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

DIỆP BẢO TRÍ

PHÁT TRIỄN 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. HÔ CHÍ MINH – NĂM 2021

Công trình được hoàn thành tại Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM
~
Người hướng dẫn khoa học 1: PSG.TS. Nguyên Quốc Hưng Người hướng dẫn khoa học 2: TS. Mại Đức Đãi
Luận án được bảo vệ trước
HỌI ĐONG ĐANH GIA LUẠN AN TRƯỜNG ĐAI HỌC SƯ PHAM KỸ THUÂT TP.HCM,
······································

TÓM TẮT

Tự động hóa là một khía cạnh quan trọng của Công nghiệp 4.0 để cải thiện độ chính xác và năng suất. Để đánh giá hiệu quả và năng suất của quá trình sản xuất, có một số tiêu chí cần xem xét: tính ổn đinh, thời gian đáp ứng, tiêu thu năng lương, thân thiên với môi trường, chi phí và công nghê... Tính cấp thiết áp dung công nghê 4.0 trong những môi trường làm việc độc hai chẳng han như lò phản ứng hạt nhân, phòng thí nghiệm hóa chất độc hại, dây chuyền sản xuất và pha chế thuốc trừ sâu, chữa cháy, các hoạt động chống khủng bố, bom mìn, và giải phẫu v tế. Hê thống robot điều khiển từ xa đã được phát triển để giải quyết vấn đề này. Một trong những hệ thống đó là hệ thống chủ - tớ. Hệ thống này giải quyết các vấn đề với các tín hiệu phản hồi như vi trí, lực và mô-men của các thành phần cuối của hê thống điều khiển thu đông cho người vân hành để cải thiện độ chính xác và hoạt động linh hoạt của hệ thống. Hiện nay, các vật liệu thông minh và ứng dung của chúng đang phát triển rất manh mẽ như Piezo, Electrorheological Fluid (ERF), Shape Memory Alloy (SMA) và Magneto-Rheological Fluid (MRF). Lưu chất từ tính (MRFs) là vật liệu thông minh được ứng dụng rộng rãi cho hệ thống phản hồi lực vì có những ưu điểm như đáp ứng nhanh, tiêu thu năng lương thấp, tao lực và mô men lớn. Tuy nhiên, trong các hê thống phản hồi lực sử dung MRF vẫn còn một số tồn tại như kết cấu quá cồng kềnh do cơ cấu tác động đề xuất chưa được tối ưu hóa, lực ma sát ở trạng thái chưa được giải quyết. Vì vậy, trong luân án này, tác giả tập trung nghiên cứu và phát triển các cơ cấu mới có tính năng MRF để tao ra mô men, lực có thể điều khiển được, sau đó được áp dụng trong các hệ thống phản hồi lực. Luận án bao gồm các nôi dung chính sau:

- Phát triển cơ cấu tác động hai chiều sử dụng MRF (BMRA) giảm được mô men ma sát ban đầu, giải quyết hiện tượng thắt nút cổ chai so với cơ cấu BMRA trước đây để ứng dụng cho hệ thống phản hồi lực.
- Tối ưu hóa các thông số hình học của cấu hình BMRA đề xuất bằng phương pháp tối ưu First Order. Bên cạnh đó, sử dụng tối ưu hóa đa

mục tiêu NSGA để khảo sát tính ưu việt của cấu hình đề xuất so với cấu hình đã nghiên cứu trước đó.

- Phát triển hệ thống joystick 3D phản hồi lực sử dụng các BMRA và phanh MRF tịnh tiến (LMRB) được đề xuất.
- Xây dựng mô hình toán và các bộ điều khiển cho các hệ thống phản hồi lực để đánh giá khả năng của hệ thống.
- Phát triển phanh sử dụng MRF (MRB) với roto biên dạng phức tạp để có kích thước nhỏ gọn áp dụng cho tay máy xúc giác 3D.
- Phát triển tay máy xúc giác 3D sử dụng MRB biêng dạng phức tạp và LMRB.

ABSTRACT

Automation is a key aspect of Industry 4.0 to improve accuracy and productivity. To evaluate the efficiency and productivity of the production process, there are several criteria to take into consideration: stability, response time, energy consumption, environmental friendliness, cost, and technology... The urgency in the application of technology 4.0 is essential in hazardous working environments such as nuclear reactors, toxic chemical laboratories, pesticide production and preparation lines, fire fighting, anti-terrorism activities, mines, and clearance Medical surgery. Remote control robot systems have been developed to solve this problem. One of those systems is the master-slave system. This system solves problems with feedback signals such as position, force, and torque of the passive control system end components for the operator to improve accuracy and flexibility operation of the system. Currently, smart materials and their application have been developing very strongly such as Piezo, Electrorheological Fluid (ERF), Shape Memory Alloy (SMA), and Magneto-Rheological Fluid (MRF). Magnetic fluids (MRFs) are smart materials that are widely applied to force feedback systems because of their advantages such as fast response, low energy consumption, large force, and torque generation. However, in the force feedback systems using MRF, there are still some shortcomings such as the structure is too cumbersome because the proposed impact mechanism is not optimized, the friction force in the state has not been resolved. Therefore, in this thesis, the author focuses on research and development of new mechanisms featuring MRF to generate controllable torque/ force, which is then implemented in force feed-back system. The thesis includes following main contents:

- Development of a bidirectional MRF based actuator (BMRA) for the feedback system. Force to provide a controllable torque in both directions which can eleminate frictional torque, solving bottleneck problems compared to previous BMRA mechanisms.
- Optimization of the geometricparameters of the proposed BMRA configuration by the First Order optimization method. Besides, using NSGA multi-target optimization to investigate the overall performnce of the proposed configuration and compared to the previously studied configuration.
- Development of a 3D-force-feedback joystick system using two of the proposed BMRAs and a linear braking featuring MRF (LMRB).
- Constructing mathematic models and controllers for force feedback systems to evaluate the system's capabilities.
- Development of MR brake (MRB) with complex-shaped rotor to archieve compact size for a 3D haptic manipulator.
- Development of a 3D haptic manipulator featuring complex-shaped rotor MRBs and a LMRB.

TỔNG QUAN Chuong 1. 1.1 Giới thiệu về lưu chất từ biến. (MRF)

Lưu chất từ biến là lưu chất thay đổi các tính chất lưu biến như đô nhớt, ứng suất chảy dưới tác dung của từ trường. MRF đã được Jacob Rabinow nghiên cứu tai Cuc tiêu chuẩn quốc gia Hoa Kỳ vào cuối những năm 1940s [1]. Đặc điểm từ tính của lưu chất từ biến bao gồm ứng suất chảy dẻo, đô nhớt sau chảy dẻo và đô lắng đọng [2, 3]. Tính lưu biến này phụ thuộc vào các tham số biến đổi khác nhau như tỷ trong hat từ tính, loại hat từ tính, mật đô các hat từ tính, cường đô từ trường, nhiệt đô, tính chất của chất lỏng nền và loại chất phụ gia [4].

1.2 Đặc điểm MRF.

1.2.1 Thành phần chính MRF. (Hình 1.1)

Hat từ tính (1): hat của MRF hiên nay được sử dụng như sắt, hợp kim sắt, oxit sắt, nitrat sắt, cacbua sắt, sắt carbonyl, niken và coban [6, 7]. Kích thước hat từ tính nằm trong khoảng 0,1-10 µm.



Hình 1.1 Thành phần chính MRF.

- Chất lỏng nền (2): là dầu silicon, dầu khoáng, dầu parafin, dầu thủy lực, chất lỏng hữu cơ như halogen, silic fluoride và dầu hydrocarbon tổng hợp [7].
- Chất phu gia: được thêm vào nhằm làm giảm sự lắng đong của các hat trong MRF. Hiện tượng lắng đọng này sẽ làm giảm hiệu suất của MRF [8]

1.2.2 Nguyên lý hoat động MRF.(Hình 1.2)

Khi MRF ở trạng thái không có từ trường đi qua thì các hạt từ tính chuyển động tự do và lưu chất ứng xử như lưu chất Newton. Khi MRF có tác dụng của

từ trường bên ngoài vào thì các hat từ tính sẽ gắn kết và sắp xếp lai với nhau theo hình dang phân bố của đường sức từ. Các hạt từ có khả năng chống lại sự phá vỡ liên kết, làm cho lưu chất sêt lai.



Hình 1.2. Các trạng thái MRF.

1.2.3 Các chế độ làm việc của MRF.

Theo nghiên cứu [9] gồm bao gồm: chế độ dòng chảy (*valve mode*), Chế độ trượt (*shear mode*) và Chế độ nén (*squeeze mode*).

1.3 Tình hình nghiên cứu hệ thống phản hồi lực hiện nay.

1.3.1 Nghiên cứu trong nước.

- Từ Diệp Công Thành [10] nghiên cứu hệ tay máy Master và Slave sao chép chuyển động điều khiển từ xa, việc nghiên cứu dừng tại sao chép chuyển động.
- Nguyễn Ngọc Điệp [11] phát triển đề tài "Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo mô hình tay máy sao chép chuyển động và phản hồi lực" vẫn tồn tại một số nhược điểm do vẫn sử dụng phanh MRF kiểu truyền thống.

1.3.2 Nghiên cứu nước ngoài.

Li W. H cùng các cộng sự [12] đã đưa ra hệ phản hồi lực joystick 2D với hai phanh dùng MRF. Các phanh được sử dụng vẫn là các phanh truyền thống và việc tối ưu hoá hình học chưa xem xét nên kết cấu và ma sát ban đầu còn lớn.

Nguyen P. B và các cộng sự [13] đã thiết kế và chế tạo cơ cấu joystick 2D phản hồi lực sử dụng cơ cấu quay hai chiều dùng MRF. Tuy nhiên vẫn sử dụng kiểu quấn dây truyền thống dẫn tới hiện tượng thất nút cổ chai và việc tối ưu hoá hình học chưa được xem xét nên kết cấu còn khá lớn, mô men đầu ra chỉ 1,2 Nm. **1.4 Kết luận.**

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

1.5 Mục tiêu nghiên cứu.

- 1.5.1 Mục tiêu chính: hệ thống phản hồi lực dùng MRF có khả năng:
 - Phản hồi chính xác lực 3D; giảm thiểu tối đa ảnh hưởng của lực ma sát lên tay người điều khiển; đánh giá khả năng đáp ứng của hệ thống phản hồi lực.

1.5.2 Mục tiêu cụ thể.

- Phát triển cơ cấu tác động hai chiều dùng MRF (BMRA);
- Phát triển phanh MRF tuyến tính (LMRB) có khả năng kiểm soát lực dọc trục.

- Phát triển hệ thống phản hồi lực 3D với sự kết hợp của BMRA và LMRB.
- Phát triển phanh MRF biên dạng răng (MRB) với mục đích là giảm khối lượng và tăng mô men đầu ra cho MRB.
- Phát triển tay máy phản hồi lực 3D dựa vào sự kết hợp của MRB và LMRB.

1.6 Phạm vi nghiên cứu.

Hệ thống phản hồi lực 3D; lưu chất nghiên cứu là MRF132-DG; tốc độ điều khiển khoảng 2 rad/s; bộ điều khiển áp dụng PID, SMC.

1.7 Phương pháp nghiên cứu và cách tiếp cận.

- Phương pháp số: đạo hàm bậc nhất, NSGA-II, bộ điều khiển PID và SMC.
- Đối tượng nghiên cứu là các cơ cấu tác động dùng MRF
- Các kết quả tối ưu và thực nghiệm được kiểm tra tính đúng đắn và độ tin cậy.

1.8 Tính mới của đề tài.

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

- Phát triển cơ cấu hai chiều mới khắc phục hiện tượng thắt nút cổ chai, bão hòa từ cục bộ, giảm khối lượng cơ cấu so với cơ cấu của tác giả Nguyen P. B [27].
- Tối ưu các thông số hình học của BMRA, MRB và LMRB với mục tiêu là khối lượng nhỏ nhất và điều kiện ràng buộc là mô men đầu ra của cơ cấu
- Phát triển hệ thống phản hồi lực 3D sử dụng BMRA và LMRB đã đề xuất.
- Phát triển tay máy phản hồi lực 3D sử dụng MRB và LMRB đã đề xuất.
- Xây dựng mô hình toán cho hệ thống phản hồi lực 3D.
- Xây dựng các bộ 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 tĩnh: từ tính của MRF khả năng cho phép từ thông chạy qua lưu chất, đặc trưng bởi độ từ thẩm μ. Với quan hệ [14]: B = μ. H (2-1)
 Trong đó B là mật độ từ thông, H là cường độ từ trường.
 - Đặc tính độ nhớt: chịu ảnh hưởng bởi hai yếu tố đó là độ nhớt của chất lỏng nền và mật độ hạt từ tính. Đây cũng là một trong những thông số lưu biến

được sử dụng để xác định đặc tính ứng xử của vật liệu phi Newton [15]. Phương trình độ nhớt : $\eta_r = 1 + 2.5\phi$ (2-2)

Với η_r là độ nhớt tương đối, ϕ là thể tích của các chất hòa tan

Độ bền : sau một thời gian làm việc lưu chất có thể mất đi những đặc tính ban đầu với nhiều lý do khác nhau chủ yếu mài mòn hạt từ tính.

2.2 Mô hình toán áp dụng cho MRF.

 $\tau = \tau_{\nu}(H) sgn(\dot{\gamma}) + \eta \dot{\gamma}$ Mô hình dẻo Bingham [5]: (2-3)

Với τ : ứng suất cắt; τ_{ν} : ứng suất chảy dẻo; Sgn: hàm dấu; η : độ nhớt sau chảy dẻo; ý: tốc đô cắt của lưu chất.

Các tính chất lưu biến của MRF được xác định bằng công thức sau [5]:

$$Y = Y_{\infty} + (Y_0 - Y_{\infty}) \left(2e^{-B\alpha_{SY}} - e^{-2B\alpha_{SY}} \right)$$
(2-4)

Y là thông số lưu biến của MRF như ứng suất chảy (τ_v) , độ nhớt (μ)

$$\tau_{y} = \tau_{y\infty} + (\tau_{y0} - \tau_{y\infty})(2e^{-B\alpha_{sty}} - e^{-2B\alpha_{sty}})$$
(2-5)

$$\mu = \mu_{\infty} + (\mu_0 - \mu_{\infty})(2e^{-B\alpha_{s\mu}} - e^{-2B\alpha_{s\mu}})$$
(2-6)

Giá trị các tham số Y có xu hướng từ Y₀ đến giá trị bão hòa Y_{∞} ; α_{SY} là chỉ số mô men bão hòa của tham số Y; B là mật độ từ thông.

2.3 Mô men ma sát trong rãnh MRF.

2.3.1 Mô men ma sát trên rãnh mặt đầu (I).

Xét phanh đĩa đơn (Hình 2.1), đĩa quay với vận tốc ω (rad/s). Mô men được tính như sau[16]: $T = \frac{2\pi \mu_{eq} R^4}{(n+3)t_o} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^{n+3} \right] \omega + \frac{2\pi \tau_y}{3} (R_0^3 + R_i^3) (2-7)$

2.3.2 Mô men ma sát trên mặt trụ ngoài (II). Mô men ma sát tại (II) được tính [17]:

$$T_a = 2\pi R_0^2 b_d \tau_{R_0}$$
 (2-8)

2.3.3 Mô men ma sát trên rãnh nghiêng.

Xét phanh MRF có biên dang đĩa gồm có rãnh nghiêng (I₁, I₃, I₅) (Hình 2.2). Mô men ma sát trên rãnh nghiêng theo [17]:

$$T_{Ii} = 2\pi \left(R_i^2 l + R_i l^2 \sin \phi + \frac{1}{3} l^3 \sin^2 \phi \right) \tau_{yIi}$$

+ $\frac{1}{2} \pi \mu_{Ii} \frac{\pi}{d} (4R_i^3 + 6R_i^2 l \sin \phi + 4R_i l^2 \sin^2 \phi + l^3 \sin^3 \phi); (i = 1,3,5)$ (2-9)



Hình 2.1. Kết cấu đĩa đơn của MRB



2.4 Lực ma sát trượt cơ cấu tuyến tính dùng MRF (LMRB).

Xét một LMRB có cấu tạo và thông số hình học cơ bản (Hình 2.3). Khi đó lực ma sát trượt sinh ra bởi LMRB được tính [18]:

 $F_{sd} = 2\pi . \, \mu R_s L v / t_g + 2\pi . \, R_s L \tau_v$

(2-10)

Với R_s là bán kính trục; d là kích thước khe MRF; v là vận tốc tương đối giữa trục và vỏ; L là chiều dài của ống MRF; R là bán kính LMRB.

2.5 Mô men ma sát giữa phót và trục.

Đối với phanh (Hình 2.1, Hình 2.2) thì mô men ma sát được tính theo [19]: $T_{sf} = 0.65(2R_s)^2 \omega^{1/3}$ (2-11)

 T_{sf} : mô men sinh ra do ma sát của phót với trục (Oz –in); R_s là bán kính trục





(inch); ω là tốc độ quay của trục (vòng/phút)

Đối với LMRB (Hình 2.3) sử dụng O-ring nên mô men ma sát giữa phót và trục được tính theo [20]: $F_{or} = f_c L_o + f_h A_r$ (2-12)

2.6 Phương pháp giải bài toán từ tính của MRF.

2.6.1 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 [21]. Mạch từ có thể được phân tích bằng định luật Kirchoff từ tính như sau: $\sum H_k l_k = N_{turns}I$ (2-13) 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.

2.6.2 Phương pháp phần tử hữu hạn.

Kết hợp phương pháp phần tử hữu hạn với mô đun giải điện từ trường có sẵn trong phần mềm ANSYS sẽ giúp ta xác định được mật đồ từ thông đi qua khe MRF. Khi sử dụng phương pháp này thì để kiểm soát tốt việc chia lưới theo mong muốn, tác giả dùng phần tử tứ giác cho tất cả các phần tử (phần tử đối xứng trục PLANE 13) của phần mềm ANSYS.

2.7 Cơ sở phương pháp tối ưu hoá.

- Phương pháp giảm độ dốc (Gradient Descent GD) [22]
- Phương pháp giải thuật di truyền (Genetic Algorithms GA) [23]
- Giải thuật di truyền sắp xếp không vượt trội II (NSGA-II) [24]

2.8 Cơ sở của phương pháp điều khiển.

- Bộ điều khiển PID (Proportional Integral Derivative) [25]
- Bộ điều khiển SMC (Sliding Mode Control) [26]

Chương 3.PHÁT TRIỀN CƠ CẤU HAI CHIỀU DÙNG MRF3.1 Cơ cấu hai chiều dùng MRF (BMRA).

3.1.1 Nguyên lý cấu tạo.

Trên cơ sở BMRA của Nguyen P. B [27] và Nguyen Quoc Hung [35]. Nhóm đề xuất hai phương án cho BMRA là: BMRA1 có một cuộn dây ở mỗi bên (Hình 3.1), BMRA2 có hai cuộn dây ở mỗi bên. Về cấu tạo thì BMRA1 và BMRA2 hoàn toàn giống nhau chỉ có BMRA2 được bố trí 2 cuộn dây ở mỗi bên. Các BMRA hoat đông như sau: từ đông cơ bên ngoài thông





qua hệ bánh răng sẽ dẫn động hai trục vào 1 và 2 quay ngược chiều, mà hai đĩa được gắn cố định trên hai trục đầu vào nên dẫn tới hai đĩa 1 và 2 cũng được quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều. Một trục ra được gắn cố định với thân BMRA sẽ lấy mô men đầu ra của BMRA khi chúng hoạt động.

3.1.2 Mô men đầu ra các BMRA:

BMRA1:
$$T_{01} = T_1 - T_2 + T_{s1} - T_{s2}$$
 (3-1)
Trong đó T_{01} : mô men đầu ra của BMRA1; T_1, T_2 là mô men sinh ra của đĩa 1,
đĩa 2; T_{s1}, T_{s2} : mô men ma sát giữa phót và trục 1, trục 2. Theo (2-7), (2-8):
 $T_1 = \frac{\pi \mu_{d11} R_{cl}^4}{2t_g} \Big[1 - \Big(\frac{R_i}{R_{cl}}\Big)^4 \Big] |\omega_1| + \frac{2\pi \tau_{yd11}}{3} (R_{cl}^3 - R_l^3) + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^4}{2t_g} \Big[1 - \Big(\frac{R_{cl}}{R_{co}}\Big)^4 \Big] |\omega_1| + \frac{2\pi \tau_{yd12}}{3} (R_{co}^3 - R_{cl}^3) + \frac{\pi \mu_{d13} R_{dl}^4}{2t_g} \Big[1 - \Big(\frac{R_{co}}{R_d}\Big)^4 \Big] |\omega_1| + \frac{2\pi \tau_{yd13}}{3} (R_d^3 - R_{co}^3) + 2\pi R_d^2 t_d (\tau_{yd14} + \mu_{d14} \frac{|\omega_1|R_d}{t_g})$ (3-2)

$$T_{2} = \frac{\pi \mu_{d21} R_{ci}^{4}}{2t_{g}} \left[1 - \left(\frac{R_{i}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| + \frac{2\pi \tau_{yd21}}{3} (R_{ci}^{3} - R_{i}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{g}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{ci}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d23} R_{d}^{4}}{2t_{g}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| + \frac{2\pi \tau_{yd23}}{2} (R_{d}^{3} - R_{co}^{3}) + 2\pi R_{d}^{2} t_{d} (\tau_{yd24} + \mu_{d24} \frac{|\omega_{2}|R_{d}}{t})$$
(3-3)

$$\begin{aligned} & \text{Turong tự cho BMRA2:} \quad \mathbf{T}_{o2} = \mathbf{T}_{d1} - \mathbf{T}_{d2} + \mathbf{T}_{s1} - \mathbf{T}_{s2} \quad (3-4) \\ & \mathbf{T}_{d1} = \frac{\pi\mu_{11}R_{c11}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{c11}}\right)^4 \right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y11}}{3} (R_{c11}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{12}R_{c01}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c11}}{R_{c01}}\right)^4 \right] |\omega_1| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y12}}{3} (R_{c01}^3 - R_{c11}^3) + \frac{\pi\mu_{13}R_{c12}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c01}}{R_{c12}}\right)^4 \right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y13}}{3} (R_{c12}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{14}R_{c02}^2}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c12}}{R_{c02}}\right)^4 \right] |\omega_1| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y14}}{3} (R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{13}R_{c12}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{y13}}{3} (R_d^3 - R_{c02}^3) + 2\pi R_d^2 t_d (\tau_{d16} + \mu_{16} \frac{|\omega_1|R_d}{t_g}) \right] \quad (3-5) \\ & \mathbf{T}_{d2} = \frac{\pi\mu_{21}R_{c11}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{c11}}\right)^4 \right] |\omega_2| + \frac{2\pi\tau_{y23}}{3} (R_{c11}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_{22}R_{c01}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c12}}{R_{c02}}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y22}}{3} (R_{c01}^3 - R_{c11}^3) + \frac{\pi\mu_{23}R_{c12}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c01}}{R_{c12}}\right)^4 \right] |\omega_2| + \frac{2\pi\tau_{y23}}{3} (R_{c12}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{24}R_{c02}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c12}}{R_{c02}}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y24}}{3} (R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y23}}{3} (R_{c12}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{24}R_{c02}^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c12}}{R_{c02}}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y24}}(R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y24}}(R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y24}}(R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y24}}(R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y24}}(R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{2\pi\tau_{y24}}(R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}R_d^4}{2t_g} \left[1 - \left(\frac{R_{c02}}{R_d}\right)^4 \right] |\omega_2| \\ & + \frac{\pi\tau_{y4}}(R_{c02}^3 - R_{c01}^3) + \frac{\pi\mu_{25}}{2t_$$

3.2 Thiết kế tối ưu cho các BMRA: Hàm mục tiêu của BMRA (m_b) $m_b = V_{d1}\rho_{d1} + V_{d2}\rho_{d2} + V_h\rho_h + V_{s1}\rho_{s1} + V_{s2}\rho_{s2} + V_{MRF}\rho_{MRF} + V_c\rho_c$ (3-7)

Trong đó: V_{d1} , V_{d2} , V_h , V_{s1} , V_{s2} , V_{MRF} , V_c là thể tích của các bộ phận cấu tạo nên BMRA tương ứng đó là thể tích của đĩa 1, đĩa 2, vỏ, trục 1, trục 2, MRF và cuộn đây.



Khối lượng riêng tương ứng đó là ρ_{d1} , ρ_{d2} , ρ_{h} , ρ_{s1} , ρ_{s2} , ρ_{MRF} , ρ_{c}

- Biến thiết kế: tất các thông số hình học chủ yếu của BMRA.
- Điều kiện ràng buộc: mô men đầu ra của BMRA $T_b \ge 5$ Nm

3.2.1 Tối ưu hoá một mục tiêu.

Sử dụng phương pháp First Order (Hình 3.4) Công cụ tối ưu hóa ANSYS sẽ chuyển đổi vấn đề tối ưu hóa bị ràng buộc thành vấn đề không bị ràng buộc thông

qua hàm Penalty (hàm phạt). Hàm mục tiêu tương đương không ràng buộc có phương trình: $Q(x,q) = \frac{OBJ}{OBJ_0} + \sum_{i=1}^{n} P_x(x_i) + q \sum_{i=1}^{m} P_g(g_i)$ (3-8)

 OBJ_0 là giá trị hàm mục với các biến thiết kế ban đầu; q là tham số bề mặt; P_x là hàm phạt cho biến thiết kế x; P_g là hàm phạt Penalty biến trạng thái g

Việc chia lưới được xác định bởi số phần tử trên mỗi đường thẳng, khi số phận tử được chia trên mỗi đường lớn hơn hoặc bằng 10 thì kết quả mô phỏng đã hội tụ. Sai lệch khi tăng lưới từ 10 phần tử lên



Hình 3.4. Lưu đồ tối ưu bằng phương pháp First Order

12 phần tử chỉ khoảng 0,2% đảm bảo được độ hội tụ mong muốn. Mô hình phần tử hữu hạn phân tích mạch từ (Hình 3.5). Tỷ lệ lấp đầy của cuộn dây được lấy bằng 80%, trong khi tổn thất từ trường được giả định là 10% dựa trên kinh nghiệm thực nghiệm. Tỷ lệ hội tụ của tối ưu hóa được đặt 0,1%. Kết quả phân bố mật độ từ thông của BMRA ở mức tối ưu (Hình 3.6)



Kết quả hội tụ của các BMRA (Hình 3.7), với $T_b \ge 5$ Nm với độ chính xác 2%, số vòng lặp bằng 40. Mô men xoắn truyền từ đĩa 1 cao hơn một chút so với mô men xoắn đầu ra (7,4% trong trường hợp BMRA_[27], 13% trong trường hợp BMRA1 và 7% trong trường hợp của BMRA2). Điều đó cho thấy rằng chênh lệch mô men xoắn truyền của BMRA_[27] nhỏ hơn BMRA1 do BMRA_[27] có sử dụng bộ phận cách từ. Đối với BMRA2 không có bộ phân cách từ mà chênh lệch về mô men truyền BMRA2 vẫn nhỏ hơn BMRA_[27].



Hình 3.7. Kết quả tối ưu của các BMRA

		,		,					
Dâna	2 1.	Vât	~~~ ²	+ 2 :		2220	262	DMD	۸
Dally.	J.I :	Ret	uua	loi	uu	cua	Cac	DIVIK	А
			-1						

BMRA	Thông số thiết kế (mm)	Đặc tính hoạt động
	$t_c = 6,3; h_c = 6,1; L_{a1} = 5,0; L_{a2} = 0,5$	$T_{max} = 4,96 \text{ Nm}$
BMRA_[27]	$R_i = 36,3; R_o = 50,2; t_d = 11,9$	$m_{max} = 3,21 \text{ kg}$
	$R = 61,8; t_0 = 3,8; t_h = 3,1; L = 32,2$	$P_w = 21.8 \text{ W}; R_c = 49 \Omega$
	$w_c = 5,6; h_c = 7,65; R_{ci} = 40,7$	$T_{max} = 4,97 \text{ Nm}$
BMRA1	$R_i = 21,5; R_0 = 52,8; t_d = 4,2$	$m_{max} = 2,64 \text{ kg}$
	$R = 55,6; t_0 = 2; t_h = 5,83; L = 34,8$	$P_w = 19,8W; R_c = 3,2 \Omega$
	$w_{c1} = w_{c2} = 4,25; h_{c1} = 7,4$	$T_{max} = 4,98 \text{ Nm}$
BMRA2	$h_{c2} = 6,2; R_{ci1} = 29; R_{ci2} = 47,5$	$m_{max} = 2,1 \text{ kg}$
	$R_i = 20; R_0 = 56,6; t_d = 4; R = 59,4$	$P_w = 24 \text{ W}; R_{c1} = 1,68 \Omega$
	$t_o = 2; t_h = 3,2; L = 24,3$	R_{c2} = 2,16 Ω

Áp dụng phương pháp First Order (Hình 3.4) kết quả cho bởi Hình 3.8. Mức mô men đầu ra lớn thì khối lượng của BMRA_[27] luôn cao hơn các BMRA được đề xuất, mức tiêu thụ điện của BMRA2 luôn cao hơn các BMRA kh ác và mức tiêu thụ điện của BMRA1 luôn nhỏ hơn BMRA [27].

Về thông số bán kính ngoài (R) của BMRA_[27] cao hơn so với BMRA1và BMRA2 tại T > 5 Nm, với T < 5 Nm thì bán kính ngoài của BMRA_[27] nhỏ hơn một chút so với BMRA2 nhưng luôn lớn hơn BMRA1, bán kính của BMRA1 luôn nhỏ hơn BMRA2.

Bên cạnh đó chiều dài tổng thể (L) của BMRA2 nhỏ hơn đáng kể so với các BMRA khác. Ở mô men xoắn đầu ra cao thì chiều dài tổng thể của BMRA_[27] nhỏ hơn của BMRA1, khi T < 5 Nm thì trở nên lớn hơn.



Hình 3.8. Kết quả tối ưu bằng First Order

3.2.2 Tối ưu hoá đa mục tiêu cho BMRA.

Áp dụng thuật toán tối ưu di truyền sắp xếp không chi phối II (NSGA-II) [24]. Lược đồ tối ưu (Hình 3.9). Biểu đồ Pareto (Hình 3.10) của giải pháp tối ưu khi



Hình 3.9. Lưu đồ tối ưu áp dụng NSGX-II Hình 3.10. Kết quả tối ưu hóa đa mục tiêu 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 0,005, tỷ lệ đột biến bằng 0,02. Kết quả (Hình 3.10) có thể thấy rằng kết quả tối ưu rất gần với kết quả mong muốn. Thực hiện với 50 bộ giá trị ngẫu nhiên của 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 kế trong thuật toán bậc nhất.

3.3 Thiết kế và hoàn thiện hệ thống thí nghiệm BMRA2.

Hệ thống thực nghiệm hoàn thiện được trình bày bởi Hình 3.11

3.4 Kết quả thực nghiệm và đánh giá.

Kết quả mô men xoắn đầu ra khi không cấp dòng điện cho các cuộn dây (Hình 3.12) thay đổi từ 0 đến -0,22 Nm. Giá trị âm có nghĩa là mô men xoắn đầu ra cùng hướng của trục 1. Vì đường kính của trục vào 1 lớn hơn trục vào 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 bậc (mức thay đổi là 0,25 A trong khoảng từ 0,5 A tới 2,5

A) cho các cuộn dây ở mặt bên của đĩa 1 Hình tại thời điểm 0,5 s thì đáp ứng từng bước mô men đầu ra của BMRA (Hình 3.13) xấp xỉ 0,2 s. Mô men đầu ra trung bình đo được của BMRA khi dòng điện 2,5 A là khoảng 5,1 Nm lớn hơn với thiết kế tối ưu là 4,98 Nm. Nguyên nhân có thể do việc ước tính mô men ma sát và mô men truyền động chưa chính xác hoặc do tổn thất từ trường gây ra. Từ Hình 3.14 là kết quả mô men đầu ra mô phỏng như một hàm của dòng điện áp dụng, ta thấy rằng mô men đầu ra đo được cũng phù hợp với mô men mô phỏng và sai số dao động từ 1,5%



(LCV-U10) (NI-6289) Hình 3.11. Hệ thống thực nghiệm BMRA2



Hình 3.12. Mô men BMRA2 ở trạng thái tắt



trường hợp giá trị ổn định của mô men đo được hầu như đạt được tại thời điểm

1,05 s. Do đó, thời gian đáp ứng của mô men cảm ứng đầu ra là khoảng 0,55 s, thời gian đáp ứng cơ học là 30 ms.

Tiến hành tương tư cho đĩa 2 ta có các kết quả biểu diễn bởi các Hình 3.15, Hình 3.16. Thời gian đáp ứng của dòng điên áp dung khoảng 0,2 s. Mô men xoắn đầu ra trung bình ở dòng điện 2,5 A đạt 4,7 Nm nhỏ hơn một chút so với trong trường hợp đĩa 1, mô men xoắn khoảng -0,25 Nm ở trang thái tắt. Mô men đầu ra đo được và mô phỏng so với dòng điên được thể hiên ở Hình 3.16 phù hợp với mô men mô phỏng và sai số nhỏ hơn 5%. Với kết quả từ Hình 3.14 và Hình 3.16 thì mô men xoắn đầu ra đo được hai chiều của BMRA được mô tả bởi Hình 3.17. 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 cuôn dây. Cu thể, nếu mô men xoắn đầu ra nhỏ hơn -0,22 Nm thì dòng điên 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 Mô men đầu ra (Nm) điên được đặt vào các cuôn dây của đĩa 2. Từ Hình 3.18 nếu áp dụng dòng điện 0,2 A cho các cuôn dây của đĩa 2 thì loại bỏ được mô men xoắn trang thái nghỉ của BMRA2, khi đó mô men xoắn đầu ra bằng không có thể đat được. Tuy nhiên, sai số do nhiễu khoảng +/-0,09 Nm.



Hình 3.18. Mô men xoắn đầu ra bằng không

Lỗi do nhiễu này đến từ thiết bị đo và cũng có thể đo dòng điện đặt vào cuộn dây không ổn định. Kết quả thử nghiệm cho thấy sai số mô phỏng nhỏ hơn 5%. Thời

gian đáp ứng của mô men xoắn đầu ra là khoảng 55 ms (trong đó trễ cơ học là 30 ms) với mức này đáp ứng được cho các hệ thống phản hồi lực trong thực tế.

Chương 4. PHÁT TRIỂN HỆ THỐNG JOYSTICK 3D PHẢN HỒI LỰC DÙNG MRF

4.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của hệ 3D.

Trên cơ sở mô hình [36] tác giả phát triển hệ thống joystick 3D phản hồi lực (Hình 4.1) có các đặc điểm như sau:

- Về thiết kế: bố trí hai BMRA trên hai trục X và trục Y (biểu diễn mô men T_x, T_y), bố trí LMRB trên trục Z (biểu diễn lực F_b).
- Về phân tích: phân tích phản hồi lực 3D của hệ được thực hiện.



Hệ thống hoạt động như sau: trục đầu ra của hai BMRA được kết nối với hai trục của cơ cấu gimbal (4), cơ cấu gimbal thông qua tay cầm (C) được tích hợp với LMRB (3), trong khi vỏ LMRB được kết nối với thân trục Y của cơ cấu gimbal thông qua chốt xoay và xoay dọc theo khe trục Y (mặt phẳng I). Tay cầm được đặt

trong khe trục X của cơ cấu gimbal và di chuyển dọc theo (mặt phẳng II), góc hoạt động của cần từ - 60^0 đến + 60^0

4.2 Tính toán mô men/lực BMRA, LMRB.

4.2.1 Tính toán mô men BMRA.

Trên cơ sở BMRA2 đã nghiên cứu ở Chương 3 [37], tác giả chọn BMRA (Hình 4.2). Việc tính mô men đầu ra của BMRA tương tự như BMRA2.



Hình 4.1. Sơ đồ động hệ 3D phản hồi

6

Hình 4.2. Cấu hình của BMRA

4.2.2 Tính toán lực hãm LMRB.

Cấu tạo của LMRB (Hình 4.3). Nguyên lý hoạt động LMRB: trục phanh sẽ được trượt trên hai bạc trượt ở hai đầu, khe hở giữa trục và thân LMRB sẽ được điền đầy MRF, trên thân LMRB bố trí hai cuộn dây. Để ngăn không cho MRF rò rỉ thì có bố trí hai O-ring



ở hai đầu của LMRB. Lực hãm của LMRB được tính theo công thức (2-10):

$$F_{sd} = \frac{2\pi \mu R_{sl} L u}{t_g} + 2(\pi R_{sl} L \tau_y + F_{or})$$
(4-1)

Lực ma sát giữa trục và vòng chẳn: $F_{or} = f_c L_o + f_h A_r$ (4-2)

4.3 Tính toán tối ưu hóa cho BMRA và LMRB.

4.3.1 Tối ưu hóa BMRA.

Hàm mục tiêu: $V_{BMRA} = \pi R^2 L$ (với ràng buộc: $T_b \ge T_{br}$) (4-3) *R* là bán kính ngoài BMRA; *L* là chiều rộng hiệu dụng của BMRA; T_{br} là mô men đầu ra yêu cầu và được xác định từ lực phản hồi mong muốn theo mỗi hướng:

 $T_{br} = l_{max} F_{max} \tag{4-4}$

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. Mô men đầu ra yêu cầu tối đa có thể được tính là 4 Nm, mô men đầu ra tối đa yêu cầu của BMRA được thiết lập bằng 5 Nm để bù cho mô hình thiếu chính xác và tổn thất năng lượng.

Các biến thiết kế của BMRA như chiều cao các cuộn dây (h_{cl} , h_{c2}); chiều rộng cuộn dây (w_c); bán kính ngoài và trong của đĩa (R_{do} , R_{di}); bán kính trong cuộn dây 1 và 2 (R_{cil} , R_{ci2}); độ dày của đĩa (t_d); độ dày của vỏ hình trụ (t_0); độ dày phần bên ngoài vỏ bên (t_h), ngoài ra $t_g =$ 0,8 mm và $t_w =$ 0,6 mm được chọn theo kinh nghiệm.



Việc tối ưu hoá BMRA của hệ thống joystick 3D tương tự như tối ưu hoá của BMRA2 đã trình bày ở Chương 3. Kết quả tối ưu được trình bày bởi Hình 4.4 cho thấy khi mô men đầu ra tối đa bị ràng buộc $T_{br} \ge 5$ Nm với độ chính xác 2%. **Bảng 4.1.** Kết quả tối ưu của các BMRA.

Thông số thiể kế (mm)	Đặc tính hoạt động
$w_{c1} = w_{c2} = 4,25; h_{c1} = 7,4; h_{c2} = 6,2; R_{c1} = 29$	$T_{max} = 4,99 \text{ Nm}; P_w = 24 \text{ W}$
$R_{ci2} = 47,5; R_i = 20; R_o = 56,6; t_d = 4; R = 59,4$	$V = 269 \text{ cm}^3$; $m_b = 2,05 \text{ kg}$
$t_h = 3,2; L = 24,3; t_w = 0,6; t_g = 0,8$	$R_{c1} = 1,68 \ \Omega; R_{c2} = 2,16 \ \Omega$

4.3.2 Tối ưu hóa LMRB.

Từ các vấn đề trên thì việc tìm các giá trị tối ưu các kích thước chủ yếu của LMRB sao cho có lực trạng thái ban đầu giảm đến thấp nhất có thể và được xác định bởi công thức sau: $F_{d0} = \frac{2\pi\mu_0 R_{sl}L_d u}{t_g} + 2(\pi R_{sl}L_d \tau_{y0} + F_{or})$

Với ràng buộc $F_b \ge F_{br}$, và $R_l \le 30$ mm.

Các thông số chiều cao (h_{cl}), chiều rộng (w_{cl}), góc vát (c_r , c_l); chiều dài lõi (L_{po} , L_{pi}), bán kính trục (R_{sl}) và độ dày vỏ (t_h) đều được chọn làm biến thiết kế khi tối ưu hóa LMRB. Tương tự cho giải pháp tối ưu cho LMRB với lực phanh tối đa 25 N, với kích thước khe MRF bằng 0,6 mm, độ dày thành mỏng lấy 0,5 mm. Mô hình phần tử hữu hạn sử dụng là phần tử cặp đối xứng trục (PLANE 13) của phần mềm ANSYS áp dụng cho LMRB được hiển thị trong Hình 4.5. Phân bố mật độ từ tính của LMRB thể hiện trong Hình 4.6. Kết quả tối ưu (Hình 4.7), ta thấy rằng hội tụ xảy ra sau vòng lặp thứ 39, tại đó lực trạng thái ban đầu là 4,95 N, lực hãm tối đa là 24,94 N gần bằng với lực cần thiết với bán kính R =14,8 mm nhỏ hơn giá trị ràng buộc.



Hình 4.5. Mô hình PTHH phân tích mạch từ LMRB



Hình 4.6. Phân bố từ thông ở mức tối ưu LMRB

Bảng 4.2. Kết quả tối ưu của LMRB.

_	0	1		
	Thông số	ố thiết kế (mn	n) Đặc tính ho	ạt động
þ	$w_{cl} = 11,3;$	$h_{cl}=7,4; t_g=0,$	5 $F_{tinh} = 4,95$ N	;
k	$c_l = 4,85; c_l $	$c_r = 2,85; L_{pi} =$	$F_{max} = 24,94$	N
į	R = 14,8; L	$L_{po}=4,0; L_l=3$	$38,7m_b = 0,2 \text{ kg}; F$	$P_w = 4,5 \text{ W}$
	$t_w = 0,5; t_c$	$p = 2,1; R_{sl} = 4$	$,5; R = 2,3 \Omega$	

4.4 Phân tích lực hệ phản hồi lực 3D.

Sơ đồ động học của cần điều khiển của hệ phản hồi lực biểu diễn bởi **Hình 4.8**. Tại vị trí bất kỳ của núm tay cầm ở vị trí P (x_p , y_p , z_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 xác định bởi:

$$r_{P} = \begin{bmatrix} x_{P} \\ y_{P} \\ z_{p} \end{bmatrix} = R_{XY} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} lc(\phi_{x}) s(\phi_{y}) \\ -ls(\phi_{x}) \\ lc(\phi_{x})c(\phi_{y}) \end{bmatrix}$$
(4-5)



Hình 4.7. Kết quả tối ưu LMRB



Hình 4.8. Sơ đồ động học cần điều khiển

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

$$R_{XY} = \begin{bmatrix} c(\phi_y) & s(\phi_x)s(\phi_y) & c(\phi_x)s(\phi_y) \\ 0 & c(\phi_x) & -s(\phi_x) \\ -s(\phi_y) & c(\phi_y)s(\phi_x) & c(\phi_x)c(\phi_y) \end{bmatrix} (s: \sin; c: \cos)$$
(4-6)

Với vị trí của núm điều khiển tùy ý thì mô men và lực đầu ra được xác định bởi:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ F_b \end{bmatrix} = -J_{XY}^T R \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{z2} \end{bmatrix}; \quad J_{XY} = \begin{bmatrix} 0 & z_p & x_p/l \\ -z_p & 0 & y_p/l \\ y_p & -x_p & z_p/l \end{bmatrix}$$
(4-7)

 $F_b = -F_{z2}$; T_x, T_y là hai hàm của F_{x2} và F_{y2}

4.5 Thiết kế, chế tạo hệ phản hồi lực 3D.

Khi có các thông số tối ưu của BMRA và LMRB, tác giả tiến hành chế tạo, lắp ráp và hoàn thành hệ thống thí nghiệm của hệ joystick 3D phản hồi lực được biểu diễn bởi Hình 4.9

4.6 Kết quả thực nghiệm.

Mô hình thực nghiệm cần điều khiển phản hồi lực 3D (Hình 4.10). Kết quả từ Hình 4.11 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 của BMRA.

Từ kết quả thử nghiệm mô men đầu ra của BMRA_x như là một hàm của dòng điện, tác giả áp dụng đường cong xấp xỉ bậc 3 tính được dòng điện áp dụng cho cuộn dây của BMRA_x với mô men xoắn đầu ra với công thức (4-8),(4-9) và kết quả được thể hiện bởi Hình 4.12 $I_x = -(0,1914 + 0,9367T_x + 0,2157T_x^2 +$ $0,0261T_x^3)$ ($T_x \le -0,218$ Nm) (4-8) $I_x = 0,1921 + 0,72153T_x - 0,18035T_x^2 +$ $0,02778T_x^3$ ($T_x > -0,218$ Nm) (4-9)

Đối với trục Y cũng được thể diễn qua Hình 4.13 bởi công thức (4-9), (4-10)



Cảm biến góc Cảm biến góc **BMRA_X** Hệ bánh phương Y phương X răng côn

Hình 4.9. Mô hình thực tế hệ joystick 3D



Hình 4.10. Mô hình thực nghiệm hệ joystick 3D

 $I_{y} = -(0,1927 + 0,9302T_{y} + 0,2115T_{y}^{2} + 0,0252T_{y}^{3}) (T_{y} \le -0,22 \text{ Nm})$ (4-10) $I_{y} = 0,1958 + 0,72954T_{y} - 0,18798T_{y}^{2} + 0,0261T_{y}^{3} (T_{y} > -0,22 \text{ Nm})$ (4-11)

Độ lớn của lực LMRB được tính bằng giá trị trung bình độ lớn của lực vào/ra. Kết quả tại I = 2,5 A thì lực đo được là 25,3 N, trong khi lực mô phỏng là 24,98N.

Lực ngoài trạng thái là 5,35 N trong khi lực mô phỏng là 4,95N. Tại I = 2,0 A đặt vào thì độ lớn của lực tác động là 23,0 N lớn hơn lực cực đại cần thiết. Sử dụng đường công xấp xỉ bậc 3 thì ta có (Hình 4.14):



Hình 4.11. Mô men đầu ra BMRA trạng thái đầu

 $I_b = -0.99805 + 0.24302|F_b| - 0.01246|F_b|^2 + 0.000329|F_b|^3, (|F_b| > 5.35 N)$ (4-12) $I_b = 0 \ khi \ |F_b| < 5.35 N$



Hình 4.13. Dòng điện như hàm mô men đầu ra BMRA_y Hình 4.14. Dòng điện và lực LMRB

4.7 Điều khiển phản hồi lực cho hệ joystick 3D.

4.7.1 Thiết kế bộ điều khiển vòng hở cho hệ phản hồi lực 3D.

Để điều khiển lực phản hồi tiếp tuyến mong muốn đến tay người vận hành thì tác giả tiến hành xây dựng các bộ điều khiển vòng hở (Hình 4.15) và để ghi nhận 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. Vị trí của núm thao tác được xác định bởi:

$$r_p = [x_p, y_p, z_p]^T = R[0, 0, l]^T$$
(4-13)

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

$$R(\Delta t) = R_{d\phi_x}R_{d\phi_y} = \begin{bmatrix} c(d\phi_y) & s(d\phi_x)s(d\phi_y) & c(d\phi_x)s(d\phi_y) \\ 0 & c(d\phi_x) & -s(d\phi_x) \\ -s(d\phi_y) & c(d\phi_y)s(d\phi_x) & c(d\phi_x)c(d\phi_y) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 9 & d\phi_y \\ 0 & 1 & -d\phi_x \\ -d\phi_y & d\phi_x & 1 \end{bmatrix}$$
(4-14)

Lực phản hồi LMRB được đo riêng biệt (Hình 4.16). Từ đây ta thấy rằng lực pháp tuyến mong muốn (F_{z2}), lực hãm LMRB (F_b) được xác định bởi $F_b = F_{z2}$.

Kết quả của Hình 4.17 biểu diễn các lực tiếp tuyến phản hồi đo được tượng đối tốt so với các lực mong muốn. Tuy nhiên vẫn có độ trễ khoảng 30 ms so với giá trị mong muốn. Điều này chủ yếu là do có đô trễ cơ học của

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 hiên và lực từ người vận hành được đo bằng cảm biến lực 3D, kết quả được trình bày trong Hình 4.18. Với kết quả này thì ta cũng thấy độ trễ khoảng 30 ms giữa giá trị đo được với giá trị mong muốn. So với kết quả trong trường hợp tay cầm được cố đinh thì lực tiếp tuyến cao hơn một chút. Điều này do chuyển động không ổn định của tay cầm. Đối với lực pháp tuyến thì hệ thống không thể phản xa lực có đô lớn nhỏ hơn 5,3 N do lực ma sát ngoài trạng thái đã nói bên trên. Bước nhảy từ giá tri của lực phản hồi về không là do sư thay đổi hướng của lực khi đo.



Hình 4.15. Lưu đồ điều khiển hở lực phản hồi tiếp tuyến



phản ứng mô men xoắn của các BMRA.







Hình 4.18. Kết quả thực nghiêm lực phản hồi

4.7.2 Thiết kế bô điều khiển vòng kín cho hệ phản hồi lực 3D.

Từ kết quả mô men xoắn đầu ra được sử dụng để xác định mô hình toán bằng phần mềm MATLAB. Đáp ứng bước và kết quả nhận dạng hệ thống của BMRA và LMRB được đưa bởi Hình 4.19. Điều này có thể thấy rằng mô men truyền động đo được rất gần với mô men truyền động từ mô hình nhận dạng.

• Đối với BMRA áp dụng như sau: $a\ddot{T} + b\dot{T} + T = f(I) = 2,105I$ (4-15) Với a = 1/26590; b = 2452/26590

 $f(I) = 0,01025 - 0,53308 * I - 1,63852 * I^2 + 0,42608 * I^3$; (*T* là mô men mong muốn; *I*: dòng điện áp dụng)

• Đối với LMRB áp dụng như sau: $c\ddot{F} + d\dot{F} + F = g(I)$ (4-16) Với c = 1/649,5; d = 60,69/649,5 $g(I) = 5.01899 + 9.75739 * I + 1.29363 * I^2 - 0.796 * I^3; (Elà lực mong)$

 $g(I) = 5,01899 + 9,75739 * I + 1,28363 * I^2 - 0,796 * I^3$; (*F* là lực mong muốn, *I* là dòng điện áp dụng).



Hình 3.19. Đáp ứng bước của hệ thống

Cần lưu ý rằng lực phản hồi pháp tuyến luôn bằng lực tắt dần và tách khỏi lực tiếp tuyến. Do đó phương trình (4-7) có thể viết như sau:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \end{bmatrix} = -[J^T R]_{22} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix}; F_b = F_{z2}$$
(4-17)

Với $-[J^T R]_{22}$ là ma trận con 2x2 của ma trận chính $-[J^T R]$. Các thông số của cần điều khiển (r_P) , ma trận J_{XY} , R, T_x , T_y , lực mong muốn F_{x2} , F_{x2} . Bộ điều khiển vòng kín để phản ảnh lực phản hồi mong muốn trình bày bởi Hình 4.20



Hình 4.20. Lưu đồ điều khiển vòng kín của lực mong muốn

Bộ điều khiển PID thì dòng điện được xác định như sau:

 $I(t) = k_P e(t) + k_I \int e(t) + k_D \dot{e}(t)$ (4-18)

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.

Để đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển tác giả sử dụng ITAE (Integral of Time-Weighted Absolute Error) là tích phân sai lệch theo

thời gian được xác định bởi: $ITAE = \int_0^\infty t |e(t)| dt$ (4-19)

Trong đó t là thời gian mô phỏng; e(t) là sai lệch thời gian. Từ các giá trị tối ưu thực hiện trên MATLAB SIMULINK sao cho tiêu chuẩn ITAE nhỏ nhất.

Bảng 4.3. Kêt quả điêu chỉnh k_p , $i_{,,k_d}$				
BMRA_x	$k_{p} = 10$	$k_i = 0$	$k_d = 8$	
BMRA_y	$k_p = 9$	$k_i = 0$	$k_d = 7$	
LMRB	$k_p = 9$	$k_i = 0$	$k_d = 2$	

Qua giá trị của hệ số ta thấy khâu tích phân không hưởng đáng kể nên thực tế chỉ là bộ điều khiển PD. Kết quả (Hình 4.21) cho sai lệch của hệ thống là 8%.



Hình 4.21. Kết quả thực nghiệm theo PID

Bộ điều khiển SMC cho lực phản hồi [33]

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

Đặt $T = x_1; x_2 = \dot{x}_1 = \dot{T}, \dot{x}_2 = \frac{u}{a} - \frac{x_1}{a} - \frac{bx_2}{a} + d$ (4-20)

 $[x_1 x_2]$ là vecto trạng thái; *u* là điều khiển đầu vào; *a*, *b* là tham số xác định từ nhận dạng hệ thống, với a = 1/26590, b = 2452/26590.

d: gồm độ nhiễu và không chắc chắn của hệ thống, $|d| \le D$

Mặt trượt được xác định bởi: $s = ce + \dot{e}$ (4-21)

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 (c > 0) Hàm điều khiển được định nghĩa như sau:

$$u = a \left[k \text{sign}(s) + c\dot{e} + \dot{x}_{2d} + \frac{x_1}{a} + \frac{bx_2}{a} \right]$$
(4-22)

Tính ổn định của hệ thống sử dụng hàm Lyapunov như sau: $V = \frac{1}{2}s^2$

$$\dot{V} = s(-k \operatorname{sign}(s) - d) = -k|s| - sd$$

Khi $k \ge D$ thì $\dot{V} = -k|s| - sd \le 0$ hệ thống ổn định.

Từ các giá trị tối ưu của bộ điều khiển được thực hiện trên MATLAB SIMULINK sao cho tiêu chuẩn ITAE nhỏ nhất.

Bảng 4.4. Kết quả điều chỉnh của	с,	k
----------------------------------	----	---

(4-23)

BMRA_x	<i>c</i> = 15	<i>k</i> = 14
BMRA_y	<i>c</i> = 14	<i>k</i> = 197
LMRB	<i>c</i> = 17	<i>k</i> = 10

Kết quả thực nghiệm với sai lệch của hệ thống sử dụng SMC là 4%. Với kết quả được thể hiện ở Hình 4.21 và Hình 4.22 thì bộ điều khiển PID và SMC ở tần số 3Hz của hàm sin tương ứng. Đối với bộ SMC cho kết quả lực mong muốn tốt hơn với sai số nhỏ bằng 4%, nhỏ hơn bộ PID 8%. 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. Ngoài ra bộ 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



Trong cả hai bộ điều khiển, có thể thấy Hình 4.22. Kết quả thực nghiệm theo SMC rằng lực thực tế F_z không thể theo dõi lực yêu cầu với lực nhỏ hơn 5,3 N.

Chương 5. PHÁT TRIỀN TAY MÁY 3D PHẢN HỒI LỰC5.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động.

Từ nhu cầu trong thực tế nhóm nghiên cứu đã phát triển một hệ thống tay máy phản hồi lực 3D (Hình 5.1).

Tay máy bao gồm khớp thất lưng (khớp 01), khớp vai (khớp 02) và khớp trượt cánh tay (khớp 03). Trên trục của khớp 01 bố trí một MRB_01 dùng để phản xạ lực tiếp tuyến ngang mong muốn, đối với khớp 02 thì trên trục lắp MRB_02 để phản ánh lực tiếp tuyến với độ cao mong muốn còn trên khớp trượt cánh tay thì bố trí LMRB. Lực phản xạ tối đa theo mỗi hướng lấy bằng 40 N có xét tới khả năng của người vân hành, mô men của MRB là 8 Nm

5.2 Thiết kế tay máy phản hồi lực 3D.5.2.1 Thiết kế phanh biên dạng răng (MRB).5.2.1.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động.

Kết cấu phanh có đĩa phanh hình răng như Hình 5.2. Mục đích tăng bề mặt tiếp xúc giữa MRF với đĩa phanh và vỏ phanh từ đó sẽ cho mô men lớn và khối lượng giảm đáng kể.

5.2.1.2 Tính toán mô men MRB.

Theo như cách tính mô men trên rãnh nghiêng đã trình bày ở Chương 2 thì với MRB đề xuất như Hình 5.3. Khi đó mô men MRB được tính:

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

Thành phần mô men T_{Ei} , T_{Ii} và T_c của phanh Hình 5.3. Sơ đồ tính mô men BMR được xác định như sau:

$$T_{Ei} = \frac{\pi \mu_{Ei} R_{i+1}^4}{2d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{i+1}}\right)^4 \right] \Omega + \frac{2\pi \tau_{yEi}}{3} (R_{i+1}^3 - R_i^3), (i = 0, 2, 4, 6, 8, 10)$$
(5-2)
$$T_{Ii} = 2\pi \left(R_i^2 l + R_i l^2 \sin\phi + \frac{1}{3} l^3 \sin^2\phi \right) \tau_{yIi}$$
$$+ \frac{1}{2} \pi \mu_{Ii} \frac{\pi}{d} \left(4R_i^3 + 6R_i^2 l\sin\phi + 4R_i l^2 \sin^2\phi + l^3 \sin^3\phi \right); (1, 3, 5, 7, 9)$$
(5-3)

23



Hình 5.1. Cấu tạo tay máy



Hình 5.2. Cấu tạo MRB rãnh nghiêng



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

Với R_i là bán kính của điểm thứ i; l là chiều dài của khe nghiêng, ϕ là góc nghiêng, h là chiều cao của răng.

Mô men ma sát do phót sinh ra được tính theo (2-11): $T_s = 0.65(2R_s)^2 \omega^{1/3}$

5.2.2 Thiết kế LMRB.

Đối với hệ thống tay máy như trên yêu cầu thiết kế LMRB thì trong Chương 4 [38] đã trình bày và chế tạo thực nghiệm một mẫu kết quả khá tốt, tác giả không nhắc lại mà chỉ chọn lại lực hãm mới là F = 40 N.

5.3. Tối ưu hóa phanh cho tay máy 3D.

5.3.1 Tối ưu hoá MRB.

Khối lượng nhỏ nhất của phanh:

$$\begin{split} m_b &= V_d \rho_d + V_h \rho_h + V_s \rho_s + V_{MR} \rho_{MR} + V_c \rho_c \end{split} \tag{5-5} \\ \text{Với điều kiện: } T_b &\geq T_{br}; \text{giới hạn biến thiết kế: } x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, (i = 1, 2, \dots n) \end{split}$$

Trong đó V_d , V_h , V_s , V_{MR} và V_c tương ứng là thể tích của đĩa, thân vỏ, trục, MRF 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; T_{br} là mô men xoắn cần thiết của phanh.

Các tham số kích thước quan trọng của MRB như là chiều cao, chiều rộng của cuộn dây (h_c, w_c), bán kính ngoài đĩa R_0 , bán kính răng trong R_1 , kích thước hình học của răng (chiều cao đỉnh, bề dày đỉnh, bề dày đáy), bề dày đĩa $t_d...$ đều được chọn làm biến thiết kế, còn thông số khác $t_g = 0,6$ mm, $t_w = 1$ mm được chọn từ ban đầu. Trong quá trình tối ưu hóa dòng điện I = 2,5 A được tính vì có xem xét tới các điều kiện làm việc an toàn, tỷ lệ lấp đầy của cuộn dây lấy 70%, tổn thất từ tính được giả định là 10%, mô men giới hạn là 10 Nm nhưng yêu cầu chỉ 8 Nm, tốc độ hội tụ được lấy 0,1%

Mô hình PTHH phân tích mạch từ, mật độ phân bố từ của MRB rất đồng đều được thể hiện trong Hình 5.5. Kết quả tối ưu thể hiện **Bảng 5.1**



Hình 5.4. Mô hình PTHH của MRB Hình 5.5. Phân bố mật độ từ thông

Bảng 5.1. Kết quả tối ưu của MRB.

Thông số thiết kế (mm)	Đặc tính hoạt động
$w_c = 5,52; h_c = 15,8; R = 34,5; L = 35,8$	$T_{bmax} = 10$ Nm; $m = 1,03$ kg
$t_h = 4,6; t_w = 1,0; R_i = 10; R_d = 31,2$	$T_{t\tilde{i}nh} = 0,1$ Nm;
$R_s = 6,0; t_d = 2,0; h = 2,6; t_{w1} = 3,2; t_{w2} = 4,6$	$P_w = 37 \text{ W}; R_c = 2.9 \Omega$

5.3.2 Tối ưu hoá LMRB.

Trong đó một số thông số tính toán cần thay đổi cho phù hợp đó là $t_g = 0.8$ mm, $t_w = 0.5$ mm Tương tư như thiết kế tối ưu đã được trình bày ở các phần trên thì mô hình phần tử hữu han và phân bố từ thông của LMRB được thể hiện ở Hình 5.7, Hình 5.8 và kết quả tối ưu với lực hãm yêu cầu lớn nhất là 40 N đạt được thể hiên bởi Hình 5.9



Bảng 5.2. Kết quả tối ưu LMRB.

8 1	
Thống số thiết kế (mm)	Đặc tính hoạt động
$w_{cl} = 1,5; h_{cl} = 11,3; ch_1 = 3,7; ch_2 = 5$ $R = 21,8; L = 39,2; t_w = 0,5; R_{sl} = 5;$	$F_{max} = 40 \text{ N}; m = 0.46 \text{ kg}$ $F_t = 6.00; P_w = 11.5 \text{ W}; R_c = 2.5 \Omega$

5.4 Thiết kế, chế tạo hệ thống phản hồi lực 3D. 5.4.1 Thiết kế MRB, LMRB.

Sau khi có các thông số hình học tối ưu tác giả đi thiết kế MRB, LMRB cũng như hoàn thành hệ thống tay máy phản hồi lực đề ra.

5.4.2 Hoàn thiện mô hình tay máy.(Hình 5.10)5.5 Kết quả mô men của MRB và lực LMRB.

Hệ thống thực nghiệm (Hình 5.11). Trong quá trình thực nghiệm, cánh tay được xoay quanh khớp 01 và giá trị trung bình của lực tại các giá trị khác nhau của dòng điện được đưa vào đã được ghi lại. Các giá trị mô men của các MRB, LMRB cho bởi các Hình 5.12, Hình 5.13. Hình 5.14. Qua các kết ta thấy mô men từng trục của tất cả các phanh đáp ứng 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 chưa ổn định.



Hình 5.10. Mô hình thực tế tay máy



Hình 5.11. Mô hình thực nghiệm tay máy 3D



Hình 5.12. Mô men của MRB_01 Hình 5.13. Mô men của MRB_02 Hình 5.14. Lực hãm của LMRB

5.6 Thiết kế bộ điều khiển cho tay máy 3D phản hồi lực.

Để phản ánh các lực mong muốn thì bộ điều khiển vòng hở sẽ phản ánh lực tiếp tuyến mong muốn (Hình 5.15) và lực thông thường (Hình 5.16).

Từ các thông tin của các bộ mã hóa các giá trị của góc θ , bán kính cánh tay rđược xác định, mô men xoắn của MRB_01 (T_w), MRB_02 (T_{sh}) tính theo công thức (5-6), (5-7):

$$T_w = F_h.r.\cos\theta$$
$$T_{sh} = F_e.r$$



(5-7)

 F_h và F_e là lực tiếp tuyến mong muốn của khớp 01 và 02.

Từ kết quả thử nghiệm trong Hình 5.12, Hình 5.13 ta có thể thấy rằng mô men phanh của các MRB gần như bão hòa khi áp dụng dòng điện I > 1,5 A. Áp dụng đường cong xấp xỉ bậc 2 thì dòng điện áp dụng cho các cuộn dây của MRB_01 (I_w) và MRB_02 (I_{sh}) được tính theo công thức tương ứng (5-8) và (5-9): $I_w = -0.0245 + 0.1516T_w + 0.00177T_w^2$ (5-8)

$$I_{sh} = -0.027 + 0.1543T_{sh} + 0.00155T_{sh}^2$$
(5-9)

Tương tự như các MRB ta áp dụng dòng điện I < 1,5 A cho LMRB. Sử dụng đường cong xấp xỉ bậc 2 thì dòng điện áp dụng cho cuộn dây của LMRB được xác định theo phương trình (5-10)

$$I_r = -0.1707 + 0.03424F_r + 0.000169F_r^2$$
(5-10)

Sử dụng dòng điện I < 1,5 A và áp dụng như là một hàm của mô men được tạo ra thể hiện trong Hình 5.17, Hình 5.18, Hình 5.19



5.6 Kết quả thực nghiệm.

Cần lưu ý rằng tín hiệu điều khiển điện áp nằm trong khoảng từ 0 - 5 V, dòng điện đầu ra thay đổi từ 0 - 2 A, tốc độ mẫu được đặt là 0,01 s. Kết quả Hình 5.20 cho thấy lực phản hồi mong muốn không đổi 40 N được đặt cho từng thành phần của lực phản hồi tại thời điểm 0,5 s.

Đối với lực ngang phản hồi thực tế so với mong muốn với sai số tối đa 4% và thời gian đáp ứng khoảng 0,24 s (Hình 5.20a). Lực nâng phản hồi thực tế so với mong muốn phản ánh tốt, thời gian đáp ứng là khoảng 0,26 s (Hình 5.20b). Lực hướng tâm phản hồi thực so với mong muốn với sai số tối đa khoảng 6,5% và có nhiều dao động hơn so với trước đây (Hình 5.20c).



Kết quả lực phản hồi mong muốn hình sin cho các thành phần lực phản hồi được thể hiện ở các Hình 5.21, Hình 5.22, Hình 5.23. Tuy các lực phản hồi khá tốt nhưng không thể lực phản hồi nhỏ hơn 1,5 N đối với MRB_01. Ở trạng thái ổn định sai số tối đa của lực tiếp tuyến ngang và độ cao là khoảng 4%, lực hướng tâm lên đến 6,5% với nhiều biến động. Tuy nhiên, do mô men xoắn ban đầu của MRB và lực của LMRB 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 01), 1,8 N cho lực nâng (khớp 02) và 6 N cho lực hướng tâmMRB_02 và 6 N với LMRB không thể nhỏ hơn 6 N, sai số tối đa của lực tiếp tuyến ngang và độ cao khoảng 4%, lực hướng tâm lên đến 6,5%.

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. Cần lưu ý rằng bộ điều khiển đề xuất có thể dễ dàng tích hợp với bất kỳ robot bị động nào cho hệ thống điều khiển từ xa, trong đó kết hợp phản hồi lực

song song với điều khiển vị trí của hệ thống được đề xuất như trên. Điều này dẫn đến một ứng dụng tiềm năng cho các ứng dụng điều khiển từ xa.



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, SMC cho việc điều khiển lực phản hồi của BMRA, MRB, LMRB áp dụng trong hệ thống phản hồi lực với nội dung tối ưu hóa (First Order, NSGA-II) 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 c 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.

- Hạn chế của đề tài:
 - Lực ma sát ban đầu của LMRB còn cao;
 - Hệ thống phản hồi chỉ mới phát triển tới 3D;
 - Bộ điều khiển phản hồi lực tính mới chưa cao.

- Hướng phát triển đề tài:
 - Phát triển cơ cấu LMRB mới giảm lực không tác động ban đầu;
 - Phát triển hệ thống joystick 3D dùng 03 cơ cấu tác động quay được điều khiển bởi chỉ một động cơ;
 - Xây dựng hệ thống điều khiển kín và áp dụng các thuật toán điều khiển hiện đại nhằm nâng cao chất lượng lực phản hồi;

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] Zubieta M., Eceolaza S., Elejabarrieta M. J., Bou-Ali M. M. Magnetorheological fluids: characterization and modeling of magnetization. *Smart Materials and Structures*. 18(9), 095019. doi:10.1088/0964-1726/18/9/095019, 2009.

[6] Park J. H., Park O. Ok. Electrorheology and magnetorheology, *Korea-Aust Rheol.J.* 13(1), 13-17, 2001.

[7] Munoz B. C., Adams G. W., Ngo V. T., Kitchin J. R. Stable Magnetorheological Fluids, *US Patent* 6203717, 2001.

[8] J. Claracq, J. Sarrazin, J. P Montfort. Viscoelastic properties of magnetorheological fluids, *Rheologica Acta* 43(1), 38-43, 2004.

[9] 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.
[10] Từ Diệp Công Thành (Trường ĐH Bách khoa TP.HCM), Điều khiển Tele-Manipulator, *Tạp chí Phát triển KH&CN*, tập 13, số K5 - 2010.

[11] Nguyễn Ngọc Điệp, Nguyễn Quốc Hưng, Nguyễn, Viễn Quốc, Huỳnh, Công Hảo, Lê Duy Tuấn, Nguyễn Ngọc Tuyến, Lăng Văn Thắng. Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo mô hình tay máy sao chép chuyển động và phản hồi lực, *Hội nghị toàn quốc Máy và Cơ cấu, 2015, Thành phố Hồ Chí Minh*.

[12] Li W. H., Liu B., Kosasih P. B., Zhang X. Z. A 2-DOF MR actuator joystick for virtual reality applications, Sensors and Actuators, Vol.137, Issue 2, 308-320, 06/2007.

[13] Nguyen P. B., Oh J. S., Choi S. B. A novel 2-DOF haptic master device using bi-directional magneto-rheological brakes: modelling and experimental investigation, *International Journal of Materials and Product Technology*, 44(3/4), 216, 2012.

[14] 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.

[15] K. Toda, H. Furuse, Extension of Einstein's Viscosity Equation to That for Concentrated Dispersions of Solutes and Particles, *J Biosci. Bioeng.* 102(6), 524-528, 2006.

[16] Choi 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.

[17] Le D. T., Nguyen N. D., Le D. T., Nguyen N. T., Pham V. V., Nguyen Q. H. Development of Magnetorheological Brake with Tooth-Shaped Disc for Small Size Motorcycle, *Applied Mechanics and Materials*, 889, 508–517, 2019.

[18] Song B. K., Nguyen Q. H., Choi S. B., Woo J. K. The impact of bobbin material and design on magnetorheological brake performance, *Smart Materials and Structures*, 22(10), 105030, 2013.

[19] Division P. S. Rotary Seal Design Guide (Parker Hannifin Corporation), *Catalog EPS*, 5350, 2006..

[20] Brian E S 2005 Research for dynamic seal Friction modeling in linear motion hydraulic piston applications, *Master of Science Thesis University of Texas at Arlington, USA*.

[21] Raju Ahamed, Choi S. B., Ferdaus M. M. A state of art on magnetorheological materials and their potential applications, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 29(10), 2051-2095, 2018.

[22] J PHUONG PHAN DG.

[23] Mukhopadhyay A., Maulik U., Bandyopadhyay, S. Multiobjective Genetic Algorithm-Based Fuzzy Clustering of Categorical Attributes. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 13(5), 991–1005, (2009).

[24] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Trans. Evol. Comput.*, vol. 6, no. 2, pp. 182–197.2002.

[25] Deb K., Agrawal S., Pratap A., Meyarivan T. A Fast Elitist Nondominated Sorting Genetic Algorithm for Multi-objective Optimization: NSGA-II. *Lecture Notes in Computer Science*, 849–858, 2000), doi:10.1007/3-540-45356-3_8.

[26] V.I. Utkin, Variable Structure systems with Sliding Modes. IEEE Transaction on Automatic Control, 22, 2, 212-222, 1977.

[27] 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.

[28] E. Garcia, J. C. Arevalo, G. Muñoz, P. Gonzalez-de-Santos. Combining series elastic actuation and magneto-rheological damping for the control of agile locomotion, *Robotics and Autonomous Systems*, 59(10), 827-839, 25/06/2011.

[29] Scott Winter and M. Bouzit. Use of magnetorheological fluid in a force feedback glove, *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 2-8, 2007.

[30] Blake J., Gurocak H. B. Haptic Glove With MR Brakes for Virtual Reality, *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 14(5), 606-615, 11/2009.

[31] Oh J S, Choi S H and Choi S B, Design of a 4-DOF MR haptic master for application to robot surgery: virtual environment work, *Smart Material and Structures*, Vol.**23**(9),2014.

[32] Najmaei. N., Asadian. A., Kermani, M., Patel. R. Design and Performance Evaluation of a Prototype MRF-based Haptic Interface for Medical Applications, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1–1, 2015.

[33] V.I. Utkin, Variable Structure systems with Sliding Modes. IEEE Transaction on Automatic Control, 22, 2, 212-222, 1977.

[34] Najmaei. N., Asadian. A., Kermani, M., Patel. R. Design and Performance Evaluation of a Prototype MRF-based Haptic Interface for Medical Applications, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1–1, 2015.

[35] 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, 1016410, 2017.

[36] 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.

[37] 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, 21/09/2020.

[38] 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, 01/12/2020.

DANH MỤC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

- 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, 21/09/2020.
- 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, *01/12/2020*.
- Diep B. Tri., Le D. Hiep, Vu V. Bo., Nguyen T. Nien., Duc -Dai Mai., Nguyen Q. Hung. A silding mode controller for force control of magnetorheological haptic joysticks, Modern Mechanics and Applications, LNME, pp. 1–13, 2022, https://doi.org/10.1007/978-981-16-3239-6_83.
- 4. 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.
- 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, 1016410, 2017.
- 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.

MINISTRY OF EDUCATION AND TRAINING UNIVERSITY OF TECHNOLOGY AND EDUCATION

DIEP BAO TRI

DEVELOPMENT OF A FORCE FEEDBACK SYSTEM USING MAGNETORHEOLOGICAL FLUID

MAJOR: ENGINEERING MECHANICS CODE: 9520101

PHD THESIS SUMMARY

HO CHI MINH City - 07/2021

THE WORK IS COMPLETED AT HO CHI MINH CITY UNIVERSITY OF TECHNOLOGY AND EDUCATION

Supervisor 1: Assoc. Prof. NGUYEN QUOC HUNG Supervisor 2: PhD. MAI DUC DAI

PhD thesis protected in front of EXAMINATION COMMITTEE FOR PROTECTION OF DOCTORAL THESIS HCM CITY UNIVERSITY OF TECHNOLOGY AND EDUCATION

ABSTRACT

Automation is a key aspect of Industry 4.0 to improve accuracy and productivity. To evaluate the efficiency and productivity of the production process, there are several criteria to take into consideration: stability, response time, energy consumption, environmental friendliness, cost, and technology. The urgency in the application of technology 4.0 is essential in hazardous working environments such as nuclear reactors, toxic chemical laboratories, pesticide production and preparation lines, fire fighting, anti-terrorism activities, mines, and clearance Medical surgery. Remote control robot systems are developed to solve this problem. One of those systems is the master-slave system. This system solves problems with feedback signals such as position, force, and torque of the passive control system end components for the operator to improve accuracy and flexibility. operation of the system. Currently, smart materials (Smart material) and its application have been developing very strongly such as Piezo, Electrorheological Fluid (ERF), Shape Memory Alloy (SMA), Magneto-Rheological Fluid (MRF). Magnetic fluids (MRFs) are smart materials that are widely applied to force feedback systems because of their advantages such as fast response, low energy consumption, large force, and torque generation. However, in the force feedback systems using MRF, there are still some shortcomings such as the structure is too cumbersome because the proposed impact mechanism is not optimized, the friction force in the state has not been resolved initially. Therefore, in this thesis, the author focuses on research and development of new impact mechanisms using variable fluid to induce torque, force, thereby developing force feedback systems used with other proposed structures. The research team has focused on developing the following main contents:

- Development of a two-way actuator using MRF (BMRA) to reduce initial friction torque, solving bottlenecks compared to previous BMRA mechanisms for the feedback system. force.
- Optimization of the geometry parameters of the proposed BMRA configuration by the First Order optimization method. Besides, using NSGA multi-target optimization to investigate the superiority of the

proposed configuration compared to the previously studied configuration.

- Development of a force-feedback 3D joystick system using the proposed BMRA and translational MRF (LMRB) brakes.
- Constructed math models and controllers for force feedback systems to evaluate the system's capabilities.
- Development of brake profiles (MRB) with complex profiles with better mass than previously proposed configurations.
- Developed force-feedback mechanical system using MRB, LMRB which has better performance than the previous systems

OVERVIEW

Chapter 1 1.1 Introduction to MRF.

A rheological fluid is a fluid that changes rheological properties as viscosity, yield stress under the effect of a magnetic field. MRF was studied by Jacob Rabinow at US Nation Bureau of Standards in the late 1940s [1]. Magnetic properties of rheological fluid includes yield stress, post yield viscosity and deposition [2,3]. This rheology depends on various variable parameters such density of magnetic particles, type of magnetic particles, density of magnetic field strength, temperature, the properties of the base fluids and type of additivies [4].

1.2 Characteristics of MRF.

1.2.1 Main components of MRF. (Figure 1.1)

Magnetic particles (1): MRF particles are now used as iron, iron alloy, iron oxide, iron nitrate, iron carbide, iron carbonyl, nickel and coban [6,7]. Magnetic particles size ranges from 0.1-10 µm.



Figure 1.1 Main components of MRF

- Background liquid (2): silicon oils, mineral oils, hydraulic oils, organic fluids such as halogens, silicon fluoride and synthetic hydrocarbon oils [7].
- Additives: it added to diminish the deposition of particles in the MRF. This phenomenon will reduce the productivity of MRF [8].

1.2.2 Working principle of MRF. (Figure 1.2)

When MRF is in a state without a magnetic field, the magnetic particles move freely and the fluid behaves like Newton fluid. When the MRF has the effect of an external magnetic field, the magnetic particles will close and arrange



together according to the distribution shape of the magnetic field lines. The magnetic particles are resistant to break the link, making the fluid solidifying.

1.2.3 MRF mode of operation.

According to research [9] including: valve mode, shear mode, squeeze mode.

1.3 Current research situation .

1.3.1 Domestic research.

- Diep Cong Thanh [10] researched the Master and Slave manipulators to copy the movement which was remote controlled, researching stops at copy movement part.
- Nguyen Ngoc Diep [11] develops the topic: "Research, design and manufacture manipulator model copping motion and force feedback" still has some drawbacks due to still using the traditional MRF brake.

1.3.2 Foreign research.

Li W. H and colleagues [12] proposed the 2D joystick force feedback system with two brakes using MRF. The brakes used are still conventional brakes and the geometry optimization has been not taken into account. Along with the initial friction was still large.

Nguyen P.B and colleagues [13] designed and manufatured a forceresponsive 2D joystick mechanism using a two-way rotary mechanism using MRF. However, still using the conventional winding method, which led to the bottleneck phenomenon and the geometry optimization has been not taken into account, so the structure is still quite huge, the output torque is only 1.2 Nm.

1.4 Conclude.

Through the above studies, the author researches and develops a new model and responses new of MRF for author's system. Simultaneously, analyze, calculate and optimize geometrical parameters with constraints of system and proceed to build control problems to meet the system requirments.

1.5 Research objectives.

1.5.1 Main objectives: a force feedback system using MRF is capability

Accurate 3D force feedback: minimize the effect of friction on the operators hand; evaluate the capable response of the force feedback system.

1.5.2 Specific objectives.

- Development of a two-way mechanism using MRF(BMRA).
- Development linear MRF brake (LMRB) with axial force control.
- Development of a 3D force feedback system with a combination of BMRA and LMRB.
- Development of the tooth profile MRF brake (MRB) with the purpose diminishing mass and raising torque output for the MRB.
- Development of 3D force feedback manipulator based on combination of MRF and LMRB.

1.6 Scope of research.

- 3D force feedback system; study fluid is MRF132-DG; control speed about 2 rad/s; controller is applied PID, SMC.

1.7 Research methods and approaches.

- Numerical methods: first dervative, NSGA-II, PID controller and SMC.
- The object of the study is the mechanism of action using MRF.
- Optimal and experimental results are checked for accuracy and reliability.

1.8 The novelty of the thesis.

New points of this study compared with previous studies:

- Developing a new two-way structure to overcome the phenomenon of bottlenecks, local magnetic saturation, reduced structural volume compared to the structure of the author Nguyen P.B.
- Optimizing the geomatrical parameters of BMRA, MRB and LMRB with goal of the minimun mass and the constraint condition is output torque of the mechanism.
- Development of 3D force feedback system using BMRA and LMRB is proposed.
- Development of 3D force feedback manipulator using MRB and LMRB is proposed.
- Building mathmatical model for 3D force feedback system.
- Construction of controllers for the force feedback system is proposed.

Chapter 2 THEORETICAL BASIS

2.1 The basic characteristics of MRF.

- Static magnetic properties: the MRF's magnetism allow flux to flow through a fluid, characterized by its permeability μ . With relation [14]: $B = \mu . H$ (2-1) Where B is the flux density, H is the magnetic field strength.

- Viscosity characteristics: it is influenced by two factors that are the viscosity of the base liquid and the density of magnetic particles. This is also one of the rheological parameters used to determine the behavior of non-Newton [15]. Viscosity equation: : $\eta_r = 1 + 2.5\phi$ (2-2)

Where η_r is the relative viscosity, ϕ is the volume of the solutes

• Durability: after a period of work, the fluid can lose its original properties for different reasons, mainly abrasive magnetic particles.

2.2 Mô hình toán áp dụng cho MRF.

Bingham plastic model [5]: $\tau = \tau_y(H)sgn(\dot{\gamma}) + \eta\dot{\gamma}$ (2-3)

Where τ : shear stress; τ_{y} : yield stress; Sgn: sign function; η : post-melting viscosity; $\dot{\gamma}$: shear rate of the fluid.

The rheological properties of MRF are determined by following formula [5]:

$$Y = Y_{\infty} + (Y_0 - Y_{\infty}) \left(2e^{-B\alpha_{SY}} - e^{-2B\alpha_{SY}} \right)$$
(2-4)

Y is the rheological parameter of MRF such as yield stress (τ_y) , viscosity (μ)

$$\tau_{y} = \tau_{y\infty} + (\tau_{y0} - \tau_{y\infty})(2e^{-B\alpha_{sty}} - e^{-2B\alpha_{sty}})$$
(2-5)

$$\mu = \mu_{\infty} + (\mu_0 - \mu_{\infty})(2e^{-B\alpha_{s\mu}} - e^{-2B\alpha_{s\mu}})$$
(2-6)

The value of Y tends from the zero-applied field value Y_0 to the saturation value

 Y_{∞} ; α_{SY} is the saturation moment index of the Y parameter; B is the applied magnetic density

2.3 Friction torque in MRF gap.

2.3.1 Friction torque on the head gap (I)

Consider a single disc brake (Figure 2.1), the disc rotates with speed ω (rad/s). The torque is calculated as follows [16]:

$$T = \frac{2\pi . \mu_{eq} R^4}{(n+3)t_g} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_0}\right)^{n+3} \right] \omega + \frac{2\pi \tau_y}{3} \left(R_0^3 + R_i^3 \right)$$



Figure 2.1. Configuration of MRB

$$(2-7)$$

2.3.2 Friction torque on the cylindrical surface (II)

The torque of friction at (IIG) is calcuated as follows [17]:

$$T_a = 2\pi R_0^2 b_d \tau_{R_0}$$

2.3.3 Friction torque on the inclined gap.

Consider an MRF brake with a disc profile including the inlined gap (I₁, I₃, I₅) (Figure 2.2). Friction torque on inclined gap as follows [17]:

$$T_{li} = 2\pi \left(R_i^2 l + R_i l^2 \sin \phi + \frac{1}{3} l^3 \sin^2 \phi \right) \tau_{yli}$$

$$+\frac{1}{2}\pi\mu_{li}\frac{\pi}{d}(4R_{i}^{3}+6R_{i}^{2}lsin\emptyset+4R_{i}l^{2}sin^{2}\emptyset+l^{3}sin^{3}\emptyset);\ (i=1,3,5)$$

2.4 Sliding friction force of the LMRB mechanism.

Consider an LMRB with basic geometry and configuration (Figure 2.3). sliding The friction force generated LMRB by is calculated as follows [18]:



 $F_{sd}=2\pi.\,\mu R_s Lv/t_g+2(\pi.\,R_s L\tau_y+F_{or}\,)$

Where R_s is radius of shaft; d is gap size of MRF; v is relative velocity between the shaft and the housing; L is the length of the duct MRF; R is radius of LMRB

2.5 Friction moment between seal and shaft.

For brakes (Figure 2.1 and Figure 2.2), the friction torque is calculated as follows [19]:

$$T_{sf} = 0.65(2R_s)^2 \omega^{1/3} \tag{2-11}$$

 T_{sf} : The torque is generated by friction of seal with the shaft (Oz-in); R_s is radius of the shaft (inch); ω is the rotational speed of the shaft (rmp)

The LMRB (Figure 2.3) use the O-rings so the friction torque between the seal and the shaft is calculated as follows [20]: $F_{or} = f_c L_o + f_h A_r$ (2-12)



Figure 2.2. Configuration of MRB



(2-10)

Brake shaft

2.6 Methods to solve magnetic field problems.

2.6.1 Analysis method.

We know that the MRF modeling system is a combination of electromagnetic analysis and fluid system analysis [21]. The magnetic circuit can be analyzed by Kirchoff's law of magnetism as follows: : $\sum H_k l_k = N_{turns}I$ (2-13) Where H_k is the magnetic field strength in the kth link of the magnetic circuit. l_k is the effective length of the link, N_{turns} is the number of turns of the coil; I is the applied current.

2.6.2 Finite Element Method.

Combining the finite element method with the electromagnetism module available in ANSYS software will help us determine the magnetic flux density through the MRF gap. Using this method in order to control the meshing as desired, the author uses the quadrilateral element for all the elements (symmetry element PLANE 13) of ANSYS software.

2.7 The basis of the optimization method.

- Gradient Descent method GD [22].
- Genetic Algorithms method GA [23].
- Non dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II) [24].

2.8 Control method base.

- PID controller (Proportional Integral Derivative) [25]
- SMC controller (Sliding Mode Control) [26]

Chapter 3 DEVELOPMENT OF BIDIRECTIONAL MAGNETOR HEOLOGICAL ACTUATOR

3.1 Bidirectional Magnetorheological Actuator (BMRA).

3.1.1 Structure principle.

Based on BMRA of Nguyen P.B [27] and Nguyen Quoc Hung [35]. The team proposed two options for BMRA as:

- The BMRA1 has a coil on each side (Figure 3.1).
- The BMRA2 has two coils on each side.

In terms of structure, BMRA1 and BMRA2 are entirely the same. However, only BMRA2 is arranged with two coils on each side.

The BMRAs work as follows: from the external motor through the gear system, it will drive the two input shafts 1 and 2 to rotate in the reverse directions, but the two discs are attached on the two input shafts.



The results in two discs 1 and 2 rotate in the same speed while the both directions are reversed. An output shaft fixed with the BMRA body takes the output torque of the BMRA when they run.

3.1.2 Output torque of BMRAs:

 $T_{01} = T_1 - T_2 + T_{s1} - T_{s2}$ BMRA1: (3-1)Where T_{01} : output torque of BMRA1; T_1 , T_2 : output torque of disc 1, disc 2; T_{s1} , T_{s2} : frictional moment between seal, shaft 1, shaft 2. Follows (2-7), (2-8): $T_{1} = \frac{\pi \mu_{d11} R_{ci}^{4}}{2t} \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} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{2\pi \tau_{yd12}}{3} (R_{co}^{3} - R_{ci}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{2t} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{2\pi \tau_{yd12}}{3} (R_{co}^{3} - R_{ci}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{2t} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{2\pi \tau_{yd12}}{3} (R_{co}^{3} - R_{ci}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{2t} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{2\pi \tau_{yd12}}{3} (R_{co}^{3} - R_{ci}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{2t} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{2\pi \tau_{yd12}}{3} (R_{co}^{3} - R_{ci}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{2t} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi \mu_{d12} R_{co}^{4}}{3} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{ci}}\right)^{4} \right] |\omega_{1}| + \frac{\pi$ $+\frac{\pi\mu_{d13}R_d^4}{2t_-} \left[1 - \left(\frac{R_{co}}{R_*}\right)^4\right] |\omega_1| + \frac{2\pi\tau_{yd13}}{3} \left(R_d^3 - R_{co}^3\right) + 2\pi R_d^2 t_d (\tau_{yd14} + \mu_{d14} \frac{|\omega_1|R_d}{t_g})$ (3-2) $\boldsymbol{T}_{2} = \frac{\pi \mu_{d21} R_{ci}^{4}}{2t_{c}} \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_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \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_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{co}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{co}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{co}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{co}^{3}) + \frac{\pi \mu_{d22} R_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{co}^{3}) + \frac{\pi \mu_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{co}^{3}) + \frac{\pi \mu_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3} - R_{co}^{3}) + \frac{\pi \mu_{co}^{4}}{2t_{c}} \left[1 - \left(\frac{R_{ci}}{R_{co}}\right)^{4} \right] |\omega_{2}| \frac{2\pi \tau_{yd22}}{3} (R_{co}^{3}$ $+\frac{\pi\mu_{d23}R_d^4}{2t}\left[1-\left(\frac{R_{co}}{R_{co}}\right)^4\right]|\omega_2|+\frac{2\pi\tau_{yd23}}{2}\left(R_d^3-R_{co}^3\right)+2\pi R_d^2 t_d(\tau_{yd24}+\mu_{d24}\frac{|\omega_2|R_d}{t})$ (3-3)Similar for BMRA2: $T_{o2} = T_{d1} - T_{d2} + T_{s1} - T_{s2}$ (3-4) $\boldsymbol{T_{d1}} = \frac{\pi \mu_{11} R_{c11}^4}{2t_{-}} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{-i}}\right)^4 \right] |\omega_1| + \frac{2\pi \tau_{y11}}{3} (R_{c11}^3 - R_i^3) + \frac{\pi \mu_{12} R_{c01}^4}{2t_{a}} \left| 1 - \left(\frac{R_{c11}}{R_{c01}}\right)^* \right| |\omega_1|$ $+\frac{2\pi\tau_{y12}}{3}(R_{co1}^3-R_{ci1}^3)+\frac{\pi\mu_{13}R_{ci2}^4}{2t_{\pi}}\left[1-\left(\frac{R_{co1}}{R_{ri2}}\right)^4\right]|\omega_1|+\frac{2\pi\tau_{y13}}{3}(R_{ci2}^3-R_{co1}^3)+\frac{\pi\mu_{14}R_{co2}^4}{2t_{\pi}}\left[1-\left(\frac{R_{ci2}}{R_{ri2}}\right)^4\right]|\omega_1|$ $+\frac{2\pi\tau_{y_{14}}}{3}(R_{co2}^3-R_{co1}^3)+\frac{\pi\mu_{15}R_d^4}{2\tau_{r_a}}\left[1-\left(\frac{R_{co2}}{R_d}\right)^4\right]|\omega_1|+\frac{2\pi\tau_{y_{15}}}{3}(R_d^3-R_{co2}^3)+2\pi R_d^2 t_d(\tau_{d16}+\mu_{16}\frac{|\omega_1|R_d}{\tau_{r_a}})$ (3-5) $T_{d2} = \frac{\pi \mu_{21} R_{c11}^4}{2t} \left| 1 - \left(\frac{R_i}{R_{c12}}\right)^4 \right| |\omega_2| + \frac{2\pi \tau_{y21}}{3} (R_{c11}^3 - R_i^3) + \frac{\pi \mu_{22} R_{c01}^4}{2t} \left| 1 - \left(\frac{R_{c11}}{R_{c12}}\right)^4 \right| |\omega_2|$ $+\frac{2\pi\tau_{y22}}{3}(R_{co1}^{3}-R_{ci1}^{3})+\frac{\pi\mu_{23}R_{ci2}^{4}}{2t_{c}}\left[1-\left(\frac{R_{co1}}{R_{ci2}}\right)^{4}\right]|\omega_{2}|+\frac{2\pi\tau_{y23}}{3}(R_{ci2}^{3}-R_{co1}^{3})+\frac{\pi\mu_{24}R_{co2}^{4}}{2t_{c}}\left[1-\left(\frac{R_{ci2}}{R_{co2}}\right)^{4}\right]|\omega_{2}|$



Figure 3.2. Geometric parameters of BMRA1 Figure 3.3. Geometric parameter of BMRA2

3.2 Optimized design for the BMRA.

The objective function of BMRA (m_b)

 $m_b = V_{d1}\rho_{d1} + V_{d2}\rho_{d2} + V_h\rho_h + V_{s1}\rho_{s1} + V_{s2}\rho_{s2} + V_{MRF}\rho_{MRF} + V_c\rho_c$ (3-7)

Where: V_{d1} , V_{d2} are the volume of disc 1, 2.

 V_h is the volume of housing.

 V_{s1} , V_{s2} are the volume of shaft 1, 2.

 V_{MRF} is the volume of MRF.

 V_c is the volume of coil.

The corresponding density are ρ_{d1} , ρ_{d2} , ρ_h , ρ_{s1} , ρ_{s2} , ρ_{MRF} , ρ_c .

- Design variable: all the main geometrical parameters of BMRA.
- Constraint condition: the output of BMRA is $T_b \ge 5$ Nm.

3.2.1 The objective optimization.

Using the First Order method (Figure 3.4). The Ansys optimization tool converts the constrained optimization problem to the unconstrained through the Penalty function. The unconstrained equivalent objective function has the equation:

$$Q(x,q) = \frac{OBJ}{OBJ_0} + \sum_{i=1}^{n} P_x(x_i) + q \sum_{i=1}^{m} P_g(g_i)$$
(3-8)

 OBJ_0 is the value of the objective function with the initial design variables, q is the surface parameter, P_x is the penalty function for design variable x, P_g is the penalty function for state variable.



Figure 3.4. Flow chart for optimization using thr First Order method

The meshing is determined by the number of elements per line while the number of elements divided on each line is greater than or equal to 10, the simulation results have converged. When the mesh elements increase from 10 elements to 12 elements, the error is only about 0,2 % and ensure the desired convergence. The finite element model analyzes magnetic circuits (Figure 3.5). The fill rate of coils is taken by 80 % while the magnetic field loss is assumed to be 10 % based on experimental experience. The convergence rate of optimization is set to 10 %. The results of BMRA's magnetic flux density are at an optimal level (Figure 3.6).





Figure 3.6. Distribution of magnetic flux density of the BMRAs at the optimum

The convergence results of the BMRA (Figure 3.7), $T_b \ge 5$ Nm with 2% accuracy, the number of iterations is 40. The torque passed from disc 1 is slightly higher than the output torque (7,4 % in the case of BMRA_[27], 13% in the case of BMRA1 and 7% in the case of BMRA2). It is clear that the transmission torque difference of BMRA_[27] is smaller than that of BMRA1 because BMRA_[27] uses a magnetic separator.



Figure 3.7. Optimization solutions of BMRAs with required braking torque

Table 3.1. Opti	imal solution of BMRAs with required	l output torque 5 Nm
BMDA Tupo	Design Peremeters (mm)	Characteristics

BMRA Type	Design Parameters (mm)	Characteristics
BMRA_[27]	$t_c = 6,3; h_c = 6,1; L_{a1} = 5,0; L_{a2} = 0,5$	$T_{max} = 4,96 \text{ Nm}$
	$R_i = 36,3; R_o = 50,2; t_d = 11,9$	$m_{max} = 3,21 \text{ kg}$
	$R = 61,8; t_0 = 3,8; t_h = 3,1; L = 32,2$	$P_w = 21.8 \text{ W}; R_c = 49 \Omega$
BMRA1	$w_c = 5,6; h_c = 7,65; R_{ci} = 40,7$	$T_{max} = 4,97 \text{ Nm}$
	$R_i = 21,5; R_0 = 52,8; t_d = 4,2$	$m_{max} = 2,64 \text{ kg}$
	$R = 55,6; t_0 = 2; t_h = 5,83; L = 34,8$	$P_w = 19,8W; R_c = 3,2 \Omega$
BMRA2	$w_{c1} = w_{c2} = 4,25; h_{c1} = 7,4$	$T_{max} = 4,98 \text{ Nm}$
	$h_{c2} = 6,2; R_{ci1} = 29; R_{ci2} = 47,5$	$m_{max} = 2,1 \text{ kg}$
	$R_i = 20; R_0 = 56,6; t_d = 4; R = 59,4$	$P_w = 24 \text{ W}; R_{c1} = 1,68 \Omega$
	$t_o = 2; t_h = 3,2; L = 24,3$	$R_{c2} = 2,16 \ \Omega$

Applying the First Order method (Figure 3.4) and the result is given by Figure 3.8. The large output torque level leads to the mass of BMRA_[27] is always higher than that of BMRA proposed. BMRA2's power consumption is always smaller than BMRA's other and BMRA1's power consumption is always smaller than BMRA_[27]. The parameter of outer radius (R) of BMRA_[27] is higher than that of BMRA1 and BMRA2 at T > 5 Nm. With T< 5Nm, the outer radius of BMRA_[27] is slightly smaller than that of BMRA2. Besides, the overall length (L) of BMRA2 is significantly smaller than that of BMRA's other. When the output torque is high, the total length of BMRA_[27] is smaller than that of BMRA1. When T < 5 Nm, it becomes larger.



Figure 3.8. Optimal results of BMRA as a function of maximum torque3.2.2 Multi-objective optimization for BMRA.

Applying the non dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II) [24]. Optimal schema (Figure 3.9). The Pareto diagram of the optimal solution shows in Figure 3.10 when the parameters of NSGA-II is set is as follows: the number of maximum iterations is 20, the proportion of cross equal to 0,7%, the percent mutation is 0,005, the mutation rate is 0,02.



Figure 3.9. Flow chart of multi-objective optimization of the BMRAs using NSGAII

The result in Figure 3.10 depicts the optimal result is very close to the desired result. It is implemented with 50 random sets of design variables. From the result, the design parameter values of the best case will be chosen as the initial value of the design variable in the first-order algorithm.



Figure 3.10. Optimal results of multi-objective optimization of the BMRA

3.3 Design and complete experimental system of BMRA2.

The complete experimental system is depicted by Figure 3.11



3.4 The experimental results and evaluation.

In terms of the results of the output torque, when current is not applied to the coils (Figure 3.12), one varies from 0 to - 0,22 Nm. The negative value means the output torque in the same direction of shaft 1. Since the diameter of the input shaft 1 is larger than input shaft 2. The torque response time in off-state is about 30 ms. This response time is due to the mechanical delay of the BMRA.

When the coils on the side of disc 1 is applied by step current, the level change is 0,25A between 0,5A and 2,5A. At 0,5s, the output torque response of the BMRA (Figure 3.13) is approximately 0,2s. The measured average output torque of BMRA at 2,5 A current is about 5,1 Nm larger than the optimal design of 4,98 Nm. The reasons are the inaccurate estimation of frictional and transmission torque or magnetic field losses. From Figure 3.14 shows the result of simulated output torque as a function of applied current, we can see that the measured output torque is also consistent with the simulated torque and the error ranges from 1,5% to 5%. From Figure 3.13, we can see that in all cases the stable value of the measured torque is almost reached at 1,05 s. Thereby, the response time of the output induction torque is about 0,55s, the mechanical response time is 30ms.





Proceeding similarly for disc 2, we have the results shown by Figure 3.15 and Figure 3.16. The response time of applied current is about 0,2 s. The average output torque at 2,5 A current reaching 4,7 Nm is slightly less than the above disc 1 and the torque is about - 0,25 Nm in off-state. The measured and simulated

output torque compared to the current which is shown in Figure 3.16 and it is suitable with simulated torque and the error is less than 5%.

The results from Figure 3.14 and Figure 3.16, the output torque of BMRA measured is shown by Figure 3.17. The results illustrate the output torque of both sides which can be controlled by the current applied to the coils. Particularly, if the output torque is less than - 0,22 Nm, the current is applied to the coils of the disc 1. On the contrary, if the output torque is greater than - 0,22 Nm, the current is applied to the coils of the disc 2. From Figure 3.18, if the current 0,2A is applied



Figure 3.17. Bidirectional measured output torque as a function of applied current



to the coils of disc 2, we can reject the off-state torque of BMRA2, and then the output torque which is zero. However, the error is caused by interference about +/- 0,09Nm. This interference error comes from the measuring device and the current applied to the coils is unstable. The results of the test show that the simulation error is less than 5%. The response time of the output torque is about 55 ms when the mechanical delay is 30 ms. This level is suitable for real force feedback systems.

Chapter 4 DEVELOPMENT OF JOYSTICK 3D FORCE FEEDBACK SYSTEM USING MRF

4.1 Structure and principle of operation of 3D system.

On the basis of the model [36], the author has developed a force-feedback 3D joystick system (Figure 4.1) with the following characteristics:

- *Design*: two BMRAs is arranged on two X and Y axes to represent the torque T_x , T_y , LMRB is arranged on Z axis to represent force F_b
- Analysis: the 3D force feedback analysis on the system is performed.
- *Control*: build controllers for the system. Thereby, the feedback force of the system is evaluated.





Figure 4.1. Dynamic diagram of 3D feedback system

The system works as follows: the output shafts of the two BMRAs are connected with the two axes of the gimbal mechanism (4), the gimbal mechanism via joystick (C) integrated with LMRB (3), while the LMRB's housing is connected with the Y axis body of the gimbal mechanism through the pivot pin and rotates along the Y axis gap (plane I), the joystick is placed in the X axis gap of the gimbal mechanism and moves along this gap (plane II). The operating angle of the joystick is from - 60° to $\pm 60^{\circ}$.

4.2 Calculation of torque/force for BMRA, LMRB.

4.2.1 Calculate torque for BMRA.

On the foundation of BMRA2 studied in Chapter 3 [37], the author chooses BMRA (Figure 4.2). Calculation of the BMRA's output torque is similar to BMRA2.

4.2.2 Calculate the braking force LMRB.

The structure of LMRB in Figure 4.3. Working principle of LMRB: the brake Ref Ref Let Li



shaft will be slid on two bearings at both ends, the gap between the shaft and the

LMRB body will be filled with MRF, on the LMRB body is arranged with two coils. To prevent the MRF from leaking out, so two O-rings are arranged at the ends of the LMRB. The braking force of the LMRB can be determined by the following (2-10):

$$F_{sd} = \frac{2\pi . \mu . R_{sl} . L . u}{t} + 2(\pi R_{sl} L \tau_y + F_{or})$$
(4-1)

The friction force between shaft and O-ring: $F_{or} = f_c L_o + f_h A_r$ (4-2)

4.3 Optimization calculation for BMRA and LMRB.

4.3.1 Optimal design of the BMRAs.

Objective function: $V_{BMRA} = \pi R^2 L \text{ (constraint : } T_b \ge T_{br})$ (4-3)

R is the BMRA outer radius; *L* is the effective width of the BMRA; T_{br} is the required output torque and is determined by the feedback force in each direction.

$$T_{br} = l_{max} F_{max} \tag{4-4}$$

Where: F_{max} is the desired maximum feedback force in each direction chosen by 20 N, l_{max} is the maximum length of the joystick of 200 mm, the maximum output torque is required by 4Nm. The maximum output torque required by the BMRA is set to 5 Nm to compensate for the inaccuracies of model and power loss.

BMRA's design variables such as heights of coil (h_{c1} , h_{c2}), coil with (w_c); the outer and inner radius of the disc (R_{do} , R_{di}); disc thickness (t_d); Thickness of housing (t_0); Thickness of the outer housing (t_h); in addition, $t_g = 0.8$ mm and $t_w = 0.6$ mm are empirically chosen.



Figure 4.4. Effective volume, mass and output torque

The BMRA optimization of the 3D joystick system is similar to the optimization of BMRA2 presented in chapter 3. The optimal results presented by Figure 4.4 show the maximum output torque. It is constrained by $T_{br} \ge 5$ Nm with an accuracy of 2%.

Table 4.1. Optimal results of the BMRAs.

Design variable (mm)	Characteristics
$w_{c1} = w_{c2} = 4,25; h_{c1} = 7,4; h_{c2} = 6,2; R_{c1} = 29$	$T_{max} = 4,99 \text{ Nm}; P_w = 24 \text{ W}$
$R_{ci2} = 47,5; R_i = 20; R_o = 56,6; t_d = 4; R = 59,4$	$V = 269 \text{ cm}^3; m_b = 2,05 \text{ kg}$
$t_h = 3,2; L = 24,3; t_w = 0,6; t_g = 0,8$	$R_{c1} = 1,68 \ \Omega; R_{c2} = 2,16 \ \Omega$

4.3.2 Optimal design of the LMRB.

From the above issues, finding the optimal values of the main dimension of LMRB so that the initial state force is diminished to the lowest and is determined by the following formula: $F_{d0} = \frac{2\pi\mu_0 R_{sl}L_d u}{t} + 2(\pi R_{sl}L_d \tau_{y0} + F_{or})$

With constraints : $F_b \ge F_{br}$, và $R_l \le 30$ mm.

The parameters of height (h_{cl}) , width (w_{cl}) , chamfer (c_r, c_l) , core length (L_{po}, c_l) L_{pi} , radius of shaft (R_{sl}) and thickness of housing (t_h). They are selected to make design variables when optimizing LMRB. The same is the optimal solution for LMRB with maximum braking force of 25N, MRF gap size equal to 0,6 mm, thin-wall thickness is 0,5 mm. The finite element model using the axis-symmetric couple element (PLANE 13) of the commercial ANSYS software were used and are shown in Figure 4.5. The magnetic density distribution of the LMRB is shown in Figure 4.6.





Figure 4.5 Finite element model for magnetic analysis of the LMRB Figure 4.6. Magnetic flux density of the brake at the optimum.

The optimal results are shown in Figure 4.7. It can be seen that the convergence occurs after the 39th iteration, at which point the off-state is 4,95 N. The maximum brake force is 24,94 N which is roughly equal to the force required with radius R = 14.8 mm. It is less than the constrained value.

Table 4.2. Optimal results of the LMRB.

<u> </u>	
Design variable (mm)	Characteristics
	$F_{tinh} = 4,95 \text{ N};$ $F_{max} = 24,94 \text{ N}$ $m_b = 0,2 \text{ kg}; P_w = 4,5$ $W R = 2,3 \Omega$



4.4 The force analysis of the force feedback 3D system.

The kinematic diagram of the joystick of the force feedback system is shown in Figure 4.8. The arbitrary position of joystick is P (x_p , y_p , z_p) with the Z axis of length *l*. If we rotate by angle ϕ_x following the X axis and ϕ_y following the Y axis, the position of the active point P is determined by:

$$r_{P} = \begin{bmatrix} x_{p} \\ y_{p} \\ z_{p} \end{bmatrix} = R_{XY} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} lc(\phi_{x}) s(\phi_{y}) \\ -ls(\phi_{x}) \\ lc(\phi_{x})c(\phi_{y}) \end{bmatrix}$$
(4-5)





Figure 4.8. Kinematic diagram of the joystick

Where R_X và R_Y are the X and Y axis of rotation matrices, respectively.

$$R_{XY} = \begin{bmatrix} c(\phi_y) & s(\phi_x)s(\phi_y) & c(\phi_x)s(\phi_y) \\ 0 & c(\phi_x) & -s(\phi_x) \\ -s(\phi_y) & c(\phi_y)s(\phi_x) & c(\phi_x)c(\phi_y) \end{bmatrix}$$
(s: sin; c: cos) (4-6)

The arbitrary position of the control joystick, the output torque and force are determined by:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ F_b \end{bmatrix} = -J_{XY}^T R \begin{bmatrix} F_{X2} \\ F_{Y2} \\ F_{Z2} \end{bmatrix}; \quad J_{XY} = \begin{bmatrix} 0 & z_p & x_p/l \\ -z_p & 0 & y_p/l \\ y_p & -x_p & z_p/l \end{bmatrix}$$
(4-7)

 $F_b = -F_{z2}$; T_x, T_y are two functions of F_{x2} and F_{y2}

4.5 Design and manufacture the force feedback 3D system.

When there are optimal parameters of BMRA and LMRB, the author implemented, assembled and completed the experimental system of the force feedback 3D joystick system shown in Figure 4.9

4.6 The experimental results.

V-axis AC motor BMRA_Y X-axis AC motor Handle Force sensor JD LMRB -

Encoders Encoders BMRA_X Bevel Gears
Figure 4.9. The 3-DOF haptic joystick prototype

The experimental model of the 3D force feedback control joystick (Figure 4.10).

The results from Figure 4.11 can calculate the average stability of the initial state output torques as -0,218 Nm and -0,215 Nm respectively. The negative value means that the output torque is in the same direction with shaft 1 of BMRA.



Figure 4.10. Experimental setup of the 3D spherical force-feedback system



Figure 4.11 Off-state measured torque of the BMRAs

From the output torque of the test results of BMRA_x as a function of current. The author applies a 3rd order approximation curve in order to calculate the current applied for the coil of BMRA_x with the output torque (4-8),(4-9). The results are shown by Figure 4.12.

$$I_x = -(0,1914 + 0,9367T_x + 0,2157T_x^2 + 0,0261T_x^3) \quad (T_x \le -0,218 \text{ Nm})$$
(4-8)

 $I_x = 0,1921 + 0,72153T_x - 0,18035T_x^2 + 0,02778T_x^3 (T_x > -0,218 \text{ Nm})$ (4-9) In terms of the Y axis, it can be shown in Figure 4.13 by (4-9), (4-10) $I_y = -(0,1927 + 0,9302T_y + 0,2115T_y^2 + 0,0252T_y^3) (T_y \le -0,22 \text{ Nm})$ (4-10)

 $I_y = 0,1958 + 0,72954T_y - 0,18798T_y^2 + 0,0261T_y^3 \quad (T_y > -0,22 \text{ Nm})$ (4-11)

The magnitude of the LMRB force is calculated as the average value of input/output force. At I= 2.5A, the measured force is 25,3 N, while the simulated force is 24,98 N. the off-state force is 5,35 N while the simulated force is 4,95 N. At I = 2,0 A applied, the magnitude of the effect force is 23,0N larger than the required maximum force. Using the 3^{rd} approximation public curve, it is shown in Figure 4.14.

$$\begin{split} I_b &= -0.99805 + 0.24302 |F_b| - 0.01246 |F_b|^2 + 0.000329 |F_b|^3, (|F_b| > 5.35 \, N) (4\text{-}12) \\ I_b &= 0 \ when \ |F_b| < 5.35 \, N \end{split}$$







Figure 4.13. Applied current as a function of measured output torque of the BMRA_y



Figure 4.14. Applied current vs output force of the LMRB

4.7 Force feedback controller for 3D joystick system.4.7.1 Design of open loop controller for force feedback system.

To control the desired tangential feedback force to operator, the author proceeds to build open-loop controllers (Figure 4.15) and to record the tangential feedback force at arbitrary position of joystick. The angular position of the joystick axes is measured by an angle's code set, while the length of the joystick is measured by linear gauge. The position of the joystick is determined by:

$$r_p = [x_p, y_p, z_p]^T = R[0, 0, l]^T$$
(4-13)

Where R is the sum of the rotation matrix of the joystick with global coordinate. The sampling time is $\Delta t = 0.01(s)$.

The matrix R is rewritten as follows: $R(t + \Delta t) = R(\Delta t)R(t)$

Then $R(\Delta t)$ can be approximated as follows:

$$R(\Delta t) = R_{d\phi_x} R_{d\phi_y} = \begin{bmatrix} c(d\phi_y) & s(d\phi_x)s(d\phi_y) & c(d\phi_x)s(d\phi_y) \\ 0 & c(d\phi_x) & -s(d\phi_x) \\ -s(d\phi_y) & c(d\phi_y)s(d\phi_x) & c(d\phi_x)c(d\phi_y) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 9 & d\phi_y \\ 0 & 1 & -d\phi_x \\ -d\phi_y & d\phi_x & 1 \end{bmatrix}$$
(4-14)

LMRB feedback force is measured separately in Figure 4.16. Therefore, we can see that the desired normal force (F_{z2}), the braking force LMRB (F_b) is determined by $F_b = F_{z2}$. The results of Figure 4.17 illustrate the measured feedback tangential forces relatively great and compared with the desired forces. However, there is still a delay of about 30 ms from the desired value due to the mechanical delay of the torque response of the BMRA. The second step, the initial position ($x_p = 0$, $y_p = 0$, $z_p = 200$ mm). An arbitrary movement of the joystick from the operator is performed and the force from the operator is measured by a 3D force sensor.

The results are shown in Figure 4.18. Within these results, we can see that there is a delay of about 30 ms between the measured value and the desired value. Compared to the outcome in the case of the fixed joystick, the tangential force is slightly higher, so the movement of the joystick is unstable. With regard to the normal force, the system can not reflect a force of magnitude which leads to less than 5,3 N because of the frictional off-state force. The leap from the value of the feedback force to zero is caused by the change in direction of the force when measuring.



Figure 4.15. Open-loop controller for force feedback BMRAs



Figure 4.16. Open-loop controller for force feedback LMRB



Figure 4.17. Experimental results of BMRA



Figure 4.18. Experimental results of the feedback forces.

4.7.2 Design of closed loop controller for force feedback system.

From the outcomes of the output torque are used to determine the mathematical model by MATLAB software. The step response and the recognition result of the BMRA's and LMRB's system are shown in Figure 4.19. As the results, It can be seen that the measured driving torque is very close to the driving torque from the recognition model.

• In terms of BMRA the following applies: $a\ddot{T} + b\dot{T} + T = f(I)$ (4-15) With a = 1/26590; b = 2452/26590 $f(I) = 0,01025 - 0,53308 * I - 1,63852 * I^2 + 0,42608 * I^3$ (*T* is the desired torque, *I* is the applied current).

• For LMRB the following applies: $\ddot{cF} + d\dot{F} + F = g(I)$ (4-16) With c = 1/649,5; d = 60,69/649,5 $g(I) = 5,01899 + 9,75739 * I + 1,28363 * I^2 - 0,796 * I^3$ (*F* is the desired

 $g(I) = 3,01099 + 9,75759 * I + 1,28305 * I^2 = 0,796 * I^2$ (F 1s force, I is the applied current).



It should be noted that the normal feedback force is always equal to the damping force and separates from the tangent force. So equation (4-7) can be written as:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \end{bmatrix} = -[J^T R]_{22} \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix}; F_b = F_{z2}$$
(4-17)

 $-[J^T R]_{22}$ is the 2x2 submatrix of the main matrix $-[J^T R]$. The parameters of the joystick (r_P), matrix J_{XY} , R, T_x , T_y , the desired force F_{x2} , F_{x2} , the closed-loop controller to reflect the desired feedback force is depicted by Figure 4.20.



Figure 4.20 Closed loop controllers for desired forces

The PID controller, the current is determined as follows:

 $I(t) = k_P e(t) + k_I \int e(t) + k_D \dot{e}(t)$

• Where k_P , k_I , and k_D are the proportional, integral, and derivative gains, respectively; e is the error between the input and output values. To evaluate the effectiveness of the controller, the author uses ITAE (Integral of Time Weighted Absolute Error) which is the integral of the time deviation. It is determined by: $ITAE = \int_0^\infty t |e(t)| dt$ (4-19)

Where t is the simulation time; e(t) the error time. From the optimal values performed on MATLAB SIMULINK in order to the ITAE criterion which is minimum.

Bång 4.3. Tuning parameters of k_p , i_r , k_d

8	01		1
BMRA_x	$k_P = 10$	$k_I = 0$	$k_D = 8$
BMRA_y	$k_P = 9$	$k_I = 0$	$k_D = 7$
LMRB	$k_P = 9$	$k_I = 0$	$k_D = 2$

Through the value of the coefficient, we can see that the integral stage has not



(4-18)



significantly influenced, so it is actually just a PD contronller. The consequences in Figure 4.21 illustrate the error of the system is 8%. The following force of the PID fluctuates continuously around the desired force caused by the continuity of the current of each actuator.

• SMC controller for the force feedback [33]

The general equation: $\ddot{T} + b\dot{T} + T = u(I)$

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

So $\dot{x}_2 = \frac{u}{a} - \frac{x_1}{a} - \frac{bx_2}{a} + d$ (4-20)

 $[x_1 x_2]$ is the state vector; *u* is the input control; a,b are parameters determined from the system identifier. Chose a = 1/26590, b = 2452/26590

d: includes the disturbed system and uncertainty, $|d| \le D$

The slip surface is determined by: $s = ce + \dot{e}$ (4-21)

Where e is the error to be determined by: $e = x_d - x$

 x_d : the desired value; x: the measured value; c: slope coefficient (c > 0)

The sliding surface is defined as follows:

$$u = a \left[k sign(s) + c \dot{e} + \dot{x}_{2d} + \frac{x_1}{a} + \frac{b x_2}{a} \right]$$
(4-22)

The stability of the system using the Lyapunov function as follows: $V = \frac{1}{2}s^2$

$$\dot{V} = s(-ksign(s) - d) = -k|s| - sd$$
 (4-23)

When Khi $k \ge D$ then $\dot{V} = -k|s| - sd \le 0$ stable system.

From the optimal values performed on MATLAB SIMULINK in order to the ITAE criterion which is minimum.

Bång 4.4. Tuning parameters of c, k

BMRA_x	<i>c</i> = 15	<i>k</i> = 14
BMRA_y	<i>c</i> = 14	<i>k</i> = 197
LMRB	<i>c</i> = 17	<i>k</i> = 10

The experimental results with error of the system using SMC is 4%. From the outcome shown in Figure 4.21 and 4.22, the PID and SMC controllers of



4.22, the PID and SMC controllers of **Figure 4.22.** Experimental results using SMC the sine function are 3Hz respectively. Regarding the SMC unit, the desired force

is better and the error is as small as 4%. It is also less than PID to 8%. It leads to a system with disturbed and unstable structure, PID can not solve all these drawbacks. However, the input current of the SMC controller is smoother than the PID controller. Moreover, the SMC controllers can restrict the disturbance, uncertainty, and variability of the system. In both controllers, it can be seen that the actual force Fz can not follow the required force with the force less than 5,3N.

Chapter 5 DEVELOPMENT OF A 3D FORCE-FEEDBACK MANIPULATOR SYSTEM

5.1 Stucture and working principle.

From the practical demand, the research team has developed the 3-DOF spherical force feedback system (Figure 5.1). The arm mechanism consists of the waist revolute joint (joint-01), the shoulder revolute joint (joint-02), the arm prismatic joint

(joint- 03). On the axis of the joint-01 Figure 5.1. Configuration of manipulator system put an MRB_01 used to reflect the desired horizontal tangential force, Regarding to joint-02, it was fit the MRB_02 to reflect the tangent force and the desired height. On the arm prismatic joint was fit by the LMRB. The maximum reflected force in each direction is taken by 40 N and the operator's ability was taken into account. Since the torque of the MRB is 8 Nm.

5.2 Design for 3D force feedback manipulator system.

5.2.1 Design for MRB.

5.2.1.1 Stucture and working principle.

The brake structure was erected in the shape of the tooth- shaped brake disc as shown in Figure 5.2. The purpose is sharp increase the contact surface between the MRF and the brake



Figure 5.2. Configuration of MRB



disc and the brake's housing, thereby making the huge torque and the significantly reduce mass.

5.2.1.2 Calculating torque for MBR.

According to the calculation of the torque the on the inclined gap illustrated in charpter 2, the proposed MRB is shown in Figure 5.2.



Figure 5.3. Moment calculation structure for MRB

The MRB torque is calcualted as:

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

The torque components of the the brake includes men T_{Ei} , T_{li} and T_c which are determined as follows:

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

$$T_{Ii} = 2\pi \left(R_i^2 l + R_i l^2 \sin\phi + \frac{1}{3} l^3 \sin^2 \phi \right) \tau_{yIi} + \frac{1}{2} \pi \mu_{Ii} \frac{\pi}{d} \left(4R_i^3 + 6R_i^2 l \sin\phi + 4R_i l^2 \sin^2 \phi + l^3 \sin^3 \phi \right); \quad (1,3,5,7,9)$$
(5-3)
$$T_c = 2\pi R_{11}^2 (b + 2h) (\tau_{yc} + \mu_c \frac{\partial R_{11}}{d})$$
(5-4)

Where R_i is the radius of the ith point; l is the length of the incline, , ϕ is the angle of the inclination, h is the height of the teeth.

The frictional torque caused by the seal is calculated in (2-11):

$$T_s = 0.65(2R_s)^2 \omega^{1/3}$$

5.2.2 Design for LMRB.

The manipulator system mentioned as above, it is the LMRB's design requirements are in chapter 4 [38] which was presented and manufactured an experimental sample. The outcomes of the experimental sample are quite great. Although the author does not mention again, the author only selects the new braking force to be F = 40 N.
5.3. Optimizing brakes for 3D manipulators.

5.3.1 Optimal Design of MRB.

The minimum mass of the brake:

$$m_b = V_d \rho_d + V_h \rho_h + V_s \rho_s + V_{MR} \rho_{MR} + V_c \rho_c \tag{5-5}$$

- Braking torque constraint: $T_b \ge T_{brr}$
- Design variable limits: : $x_i^L \le x_i \le x_i^U$, (i = 1, 2, ...n)

Where V_d , V_h , V_s , V_{MR} and V_c are respectively the volume of the disc, the housing, the shaft, the MRF, and the coil of the brake; ρ_d , ρ_h , ρ_s , ρ_{MR} and ρ_c care the density of materials for the discs, the housing, the shaft, the MRF, and the coil, respectively; x_i^L và x_i^U are the lower and upper bounds of the corresponding geometric design variable xi of MR brakes; *n* is the number of design variables; and T_{br} is the required braking torque.

In the optimal design problem, important parametric dimensions of the MR brakes such as the height and width of the coil (h_c, w_c), the disc outer radius R_0 , the inner tooth radius R_1 , the geometric dimensions of the tooth (height, top thickness, bottom thickness), the disc thickness t_d ,... were chosen as design variables. The other parameters including $t_g = 0.6$ mm, $t_w = 1$ mm are selected from the initial. During the optimization process, a current of 2,5 A was applied to the coil in order to take safe working conditions into consideration. It is also to be noted that the filling proportion of the coil was set as 70%, while the magnetic loss was assumed to be 10% based on empirical experience. Although the maximum induced braking torque was constrained to be better than 10 Nm, the braking torque required is 8 Nm. The convergence rate was set as 0,1%. The magnetic circuit analysis model, the magnetic distribution density of the MRB is very alike and the one is illustrated in Figure 5.5. and Figure 5.6



Figure 5.4. Finite element model for magnetic analysis

 Table 5.1. Optimal results of the MRB

Design Variable (mm)	Characteristics
$w_c = 5,52; h_c = 15,8;$	$T_{bmax} = 10$ Nm;
<i>R</i> = 34,5; <i>L</i> = 35,8	m = 1,03 kg
$t_h = 4,6; t_w = 1,0;$	$T_{t\tilde{t}nh} = 0,1$ Nm;
$R_i = 10; R_d = 31,2$	$P_w = 37 \text{ W};$
$R_s = 6,0; t_d = 2,0;$	$R_c = 2,9 \ \Omega$
$h = 2,6; t_{w1} = 3,2;$	
$t_{w2} = 4,6$	



Figure 5.5. Magnetic flux density of the brake at the optimum



5.3.2 Optimal Design of LMRB.

Some calculation parameters need to be appropriately chan ged as $t_g =$ 0,8 mm, $t_w =$ 0,5 mm. Similar to the optimal design illustrated in the previous parts, the finite element model and the magnetic flux distribution of the LMRB are shown



in Figure 5.7, Figure 5.8. The optimal outcomes of the maximum required braking force of 40N are achieved as shown in Figure 5.9.

Table 5.2. Optimal results of the LMRB	3.
--	----

Design Variable (mm)	Characteristics
$w_{cl} = 1,5; h_{cl} =$	$F_{max} = 40 \text{ N};$
11,3; $ch_1 = 3,7;$	m = 0,46 kg
$ch_2 = 5; R = 21,8;$	$F_t = 6,0N;$
$L = 39,2; t_w = 0,5;$	$P_w = 11,5 \text{ W};$
$R_{sl} = 5;$	$R_c = 2,5 \ \Omega$





Figure 5.7. Finite element model for the magnetic analysis

Figure 5.8. Magnetic flux density of LMRB

5.4 Design and manufacture of 3D force feedback system.

5.4.1 Design for MRB and LMRB.

After there were the optimal geometrical parameters, the author designs the MRB, LMRB as well as completes the proposed force feedback manipulator system.

5.4.2 Completing the manipulator model. (Figure 5.10)

5.5 The torque result of MRB and force LMRB.

The experimental system (Figure 5.11). During the experiment, the arm is rotated around the joint-01 and the average value of the force which is at different values of the applied current has been recorded.







Figure 5.11. Experimental system for 3 DOF manipulators

The torque v alues of the MRB, LMRB are shown in Figure 5.12 and 5.13 respectively.

Regarding the results, we can see that the torque of each shaft of all brakes responds very well. However, there are still some times when the response is awful due to instability of the system or unstable operation.



5.6 Control Design for the Force Feedback System.

To reflect the desired forces, the open-loop controller should help us mirror the desired tangential force (Figure 5.15) and the normal force (Figure 5.16).



Figure 5.15. Block diagram of the control system for tangent force



Figure 5.16. Block diagram of the contrlo system for radius force

Regarding to the informations of the code set's the values of angle θ , it leads to the arm radius r determined and the torque of MRB_01 (T_w), MRB_02 (T_{sh}) are calculated by the formula (5-6), (5-7):

$$T_w = F_h.r.\cos\theta \tag{5-6}$$

$$T_{sh} = F_e.r \tag{5-7}$$

 F_h và F_e are the desired tangential force of the joint-01 and 02

The experimental results are shown in Figure 5.12, Figure 5.13. We can see that the braking torque of the MRB is almost saturated when a current I > 1,5 A. Applying the quadratic approximation curve leads to the currents applied to the coils of MRB_01 (I_w) and MRB_02 (I_{sh}) which are calculation formulas as (5-8) and (5-9) respectively:

$$I_w = -0.0245 + 0.1516T_w + 0.00177T_w^2$$
(5-8)

 $I_{sh} = -0.027 + 0.1543T_{sh} + 0.00155T_{sh}^2$ (5-9)

Similar to MRB, we can apply current I < 1,5 A to the LMRB. Simultaneously, applying the quadratic approximation curve leads to the current applied to the coils of the LMRB determined by equation (5-10):

$$I_r = -0.1707 + 0.03424F_r + 0.000169F_r^2$$
(5-10)

Using the current I < 1,5A and applying a function of the torque generated are shown in Figure 5.17, Figure 5.18, Figure 5.19



5.7 Experimental results.

It is noted that the voltage control signal ranges from 0 - 5 V, the output current varies from 0 - 2 A and the sample rate is set to 0,01 s. The outcomes of the Figure 5.20 illustrate the constant desired feedback force of 40 N is applied to each component of the feedback force, at 0,5 s. In terms of the horizontal force, the actual response is compared with the desired response and a maximum error of 4% with a response time of 0,24 s (Figure 5.20a). The radial force responded actually is compared with a maximum error of 6,5% and it is more fluctuation than before (Figure 5.20c).



Figure 5.20. Experimental results on the step response of the force feedback system.

The results of the desired sinusoidal feedback force for that component are shown in Figure 5.21, Figure 5.22 and Figure 5.23. Although the feedback force is quite great, the feedback force can not be less than 1,5N for MRB_01. At a

stable state, the maximum error of horizontal tangential force and height is about 4%. The radial force occupied by 6,5% with more fluctuations. However, due to the off-state torque and force of the MR brake, the system cannot reflect small force to the operator, which is 1,5 N for the horizontal fore, 1,8 N for the elevation force, and 6 N for the radial force. The maximum error of horizontal tangential force and elevation is accounted for 4%, the radial force occupied by 6,5%.

The experimental results show the proposed 3D spherical controller can provide the desired 3D feedback force for the operator. It is clear that the proposed controller can be effortlessly integrated with any passive robot in the remote control system. Combining parallel force with the position control of the system is proposed as above. The results in the potential application for remote control applications.



Figure 5.21. Experimental results of MRB_01 Figure 5.22. Experimental results of MRB_02 Figure 5.23. Experimental results of LMRB

Chapter 6 CONCLUSION 6.1 Conclusion.

In conclusion, this study focuses on designing, simulating, manufacturing and experimenting on new models. Simultaneously, the author carries out designing PID, SMC controllers for feedback force control of BMRA,MRB, LMRB which is applied in the force feedback system with optimization methods such as First Order, NSGA-II. The content of optimization includes optimizing the geometrical parameters of the mechanism and considering their properties and being capable of response in the main functions which the force feedback system should have such as the mass, torque generating. Through the initial results obtained, we can see that a lot of newly researched content is published in prestigious international journals. The topic has given a new direction on the applicability of MRF for the force feedback systems in general and the haptic systems in particular. However, there are still some issues that need to be researched further. The efficiency of the current structure is only about 90% due to many reasons which are manufacturing technology, assembly, and material homogeneity.

6.2 Recommendations and development direction of the thesis.

- Restrictions of the thesis:
 - The initial friction of the LMRB is still high
 - The feedback system has only developed to 3D
 - The new force feedback controller is not high.
- Theme development direction:
 - Development of a new LMRB mechanism that reduces the off-state force
 - Development of a 3D joystick system using three rotary actuators controlled by a single motor
 - Building a closed control system and applying modern control algorithms to enhance the quality of feedback force.

REFERENCES

[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] Zubieta M., Eceolaza S., Elejabarrieta M. J., Bou-Ali M. M. Magnetorheological fluids: characterization and modeling of magnetization. *Smart Materials and Structures*. 18(9), 095019. doi:10.1088/0964-1726/18/9/095019, 2009.

[6] Park J. H., Park O. Ok. Electrorheology and magnetorheology, *Korea-Aust Rheol.J.* 13(1), 13-17, 2001.

[7] Munoz B. C., Adams G. W., Ngo V. T., Kitchin J. R. Stable Magnetorheological Fluids, *US Patent* 6203717, 2001.

[8] J. Claracq, J. Sarrazin, J. P Montfort. Viscoelastic properties of magnetorheological fluids, *Rheologica Acta* 43(1), 38-43, 2004.

[9] 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.

[10] Từ Diệp Công Thành (Trường ĐH Bách khoa TP.HCM), Điều khiển Tele-Manipulator, *Tạp chí Phát triển KH&CN*, tập 13, số K5 - 2010.

[11] Nguyễn Ngọc Điệp, Nguyễn Quốc Hưng, Nguyễn, Viễn Quốc, Huỳnh, Công Hảo, Lê Duy Tuấn, Nguyễn Ngọc Tuyến, Lăng Văn Thắng. Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo mô hình tay máy sao chép chuyển động và phản hồi lực, *Hội nghị toàn quốc Máy và Cơ cấu, 2015, Thành phố Hồ Chí Minh*.

[12] Li W. H., Liu B., Kosasih P. B., Zhang X. Z. A 2-DOF MR actuator joystick for virtual reality applications, Sensors and Actuators, Vol.137, Issue 2, 308-320, 06/2007.

[13] Nguyen P. B., Oh J. S., Choi S. B. A novel 2-DOF haptic master device using bi-directional magneto-rheological brakes: modelling and experimental investigation, *International Journal of Materials and Product Technology*, 44(3/4), 216, 2012.

[14] 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.

[15] K. Toda, H. Furuse, Extension of Einstein's Viscosity Equation to That for Concentrated Dispersions of Solutes and Particles, *J Biosci. Bioeng.* 102(6), 524-528, 2006.

[16] Choi 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.

[17] Le D. T., Nguyen N. D., Le D. T., Nguyen N. T., Pham V. V., Nguyen Q. H. Development of Magnetorheological Brake with Tooth-Shaped Disc for Small Size Motorcycle, *Applied Mechanics and Materials*, 889, 508–517, 2019.

[18] Song B. K., Nguyen Q. H., Choi S. B., Woo J. K. The impact of bobbin material and design on magnetorheological brake performance, *Smart Materials and Structures*, 22(10), 105030, 2013.

[19] Division P. S. Rotary Seal Design Guide (Parker Hannifin Corporation), *Catalog EPS*, 5350, 2006..

[20] Brian E S 2005 Research for dynamic seal Friction modeling in linear motion hydraulic piston applications, *Master of Science Thesis University of Texas at Arlington, USA*.

[21] Raju Ahamed, Choi S. B., Ferdaus M. M. A state of art on magnetorheological materials and their potential applications, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 29(10), 2051-2095, 2018.

[22] J PHUONG PHAN DG.

[23] Mukhopadhyay A., Maulik U., Bandyopadhyay, S. Multiobjective Genetic Algorithm-Based Fuzzy Clustering of Categorical Attributes. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 13(5), 991–1005, (2009).

[24] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Trans. Evol. Comput.*, vol. 6, no. 2, pp. 182–197.2002.

[25] Deb K., Agrawal S., Pratap A., Meyarivan T. A Fast Elitist Nondominated Sorting Genetic Algorithm for Multi-objective Optimization: NSGA-II. *Lecture Notes in Computer Science*, 849–858, 2000), doi:10.1007/3-540-45356-3_8.

[26] V.I. Utkin, Variable Structure systems with Sliding Modes. IEEE Transaction on Automatic Control, 22, 2, 212-222, 1977.

[27] 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.

[28] E. Garcia, J. C. Arevalo, G. Muñoz, P. Gonzalez-de-Santos. Combining series elastic actuation and magneto-rheological damping for the control of agile locomotion, *Robotics and Autonomous Systems*, 59(10), 827-839, 25/06/2011.

[29] Scott Winter and M. Bouzit. Use of magnetorheological fluid in a force feedback glove, *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 2-8, 2007.

[30] Blake J., Gurocak H. B. Haptic Glove With MR Brakes for Virtual Reality, *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 14(5), 606-615, 11/2009.

[31] Oh J S, Choi S H and Choi S B, Design of a 4-DOF MR haptic master for application to robot surgery: virtual environment work, *Smart Material and Structures*, Vol.**23**(9),2014.

[32] Najmaei. N., Asadian. A., Kermani, M., Patel. R. Design and Performance Evaluation of a Prototype MRF-based Haptic Interface for Medical Applications, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1–1, 2015.

[33] V.I. Utkin, Variable Structure systems with Sliding Modes. IEEE Transaction on Automatic Control, 22, 2, 212-222, 1977.

[34] Najmaei. N., Asadian. A., Kermani, M., Patel. R. Design and Performance Evaluation of a Prototype MRF-based Haptic Interface for Medical Applications, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 1–1, 2015.

[35] 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, 1016410, 2017.

[36] 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.

[37] 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, 21/09/2020.

[38] 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, 01/12/2020.

LIST OF SCIENTIFIC PAPERS HAVE BEEN PUBLISHED

- 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, 21/09/2020.
- 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, *01/12/2020*.
- Diep B. Tri., Le D. Hiep, Vu V. Bo., Nguyen T. Nien., Duc -Dai Mai., Nguyen Q. Hung. A silding mode controller for force control of magnetorheological haptic joysticks, Modern Mechanics and Applications, LNME, pp. 1–13, 2022, https://doi.org/10.1007/978-981-16-3239-6_83.
- 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.
- 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, 1016410, 2017.
- 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.