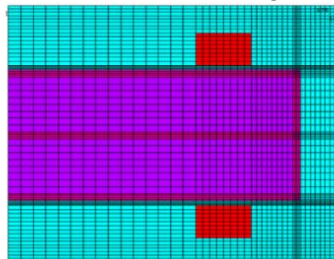
$$m_b = V_{d1}\rho_d + V_{d2}\rho_d + V_h\rho_h + V_{s1}\rho_s + V_{s2}\rho_s + V_{mr}\rho_{mr} + V_c\rho_c \quad (3-8)$$

Trong đó V_{d1} , V_{d2} , V_h , V_{s1} , V_{s2} , V_{mr} , V_c tương ứng các thể tích hình học của đĩa 1, đĩa 2, vỏ BMRA, trục 1, trục 2, lưu chất MR và cuộn dây, các thông số ρ_d , ρ_h , ρ_s , ρ_{mr} , ρ_c là các khối lượng riêng tương ứng với các thể tích hình học trong công thức. Trong quá trình tính toán tối ưu thì các kích thước hình học quan trọng như chiều cao của cuộn dây (h_c của BMRA1 và h_{c1} , h_{c2} của BMRA2), chiều rộng của cuộn dây (w_c), bán kính ngoài đĩa (R_d), bán kính trong của đĩa (R_{di}), vị trí của các cuộn dây trên vỏ (R_{ci} đối với BMRA1 và R_{ci1} , R_{ci2} đối với BMRA2), độ dày của đĩa (t_d), bề dày của vỏ hình trụ (t_o), bề dày bên ngoài của vỏ (t_h) được chọn làm biến thiết kế. (chọn $t_g = 0,8$ mm; $t_w = 0,6$ mm)

Trong nghiên cứu này, phân tích phần tử hữu hạn (FEA) để giải quyết mạch từ của các BMRA. **Hình 3.4** cho thấy các mô hình phần tử hữu hạn sử dụng phần tử đối xứng trục 2D (PLANE 13) của phần mềm ANSYS thương mại để giải các mạch từ của BMRA. Trong quá trình tối ưu, các giá trị của kích thước hình học được thay đổi liên tục trong mỗi lần lặp. Do đó kích thước chia lưới được xác định bởi số phần tử của mỗi dòng để đảm bảo số phần tử không thay đổi trong quá trình tối ưu hóa. Để so sánh hiệu quả của cơ cấu mới đề xuất thì việc tối ưu hóa BMRA_[21] cũng được xem xét trong nghiên cứu này và mô hình phần tử hữu hạn của nó được thể hiện trong **Hình 3.3**



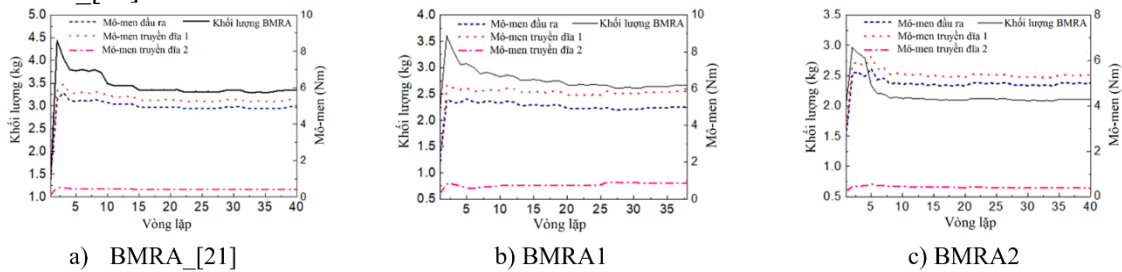
Hình 3.3. Mô hình BMRA_[21]



Hình 3.4. Mô hình BMRA1 và BMRA2.

Hình 3.5 cho biết kết quả tối ưu của các BMRA khi mô-men truyền tối đa bị hạn chế bằng hoặc lớn hơn 5 Nm với độ chính xác 2% và số vòng lặp được đặt bằng 40. Từ **Hình 3.5a**, ta thấy rằng tối ưu hóa được hội tụ ở vòng lặp thứ 40 tại đó khối lượng của khối lượng BMRA_[21] là 3,21kg và mô-men xoắn đầu ra là 4,96 Nm, gần bằng với yêu cầu. Đối với BMRA1 được thể hiện trong **Hình 3.5b** thì giá trị tối ưu hóa được hội tụ ở vòng lặp thứ 38, tại đó khối lượng của nó là 2,64 kg và mô-men xoắn đầu ra gần 5 Nm theo yêu cầu. Kết quả của BMRA2 thể hiện trong **Hình 3.5c** cho thấy hội tụ sau 40 vòng lặp với khối lượng đạt được là 2,1kg và mô-men xoắn đầu ra là 4,98 Nm.

So sánh mô-men xoắn truyền với mô-men xoắn đầu ra, quan sát thấy rằng mô-men xoắn truyền từ đĩa 1 cao hơn một chút so với mô-men xoắn đầu ra (7,4% trong trường hợp BMRA_[21], 13% trong trường hợp BMRA1 và 7% trong trường hợp của BMRA2). Rõ ràng là chênh lệch mô-men xoắn trong trường hợp BMRA_[21] nhỏ hơn so với BMRA1 do sử dụng bộ phân tách từ. Tuy nhiên, không có bộ phân tách từ thì sự khác biệt về mô-men trong trường hợp BMRA2 vẫn nhỏ hơn BMRA_[21].



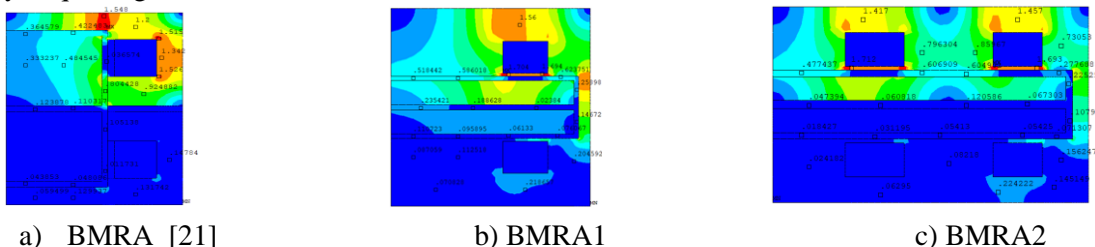
Hình 3.5. Giải pháp tối ưu hóa của BMRA

Kết quả tối ưu được tóm tắt trong **Bảng 3.1** chỉ ra rằng công suất tiêu thụ trong trường hợp BMRA_[21] cao hơn so với BMRA1. Nguyên nhân là do điện trở của cuộn dây trong trường hợp BMRA_[21] là 3,49 Ω, cao hơn so với của một cuộn dây 3,2 Ω. Mặc dù điện trở cao hơn, số lượng cuộn dây trong trường hợp BMRA_[21] nhỏ hơn so với BMRA1. Điều này là do cuộn dây trong trường hợp BMRA_[21] được đặt ở vỏ hình trụ bên ngoài nên chiều dài cuộn dây phải dài hơn. Công suất tiêu thụ của BMRA2 cao hơn một chút so với BMRA_[21] bởi vì trong trường hợp này là hai cuộn dây, tuy nhiên khối lượng và kích thước của nó giảm đi đáng kể.

Bảng 3.1. Kết quả tối ưu của BMRA với $T_b = 5$ Nm

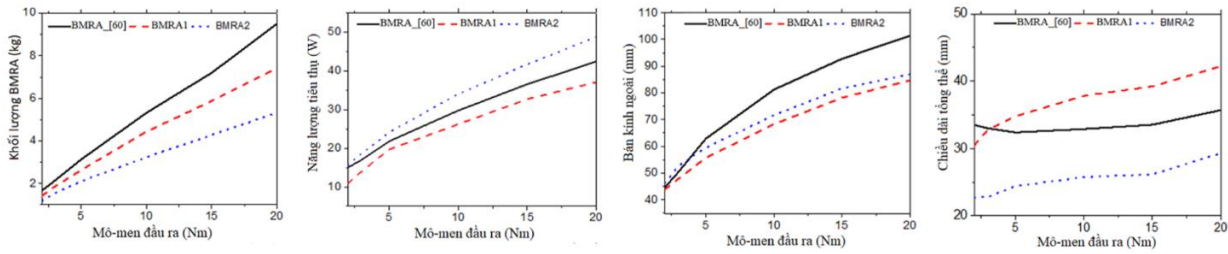
Loại BMRA	Biến thiết kế	Đặc tính hoạt động
BMRA_[21]	$t_c=6,3$; $h_c=6,1$; $L_{a1}=5,0$; $L_{a2}=0,5$; $n=119$; $R_i=36,3$; $R_o=50,2$; $t_d=11,9$; $R=61,8$; $t_0=3,8$; $t_h=3,1$; $L=32,2$	$T_{max} = 4,96$ Nm; $m_{max} = 3,21$ kg $P = 21,8$ W; $R_c = 49$ Ω
BMRA1	$w_c=5,6$; $h_c=7,65$; $R_{ci}=40,7$; $n=34$; $R_i=21,5$; $R_o=52,8$; $t_d=4,2$; $R=55,6$; $t_0=2$; $t_h=5,83$; $L=34,8$	$T_{max} = 4,97$ Nm; $m_{max} = 2,64$ kg $P = 19,8$ W; $R_c = 3,2$ Ω
BMRA2	$w_{c1}=w_{c2} = 4,25$; $h_{c1}=7,4$; $h_{c2}=6,2$; $R_{ci1}=29$; $R_{ci2}=47,5$ $n_1=97$; $n_2=81$; $R_i=20$; $R_o=56,6$; $t_d=4$; $R=59,4$; $t_0=2$; $t_h=3,2$; $L=24,3$	$T_{max} = 4,98$ Nm; $m_{max} = 2,1$ kg $P = 24$ W; $R_{c1}=1,68$ Ω; $R_{c2}=2,16$ Ω

Từ thông buộc phải chạy qua các ống dẫn MRF trong trường hợp BMRA được đề xuất, chúng ta cũng thấy rằng vấn đề từ thông cổ chai xảy ra ở vỏ hình trụ bên ngoài của BMRA_[21], do đó cần phải có vỏ hình trụ dày hơn dẫn đến thể tích lớn và khối lượng tăng. Ngoài ra, mặc dù bộ phân cách từ được sử dụng từ thông vẫn bị rò rỉ sang phía bên kia của BMRA_[21]. Bằng cách sử dụng hai cuộn dây lẫn nhau, nó có thể tạo ra từ trường lẫn nhau và cục bộ, do đó sự rò rỉ từ thông của BMRA2 thậm chí còn ít hơn của BMRA_[21]. Đồng thời thấy rằng mật độ từ thông tại các ống dẫn hình trụ của các BMRA được đề xuất nhỏ hơn so với BMRA_[21]. Tuy nhiên mật độ từ thông tại các ống dẫn mặt cuối của các BMRA được đề xuất cao hơn đáng kể so với BMRA_[21]. Do đó, đối với BMRA được đề xuất, mô-men xoắn chủ yếu được truyền qua ống dẫn ở mặt cuối của MRF.



Hình 3.6. Phân bố mật độ từ thông của các BMRA.

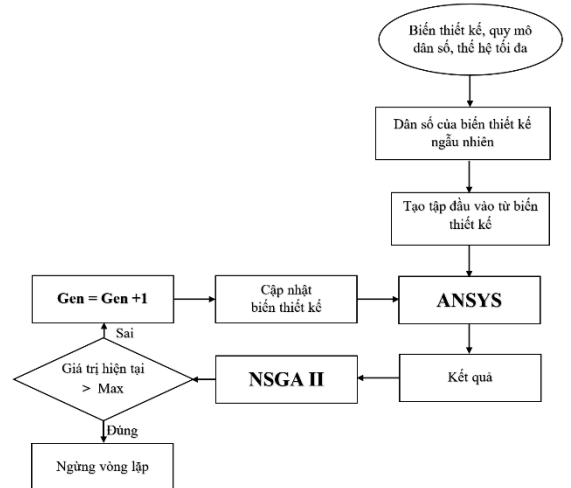
Để khảo sát các đặc tính của BMRA như một hàm của mô-men đầu ra cực đại, các giải pháp tối ưu với các giá trị khác nhau của mô-men đầu ra yêu cầu được thể hiện trong **Hình 3.7**.



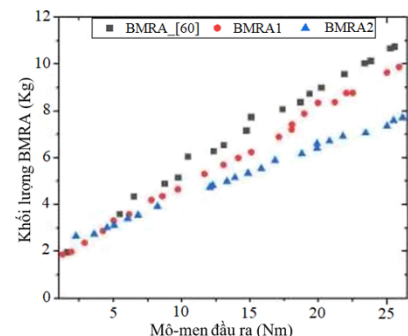
Hình 3.7. Kết quả tối ưu của BMRA

Với kết quả từ **Hình 3.7a** cho thấy ở cùng mô-men xoắn đầu ra yêu cầu lớn nhất, khối lượng của BMRA_[21] luôn cao hơn khối lượng của các BMRA được đề xuất. Với việc sử dụng cấu hình cuộn dây kép, khối lượng của các BMRA có thể giảm đáng kể, đặc biệt là ở mô-men xoắn đầu ra cao. Công suất tiêu thụ của các BMRA được tối ưu hóa như một hàm của mô-men xoắn đầu ra thể hiện **Hình 3.7b**. Mức tiêu thụ điện của BMRA2 luôn cao hơn các BMRA khác và mức tiêu thụ điện của BMRA1 luôn nhỏ hơn BMRA_[21]. Việc tiêu thụ điện năng cao của BMRA có thể gây ra một số vấn đề như nhiệt độ làm việc cao, giảm hiệu suất của MRF do đó cần lưu ý khi lựa chọn cấu hình BMRA sao cho phù hợp. Bán kính ngoài của các BMRA được tối ưu hóa như một hàm của mô-men xoắn đầu ra được trình bày trong **Hình 3.7c**. Ở đây có thể thấy rằng bán kính ngoài của BMRA_[21] cao hơn đáng kể so với bán kính của BMRA1 và BMRA2 tại mô-men xoắn đầu ra lớn (5 Nm). Ở các giá trị mô-men xoắn đầu ra yêu cầu nhỏ (<5Nm) thì bán kính ngoài của BMRA_[21] nhỏ hơn một chút so với bán kính của BMRA2 nhưng luôn lớn hơn bán kính của BMRA1, bán kính của BMRA1 luôn nhỏ hơn bán kính của BMRA2. Do đó, trong trường hợp giới hạn không gian thì kích thước đường kính BMRA1 là phù hợp nhất. Chiều dài tổng thể của các BMRA được tối ưu hóa ở các mô-men đầu ra khác nhau được thể hiện trong **Hình 3.7d**, cụ thể với BMRA2 nhỏ hơn đáng kể so với các BMRA khác. Ở mô-men xoắn đầu ra cao, chiều dài tổng thể của BMRA_[21] nhỏ hơn của BMRA1, nhưng ở mô-men xoắn nhỏ hơn 5 Nm, nó trở nên lớn hơn. Cần lưu ý rằng để có được kết quả tối ưu như trong **Hình 3.7** thì việc tối ưu hóa đa mục tiêu trong đó cả khối lượng và mô-men truyền của BMRA đều được coi là hàm mục tiêu. Trong nghiên cứu này thuật toán di truyền sắp xếp không chi phối II (NSGAI) [23] được thực hiện để tìm giải pháp tối ưu hóa đa mục tiêu.

Lược đồ tối ưu được thể hiện bởi **Hình 3.8** nhằm tối ưu hóa đa mục tiêu cho các BMRA được áp dụng phương pháp tối ưu NSGA-II kết hợp với phần mềm ANSYS. Với **Hình 3.9** cho thấy biểu đồ Pareto của giải pháp tối ưu khi các tham số của NSGA-II được thiết lập như sau: Số lần lặp tối đa là 100, quy mô dân số bằng 20, tỷ lệ phần trăm chéo bằng 0,7 phần trăm đột biến bằng 0,005, tỷ lệ đột biến bằng 0,02. Từ các kết quả được đưa ra trong **Hình 3.7** có thể thấy rằng kết quả tối ưu rất gần với kết quả mong muốn. Nói chung, tại cùng một giá trị của mô-men truyền, khối lượng tối ưu hóa thu được từ tối ưu hóa đa mục tiêu lớn hơn so với khối lượng tối ưu hóa mục tiêu đơn với mô-men truyền bị ràng buộc. Tuy nhiên, để tránh giải pháp tối ưu cục bộ trong tối ưu hóa mục tiêu đơn lẻ sử dụng phương pháp bậc nhất thì các giá trị ban đầu của các biến thiết kế nên được chọn hợp lý. Đầu tiên, thuật toán ngẫu nhiên trong công cụ tối ưu hóa ANSYS được thực hiện với 50 bộ giá trị ngẫu nhiên của các biến thiết kế. Từ kết quả, các giá trị của tham số thiết kế của trường hợp nào tốt nhất sẽ được chọn làm giá trị ban đầu của biến thiết



Hình 3.8. Lược đồ tối ưu hóa đa mục tiêu theo NSGA-II

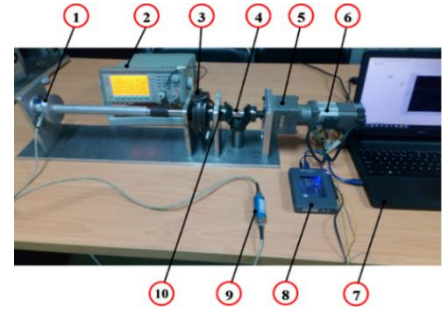


Hình 3.9. Kết quả tối ưu hóa đa mục tiêu

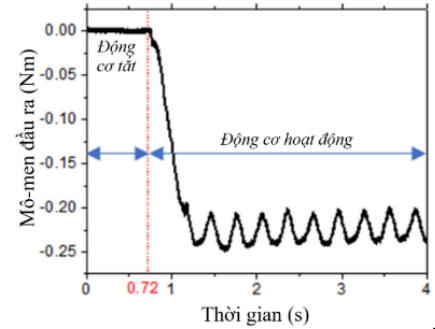
kế trong thuật toán bậc nhất. Nếu giá trị mong muốn của mô-men truyền tối đa được cho thì sử dụng tối ưu hóa mục tiêu đơn với mô-men truyền bị hạn chế có thể tiết kiệm nhiều chi phí tính toán so với tối ưu hóa đa mục tiêu.

3.3 Kết quả thực nghiệm và đánh giá

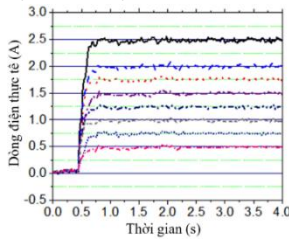
Bước đầu mô-men xoắn đầu ra khi không cấp dòng điện cho các cuộn dây được đo và kết quả đưa ra trong **Hình 3.11**. Quan sát ta thấy rằng khi động cơ hoạt động thì mô-men xoắn đầu ra thay đổi từ không đến khoảng $-0,22$ Nm. Giá trị âm có nghĩa là mô-men xoắn đầu ra cùng hướng của trục 1 (CW). Điều này là hiển nhiên vì đường kính của trục 1 lớn hơn đường kính của trục 2, dẫn đến mô-men ma sát truyền đến vỏ cao hơn. Ngoài ra, ổ lăn kép sử dụng cho trục 1 gây ra ma sát lớn hơn ổ trục đơn dùng cho trục 2. Thời gian mô-men xoắn đáp ứng ở trạng thái tắt là khoảng 30 ms. Thời gian đáp ứng này do độ trễ cơ học của BMRA. Khi cấp dòng điện dạng nấc khác nhau vào các cuộn dây ở mặt bên của đĩa 1 tại thời điểm 0,5s thì đáp ứng từng bước của BMRA được thể hiện bởi **Hình 3.12**. Các mức dòng điện đặt vào cuộn dây được đo và được trình bày trong **Hình 3.12a**. Từ **Hình 3.12b** có thể thấy rằng, ở trạng thái ổn định thì mô-men xoắn đầu ra trung bình đo được của BMRA trong trường hợp 2,5 A là khoảng 5,1Nm, lớn hơn một chút so với thiết kế tối ưu (4,98Nm). Nguyên nhân có thể do việc ước tính mô-men ma sát và mô-men truyền động chưa chính xác hoặc có thể do tổn thất từ trường gây ra. Mô-men đầu ra đo được như **Hình 3.12c** trong đó mô-men đầu ra mô phỏng như một hàm của dòng điện áp dụng. Từ **Hình 3.12c** ta thấy rằng mô-men đầu ra đo được cũng phù hợp với mô-men mô phỏng ở các giá trị khác nhau của dòng điện đặt vào, sai số dao động từ 1,5% đến 5%. Từ **Hình 3.12b**, người ta cũng thấy rằng, trong mọi trường hợp giá trị ổn định của mô-men đo được hầu như đạt được tại thời điểm 1,05s. Do đó, thời gian đáp ứng của mô-men cảm ứng đầu ra là khoảng 0,55s, trong đó thời gian đáp ứng cơ học là 30ms như đã đề cập trong thí nghiệm trạng thái tắt. Tiến hành tương tự cho đĩa 2 kết quả được thể hiện **Hình 3.13**. Thời gian đáp ứng của dòng điện áp dụng tương tự như trong **Hình 3.13a** khoảng 0,2s.



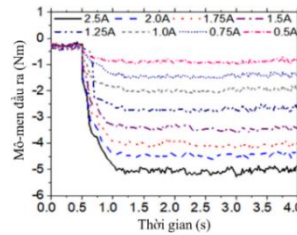
Hình 3.10. Mô hình thực nghiệm BMRA



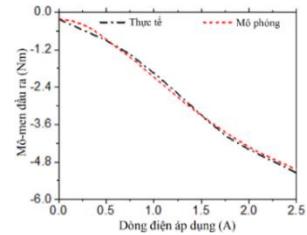
Hình 3.11. Mô-men ở trạng thái tắt



a) Biểu đồ dòng điện



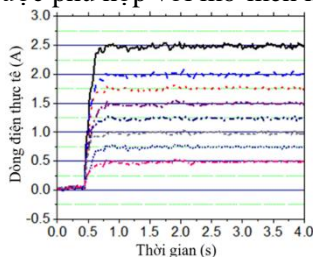
b) Kết quả mô-men đầu ra



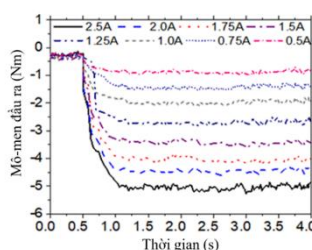
c) T(Nm) - I (A)

Hình 3.12. Kết quả đáp ứng của đĩa 1

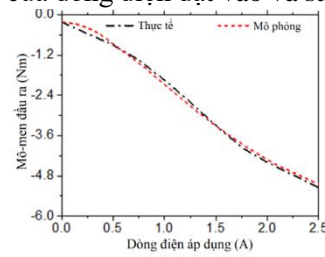
Từ **Hình 3.13b** mô-men xoắn đầu ra trung bình đo được trong trường hợp dòng điện 2,5A ở trạng thái ổn định là 4,7 Nm nhỏ hơn một chút so với trong trường hợp đĩa 1. Do ở trạng thái tắt giá trị mô-men xoắn khoảng $-0,25$ Nm như đã đề cập trong **Hình 3.11**. Mô-men xoắn đầu ra trung bình tương ứng là 0,4 Nm; 0,9 Nm; 1,7 Nm; 2,4 Nm; 3,0 Nm; 3,4Nm; 4,0 Nm. Mô-men đầu ra đo được và mô phỏng so với dòng điện được thể hiện ở **Hình 3.13c**. Chúng ta thấy rằng mô-men đầu ra đo được phù hợp với mô-men mô phỏng ở các giá trị khác nhau của dòng điện đặt vào và sai số nhỏ hơn 5%.



a) Dòng điện đầu vào



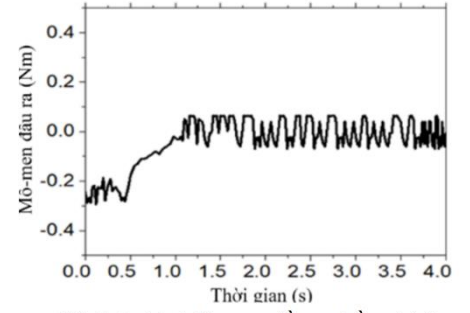
b) Kết quả mô-men đầu ra



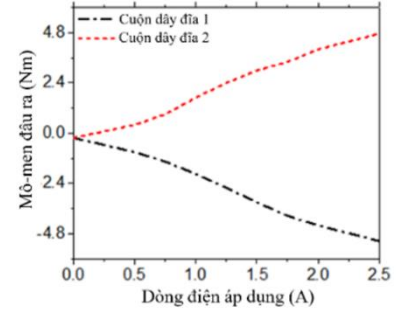
c) T(Nm) - I (A)

Hình 3.13. Kết quả đáp ứng của đĩa 2

Kết quả cho thấy mô-men xoắn đầu ra hai chiều của BMRA có thể được điều khiển bởi dòng điện áp dụng cho các cuộn dây. Cụ thể, nếu mô-men xoắn đầu ra nhỏ hơn -0,22 Nm (tính theo CW và độ lớn hơn hoặc bằng 0,22 Nm), thì dòng điện được cấp cho các cuộn dây của đĩa 1 và ngược lại nếu mô-men xoắn đầu ra lớn hơn -0,22 Nm thì dòng điện được đặt vào các cuộn dây của đĩa 2. Một điểm đáng chú ý rằng mô-men ma sát có thể được loại bỏ trong mô-men đầu ra bằng cách đặt một dòng điện thích hợp vào các cuộn dây của đĩa 2. Từ **Hình 3.14** ta có thể tính được dòng điện 0,2 A áp dụng cho các cuộn dây cho đĩa 2 có thể loại bỏ mô-men xoắn trạng thái nghỉ của BMRA, do đó mô-men xoắn đầu ra bằng không có thể đạt được. **Hình 3.15** biểu diễn kết quả thí nghiệm khi cho dòng điện 0,2 A vào các cuộn dây của đĩa 2 tại thời điểm 0.5s. Chúng ta thấy mô-men đầu ra chuyển từ giá trị trung bình ban đầu là 0,22 Nm thành mô-men đầu ra gần như bằng không khi đặt dòng điện 0,2 A vào các cuộn dây. Tuy nhiên, sai số tiếng ồn xung quanh khoảng +/-0,09Nm. Kết quả thử nghiệm cho thấy chấp nhận với sai số mô phỏng nhỏ hơn 5%. Thời gian đáp ứng của mô-men xoắn đầu ra là khoảng 55ms (trong đó trễ cơ học là 30ms) với mức này có thể thích ứng cho các hệ thống phản hồi.



Hình 3.14. Mô-men đầu ra bằng không



Hình 3.15. Mô-men của BMRA

Chương 4

PHÁT TRIỂN HỆ THỐNG JOYSTICK CÓ PHẢN HỒI LỰC DÙNG MRF

4.1 Hệ thống joystick phản hồi lực 2D

Để giải quyết những nhược điểm của hệ thống phản hồi lực dựa trên MRB, gần đây cơ cấu từ lưu biến hai chiều (BMRA) đã được phát triển để ứng dụng hệ thống phản hồi lực. Nguyễn P. B và cộng sự [22,24] đã phát triển cần điều khiển phản hồi lực 2D sử dụng các BMRA. Tuy nhiên, trong các nghiên cứu này còn một số hạn chế đó là độ dày của đĩa lớn, hiện tượng cổ chai của mạch từ ở phần vỏ hình trụ và khó khăn trong chế tạo và bảo trì. Để khắc phục những hạn chế của BMRA do Nguyen P. B thì nhóm nghiên cứu đã đề xuất một hệ thống joystick 2D mới gồm cơ cấu gimbal kết hợp với hai BMRA kiểu mới

4.1.1 Tính toán và thiết kế tối ưu cơ cấu hai chiều cho hệ joystick 2D

Cơ cấu hai chiều dùng MRF đã được đề xuất sẽ được áp dụng cho hệ thống joystick 2D có kết cấu như **Hình 4.1**, trên cơ sở phát triển của kết cấu được đưa ra bởi [25]. Do đó mô-men đầu của BMRA được xác định như sau:

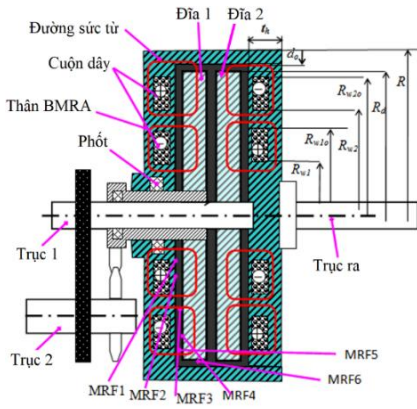
$$T = T_1 - T_2 + T_{sf} \quad (4-1)$$

$$T_1 = \frac{\pi\mu_{d11}R_{w1}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{w1}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd11}}{3} (R_{w1}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{d12}R_{w1o}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{wi}}{R_{w1o}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd12}}{3} (R_{w1o}^3 - R_1^3) + \frac{\pi\mu_{d13}R_{w2}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{w1o}}{R_{w2}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd13}}{3} (R_{w2}^3 - R_{w1o}^3) + \frac{\pi\mu_{d14}R_{w2o}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{w2}}{R_{w2o}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd14}}{3} (R_{w2o}^3 - R_{w2}^3) \quad (4-2)$$

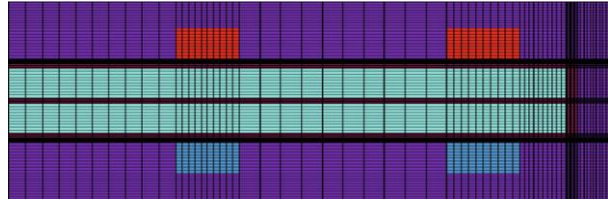
$$+ \frac{\pi\mu_{d15}R_d^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{w2o}}{R_d} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd15}}{3} (R_d^3 - R_{w2o}^3) + 2\pi R_d^2 t_d \left(\tau_{yd16} + \mu_{d16} \frac{\Omega R_d}{d_o} \right) \\ T_2 = \frac{\pi\mu_{d21}R_{w1}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{w1}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd21}}{3} (R_{w1}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{d22}R_{w1o}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{wi}}{R_{w1o}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd22}}{3} (R_{w1o}^3 - R_1^3) + \frac{\pi\mu_{d23}R_{w2}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{w1o}}{R_{w2}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd23}}{3} (R_{w2}^3 - R_{w1o}^3) + \frac{\pi\mu_{d24}R_{w2o}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{w2}}{R_{w2o}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd24}}{3} (R_{w2o}^3 - R_{w2}^3) \quad (4-3)$$

$$+ \frac{\pi\mu_{d25}R_d^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_{w2o}}{R_d} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yd25}}{3} (R_d^3 - R_{w2o}^3) + 2\pi R_d^2 t_d \left(\tau_{yd26} + \mu_{d26} \frac{\Omega R_d}{d_o} \right) \\ T_{sf} = 0.65(2R_s)^2 \Omega^{1/3} \quad (4-4)$$

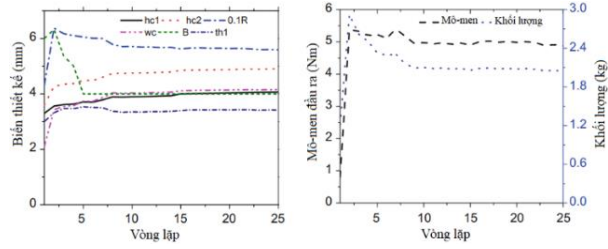
Đối với việc tối ưu hóa thông số hình học cho BMRA và các điều kiện đầu vào khác để làm điều kiện trong quá trình tính toán tối ưu cho BMRA đó là: mô-men phanh ràng buộc mỗi bên đĩa là 5 Nm với độ chính xác là 2%; độ hội tụ được thiết lập là 0,1%; dòng điện là 1,5 A; bán kính trục là 6 mm, đường kính dây đồng là 0,32 mm. Mô hình phần tử hữu hạn để phân tích mạch từ của BMRA được trình bày trong **Hình 4.2**.



Hình 4.1. Kết cấu BMRA kiểu mới



Hình 4.2. Mô hình phần tử hữu hạn của BMRA.



Hình 4.3. Giá trị tối ưu lần 1

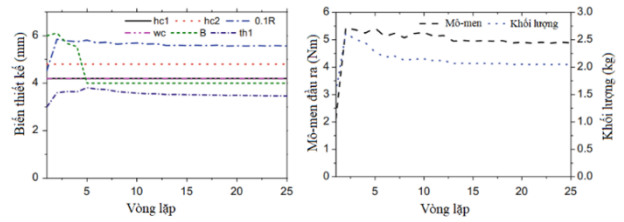
Bảng 4.1. Kết quả tối ưu của BMRA lần 1

Biến thiết kế	Đặc tính hoạt động
$w_c=4,155$ ($n_{wc}=13,850$); $h_{c1}=4,05$ ($n_{hc1}=13,521$); $h_{c2}=5$, ($n_{hc2}=16,333$); $R=56,306$, $th_1=3,4277$; $L=26,565$; $R_i=16,5$; $R_d=47,3$, $b=4$, $R=54,306$	$T=5$ Nm; $m=2,0744$ kg $R_{c1}=6,149$ Ω ; $R_{c2}=11,467$ Ω

Các giá trị tối ưu lần 2 được trình bày bởi **Hình 4.4** và **Bảng 4.2**. Chúng ta thấy rằng các biến thiết kế tối ưu hội tụ khoảng sau 15 vòng lặp với khối lượng của BMRA là 2,0700 kg, với khối lượng này là tương đối nhỏ có thể bố trí trên các hệ thống joystick.

Bảng 4.2. Kết quả tối ưu của BMRA

Biến thiết kế	Đặc tính hoạt động
$w_c=4,2$; ($n_{wc}=14$); $h_{c1}=4,2$; ($n_{hc1}=14$); $h_{c2}=5$; ($n_{hc2}=17$); $R=55,956$; $th_1=3,5084$; $L=2,6817$; $R_i=16,5$; $R_d=53,880$; $b=4$	$T=5$ Nm; $m=2,0700$ kg $R_{c1}=6,149$ Ω ; $R_{c2}=11,467$ Ω



Hình 4.4. Các giá trị tối ưu lần 2

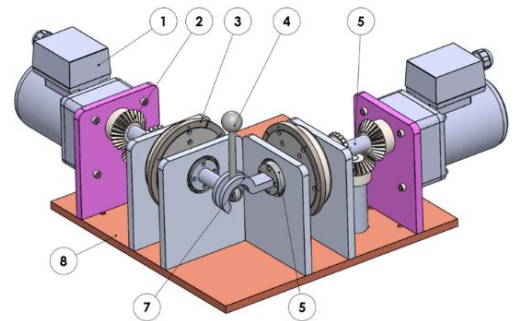
Dựa trên các thông số hình học đã tối ưu ở **Bảng 4.2** nhóm nghiên cứu tiến hành thiết kế và hoàn thiện hệ thống joystick 2D như **Hình 4.5**. Hệ thống joystick phản hồi lực 2D bao gồm: (1) động cơ DC servo; (2) hệ bánh răng côn đảo chiều; (3) BMRA; (4) cần điều khiển; (5) khớp nối; (6) trục ra của BMRA; (7) cơ cấu gimbal; (8) tâm đế

4.1.2 Kết quả thực nghiệm

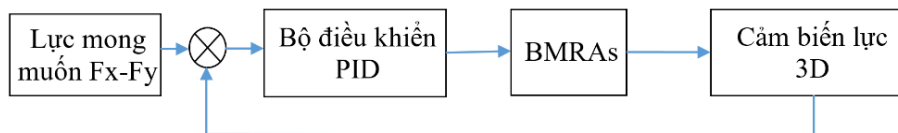
Để kiểm soát được lực gây ra lên tay cầm của hệ thống joystick 2D tác giả xây dựng bộ điều khiển rời rạc PID như **Hình 4.6**. Lực cần thiết gây ra bởi mô-men của BMRA được xác định theo công thức:

$$u(k) = K_p e(k) + K_i T_s \sum_{i=0}^k e(i) + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{\tau} \quad (4-5)$$

Trong đó K_p , K_i , K_d lần lượt là các khâu tỉ lệ, tích phân, đạo hàm trong bộ điều khiển PID. T_s là thời gian lấy mẫu, $e(k)$ là sai lệch ở vị trí thứ k . Khi có thông tin về lực cần thiết để điều khiển $u(k)$, mô-men được sinh ra bởi BMRA sẽ được tính toán, dòng điện cần thiết sẽ được xác định như đầu vào cho cuộn dây của BMRA. Sơ đồ khối của hệ điều khiển được trình bày ở **Hình 4.6**. Từ lực mong muốn và lực thực tế, sai số giữa mong muốn và thực tế sẽ được xác định. Điều chỉnh các hệ số K_p , K_i , K_d của bộ điều khiển PID, dòng điện phù hợp nhất sẽ được cung cấp cho BMRA để cho sai lệch là tối thiểu.



Hình 4.5. Mô hình của hệ joystick 2D

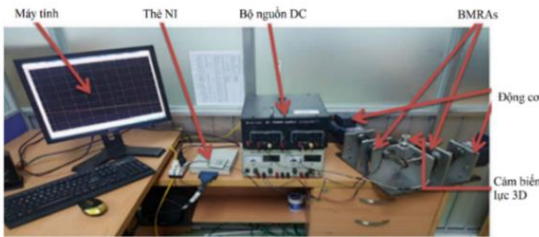


Hình 4.6. Sơ đồ điều khiển phản hồi lực 2D

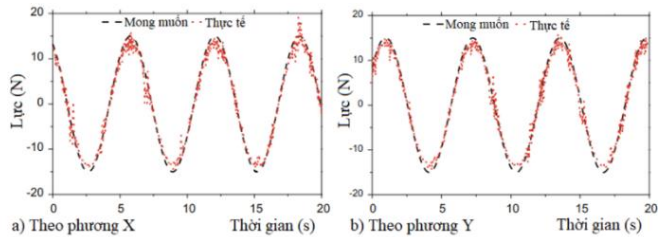
Bảng 4.3. Thông số điều chỉnh của k_p , k_i , k_d

BMRA_x	$k_p=10$	$k_i=0.00007$	$k_d=0.00007$
BMRA_y	$k_p=9$	$k_i=0.00006$	$k_d=0.00008$

Để đánh giá kết quả tối ưu của cơ cấu BMRA tác giả đi thiết lập hệ thống thực nghiệm được trình bày như **Hình 4.7**. Kết quả của **Hình 4.8** cho thấy khi đưa vào cần điều khiển lực mong muốn là một hàm hình sin cho hai phương X, Y thì hệ thống đáp ứng khá tốt và có sai lệch khá nhỏ. Bên cạnh đó, với cấu hình BMRA mới việc điều chỉnh cơ cấu BMRA ở trạng thái cân bằng tương đối dễ dàng với việc điều chỉnh dòng điện ở một bên vỏ. Với kết quả trên, BMRA mới hoàn toàn có khả năng trong việc ứng dụng vào cơ cấu haptic phản hồi lực với độ chính xác cao và thời gian đáp ứng nhanh.



Hình 4.7. Hệ thống thực nghiệm hệ thống phản hồi lực 2D.



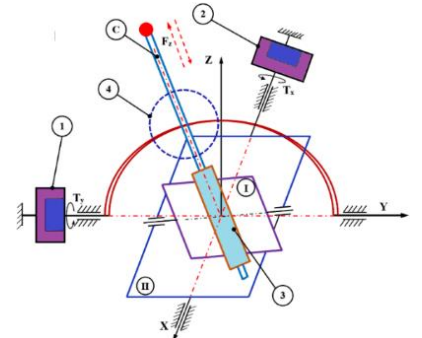
Hình 4.8. Kết quả phản hồi lực của BMRA.

4.2 Hệ thống joystick phản hồi lực 3D

4.2.1 Cấu tạo hệ thống phản hồi lực 3D

Tác giả đã tiếp tục phát triển một hệ phản hồi 3D dựa trên hệ 2D [26] nhưng thêm một số tính năng mới đó là:

- Về thiết kế: một phanh tuyến tính dùng lưu chất MR (LMRB) được thêm vào cần vận hành để phản xạ lực (F_z) cho người vận hành. Phanh tuyến tính được thiết kế tối ưu có xét đến không gian làm việc, ma sát ngoài trạng thái (trạng thái không áp dụng dòng điện) và lực tác động cần thiết.
- Về phân tích: trong nghiên cứu [26] tác giả chỉ mới phân tích lực phản hồi đơn lẻ còn trong nghiên cứu này thì việc phân tích phản hồi lực 3D của hệ được thực hiện bằng cách sử dụng nguyên lý công ảo.
- Về điều khiển: xây dựng một bộ điều khiển cho hệ, tại vị trí bất kỳ của cần điều khiển sẽ được xác định dựa trên ma trận quay và được ghi lại trong quá trình vận hành cần điều khiển. Ngoài ra, việc kiểm soát lực phản hồi thông thường được đưa vào sẽ tiến hành riêng biệt bằng cách kiểm soát lực hãm của LMRB.



Hình 4.9. Sơ đồ cần điều khiển

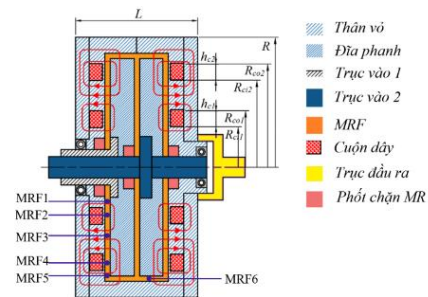
Từ các phân tích trên nhóm nghiên cứu đã phát triển một hệ phản hồi 3D với nguyên lý hoạt động dựa trên hai BMRA và một LMRB kết hợp với cơ cấu gimbal, các BMRA được dẫn động bởi các động cơ AC servo. Hệ thống bày bởi **Hình 4.9**, hệ bao gồm: (1), (2): BMRA; (3): LMRB; (4): Cơ cấu gimbal, (C): cần điều khiển.

4.2.2 Tính toán các phanh của hệ thống phản hồi lực.

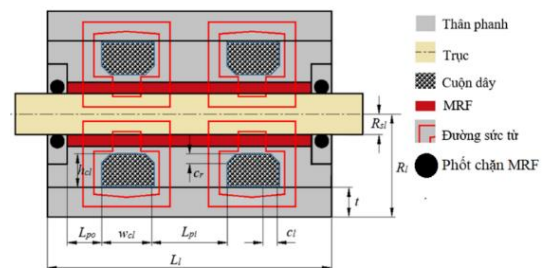
Trên cơ sở phát triển của BMRA và LMRB đã nghiên cứu trước đây thì tác giả phát triển cơ cấu phản hồi lực 3D với cấu hình của các BMRA và LMRB được thể hiện ở các **Hình 4.10**, **Hình 4.11**

4.2.3 Động lực học của hệ thống phản hồi lực.

Sơ đồ động học của cần điều khiển hệ phản hồi lực như **Hình 4.12**



Hình 4.10. Cấu hình của BMRA



Tại vị trí bất kỳ của tay cầm ở vị trí P với trục Z có chiều dài l , ta xoay cần một góc ϕ_x theo trục X và ϕ_y theo trục Y thì vị trí của điểm hoạt động P (vị trí núm điều khiển) xác định bởi:

$$r_p = \begin{bmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{bmatrix} = R_Y R_X \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ l \end{bmatrix} = R_{XY} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l \cos \phi_x \sin \phi_y \\ -l \sin \phi_x \\ l \cos \phi_x \cos \phi_y \end{bmatrix} \quad (4-6)$$

Với R_X và R_Y tương ứng là ma trận xoay trục X và Y.

$$R_{XY} = \begin{bmatrix} c\phi_y & s\phi_x s\phi_y & c\phi_x s\phi_y \\ 0 & c\phi_x & -s\phi_x \\ -s\phi_y & c\phi_y s\phi_x & c\phi_x c\phi_y \end{bmatrix}; \text{ với } s: \sin(), c: \cos() \quad (4-7)$$

Lực hoạt động tại núm điều khiển xác định theo nguyên lý công ảo như sau:

$$T_x \delta \phi_x + T_y \delta \phi_y + F_b dl + F_{xp} \delta x_p + F_{yp} \delta y_p + F_{zp} \delta z_p = 0 \quad (4-8)$$

Phương trình (4-16) cơ thể viết lại như sau:

$$\begin{bmatrix} T_x & T_y & F_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \phi_x \\ \delta \phi_y \\ \delta l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xp} & F_{yp} & F_{zp} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta x_p \\ \delta y_p \\ \delta z_p \end{bmatrix} = 0 \quad (4-9)$$

T_x và T_y tương ứng là mô-men xoắn đầu ra của BMRA đối với trục X và Y và F_b là lực hãm của LMRB; $\delta \phi_x$, $\delta \phi_y$, δl tương ứng là chuyển vị ảo theo phương X, Y và hướng l (dọc theo cần điều khiển); F_{xp} , F_{yp} và F_{zp} lần lượt là lực vận hành tại núm thao tác theo hướng X, Y và Z; δx_p , δy_p , δz_p là chuyển vị ảo của núm thao tác ở các hướng X, Y và Z.

Chuyển vị ảo của núm có thể tính như sau:

$$\delta r_p = \begin{bmatrix} \delta x_p \\ \delta y_p \\ \delta z_p \end{bmatrix} = \delta r_{p,xy} + \delta r_{p,l} \quad (4-10)$$

Với $\delta r_{p,xy}$ là dịch chuyển vị ảo của núm điều khiển tương ứng với các dịch chuyển ảo $\delta \phi_x$, $\delta \phi_y$, còn $\delta r_{p,l}$ là ứng với dịch chuyển ảo δl . Do đó phương trình (4-10) được viết lại như sau:

$$\delta r_{p,xy} = \begin{bmatrix} R_{\delta \phi_x} R_{\delta \phi_y} - I \end{bmatrix} r_p \quad (4-11)$$

$$\delta r_{p,l} = \frac{r_p}{l} \delta l \begin{bmatrix} \cos \phi_x \sin \phi_y \\ -\sin \phi_x \\ \cos \phi_x \cos \phi_y \end{bmatrix} \delta l \quad (4-12)$$

Trong đó $R_{\delta \phi_x}$ là ma trận xoay của chuyển vị ảo $\delta \phi_x$ theo phương X, $R_{\delta \phi_y}$ là ma trận xoay của chuyển vị ảo $\delta \phi_y$ theo phương Y. Vì chuyển vị ảo $\delta \phi_x$, $\delta \phi_y$ rất bé nên ta có các quan hệ sau:

$$R_{\delta \phi_x} R_{\delta \phi_y} = \begin{bmatrix} c\delta \phi_y & s\delta \phi_x s\delta \phi_y & c\delta \phi_x s\delta \phi_y \\ 0 & c\delta \phi_x & -c\delta \phi_x \\ -s\delta \phi_y & c\delta \phi_y s\delta \phi_x & c\delta \phi_x c\delta \phi_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \delta \phi_y \\ 0 & 1 & -\delta \phi_x \\ -\delta \phi_y & \delta \phi_x & 1 \end{bmatrix} \quad (4-13)$$

Từ phương trình (4-8),(4-10) đến (4-13) có thể đạt được:

$$\begin{bmatrix} \delta x_p \\ \delta y_p \\ \delta z_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & z_p & x_p/l \\ -z_p & 0 & y_p/l \\ y_p & -x_p & z_p/l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \phi_x \\ \delta \phi_y \\ \delta l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & l c\phi_x c\phi_y & c\phi_x s\phi_y \\ -l c\phi_x c\phi_y & 0 & -s\phi_x \\ -l s\phi_x & -l c\phi_x s\phi_y & c\phi_x c\phi_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \phi_x \\ \delta \phi_y \\ \delta l \end{bmatrix} = J_{XY} \begin{bmatrix} \delta \phi_x \\ \delta \phi_y \\ \delta l \end{bmatrix} \quad (4-14)$$

Thế phương trình (4-14) vào (4-9) ta đạt như sau:

$$\begin{bmatrix} T_x & T_y & -F_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \phi_x \\ \delta \phi_y \\ \delta l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xp} & F_{yp} & F_{zp} \end{bmatrix} J_{XY} \begin{bmatrix} \delta \phi_x \\ \delta \phi_y \\ \delta l \end{bmatrix} = 0 \quad (4-15)$$

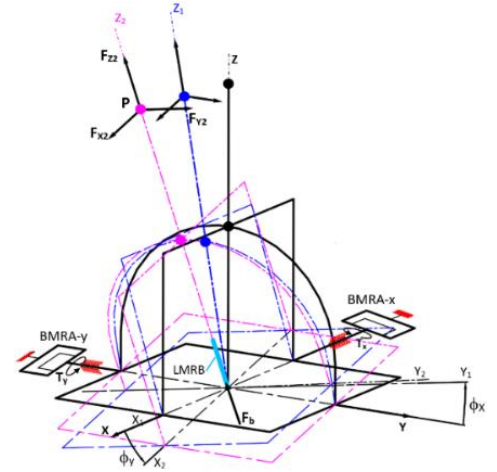
Từ phương trình (4-7), mô-men/lực tác động có thể được tính từ lực hoạt động tại núm cần điều khiển.

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ F_b \end{bmatrix} = -J_{XY}^T \begin{bmatrix} F_{xp} \\ F_{yp} \\ F_{zp} \end{bmatrix} \quad (4-16)$$

Quan hệ giữa lực tác động cục bộ với lực tác động toàn cục cho bởi:

$$\begin{bmatrix} F_{xp} \\ F_{yp} \\ F_{zp} \end{bmatrix} = R_{XY} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \end{bmatrix} \quad (4-17)$$

Từ phương trình (4-16) và (4-17) quan hệ giữa lực cục bộ tại núm và lực tác động (mô-men đầu ra của các BMRA và lực hãm của LMRB) được thể hiện bằng:



Hình 4.12. Sơ đồ động học

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ F_b \end{bmatrix} = -J_{XY}^T R_{XY} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -ls\phi_x s\phi_y & lc\phi_y & 0 \\ -lc\phi_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \end{bmatrix} \quad (4-18)$$

Từ vị trí ban đầu nếu tay cầm quay một góc ϕ_y theo trục Y sau đó quay một góc ϕ_x theo trục X, quan hệ lực hoạt động cục bộ tại núm điều khiển và lực/mô-men tác động có thể xác định bởi:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ F_b \end{bmatrix} = -J_{XY}^T R_{YX} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & lc\phi_y & 0 \\ -lc\phi_x & ls\phi_x s\phi_y & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \end{bmatrix} \quad (4-19)$$

Từ phương trình (4-18) và (4-19) nhận thấy rằng lực pháp tuyến chỉ phụ thuộc vào lực giảm chấn tuyến tính ($F_b = -F_{z2}$). Do đó, việc điều khiển lực phản hồi pháp tuyến F_{z2} có thể điều khiển bởi lực giảm chấn của LMRB, còn việc điều khiển các lực tiếp tuyến F_{x2} và F_{y2} bằng cách kết hợp điều khiển các mô-men đầu ra T_x và T_y của BMRA. Tổng quát với vị trí của tay cầm tùy ý thì được xác định bởi ma trận xoay tổng quát R như sau:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ F_b \end{bmatrix} = -J_{XY}^T R \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \end{bmatrix}; \quad J_{XY} = \begin{bmatrix} 0 & z_p & x_p/l \\ -z_p & 0 & y_p/l \\ y_p & -x_p & z_p/l \end{bmatrix} \quad (4-20)$$

Với phương trình (4-20) chúng ta có $F_b = -F_{z2}$, T_x và T_y là hai hàm của F_{x2} và F_{y2} .

4.2.4 Tối ưu hóa và thiết kế mô hình cho BMRA và LMRB.

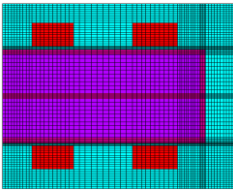
Công việc tối ưu hóa là đi tìm giá trị các kích thước hình học của BMRA để thể tích hiệu dụng của nó là nhỏ nhất và được xác định như sau: $V_{BMRA} = \pi R^2 \cdot L$ (với ràng buộc: $T_b \geq T_{br}$) (4-21)

R : bán kính ngoài; L : chiều rộng hiệu dụng của BMRA; T_{br} : mô-men đầu ra yêu cầu tối đa và được xác định từ lực phản hồi mong muốn tối đa mỗi hướng như sau: $T_{br} = l_{max} F_{max}$ (4-22)

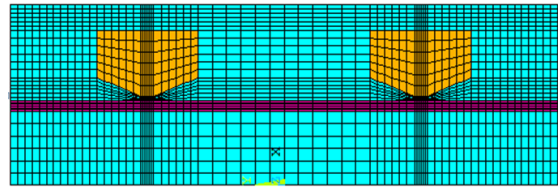
Với F_{max} là lực phản hồi tối đa mong muốn mỗi hướng được chọn bằng 20 N; l_{max} là chiều dài tối đa của cần điều khiển là 200 mm. Từ đó, mô-men đầu ra yêu cầu tối đa có thể được tính là 4 Nm. Đối với LMRB thì thân vỏ được gắn vào thân trục Y của cơ cấu gimbal và tự do chuyển động bên trong rãnh của thân trục Y. Trong trường hợp này, chiều rộng của khe được chọn là 32 mm và đường kính ngoài của LMRB thiết lập bằng 30 mm. Lực trạng thái ban đầu xác định bởi:

$$F_{d0} = \frac{2\pi\mu_0 R_{sl} L_{du}}{\tau} + 2(\pi R_{sl} L_d \tau_{y0} + F_{or}); \quad (\text{Với ràng buộc } F_b \geq F_{br}, R_l \leq 30\text{mm}) \quad (4-23)$$

Mô hình phần tử hữu hạn sử dụng cho BMRA và LMRB tương ứng được hiển thị trong **Hình 4.13** và **Hình 4.14**



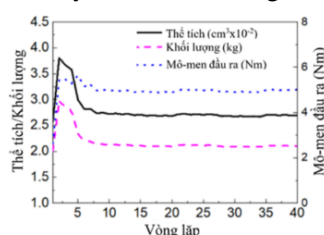
Hình 4.13. Mô hình phân tích từ tính BMRA



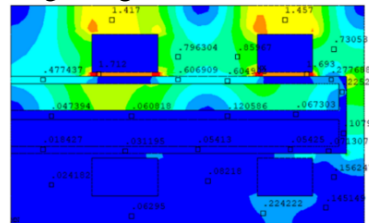
Hình 4.14. Mô hình phân tích từ tính LMRB

Kết quả tối ưu của BMRA được trình bày bởi **Hình 4.15** cho thấy khi mô-men đầu ra tối đa bị ràng buộc bằng hoặc lớn hơn 5 Nm với độ chính xác 2%, tỷ lệ hội tụ của tối ưu hóa được đặt bằng 0,1%.

Kết quả trong **Hình 4.15a** cho thấy rằng tối ưu được hội tụ ở vòng lặp thứ 40 ứng với thể tích hiệu dụng của BMRA là 269 cm³ và khối lượng tương ứng của nó là 2,05kg và ta thấy rằng khối lượng BMRA gần như được giảm ở mức tối đa. Mô-men xoắn đầu ra là 4,99 Nm gần bằng với mô-men xoắn theo yêu cầu. Các kết quả tối ưu được đưa ra trong **Bảng 4.1**. Để hiểu rõ hơn về kết quả tối ưu của BMRA thì phân bố mật độ từ thông của BMRA ở mức tối ưu được thể hiện trong **Hình 4.15b**, cho thấy mật độ từ thông tại các bức tường mỏng đạt đến độ bão hòa từ.



a) Khối lượng và mô-men



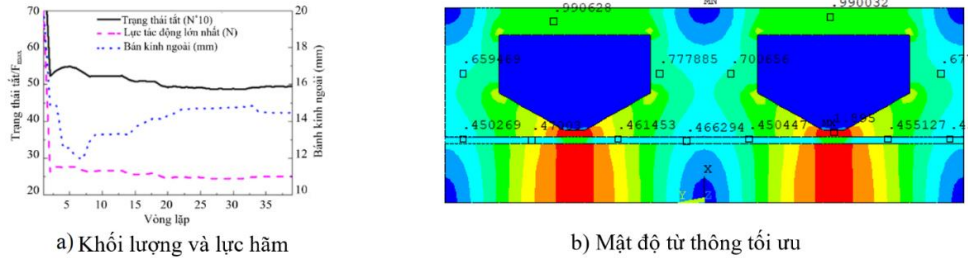
b) Phân bố mật độ từ thông của BMRA

Hình 4.15. Giải pháp tối ưu hóa của BMRA.

Bảng 4.4. Kết quả tối ưu của BMRA.

Biến thiết kế	Đặc tính đối tượng
$w_{c1}=w_{c2}=4,25; h_{c1}=7,4; h_{c2}=6,2; R_{ci1}=29; R_{ci2}=47,5; (n_1=95, n_2=80);$ $R_f=20; R_o=56,6 t_d=4; R=59,4; t_h=3,2; L=24,3; t_w=0,6; t_g=0,8$	$T_{max} = 4,99 \text{ Nm}; V_{BMRA}=269 \text{ cm}^3; m_b=2,05\text{kg};$ $P = 24 \text{ W}; R_{c1}=1,68\Omega; R_{c2}=2,16\Omega$

Trương tự cho giải pháp tối ưu của LMRB với lực phanh tối đa 25 N được thể hiện trong **Hình 4.16**. Với kích thước khe lưu chất MR được lấy theo kinh nghiệm là 0.6mm trong khi độ dày thành mỏng được lấy 0,5 mm. Từ **Hình 4.16a** ta thấy rằng sự hội tụ xảy ra sau vòng lặp thứ 39, tại đó lực trạng thái ban đầu là 4,95 N. Lực phanh tối đa là 24,94 N gần bằng với lực cần thiết. Bán kính ngoài của vỏ là 14,5 mm nhỏ hơn giá trị ràng buộc. Chiều dài hiệu dụng của LMRB là 39 mm trong khi khối lượng của nó là 0,2 kg. Phân bố mật độ từ tính của LMRB thể hiện trong **Hình 4.16b**. Các giá trị tối ưu của các biến thiết kế và các tham số hiệu suất của LMRB được tóm tắt trong **Bảng 4.5**.



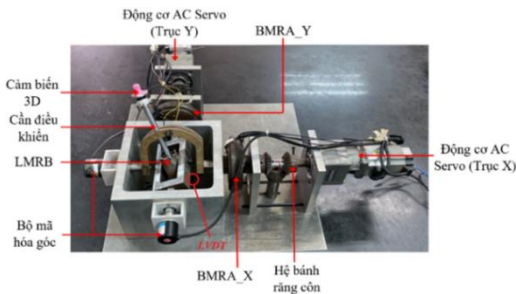
Hình 4.16. Giải pháp tối ưu hóa LMRB.

Bảng 4.5. Kết quả tối ưu của LMRB.

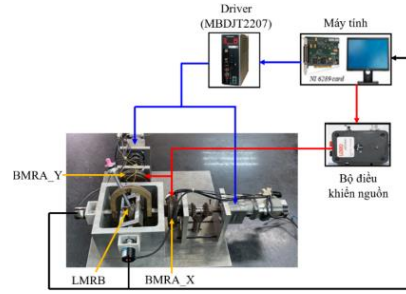
Biến thiết kế	Đặc tính hoạt động
$w_{c1}=11,3; h_{c1}=7,4; c_l=4,85; c_r=2,85; (n_c=230); R=14,8;$ $L_{po}=4,0; L_{pi}=8,0; L_l=38,7 t_w=0,5; t_o=2,1; R_{sl}=4,5; t_g=0,5$	$F_{tinh}=4,95 \text{ N}; F_{max}=24,94 \text{ N}; m_b=0,2 \text{ kg}$ $P=14,5 \text{ W}; R=2,3 \Omega$

4.2.5 Thực nghiệm và kết quả đạt được.

Mô hình thực nghiệm được hoàn thiện và được biểu diễn bởi **Hình 4.17**.

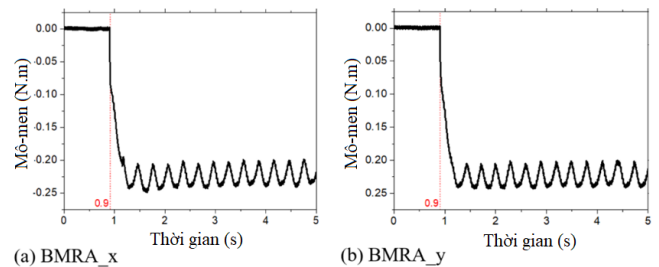


Hình 4.17. Mô hình hệ phản hồi 3D



Hình 4.18. Mô hình thực nghiệm phản hồi 3D.

Kết quả từ **Hình 4.19** có thể tính giá trị ổn định trung bình của các mô-men đầu ra trạng thái ban đầu tương ứng là -0,218 Nm và -0,215 Nm. Giá trị âm có nghĩa là mô-men đầu ra nằm cùng hướng với trục 1 (CW) của BMRA. Điều này là do đường kính của trục 1 lớn hơn trục 2 dẫn đến mô-men ma sát cao hơn truyền đến vỏ. Ngoài ra, ổ lăn kép được sử dụng cho trục 1 làm cho ma sát cao hơn ổ lăn đơn được sử dụng cho trục 2. Với cách thay đổi dòng điện áp dụng, các mô-men đầu ra của BMRA ở các giá trị khác nhau của dòng được áp dụng có thể được đo theo cùng một cách. **Hình 4.20** cho thấy kết quả thử nghiệm mô-men đầu ra của BMRA_x như là một hàm của dòng điện được áp dụng. Trong **Hình 4.20a**, mô-men đầu ra như là một hàm của dòng điện áp dụng cho các cuộn dây ở phía bên của đĩa 1, trong khi đó đối với các cuộn dây ở phía bên của đĩa 2 được hiển thị trong **Hình 4.20b**. Từ các số liệu, cho ta thấy sự phù hợp giữa mô-men đầu ra được tính toán và mô-men đầu ra đo được của BMRA_x. Nó cũng được quan sát từ các số liệu rằng, tại dòng điện áp dụng 2,0 A thì cường độ của mô-men đầu ra lớn hơn mức tối đa cần thiết. Từ **Hình 4.20**, dòng điện áp dụng cho các cuộn dây nằm



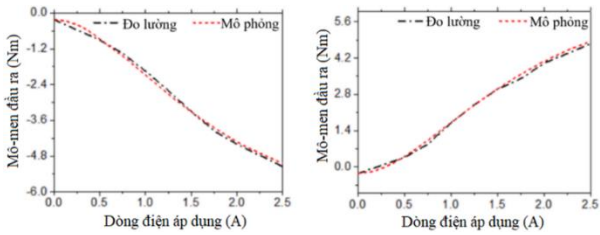
Hình 4.19. Mô-men xoắn của BMRA trạng thái tắt

ở các giá trị khác nhau của dòng được áp dụng có thể được đo theo cùng một cách. **Hình 4.20** cho thấy kết quả thử nghiệm mô-men đầu ra của BMRA_x như là một hàm của dòng điện được áp dụng. Trong **Hình 4.20a**, mô-men đầu ra như là một hàm của dòng điện áp dụng cho các cuộn dây ở phía bên của đĩa 1, trong khi đó đối với các cuộn dây ở phía bên của đĩa 2 được hiển thị trong **Hình 4.20b**. Từ các số liệu, cho ta thấy sự phù hợp giữa mô-men đầu ra được tính toán và mô-men đầu ra đo được của BMRA_x. Nó cũng được quan sát từ các số liệu rằng, tại dòng điện áp dụng 2,0 A thì cường độ của mô-men đầu ra lớn hơn mức tối đa cần thiết. Từ **Hình 4.20**, dòng điện áp dụng cho các cuộn dây nằm

trong khoảng từ 0 - 2A như là một hàm của mô-men đầu ra có thể được lấy và thể hiện trong **Hình 4.21**. Áp dụng đường cong xấp xỉ bậc 3, có thể tính được dòng điện áp dụng cho cuộn dây của BMRA_x mô-men xoắn đầu ra bằng:

$$I_x = -(0,1914 + 0,9367T_x + 0,2157T_x^2 + 0,0261T_x^3) \quad (T_x \leq -0,218 \text{ Nm}) \quad (4-24)$$

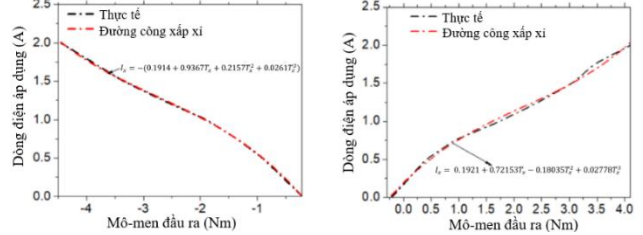
$$I_x = 0,1921 + 0,72153T_x - 0,18035T_x^2 + 0,02778T_x^3 \quad (T_x > 0,218 \text{ Nm}) \quad (4-25)$$



a) BMRA_x đĩa 1

b) BMRA_x đĩa 2

Hình 4.20. Mô-men BMRA_x là hàm dòng điện.



a) BMRA_x đĩa 1

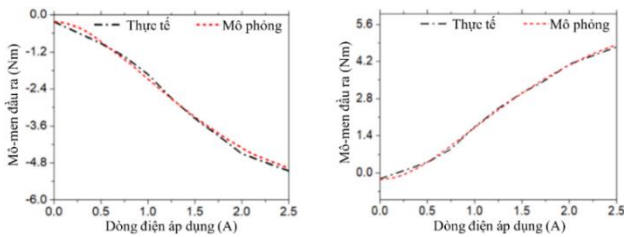
b) BMRA_x đĩa 2

Hình 4.21. Dòng điện là hàm mô-men BMRA_x

Đối với trục Y thì kết quả thử nghiệm mô-men đầu ra của BMRA_y như là một hàm của dòng điện được áp dụng thể hiện ở **Hình 4.22**. Có thể thu được nghịch đảo của mô-men đầu ra so với dòng được áp dụng theo cách tương tự và được thể hiện trong **Hình 4.23**. Bằng cách áp dụng đường công bậc 3 thì dòng điện áp dụng cho cuộn dây của BMRA_y có thể được tính từ mô-men đầu ra bằng cách:

$$I_y = -(0,1927 + 0,9302T_y + 0,2115T_y^2 + 0,0252T_y^3) \quad (T_y \leq -0,22 \text{ Nm}) \quad (4-26)$$

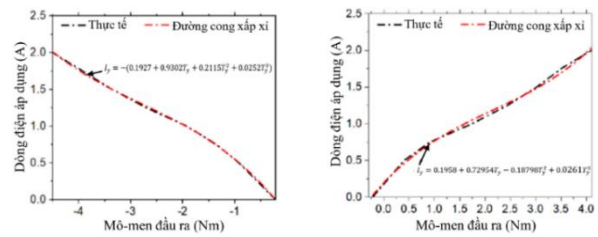
$$I_y = 0,1958 + 0,72954T_y - 0,18798T_y^2 + 0,0261T_y^3 \quad (T_y > -0,22 \text{ Nm}) \quad (4-27)$$



a) BMRA_y đĩa 1

b) BMRA_y đĩa 2

Hình 4.22. Mô-men BMRA_y là hàm dòng điện áp



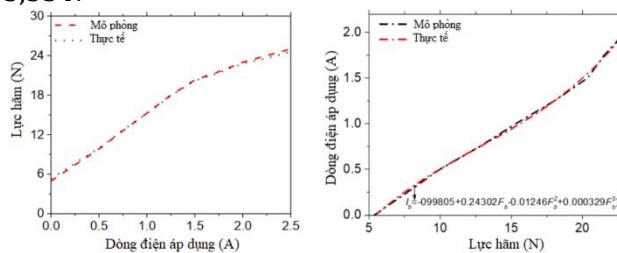
a) BMRA_y đĩa 1

b) BMRA_y đĩa 2

Hình 4.23. Dòng điện là hàm mô-men BMRA_y

Để đánh giá lực tác động của LMRB là hàm của dòng điện áp dụng cho cuộn dây của nó thì trước hết các động cơ servo AC không hoạt động và tay cầm được cố định theo hướng thẳng đứng. Một dòng điện được điều khiển bởi máy tính được đưa vào các cuộn dây. Sau đó, trục LMRB được di chuyển vào/ra và lực theo hướng Z được đo bằng cảm biến lực 3D. Chú ý rằng cả hai lực tác động vào/ra đều được đo và độ lớn của chúng được tính bằng giá trị trung bình độ lớn của lực vào, ra. **Hình 4.24a** cho thấy lực tác động của LMRB như một hàm của dòng điện. Chúng ta thấy rằng tại cường độ dòng điện 2,5 A đặt vào, độ lớn của lực đo được là 25,3 N trong khi lực mô phỏng là 24,98 N, điều này có nghĩa là kết quả mô phỏng và kết quả đo được chấp nhận được. Lực ngoài trạng thái đo được là 5,35 N trong khi lực mô phỏng là 4,95 N. Tại dòng điện bằng 2,0 A đặt vào thì độ lớn của lực tác động là 23,0 N, nó lớn hơn lực cực đại cần thiết. **Hình 4.24b** cho thấy dòng điện áp dụng (từ 0-2A) cho các cuộn dây dưới dạng hàm số với độ lớn trung bình của lực hướng vào/ra của LMRB. Sử dụng đường công xấp xỉ bậc 3 thì dòng điện đặt vào các cuộn dây có thể được tính từ độ lớn của lực tác động như sau: $I_b = -0,99805 + 0,24302|F_b| - 0,01246|F_b|^2 + 0,000329|F_b|^3, (|F_b| > 5,35 \text{ N})$ (4-28)

$$I_b = 0 \text{ khi } |F_b| < 5,35 \text{ N} \quad (4-29)$$



a) Quan hệ lực hãm với dòng điện

b) Quan hệ dòng điện với lực hãm

Hình 4.24. Kết quả thực nghiệm của LMRB

4.2.6 Điều khiển phản hồi lực cho hệ xúc giác 3D

4.2.6.1 Thiết kế bộ điều khiển vòng hở cho hệ xúc giác 3D

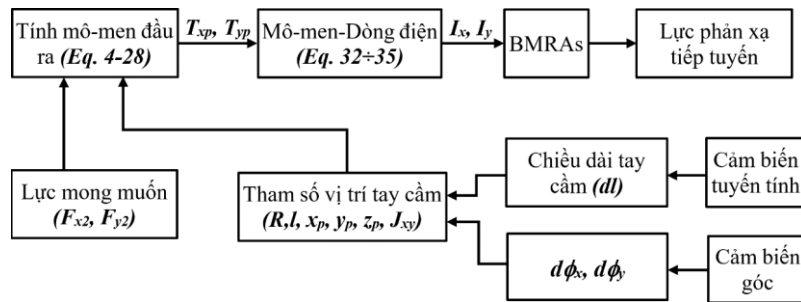
Để điều khiển một lực phản hồi mong muốn đến người vận hành thì tác giả tiến hành xây dựng các bộ điều khiển vòng hở. Hình 4.25 cho thấy lưu đồ để ghi nhận một lực phản hồi tiếp tuyến cần thiết tại một vị trí bất kỳ của cần. Vị trí góc của các trục cần điều khiển được đo bằng bộ mã hóa góc, trong khi chiều dài của cần điều khiển đo bằng bộ đo tuyến tính (LVDT). Vị trí của núm thao tác được xác định bởi: $r_p = [x_p, y_p, z_p]^T = R[0, 0, l]^T$ (4-30)

Trong đó R là tổng ma trận xoay của cần với hệ tọa độ toàn cục. Chú ý thời gian lấy mẫu là $\Delta t = 0,01(s)$. Khi đó ma trận R được viết lại như sau: $R(t + \Delta t) = R(\Delta t)R(t)$ (4-31)

Khi đó ma trận R được viết lại như sau: $R(t + \Delta t) = R(\Delta t)R(t)$ (4-31)

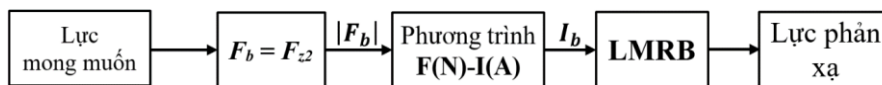
Khi $R(\Delta t)$ có thể tính gần đúng như sau:

$$R(\Delta t) = R_{d\phi_x} R_{d\phi_y} = \begin{bmatrix} cd\phi_y & sd\phi_x sd\phi_y & cd\phi_x sd\phi_y \\ 0 & cd\phi_x & -sd\phi_x \\ -sd\phi_y & cd\phi_y sd\phi_x & cd\phi_x cd\phi_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 9 & d\phi_y \\ 0 & 1 & -d\phi_x \\ -d\phi_y & d\phi_x & 1 \end{bmatrix} \quad (4-32)$$



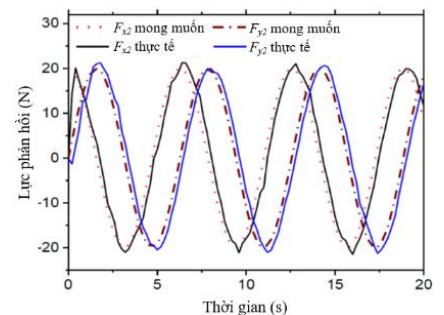
Hình 4.25. Bộ điều khiển hở cho lực phản hồi tiếp tuyến.

Sau khi vị trí của núm vận hành được xác định, ma trận J_{xy} được tính theo công thức (4-28). Từ lực phản xạ mong muốn (F_{x2}, F_{y2}) và các thông số của vị trí núm, mô-men đầu ra của các BMRA (T_x, T_y) có thể xác định bằng công thức (4-20). Để ghi nhận các mô-men đầu ra cần thiết, dòng điện áp dụng cho các cuộn dây của BMRA_x được tính theo công thức (4-24) và (4-25), trong khi dòng điện áp dụng cho các cuộn dây của BMRA_y được tính toán theo công thức (4-26) và (4-27). Thông thường lực phản hồi được điều khiển riêng biệt như trong Hình 4.26. Từ đây ta thấy rằng lực pháp tuyến mong muốn (F_{z2}), lực hãm của LMRB (F_b) được xác định bởi $F_b = F_{z2}$. Để ghi nhận lực phanh cần thiết ta cấp dòng điện cho các cuộn dây của LMRB được tính bởi công thức (4-27)



Hình 4.26. Bộ điều khiển hở cho lực phản hồi thông thường.

Các bộ điều khiển vòng hở trên được thực hiện cho cần điều khiển và các kết quả thực nghiệm đã được thu thập và trình bày. Trong thí nghiệm này, một lực mong muốn phản hồi là dạng hình sin sẽ được thực hiện. Bước đầu tiên, núm vận hành được cố định ở vị trí tùy ý và các lực phản hồi theo hướng x_2 và y_2 được đo bằng cảm biến lực 3-DOF và kết quả cho bởi Hình 4.27. Lưu ý rằng trong trường hợp này, lực bình thường (F_{z2}) đo được gần như bằng không vì tay cầm được cố định và không có thao tác nào được thực hiện để di chuyển tay cầm dọc theo LMRB. Theo như kết quả của Hình 4.27 thì các lực tiếp tuyến phản hồi đo được tương đối tốt so với các lực mong muốn. Tuy nhiên vẫn có độ trễ khoảng 30ms so với giá trị mong muốn. Điều này chủ yếu là do có độ trễ cơ học của phản ứng mô-men xoắn của các BMRA, chúng ta có thể được quan sát trong Hình 4.22.

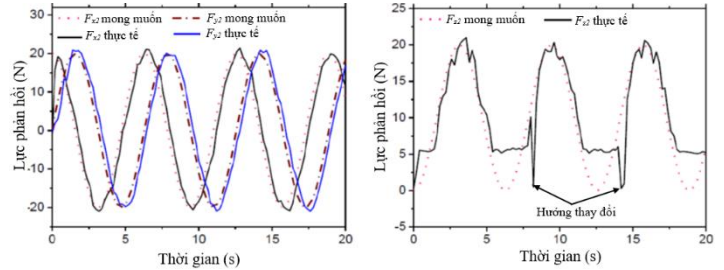


Hình 4.27. Kết quả thực nghiệm

Bước thứ 2, từ vị trí ban đầu ($x_p=0, y_p=0, z_p=200$ mm), một chuyển động tùy ý của tay cầm được thực hiện và lực cố gắng từ người vận hành được đo bằng cảm biến lực 3D, kết quả được trình bày trong Hình 4.28. Với kết quả này thì ta cũng thấy độ trễ khoảng 30ms giữa giá trị đo được với giá trị mong muốn.

So với kết quả trong trường hợp tay cầm được cố định, lực tiếp tuyến trong trường hợp này có sự thay đổi cao hơn một chút. Điều này rõ ràng là do chuyển động không ổn định của tay cầm. Đối với lực pháp tuyến, ta cũng thấy rằng hệ không thể phân xạ lực có độ lớn nhỏ hơn 5,3 N do lực ma sát ngoài trạng thái đã nói bên trên. Tại thời điểm người vận hành thay đổi hướng chuyển động của tay cầm, có một bước nhảy từ giá trị hiện tại của lực phản hồi về không, điều này là do sự thay đổi hướng của lực khi đo. Nói chung rằng lực phản hồi đo được trong trường hợp này không trơn tru như trong trường hợp lực tiếp tuyến chủ yếu đến từ chuyển động không ổn định của tay cầm do vận hành bằng tay. Tóm lại trong phần nghiên cứu này có một số kết quả đạt được:

- Một hệ thống phản hồi lực 3D có cơ chế 2D-gimbal kết hợp hai thiết bị truyền động từ biến lưu biến hai chiều (BMRA) và một MRB tuyến tính (LMRB) đã được thiết kế, chế tạo và thử nghiệm;
- Thiết kế tối ưu về thông số hình học của BMRA và LMRB đã được thực hiện;
- Các kết quả thử nghiệm về đặc tính hiệu suất của BMRA và LMRB sát với kết quả mô phỏng;
- Một thuật toán điều khiển hờ áp dụng điều khiển cho cần điều khiển 3D;
- Lực tiếp tuyến và tuyến tính mong muốn đáp ứng tốt theo yêu cầu;
- Độ trễ của hệ thống khoảng 30 ms.



Hình 4.28. Kết quả thực nghiệm của lực phản hồi hệ 3D.

4.2.6.2 Thiết kế bộ điều khiển vòng kín cho hệ xúc giác 3D

Điều này có thể được giải thích bởi mô-men ma sát khác nhau của hai đầu vào. Cần phải bù về không trước khi xác định mô hình toán học của BMRA. Từ kết quả thực nghiệm với dòng điện đầu vào từng bước, mô-men xoắn đầu ra được sử dụng để xác định mô hình toán học bằng phần mềm MATLAB. Đáp ứng bước và kết quả nhận dạng hệ thống của BMRA được đưa ra trong **Hình 4.29**. Điều này có thể thấy rằng sự khác biệt giữa mô-men xoắn đo được và mô-men xoắn nhận dạng là một thỏa thuận tốt. Mô hình của BMRA được xác định là: $a\ddot{T} + b\dot{T} + T = u(I)$ (4-33)

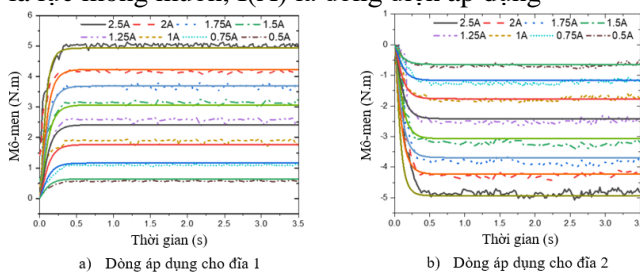
Trong đó: $a = 1/26590$; $b = 2452/26590$

$$u(I) = 0.01025 - 0.53308 * I - 1.63852 * I^2 + 0.42608 * I^3 \quad (T \text{ là mô-men mong muốn, } I \text{ là dòng điện áp dụng})$$

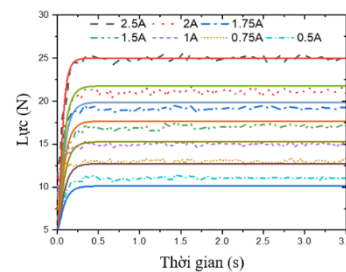
Tương tự như các kết quả nhận dạng của hệ thống thì đáp ứng bước của LMRB được đưa ra trong **Hình 4.30**. Mô hình hệ thống của LMRB được áp dụng như sau: $a\ddot{F} + b\dot{F} + F = u(I)$ (4-34)

Với: $a = 1/649.5$, $b = 60.69/649.5$; $u(I) = 5.01899 + 9.75739I + 1.28363I^2 - 0.796I^3$

$F(N)$ là lực mong muốn, $I(A)$ là dòng điện áp dụng



Hình 4.29. Đáp ứng bước của BMRA



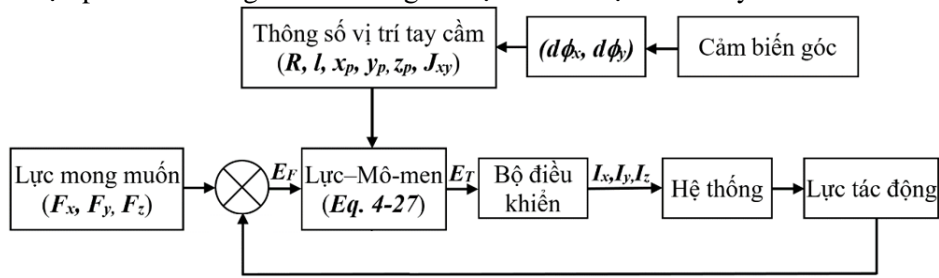
Hình 4.30. Đáp ứng bước của LMRB

Như đã trình bày ở trên quan hệ giữa lực tác dụng cục bộ tại nút điều khiển với lực/mô-men tác động (mô-men đầu ra của BMRA và lực phanh của LMRB) tính theo công thức (4-14). Cần lưu ý rằng lực phản hồi pháp tuyến luôn bằng lực tắt dần và tách khỏi lực tiếp tuyến. Do đó phương trình (4-14) có thể viết như sau:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \end{bmatrix} = -[J^T R]_{22} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix}; F_b = F_{z2} \quad (4-35)$$

Với $-[J^T R]_{22}$ là ma trận con 2x2 của ma trận chính $-[J^T R]$

Khi các thông số của hệ xúc giác 3D được xác định theo các công thức đã trình bày trong các phần trên cụ thể là khoảng cách cần điều khiển (r_p), ma trận J_{XY} , R , T_x , T_y , lực mong muốn F_{x2} , F_{y2} . Nhóm tiếp tục xây dựng bộ điều khiển vòng kín để phản ánh lực phản hồi mong muốn cho người vận hành được trình bày bởi **Hình 4.31**



Hình 4.31. Sơ đồ bộ điều khiển vòng kín cho lực mong muốn.

+ Thiết kế bộ điều khiển PID cho lực phản hồi

Trong bộ điều khiển PID thì dòng điện được xác định như sau: $I(t) = k_p e(t) + k_i \int e(t) + k_d \dot{e}(t)$ (4-36)

Ở đây k_p , k_i , và k_d lần lượt là giá trị tỷ lệ, tích phân đạo hàm, e là sai số giữa giá trị đầu vào và ra.

Bảng 4.6. Thông số điều chỉnh của k_p , k_i , k_d

BMRA_x	$k_p=10$	$k_i=0.00006$	$k_d=0.00008$
BMRA_y	$k_p=9$	$k_i=0.00007$	$k_d=0.00007$
LMRB	$k_p=9$	$k_i=0.00007$	$k_d=0.0002$

+ Thiết kế bộ điều khiển SMC cho lực phản hồi

Tổng quát ta có: $a\ddot{T} + b\dot{T} + T = u(I)$

Đặt $T = x_1$; $x_2 = \dot{x}_1 = \dot{T}$

$$\dot{x}_1 = x_2 \tag{4-37}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{u}{a} - \frac{x_1}{a} - \frac{bx_2}{a} + \Delta \tag{4-38}$$

$[x_1 \ x_2]$ là vector trạng thái, u là điều khiển đầu vào; a , b là tham số xác định từ nhận dạng hệ thống, trong nghiên cứu này tác giả lấy $a = 1/26590$, $b = 2452/26590$; Δ : bao gồm độ nhiễu và không chắc chắn của hệ thống

Mặt trượt được xác định bởi: $s = ce + \dot{e}$ (4-39)

Trong đó e là sai số được xác định: $e = x_d - x$

x_d : giá trị mong muốn; x : giá trị đo được; c : hệ số độ dốc mặt trượt

Mặt trượt được định nghĩa như sau:

$$u = a \left[-k \text{sign}(s) - c\dot{e} + \dot{x}_2 + \frac{x_{1d}}{a} + \frac{bx_{2d}}{a} \right] \tag{4-40}$$

Tính ổn định của hệ thống có thể sử dụng hàm Lyapunov như sau:

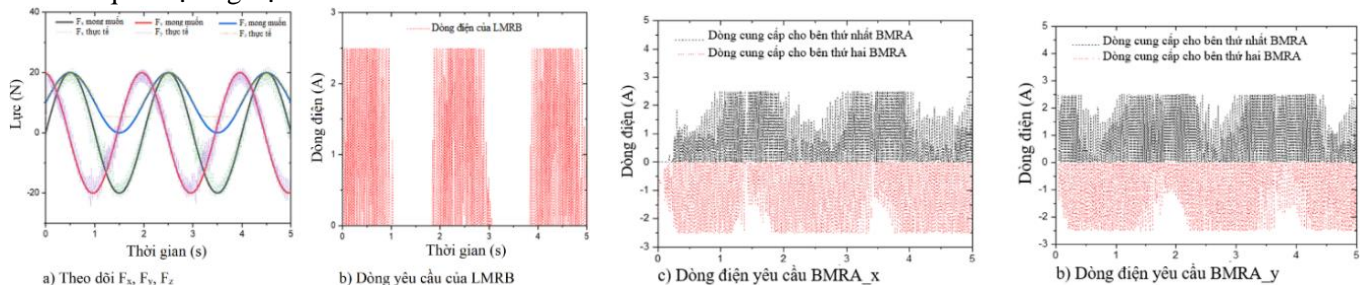
$$V = \frac{1}{2} s^2$$

$$\dot{V} = s\dot{s} = s(c\dot{e} + \ddot{e}) = s(-k \text{sign}(s) + \Delta) < 0 \text{ khi } k > |\Delta|$$

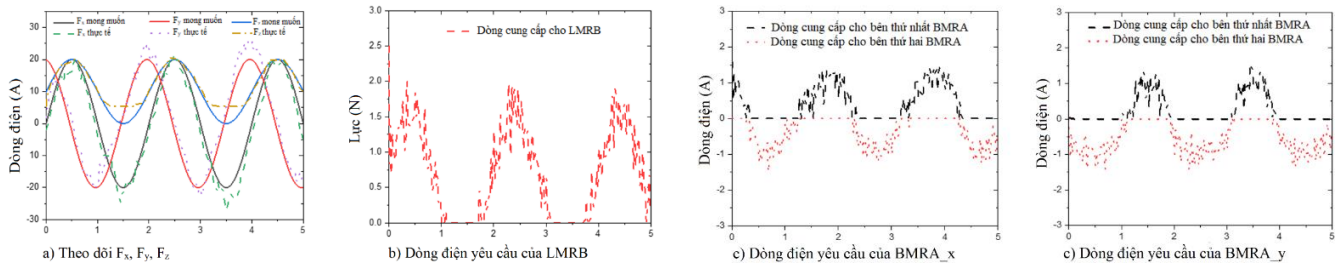
Bảng 4.7. Thông số điều chỉnh của c , k

BMRA_x	$c=0.0015$	$k=14$
BMRA_y	$c=0.0014$	$k=197$
LMRB	$c=0.0017$	$k=10$

+ Kết quả thực nghiệm



Hình 4.32. Kết quả thực nghiệm phản hồi lực theo PID.



Hình 4.33. Kết quả thực nghiệm phản hồi lực theo SMC.

Hình 4.32 và **Hình 4.33** biểu diễn kết quả điều khiển lực phản hồi theo bộ điều khiển PID và SMC ở tần số 3Hz của hàm sin tương ứng. Đối với bộ điều khiển SMC cho kết quả lực mong muốn tốt hơn với sai số nhỏ bằng 8%, nhỏ hơn bộ PID. Lực theo dõi của PID dao động liên tục xung quanh lực mong muốn gây ra bởi sự liên tục của dòng điện của mỗi bộ truyền động. Điều này dễ hiểu là trong hệ thống có nhiễu và cơ cấu không ổn định, PID không thể giải quyết tất cả các nhược điểm này. Tuy nhiên, dòng điện đầu vào của bộ điều khiển SMC mượt mà hơn bộ điều khiển PID. Bên cạnh đó, điều khiển lực của cơ cấu truyền động bằng SMC theo dõi tốt với lực mong muốn. Người ta cũng giải thích rằng SMC có thể hạn chế nhiễu, sự không chắc chắn và sự thay đổi của hệ thống. Trong cả hai bộ điều khiển, có thể thấy rằng lực thực tế F_z không thể theo dõi lực yêu cầu với lực yêu cầu nhỏ hơn 5.3N, gây ra bởi lực ngoài trạng thái của LMRB.

Trong nghiên cứu này, một hệ thống Haptic 3D được xây dựng bằng cách sử dụng bộ truyền động MR. Thứ nhất, BMRA và LMRB được phân tích và tối ưu hóa để có kích thước hình học tối ưu. Các nguyên mẫu này được thiết kế và sản xuất. Mô hình toán học của mỗi cơ cấu chấp hành được cung cấp bằng cách sử dụng nhận dạng hệ thống của MATLAB. Phương trình động học của hệ thống 3D được suy ra để xác định mô-men xoắn yêu cầu của mỗi BMRA.

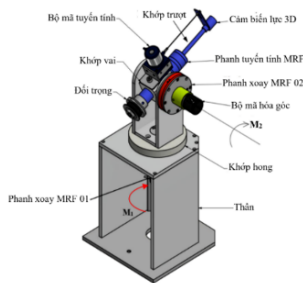
Bộ điều khiển PID và SMC được thiết kế và triển khai cho hệ thống thực. Kết quả cho thấy SMC phù hợp hơn PID trong việc kiểm soát lực của hệ thống xúc giác. Hạn chế của hệ này là LMRB có lực ngoài trạng thái lớn nên ảnh hưởng tới khả năng phản hồi của hệ thống

Chương 5

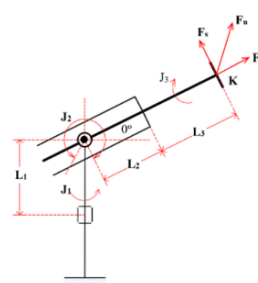
PHÁT TRIỂN TAY MÁY 3D PHẢN HỒI LỰC DÙNG LƯU CHẤT TỪ BIẾN

5.1 Cấu tạo tay máy

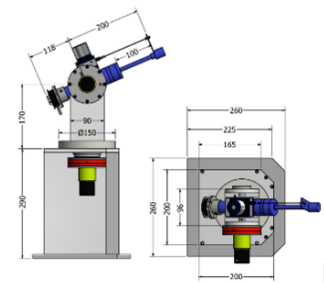
Từ nhu cầu trên nhóm nghiên cứu đã phát triển tiếp một hệ thống phản hồi lực 3D được đề xuất như **Hình 5.1**. Đồng thời sơ đồ và chuỗi động học của tay máy phản hồi lực được thể hiện như **Hình 5.2**. Từ các kích thước và không gian làm việc cần thiết, phù hợp trong sản xuất của các hệ thống phản hồi thì tác giả đưa ra các kích thước cơ bản của hệ thống phản hồi lực như **Hình 5.3**.



Hình 5.1. Cấu hình tay máy 3D



Hình 5.2. Sơ đồ động tay máy



Hình 5.3. Kích thước hệ thống

5.2 Thiết kế phanh cho hệ thống phản hồi 3-DOF

5.2.1 Thiết kế phanh quay

Nhóm nghiên cứu đề xuất một kết cấu phanh mới có đĩa phanh là hình răng như **Hình 5.4**. Mục đích tăng bề mặt tiếp xúc giữa của MRF với đĩa phanh và vỏ phanh từ đó sẽ cho mô-men lớn và giảm khối lượng đáng kể do đó tác giả đề xuất theo **Hình 5.5**. Từ nguyên lý cấu tạo phanh quay răng nghiêng thì cách tính mô-men đầu ra của phanh được chia ra hai dạng chính đó là tính mô-men trên thành đứng (tương ứng với các vị trí E_i) tương ứng với các bán kính và thành nghiêng (tương ứng với các vị trí I_i) được biểu diễn như **Hình 5.5**

Khi đó mô-men phanh được tính gần đúng bởi:

$$T_b = 2(T_{E0} + T_{E2} + T_{E4} + T_{E6} + T_{E8} + T_{E10} + T_{I1} + T_{I3} + T_{I5} + T_{I7} + T_{I9}) + T_c + 2T_{fs} \quad (5-1)$$

Khi đó các thành phần mô-men T_{Ei} , T_{Ii} và T_c của phanh được xác định như sau:

$$T_{Ei} = \frac{\pi\mu_{Ei}R_{i+1}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{i+1}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi\tau_{yEi}}{3} (R_{i+1}^3 - R_i^3), \quad (i = 0, 2, 4, 6, 8, 10) \quad (5-2)$$

$$T_{Ii} = 2\pi \left(R_i^2 l + R_i l^2 \sin\phi + \frac{1}{3} l^3 \sin^2\phi \right) \tau_{yIi} + \frac{1}{2} \pi \mu_{Ii} \frac{\pi}{d} (4R_i^3 + 6R_i^2 l \sin\phi + 4R_i l^2 \sin^2\phi + l^3 \sin^3\phi); \quad (1, 3, 5, 7, 9) \quad (5-3)$$

$$T_c = 2\pi R_{11}^2 (b + 2h) (\tau_{yc} + \mu_c \frac{\Omega R_{11}}{r}) \quad (5-4)$$

Với R_i là bán kính của điểm thứ i trong cấu hình đĩa, l là chiều dài của khe nghiêng, ϕ là góc nghiêng, h là chiều cao răng. Trong nghiên cứu này, ứng suất và độ nhớt của MRF cũng là hàm của mật độ từ thông được áp dụng trên ống MRF xấp xỉ bằng [22]: $Y = Y_\infty + (Y_0 - Y_\infty)(2e^{-B\alpha_{SY}} - e^{-2B\alpha_{SY}})$ (5-5)

Mô-men ma sát trên trục do phốt được tính gần đúng như sau:

$$T_s = 0.65(2R_s)^2 \Omega^{1/3} \quad (5-6)$$

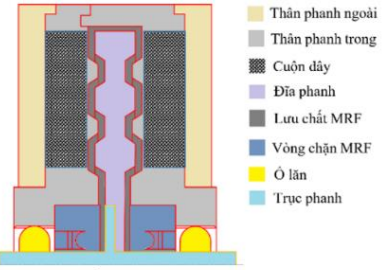
Đối với phanh thì hai yếu tố mô-men và khối lượng là hai mục tiêu thường trái ngược nhau nhưng lại rất quan trọng trong thiết kế tính toán phanh MRF, đặc biệt là đối với các hệ thống phản hồi lực, khối lượng phanh càng nhỏ càng tốt, cho kích thước nhỏ gọn và chi phí thấp. Tuy nhiên, kích thước nhỏ có thể làm giảm mô-men xoắn phanh.

Khối lượng nhỏ nhất của phanh: $m_b = V_d \rho_d + V_h \rho_h + V_s \rho_s + V_{MR} \rho_{MR} + V_c \rho_c$ (5-7)

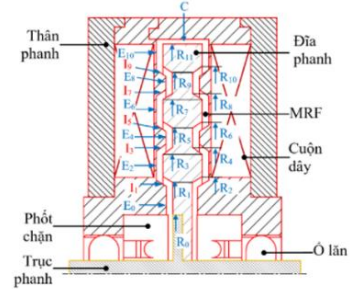
Với hai điều kiện ban đầu: $T_b \geq T_{br}$; giới hạn biến thiết kế: $x_i^L \leq x_i \leq x_i^U$, ($i = 1, 2 \dots n$)

Trong đó V_d , V_h , V_s , V_{MR} và V_c tương ứng là thể tích của đĩa, thân vỏ, trục, lưu chất MR và cuộn dây của phanh, ρ_d , ρ_h , ρ_s , ρ_{MR} và ρ_c lần lượt là khối lượng riêng của đĩa, vỏ, trục, MRF và cuộn dây; x_i^L và x_i^U là giới hạn dưới và trên của biến thiết kế hình học tương ứng x_i của phanh MRF; n là số lượng biến thiết kế và T_{br} là mô-men xoắn cần thiết của phanh. Mật độ từ thông trên khe hở MRF được hiển thị trong **Hình 5.6**. Tương tự như các phanh khác khi tối ưu hóa thì khoảng cách khe lưu chất MR (t_w) không được xem là biến thiết kế, được xác định theo kinh nghiệm bằng 0.6mm, độ dày thành mỏng của vỏ được lấy bằng 1mm và kích thước dây đồng có đường kính 0,511mm, dòng điện áp dụng tối đa là khoảng I=3A

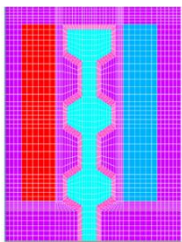
Tuy nhiên, trong quá trình tối ưu hóa dòng điện 2,5A được đưa vào cuộn dây vì có xem xét tới các điều kiện làm việc an toàn. Cũng cần lưu ý rằng tỷ lệ lấp đầy của cuộn dây được lấy 70%, trong khi tổn thất từ tính được giả định là 10% dựa trên kinh nghiệm thực nghiệm. Kết quả chạy tối ưu được thể hiện ở **Hình 5.7**, từ đây ta thấy mô-men giới hạn là 10Nm nhưng yêu cầu là 8Nm, tốt độ hội tụ được đặt là 0.1%. Từ **Hình 5.7b** ta thấy rằng sự hội tụ xảy ra sau vòng lặp thứ 30, tại thời điểm này khối lượng của phanh bằng 1,03 kg, khối lượng phanh giảm đáng kể so với phanh có bề mặt phẳng đã nghiên cứu như trên. Đồng thời sự phân bố mật độ từ của MRB rất đồng đều được thể hiện trong **Hình 5.7a**. Giá trị của các biến thiết kế và hiệu suất của phanh được thể hiện trong **Bảng 5.1**



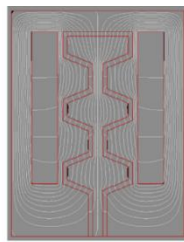
Hình 5.4. Cấu tạo phanh quay rãnh nghiêng.



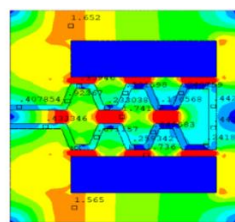
Hình 5.5. Sơ đồ tính mô-men phanh răng.



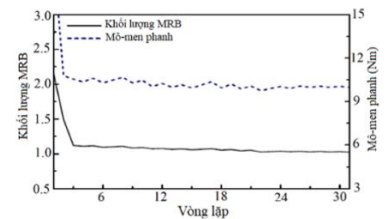
a) Phân tích phần tử hữu hạn



b) Mô phỏng đường sức từ



a) Mật độ từ thông của phanh



b) Khối lượng và Mô-men phanh

Hình 5.6. Mô hình phân tích phanh MRF dùng phần tử hữu hạn.

Hình 5.7. Giải pháp tối ưu hóa MRB.

Bảng 5.1. Kết quả tối ưu của phanh quay MRF

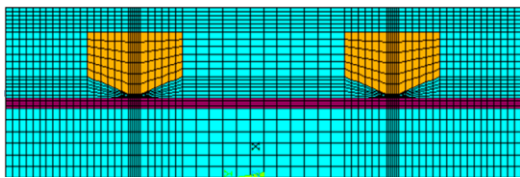
Biến thiết kế	Đặt tính hoạt động
$w_c=5,52; h_c=15,8; n_c=233; R=34,5; L=35,8; t_h=4,6; t_w=1,0; R_i=10,$ $R_d=31,2, R_s=6, t_d=2; h=2,6; t_{w1}=3,2; t_{w2}=4,6$	$T_{bmax}=10 \text{ Nm}; T_{tinh}=0.1 \text{ Nm}$ $m = 1,03 \text{ kg}; P=37 \text{ W}; R_c = 2,9 \Omega$

5.2.2 Thiết kế phanh tuyến tính

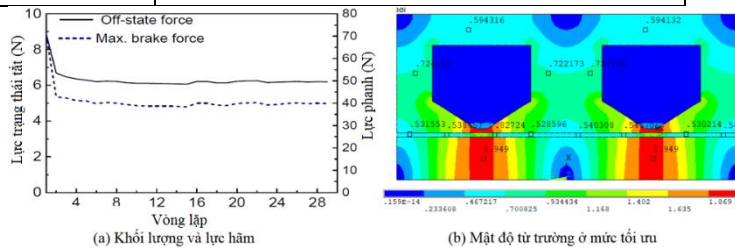
Trong phần này tác giả chọn lại kết cấu của phanh và lực hãm mới $F= 40\text{N}$ rồi sau đó chế tạo mô hình cho hệ thống tay máy đã đề xuất. Mô hình phần tử hữu hạn được thể hiện ở **Hình 5.8** và kết quả tối ưu với yêu cầu lực hãm lớn nhất là 40N đạt được thể hiện **Hình 5.9**

Bảng 5.2. Kết quả tối ưu LMRB.

Biến thiết kế	Đặc tính hoạt động
$w_{cl}=1,5; h_{cl}=11,3; ch_1=3,7; ch_2=5,0, n_c=386;$ $R=21,8, L=39,2; t_w=0,5; R_{sl}=5,0; t_g=0,6$	$F_{max}=40 \text{ N}; m = 0,46 \text{ kg};$ $F_t=6.0\text{N}; P_w=11,5 \text{ W}; R_c= 2,5 \Omega$



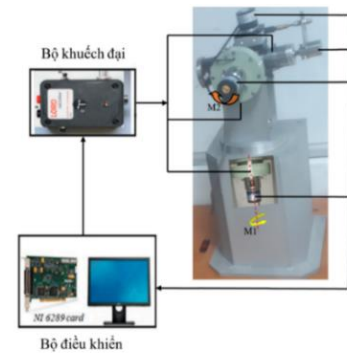
Hình 5.8. Mô hình phần tử hữu hạn.



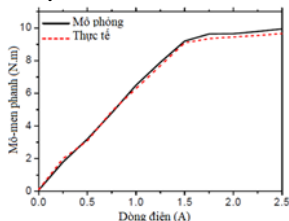
Hình 5.9. Kết quả tối ưu khi $F=40\text{N}$.

5.3 Hoàn thiện hệ thống và thực nghiệm.

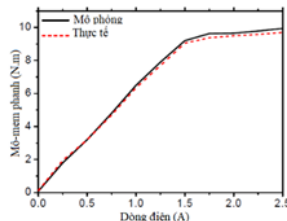
Hệ thống mô hình thí nghiệm toàn hệ thống tay máy 3D được biểu diễn như **Hình 5.10**. Từ đó ta đo được các giá trị mô-men của các phanh như mô-men hãm đo được của phanh MR quay ở khớp hông (phanh MR 01) được biểu diễn theo **Hình 5.11**. Trong quá trình thực nghiệm, cánh tay được xoay quanh khớp thắt lưng và giá trị trung bình của lực tại các giá trị khác nhau của dòng điện được đưa vào đã được ghi lại. Tương tự cho phanh MR ở khớp thắt lưng (phanh MR 02), mô-men phanh của phanh MR ở khớp vai được đánh giá bằng thực nghiệm và kết quả được thể hiện trong **Hình 5.12**, lưu ý trong thực nghiệm cánh tay phải được xoay quanh trục khớp vai. **Hình 5.13** cho thấy lực hãm của phanh MR tuyến tính tại các giá trị của dòng điện đưa vào. Trong trường hợp này, cánh tay được cố định theo hướng ngang và trục của phanh MR được di chuyển qua lại. Qua các kết quả mô-men từng trục ta thấy khả năng đáp ứng của tất cả phanh khá tốt, tuy nhiên vẫn có một số thời điểm việc đáp ứng chưa tốt lắm có thể do mất ổn định của hệ thống hay thao tác vận hành.



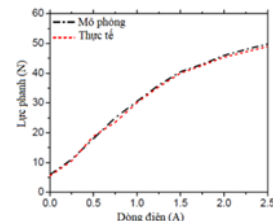
Hình 5.10. Mô hình thử nghiệm phản hồi lực 3D



Hình 5.11. Khớp ngang



Hình 5.12. Khớp độ cao.

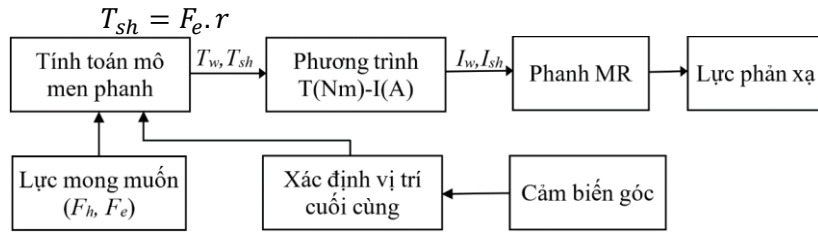


Hình 5.13. Lực tuyến tính.

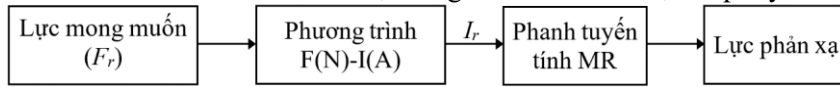
5.4 Thiết kế bộ điều khiển cho hệ phản hồi lực.

Với hệ phản hồi lực như trên trước hết tác giả thiết kế bộ điều khiển vòng hở để phản ánh từng lực mong muốn cho người vận hành. Đối với hai lực tiếp tuyến (hông và vai) thì bộ điều khiển được mô tả theo **Hình 5.14**, đối với lực hướng kính thì bộ điều khiển được mô tả theo và **Hình 5.15**. Ở đây các thông số đầu vào là lực mong muốn và góc xác định vị trí của hệ thống. Từ các thông tin của các bộ mã hóa là các giá trị của góc độ (θ) và bán kính cánh tay r được xác định,

lúc này mô-men xoắn của phanh hông MRF được tính theo công thức (5-8), trong khi đó mô-men của phanh MRF vai được tính theo công thức (5-9): $T_w = F_h \cdot r \cdot \cos\theta$ (5-8)



Hình 5.14. Sơ đồ khối của hệ thống điều khiển cho lực tiếp tuyến.



Hình 5.15. Sơ đồ khối của hệ thống điều khiển cho lực bán kính.

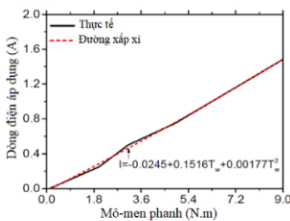
Trong các phương trình trên, F_h là lực tiếp tuyến ngang (khớp hông) mong muốn và F_e là lực tiếp tuyến độ cao (khớp vai) mong muốn. Để đạt được mô-men hãm bằng với tính toán, dòng điện áp dụng cho các cuộn dây được xác định từ các kết quả thử nghiệm trong **Hình 5.11**, **Hình 5.12**. Có thể thấy rằng mô-men phanh của phanh MRF gần như bão hòa khi áp dụng dòng điện lớn hơn 1,5 A. Do đó, ta chỉ sử dụng dòng điện $I < 1,5$ A và dòng điện áp dụng như là một hàm của mô-men được tạo ra thể hiện trong **Hình 5.16**, **Hình 5.17**. Áp dụng đường cong parabol phù hợp, dòng điện áp dụng cho cuộn dây của phanh hông và vai MR được tính theo công thức tương ứng (6-10) và (6-11):

$$I_w = -0.0245 + 0.1516T_w + 0.00177T_w^2 \quad (5-10)$$

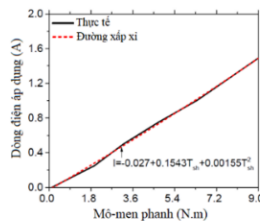
$$I_{sh} = -0.027 + 0.1543T_{sh} + 0.00155T_{sh}^2 \quad (5-11)$$

Đối với lực hướng tâm như trong Hình 5.23 thì lực hướng tâm mong muốn, dòng điện áp dụng cho cuộn dây của phanh MR tuyến tính được xác định từ các kết quả thực nghiệm như trong **Hình 5.13**. Tương tự như phanh MR quay, ta áp dụng dòng điện $I < 1,5$ A cho phanh MR tuyến tính.

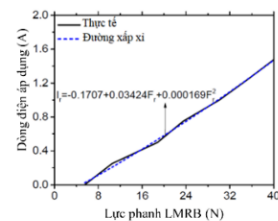
Sử dụng đường cong bậc 2 phù hợp, dòng điện áp dụng cho cuộn dây của phanh MRF tuyến tính được xác định theo phương trình (4-12): $I_r = -0.1707 + 0.03424F_r + 0.000169F_r^2$ (5-12)



Hình 5.16. T(Nm) - I(A) của MRB1



Hình 5.17. T(Nm) - I(A) của MRB2

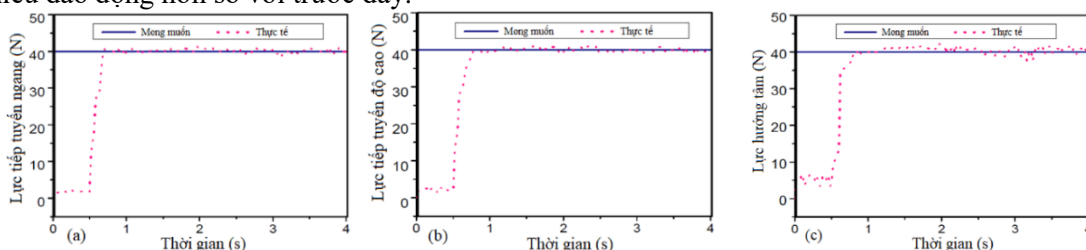


Hình 5.18. F(N) - I(A) của LMRB

5.5 Kết quả thực nghiệm.

Trong thực nghiệm này cánh tay phản hồi lực được đặt ở vị trí tùy ý và người vận hành nắm giữ bộ phận gắn cảm biến lực 3D và di chuyển nó theo một quỹ đạo tùy ý trong không gian làm việc trong quá trình thử nghiệm

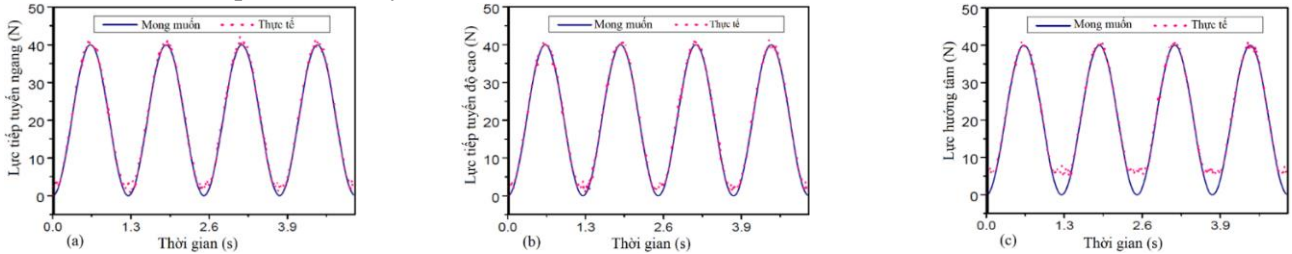
Qua kết quả thực nghiệm ta có: **Hình 5.19a** cho thấy lực ngang thực tế phản hồi phù hợp tốt với lực mong muốn, với sai số tối đa 4% thu được ở trạng thái ổn định và thời gian đáp ứng khoảng 0,24s. Từ **Hình 5.19b**, người ta cũng thấy rằng lực nâng thực tế phản hồi phù hợp tốt với lực mong muốn. Trong trường hợp này, thời gian đáp ứng là khoảng 0,26s. Từ **Hình 5.19c**, có thể thấy rằng lực hướng tâm phản hồi thực tế khá tốt với lực mong muốn, với sai số tối đa khoảng 6,5% và có nhiều dao động hơn so với trước đây.



Hình 5.19. Kết quả thực nghiệm của hệ phản hồi lực.

Để thấy đáp ứng linh hoạt của hệ thống phản hồi lực đã đưa ra như trên thì mô thực nghiệm như sau: cánh tay phản hồi lực được đặt ở vị trí tùy ý, một lực phản hồi mong muốn hình sin được đặt cho từng thành phần của lực phản hồi (tiếp tuyến ngang, tiếp tuyến độ cao và lực hướng tâm). Trong quá trình thử nghiệm, người vận hành đã giữ bộ phận tay cầm cố gắng cảm biến lực 3D và di chuyển nó theo một quỹ đạo tùy ý trong không gian làm việc.

Với kết quả trong **Hình 5.20a** thì lực ngang phản hồi thực tế phù hợp tốt với lực mong muốn. Tuy nhiên, lực phản hồi thực tế không thể nhỏ hơn 1,5 N, rõ ràng là do mô-men xoắn không kiểm soát được (mô-men xoắn ban đầu của phanh MR). Từ **Hình 5.20b**, cũng có thể thấy rằng lực nâng phản hồi thực tế phù hợp tốt với lực mong muốn, trong thiết kế này thì lực tối thiểu có thể đạt được là 1,8 N. Với kết quả của **Hình 5.20c** cho thấy lực hướng tâm phản hồi thực tế tương ứng khá tốt với lực mong muốn. Tuy nhiên, trong trường hợp này lực tối thiểu có thể đạt được là khá cao khoảng 6 N, gần bằng với lực ban đầu của phanh MR tuyến tính.



Hình 5.20. Kết quả thực nghiệm của hệ phản hồi lực dạng hình Sin

Kết quả thực nghiệm trong trường hợp lực phản hồi yêu cầu không đổi cho thấy đáp ứng thời gian của phản hồi lực là khoảng 0,25 giây và ở trạng thái ổn định sai số tối đa của tiếp tuyến ngang và lực tiếp tuyến độ cao là khoảng 4%, trong khi đó lực hướng tâm lên đến 6,5% với nhiều biến động. Kết quả thử nghiệm với lực phản hồi yêu cầu hình sin cho thấy rằng một lực phản hồi mong muốn có thể đạt được tốt nhờ hệ thống phản hồi lực được đề xuất. Tuy nhiên, do mô-men xoắn ban đầu của phanh xoay và lực của phanh MR tuyến tính của hệ thống hơi lớn nên không thể phản xạ lực nhỏ đến người điều khiển đó là 1,5 N cho vị trí ngang (khớp hông), 1,8 N cho lực nâng (khớp vai) và 6 N cho lực hướng tâm. Qua kết quả thực nghiệm cho thấy rằng bộ điều khiển hình cầu 3D dựa trên MRF được đề xuất có thể cung cấp lực phản hồi 3D mong muốn cho người vận hành.

Chương 6 KẾT LUẬN

6.1 Kết luận

Tóm lại trong nghiên cứu này, tập trung nghiên cứu thiết kế, mô phỏng, chế tạo và thực nghiệm trên các mô hình mới đồng thời thiết kế các bộ điều khiển PID cho việc điều khiển lực phản hồi của các phanh mới dùng lưu chất MRF (MRB), cơ cấu hai chiều (BMRA) mới áp dụng trong hệ thống phản hồi lực với nội dung tối ưu hóa thông số hình học của cơ cấu và xem xét các đặt tính cũng như khả năng đáp ứng của chúng trong các chức năng chính mà một hệ phản hồi lực cần có (khối lượng, mô-men phát sinh). Qua các kết quả ban đầu đạt được thì ta thấy rất nhiều nội dung được nghiên cứu mới được đưa ra thông qua các nội dung được đăng trên các tạp chí quốc tế uy tín. Đề tài đã đưa ra một hướng mới về khả năng ứng dụng của MRF cho hệ thống phản hồi lực nói chung và hệ thống haptic nói riêng. Tuy nhiên vẫn còn một số vấn đề cần được nghiên cứu thêm đó là hiệu suất của cơ cấu hiện tại chỉ đạt trên dưới 90%, do nhiều nguyên nhân đó là công nghệ chế tạo, lắp ráp, tính đồng chất của vật liệu.

6.2 Kiến nghị và hướng phát triển của đề tài

Hiện tại việc điều khiển mới dùng lại phương pháp PID, SMC nên còn hạn chế về khả năng phản hồi lực của hệ thống nên nhóm nghiên cứu tiếp tục nghiên cứu theo các nội dung sau:

- Xây dựng hệ thống điều khiển kín và áp dụng các thuật toán điều khiển hiện đại nâng cao chất lượng lực phản hồi
- Nghiên cứu cơ cấu BMRA mới và áp dụng vào hệ thống phản hồi lực phục vụ trong kỹ thuật y khoa.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Rabinow J. The magnetic fluid clutch. *AIEE Trans.* 67, 1308–1315, 1948
 - [2] Kordonski W. I., Gorodkin S. R., Novikova Z. A. The influence of ferroparticle concentration and size on MR fluid properties. *Proceedings of the 6th International Conference on Electrorheological Fluids, Magnetorheological Suspensions, and Their Applications*, World Scientific, Singapore. 1997, 22–25, pp. 535–542.
 - [3] Rosenfeld N., Wereley N. M., Radhakrishnan R., Sudarshan T. Nanometer and micron sized particles in a bidisperse magnetorheological fluid. *Int. J. Mod. Phys. B* 16(17–18), 2392–2398, 2002.
 - [4] Guan J. G., Wang W., Gong R. Z., Yuan R. Z., Gan L. H., Tam K. C. One-step synthesis of cobalt-phthalocyanine/iron nanocomposite particles with high magnetic susceptibility. *Langmuir* 18(11), 4198–4204, 2002.
 - [5] Park J. H., Park O. Electrorheology and magnetorheology, *Korea-Aust Rheol.J.* 13(1), 13-17, 2001
 - [6] Munoz B. C., Adams G. W., Ngo V. T., Kitchin J. R. Stable Magnetorheological Fluids, US Patent 6203717.
 - [7] S. T. Lim. Magnetorheology of carbonyl-iron suspensions with submicron-sized filler. *IEEE Transactions on H. Bose, A. Trendler. Smart Fluids - Properties and benefit for new electromechanical devices*, AMAS Workshop on Smart Mater. Struct, 329-336, 2003
 - [8] J. D. Carlson. What makes a good MR fluid. *Journal of Intelligent Material System and Structures*, 13(7), 431-435, 2002. T. Shiraishi, S. Morishita, H. Gavin. Estimation of Equivalent Permeability in magneto rheological Fluid Considering Cluster Formation of Particles, *Journal Applied Mechanics*, 71(2), 20-207, 3/2004.
 - [9] B. J. de Gans, H. Hoekstra, J. Mellema. Non-Linear magnetorheological behaviour of an inverse ferrofluid, *Faraday Discussions* 112, 209-224, 1999.
 - [10] K. Butter et al. Direct observation of dipolar chains in ferrofluids in zero field using cryogenic electron microscopy, *Journal Phys. Condens. Matter.* 15(15), 1451-1470, 2003.
 - [11] Zubietta M., Eceolaza S., Elejabarrieta M. J., Bou-Ali M. M. Magnetorheological fluids: characterization and modeling of magnetization. *Smart Materials and Structures.* 18(9), 095019, 2009
 - [12] P. Kulkarni et al. Study of the Behavior of MR Fluids in Squeeze, Torsional and Valve Modes, *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* 14, 99-104, 2003.
 - [13] Wang, G. Meng, N. Feng, E. J. Hahn. Dynamic Performance and Control of Squeeze Mode MR Fluid Damper-Rotor System, *Smart Material and Structures*, 14(4), 529-539, 2005.
 - [14] Nguyen Q. H., Choi S. B. Optimal design of an automotive magnetorheological brake considering geometric dimensions and zero-field friction heat, *Smart Material and Structures*, 19(11), 115024, 2010.
 - [15] Cho J. U., Choi Y. T., Wereley N. M. Constitutive models of electrorheological and magnetorheological fluids using viscometers, *Smart Material and Structures*, doi:10.1117/12.483975, 2003
 - [16] Division P. S. Rotary Seal Design Guide (Parker Hannifin Corporation) *Catalog EPS*, 5350, 2006..
 - [17] Nguyen Q. H., Choi S. B. Optimal design methodology of magnetorheological fluid based mechanisms, *Smart Actuation and Sensing Systems*, doi:10.5772/51078, 10/2012..
 - [18] Leo Liberti, LIX, École Polytechnique, Palaiseau F-91128, France, (liberti@lix.polytechnique.fr), 02/2008.
 - [19] Nguyen P. B., Oh J. S., Choi S. B. A novel 2-DOF haptic master device using bi-directional magnetorheological brakes: modelling and experimental investigation, *International Journal of Materials and Product Technology*, 44(3/4), 216, 2012.
 - [20] Nguyen Q. H., Nguyen P. B., Choi S. B. Optimal design of a hybrid MR brake for haptic wrist application, *Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems*, doi:10.1117/12.880396, 2011.
 - [21] Nguyen P. B., Choi S. B. A Bi-Directional Magneto-Rheological Brake for Medical Haptic System: Optimal Design and Experimental Investigation, *Advanced Science Letters*, 13(1), 165-172, 2012.
-

- [22] Deb K., Pratap A., Agarwal S., Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 6(2), 182-197, 08/2002.
- [23] Oh J. S., Sohn J., Choi S. B. Material Characterization of Hardening Soft Sponge Featuring MR Fluid and Application of 6-DOF MR Haptic Master for Robot-Assisted Surgery, *Materials*, 11(8), 1268, 06/2018.
- [24] Diep B. T., Vo V. C., Nguyen Q. H. Development of a New Magneto Rheological Actuator for Force Feedback Application, *Int. J. Electron. Electr. Eng*, 5(4), 280-283, 2017.
- [25] Nguyen Q. H., Diep B. T., Vo V. C., Choi S. B. Design and Simulation of a New Bidirectional Actuator for haptic systems featuring MR fluid, *Proc. of SPIE* Vol. 10164, 101641O, 2017

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

1. **Diep B. T.**, Nguyen Q. H., Kim J. H., Choi S. B. Performance evaluation of a 3D haptic joystick featuring two bidirectional MR actuators and a linear MRB, *Smart Materials and Structures*, **30** 017003, 2021.
 2. **Diep B. T.**, Le D. H., Nguyen Q. H., Choi S. B., Kim J. K. Design and Experimental Evaluation of a Novel Bidirectional Magnetorheological Actuator, *Smart Materials and Structures*, **29** 117001, 2020.
 3. **Diep B. T.**, Nuyen N. D., Tran T. T., Nguyen Q. H. Design and experimental validation of a 3-dof force feedback system featuring spherical manipulator and magnetorheological actuators, *Actuators*, 9(1), 19, 2020.
 4. Quoc-Duy Bui, **Tri Diep**, Vuong Long Hoang, Dai Duc Mai, Hung Quoc Nguyen. Design of a self-power magneto-rheological damper in shear mode for front-loaded washing machine, Hội nghị khoa học toàn quốc lần thứ nhất động lực học và điều khiển, DOI: 10.15625/vap.2019000293.
 5. Bui Q. D., **Diep B. T.**, Le D. H., Hoang L. V., Nguyen Q. H. Hysteresis investigation of shear-mode MR damper for front-loaded washing machine, *Trans Tech Publications, Switzerland*, ISSN: 1662-7482, Vol. 889, pp 361-370, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.889.361, 2019.
 6. **Diep B. T.**, Le D. H., Bui Q. D, Tran Q. K., Huynh M. H., Nguyen Q. H. Designing, manufacturing and testing the cycling training system featuring magneto rheological brake, *Trans Tech Publications Ltd, Switzerland*, ISSN: 1662-7482, Vol. 889, pp 346-354, doi:10.4028, 2019.
 7. Nguyễn Quốc Hưng, Lê Đại Hiệp, Lê Duy Tuấn, **Diệp Bảo Trí**, Nguyễn Minh Huy. Điều khiển tốc độ hệ thống tải được truyền động bằng động cơ điện thông qua ly hợp lưu chất điện-từ biến, Hội nghị khoa học toàn quốc lần thứ nhất về Động lực học và Điều khiển, Đà Nẵng, 19-20/7/2019, 283-288, DOI 10.15625/vap.2019000291
 8. **Diep B.T.**, Le D. H., Vo V. C., Nguyen Q. H. Performance evaluation of a 2D-haptic joystick featuring bidirectional magneto rheological actuators, *Springer Nature Singapore Pte Ltd*, doi.org/10.1007/978-981-10-7149-2_73, 2018.
 9. **Diep B. T.**, Vo V. C., Nguyen Q. H. Development of a new magnetorheological actuator for force feedback application, *Int. J. Electron. Electr. Eng*, doi: 10.18178/ijeee.5.4.280-283, 2017.
 10. Nguyen Q. H., **Diep B.T.**, Vo V. C., Choi S. B. Design and simulation of a new bidirectional actuator for haptic systems featuring MR fluid, *Proc. of SPIE* Vol. 10164, 101641O, 2017.
-