

MÔ PHỎNG VÀ PHÂN TÍCH KẾT CẤU CỦA CƠ CẤU PHANH DẦU TỪ TRƯỜNG SIMULATION AND STRUCTURE ANALYSIS OF A MAGNETORHEOLOGICAL BRAKE

TS. Nguyễn Anh Ngọc^{1,a}, PGS. TS. Lê Hồng Quân^{1,b} và TS. Nguyễn Tiến Hán^{1,c}
¹Khoa Công nghệ Ô tô, trường Đại học Công nghiệp Hà Nội
^angocbk46@gmail.com

Tóm tắt. Cơ cấu phanh dầu từ trường là một loại phanh hiện đại sử dụng dầu từ trường (MR) làm môi chất trung gian. Cơ cấu phanh này có thể điều khiển được mô men phanh một cách nhanh chóng nhờ vào sự thay đổi của cường độ từ trường tác dụng vuông góc với các lớp dầu. Trong bài báo này, kết cấu của các chi tiết chính của cơ cấu phanh được mô phỏng và phân tích tính toán bền nhằm hoàn thiện thiết kế trước khi tiến hành sản xuất, lắp ráp và chạy thử nghiệm. Các điều kiện làm việc khắc nghiệt nhất với mô men phanh tối đa được đưa vào chương trình mô phỏng và tính toán kiểm nghiệm bền. Các thông số kích thước và vật liệu có được sau quá trình mô phỏng và tối ưu hóa mô men phanh cũng được đưa vào làm các thông số đầu vào chương trình. Theo lý thuyết phân tử hữu hạn, các yếu tố quan trọng như ứng suất, chuyển vị tương đối và biến dạng của các chi tiết trong cơ cấu phanh này cần được phân tích và đánh giá. Kết quả mô phỏng cho thấy rằng, ứng suất lớn nhất tại các khi vực tập trung ứng suất của các chi tiết cần đánh giá đều đảm bảo nằm trong giới hạn an toàn bền.

Từ khóa: Phanh dầu từ trường, Kiểm nghiệm bền, Phương pháp phần tử hữu hạn.

Abstract. Magnetorheological brake is a new device which uses magnetorheological fluid (MR) as a media liquid. This brake device can control the generated braking moment very fast based on the variable of magnetic field which affects perpendicularly with MR fluid layers. In this paper, the structure of major parts of the MR brake have been simulated and analyzed based on strength conditions to be prepared for manufacturing, assembling and testing. The hardest working conditions with maximum braking moment were inserted into simulation and calculation program for ensuring the strength of structure. The parameters of dimension and material which are the results of the magnetic simulation and optimization procedure are also applied to simulation program as the input factors. As the theory of finite element method, the important factors such as stress, strain and deformation of each part of the MR brake need to be analyzed and evaluated. The results show that the maximum stresses at the dangerous areas of parts are always on the safety range.

Keyword: Magnetorheological Brake, strength of structure, FEM.

1. TỔNG QUAN NGHIÊN CỨU

Dầu từ trường (Magnetorheological fluid, hay MRF) được nghiên cứu và ứng dụng nhiều nhất trong các cụm phanh MR, ly hợp MR, giảm chấn MR và gối đỡ MR [1-6]. Những nghiên cứu sớm nhất về dầu MR được đưa ra bởi ông Rabinow J vào năm 1948 đã giới thiệu về ly hợp và phanh dầu MR [5, 7]. Ngày nay, với sự phát triển nhanh chóng của các ngành công nghiệp nặng, dầu MR được ứng dụng rộng rãi trong các lĩnh vực như động cơ, xe hơi, rô bốt, y tế, thể thao cũng như công nghiệp cơ khí [8-10]. Một vài nghiên cứu về giảm chấn MR và ly hợp đã được ứng dụng thành công trên xe ô tô cũng như trong các máy công cụ. [11-12]. Và dường như những nghiên cứu về ứng dụng dầu MR trong các thiết bị trên đã tới giới hạn. Do đó, phanh dầu MR cũng như gối đỡ động cơ là hướng đi tất yếu cho các nhà nghiên cứu ứng dụng trong lĩnh vực dầu từ trường trên thế giới. Các nhà nghiên cứu đã cho thấy rằng mô men phanh của các cơ cấu phanh dầu MR vẫn còn nhỏ chưa đủ lớn để sử dụng trên các loại xe ô tô và chúng có tiềm năng có thể còn nâng cao được thêm nữa. Bên cạnh đó, khối lượng và kích thước của các loại phanh dầu từ trường vẫn chưa đủ nhỏ để đáp ứng nhu cầu cao của các hệ thống cơ khí động lực. Những đòi hỏi đó là những thách thức cho các nhà nghiên cứu, chế tạo trong lĩnh vực dầu từ trường.

Bài báo này trình bày về một thiết kế mới của phanh dầu MR với những thành tựu không những tạo ra được mô men phanh lớn mà còn có kích thước và khối lượng nhỏ. Cơ cấu phanh dầu từ trường

với đa cực từ này nếu được so sánh với các thiết kế trước, mô men phanh cực đại được tăng lên đáng kể tuy nhiên thiết kế và chế tạo sẽ khó khăn, phức tạp hơn. Thêm nữa, với khối lượng và kích thước nhỏ sẽ đặt ra bài toán kiểm bền các cụm, chi tiết trước khi gia công để đảm bảo tuổi thọ làm việc.

Bài toán kết cấu và kiểm bền là vấn đề hết sức quan trọng trong công nghệ thiết kế và lắp ráp cơ khí. Độ bền và bền lâu của vật liệu cơ khí được đề cập trong các nghiên cứu của Yusuf và Bobyr [13-14]. Phương pháp phần tử hữu hạn trên cơ sở phần mềm AnsysWorkbench đã được sử dụng rất thường xuyên trong các nghiên cứu về cấu trúc bởi vì độ chính xác và được hỗ trợ bởi máy tính [15].

Đóng góp lớn nhất của nghiên cứu này là đi tiến hành phân tích kết cấu của cơ cấu phanh từ trường đa cực từ nhằm xác định, đánh giá và kiểm bền các cụm chi tiết chính. Kết quả này cũng góp phần cho việc sản xuất, lắp ráp và khai thác cơ cấu phanh loại mới này trong tương lai.

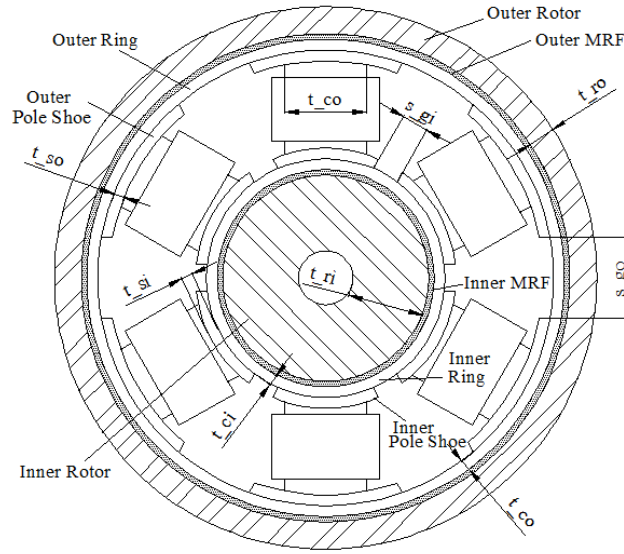
2. PHÂN TÍCH KẾT CẤU

Sau khi tiến hành giải bài toán tối ưu hóa thiết kế cơ cấu phanh mới này, các kích thước hình học của các chi tiết chính được đưa ra trong bảng 1. Hình vẽ 1 chú giải các kích thước cơ bản của cơ cấu phanh MR sau khi tối ưu hóa.

Bảng 1. Định nghĩa và giá trị của các kích thước hình học cơ bản

Các thông số thiết kế	Định nghĩa	Độ lớn (mm)
R_{out}	Bán kính rô to ngoài	50
Z_{MR}	Độ cao lớp dầu MR	75
g	Độ dày của lớp dầu	0.5
s_{gi}	Khoảng hở giữa các má cực trong	5
s_{go}	Khoảng hở giữa các má cực ngoài	15
t_{core}	Độ dày của lõi từ	15
t_{ci}	Độ dày vòng chắn phía trong	1
t_{co}	Độ dày vòng chắn phía ngoài	1
t_{ri}	Độ dày rô to trong	15
t_{ro}	Độ dày rô to ngoài	6
t_{si}	Độ dày má cực trong	1.5
t_{so}	Độ dày má cực ngoài	2.5

Để đảm bảo thiết kế này đáng tin cậy trong quá trình làm việc sau thiết kế, những cụm chi tiết nguy hiểm cao nhất được đưa vào phân tích đánh giá. Theo lý thuyết về sự đàn hồi biến dạng dẻo, phá hủy xảy ra khi năng lượng biến dạng trong trường hợp thực tế lớn hơn năng lượng phá hủy của mẫu thử cùng loại tại thời điểm bị phá hủy. Năng lượng biến dạng đàn hồi lớn nhất (còn gọi là Von-Mises) theo lý thuyết sẽ dự đoán rằng một vật liệu sẽ bị phá hủy nếu ứng suất Von-Mises đạt tới giới hạn đàn hồi của vật liệu (yield strength, S_y).



Hình vẽ 1. Cơ cấu phanh dầu từ trường đa cực từ

Ứng suất này được tính toán theo công thức tương đương trong hệ tọa độ x-y-z [17]:

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad 1)$$

Trong đó, σ_{vm} , σ_x , σ_y và σ_z tương ứng là ứng suất pháp tương đương và cục bộ theo các phương x, y và z. Và τ_{xy} , τ_{yz} và τ_{zx} là ứng suất tiếp trên các mặt phẳng tương ứng xy, yz và zx.

Do đó, để sự biến dạng không xảy ra, ứng suất tương đương von Mises stress sẽ phải nhỏ hơn ứng suất phá hủy của vật liệu:

$$\sigma_{vm} < S_y \quad 2)$$

Bên cạnh đó, sức căng và chuyển vị của các chi tiết cũng là yếu tố khá quan trọng trong thiết kế cơ khí cần phải quan tâm. Ứng dụng lý thuyết về phần tử hữu hạn, sức căng tại một nút bất kỳ được tính theo công thức:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{d\} \quad 3)$$

Và quan hệ giữa ứng suất và sức căng:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad 4)$$

Trong đó, [B] và [D] là các ma trận gradient ứng suất và chuyển vị [18].

Với thiết kế cơ cấu phanh mới này, ba chi tiết được coi là nguy hiểm nhất đó là rô to trong, rô to ngoài và stato được đưa vào chương trình tính toán và kiểm bền. Vật liệu chế tạo các chi tiết trên là thép các bon AISI 1018 được trình bày trong bảng 2:

Bảng 2. Cơ tính của thép các bon AISI 1018

Thông số	Giá trị
Mô đun đàn hồi (Pa), E	2.05e11
Hệ số Poisson, ν	0.29
Khối lượng riêng (kg/m^3), ρ	7870
Giới hạn bền mỏi (MPa), S_y	370

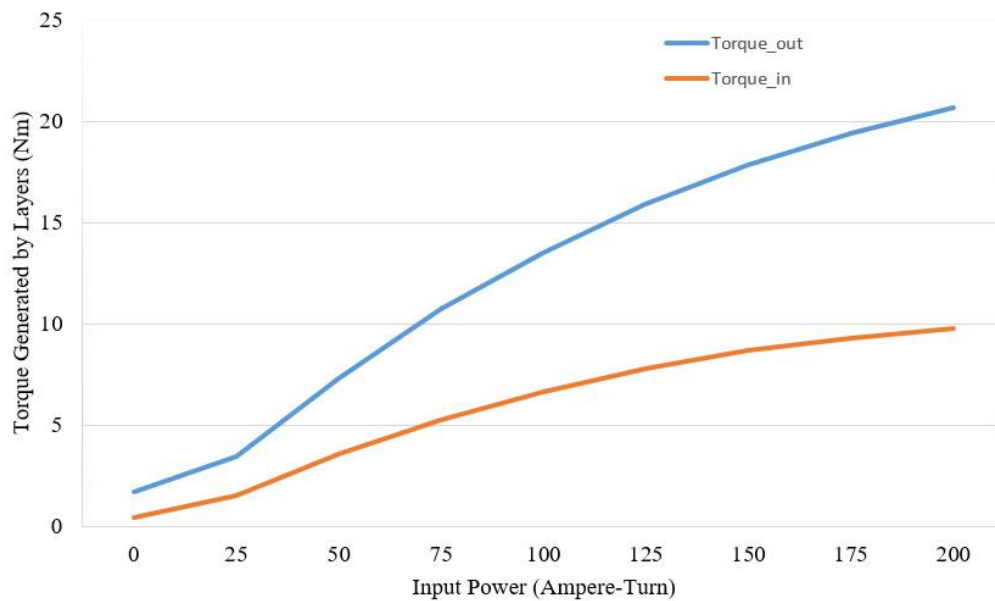
Để đánh kiểm nghiệm bền, trạng thái làm việc khó khăn nhất được đưa vào chương trình với mô men phanh tính toán cực. Mô men phanh tạo ra bởi các lớp dầu từ trường MR được tính theo công thức [16]:

$$T_{MRi} = R_{MRi}^2 \int_{A_{wi}} \tau_y dA_{wi} + \frac{2\pi\eta\omega}{g} R_{MRi}^3 \quad (5)$$

$$T_{MRo} = R_{MRo}^2 \int_{A_{wo}} \tau_y dA_{wo} + \frac{2\pi\eta\omega}{g} R_{MRo}^3 \quad (6)$$

Trong đó, T_{MR} , R_{MR} và A_{MR} là mô men, bán kính và diện tích làm việc của dầu MR. η là độ nhớt của dầu MR khi không có từ trường tác dụng và ω là vận tốc góc của rô to.

Kết quả sau khi tính toán chỉ ra rằng, mô men phanh cực đại sinh ra bởi lớp dầu phía trong là 9.76 Nm trong khi lớp phía ngoài có thể tạo ra mô men 20.68 Nm được trình bày trong hình vẽ 2. Các mô men này được đưa làm thông số đầu vào của chương trình tính toán *Ansys*, sẽ được trình bày chi tiết ở trong phần tiếp theo.



Hình vẽ 2. Mô men phanh sinh ra với lực điện từ

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN TRÊN CƠ SỞ PHẦN MỀM ANSYS WORKBENCH

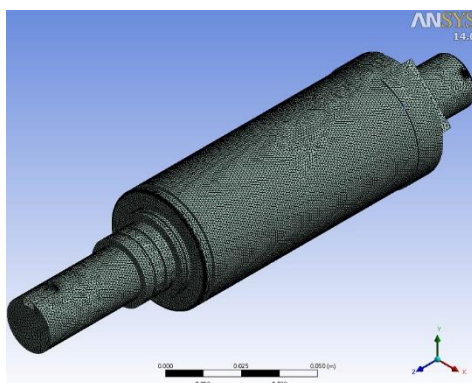
Với mục đích phân tích kết cấu của cơ cấu phanh mới này trước khi tiến hành sản xuất để loại trừ các hư hỏng có thể xảy ra trong quá trình làm việc thực tế. Trước tiên, mô hình 3-D với kích thước chính xác được xây dựng bằng công cụ *Part* trong *SolidWorks*. Sau đó, những chi tiết được xuất vào trong công cụ *Geometry Toolbox* để tạo ra phần tử trong *DesignModeler* của *Ansys Workbench*. Sau đó, các tính chất vật lý của vật liệu thép từ AISI 1018, cho trong bảng 2, được đưa vào thông qua công cụ *Engineering Data Toolbox*. Trong nghiên cứu này, công cụ tính học *Static Structure* được chọn để phân tích kết cấu và kiểm bền các chi tiết trong cơ cấu phanh dầu MR.

Bước tiếp theo là chia lưới cho các mô hình nghiên cứu, một bước hết sức quan trọng trong công cụ toán học phần tử hữu hạn. Có rất nhiều phương pháp chia lưới mịn được gọi là làm mịn thích ứng cao để tăng số phần tử lên tới mức yêu cầu tối thiểu. Sự rời rạc hóa phụ thuộc vào hình dáng kết cấu các chi tiết, tải trọng và các điều kiện biên [18]. Nghiên cứu này cố gắng đạt được kết quả tin cậy nhất và chính xác nhất cho nên chế độ chia lưới dày đặc đã được thiết lập. Về kích thước các phần tử, hai lựa chọn *Relevance Center* và *Span Angle Center* là *fine* trong khi *Smoothing* là *high* và *Transition* là *slow*. Số lượng phần tử và số nút của từng chi tiết sau khi chia lưới được chỉ ra ở bảng 3. Số nút và số phần tử đạt giá trị gần một triệu cho tới 2 triệu. Với số lượng phần tử lớn như vậy, kết quả mô phỏng sẽ rất chính xác và đáng tin cậy.

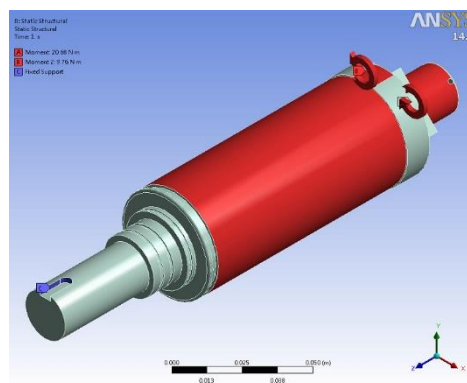
Bảng 3. Chia lưới phần tử

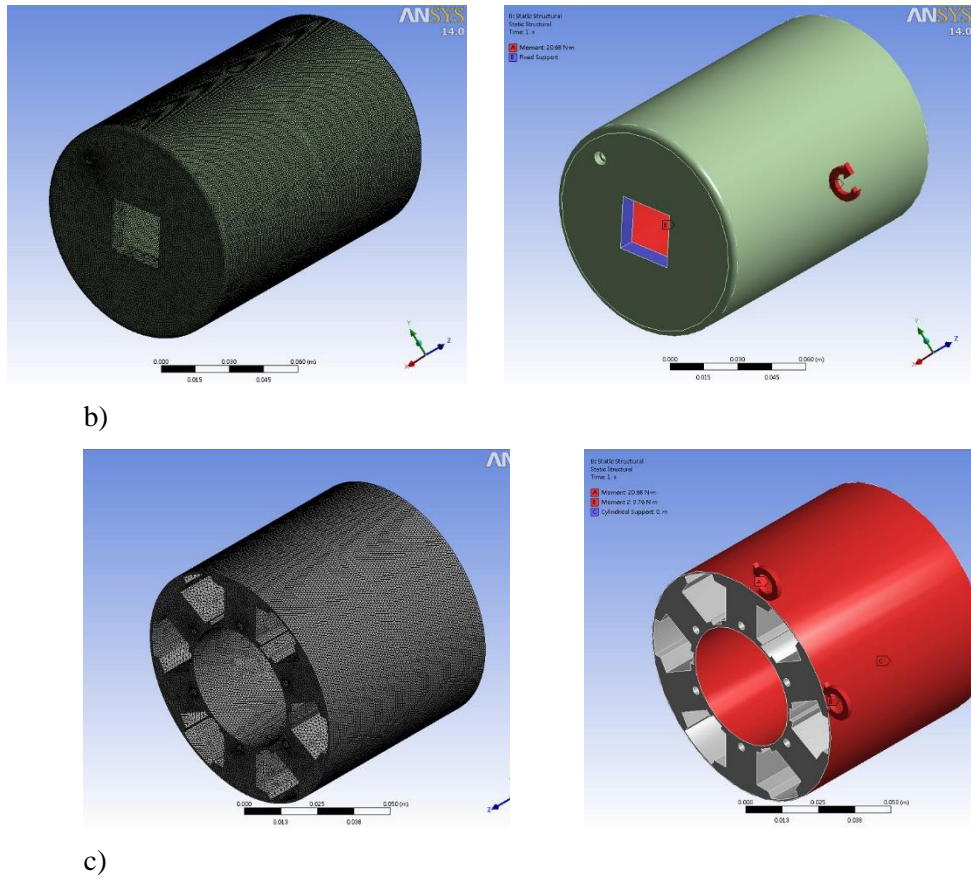
	Rô to trong	Rô to ngoài	Stator
Số nút	870883	2256488	1509177
Số phần tử	604223	1519705	1006564

Bước cuối cùng là thiết lập các điều kiện biên, tải trọng và các loại kết quả trả ra mong muốn sau khi chạy mô phỏng. Mô men phanh sinh ra của các lớp dầu từ trường MR tác dụng lên các chi tiết và các ràng buộc cố định chi tiết được biểu thị trên hình vẽ 3. Những kết quả trả ra mong muốn là tổng chuyển vị, sức căng tương đương và ứng suất tương đương của từng chi tiết nghiên cứu.



a)

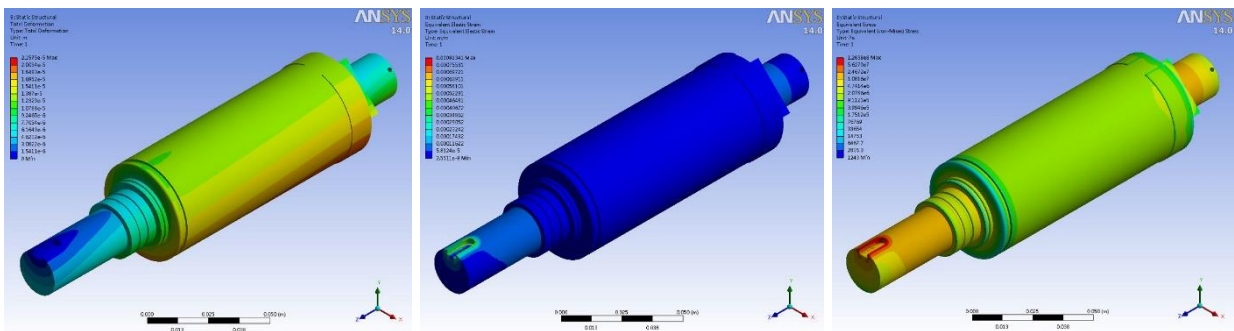




Hình vẽ 3. Chia lưới và đặt lực cho các chi tiết chính: a) Rô to trong; b) Rô to ngoài; c) Stator

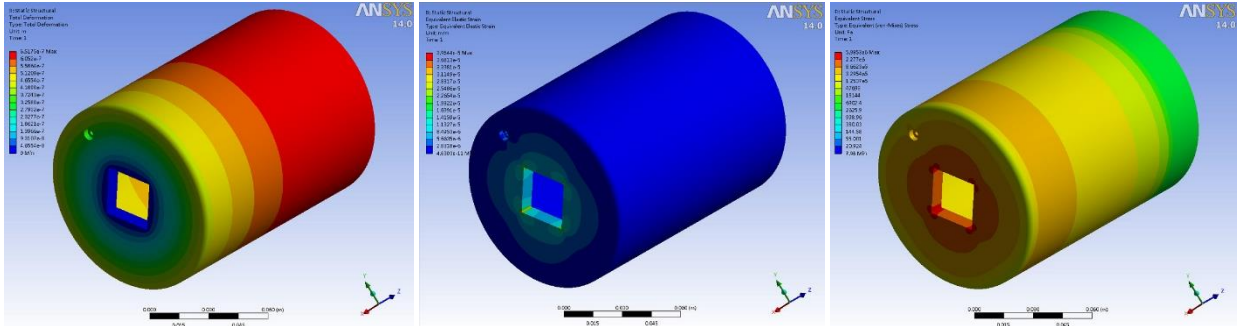
4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

Sau khi chạy chương trình mô phỏng tĩnh học cho các chi tiết chính của cơ cấu phanh dầu MR, kết quả mô phỏng được biểu thị trên các hình vẽ 4-6. Như trên hình vẽ 4, giá trị cực đại của rô to trong chỉ là $2.1e-5m$ xuất hiện tại vị trí thấp nhất phía sau của chi tiết. Trong khi ứng suất và sức căng tương đương đạt giá trị cực đại ở khu vực màu đỏ nơi đặt rãnh then nối với các cụm chi tiết bên ngoài cần phanh hãm. Giá trị sức căng cực đại đạt $8.1e-4 m/m$ trong khi đó giá trị cực tiểu đạt $2.5e-8m/m$. Và giá trị ứng suất cực đại đạt $1.28e8 Pa$.



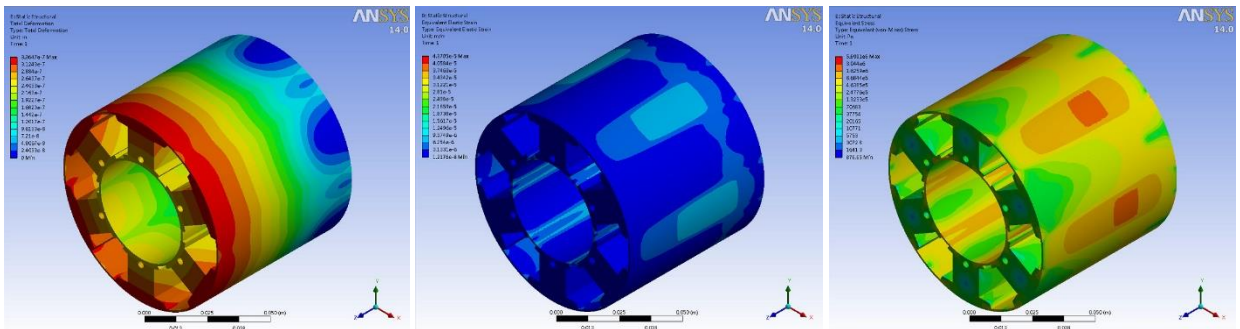
Hình vẽ 4. Tổng chuyển vị, sức căng tương đương và ứng suất von-Mises Stress của rô to trong

Hình vẽ 5 chỉ ra giá trị lớn nhất của chuyển vị của rô to ngoài chỉ là $6.5e-7m$ nằm ở khu vực phía trước của chi tiết. Khu vực không an toàn là khu vực nối với rô to trong với giá trị sức căng cực đại là $3.9e-5m/m$ và ứng suất cực đại là $5.98e6 Pa$.



Hình vẽ 5. Tổng chuyển vị, sức căng tương đương và ứng suất von-Mises Stress của rô to ngoài

Chi tiết có nguy cơ hư hỏng cao nhất là stator vì nó có kết cấu khá mỏng với thiết kế chỉ có 1 mm ở khu vực thành mỏng nhất. Tuy nhiên, biến dạng lớn nhất của nó chỉ có $3.3e-7m$ như đã thấy trong hình vẽ 6. Giá trị biến dạng này là lớn nhất tuy nhiên vẫn nằm trong giá trị cho phép. Trong khi đó, sức căng lớn nhất đạt $4.7e-5 m/m$ và ứng suất cực đại là $5.6e6 Pa$. Ứng suất cực đại này xuất hiện ở thành mỏng nhất của stator, khu vực màu đỏ trên hình vẽ 6 nằm giữa hai má cực.



Hình vẽ 6. Tổng chuyển vị, sức căng tương đương và ứng suất von-Mises Stress của Stator

Đánh giá chung cho các chi tiết thì giá trị ứng suất cực đại von Mises stress đều thỏa mãn phương trình (2), tất cả đều nhỏ hơn giới hạn biến dạng đàn hồi của thép 1018 là $3.7e8 Pa$. Ứng suất cao nhất đạt giá trị $1.28e8 Pa$ xuất hiện tại rô to trong tuy nhiên vẫn nằm trong giới hạn an toàn bền. Chuyển vị lớn nhất xuất hiện cũng tại rô to trong với giá trị là $2.1e-5 m$ hay $0.021mm$. Giá trị này rất nhỏ và chấp nhận được nếu so sánh với tổng kích thước của cơ cấu phanh cũng như yêu cầu kỹ thuật khi tháo lắp, vận hành.

Đến đây có thể kết luận rằng, với điều kiện làm việc khó khăn nhất theo thiết kế của cơ cấu phanh dầu từ trường này, độ bền của các chi tiết cơ khí được đảm bảo an toàn trong quá trình làm việc.

5. KẾT LUẬN

Bài báo này đã sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn vào trong mô phỏng, tính toán kiểm nghiệm bền các chi tiết trong cơ cấu phanh dầu từ trường đa cực từ. Kết quả mô phỏng chỉ ra rằng ứng suất cực đại xuất hiện trong các chi tiết vẫn nhỏ hơn giới hạn đàn hồi của vật liệu trong khi chuyển vị rất nhỏ không ảnh hưởng tới vận hành, tháo lắp. Do đó, quá trình thiết kế được hoàn thiện từ công việc

tính toán tối ưu hóa cho tới kiểm tra điều kiện bền trong điều kiện làm việc khắc nghiệt nhất. Công việc này rất có ý nghĩa để giảm thiểu thời gian, chi phí cũng như loại bỏ các sai hỏng trước khi đưa vào gia công, lắp ráp và chạy thử nghiệm trong thực tế.

6. TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Xinlu Tang and Hans Conrad 2000 An analytical model for magnetorheological fluids *Appl. Phys* **33** 7 (3026-3033)
- [2] Da-Huan Jia Zhao-Dong Xu, And Xiang-Cheng Zhang 2012 Performance tests and mathematical model considering magnetic saturation for magnetorheological damper *Intelligent Material Systems and Structures* **23** 19 (1331-1349)
- [3] Adrien Jaegy Carlos Rossa, José Lozada, and Alain Micaelli 2014 Design Considerations for Magnetorheological Brakes *IEEE ASME Transactions on Mechatronics* 12
- [4] Phu D X and Choi S B 2015 Vibration control of a ship engine system using high-load magnetorheological mounts associated with a new indirect fuzzy sliding mode controller *Smart Mater. Struct.* **24** 20 (025009)
- [5] Rabinow J 1948 The Magnetic Fluid Clutch *AIEE Transactions* **67** 8 (48-238)
- [6] Oh J-S and Choi S-B Sohn J W 2015 Design and novel type of a magnetorheological damper featuring piston bypass hole *Smart Mater. Struct.* **24** 13 (035013)
- [7] Rabinow J 1951 Magnetic Fluid Torque and Force Transmitting Device *USA Patent Classification* 2,575,360
- [8] Kim S Choi S-H, Kim P, Park J and Choi S-B 2015 A new visual feedback-based magnetorheological haptic master for robotassisted minimally invasive surgery *Smart Mater. Struct.* **24** 14 (065015)
- [9] Choi S B Nguyen Q H , Lee Y S and Han M S 2013 Optimal design of a new 3D haptic gripper for telemanipulation, featuring magnetorheological fluid brakes *Smart Mater. Struct.* **22** 17 (2013)
- [10] Jonsdottir F and Thorsteinsson F Gudmundsson K H 2010 A geometrical optimization of a magnetorheological rotary brake in a prosthetic knee *Smart Mater. Struct.* **19** 11 (035023)
- [11] Chae H D and Choi S B 2015 A new vibration isolation bed stage with magnetorheological dampers for ambulance vehicles *Smart Mater. Struct.* **24** 14 (017001)
- [12] Musolino A Rizzo R, Bucchi F, Forte P and Frenzo F 2015 A multi-gap magnetorheological clutch with permanent magnet *Smart Mater. Struct.* **24** 9 (075012)
- [13] G. Zhao O. T. Yusuf, W. Wang and S. O. Onuoh 2015 SIMULATION BASED ON TRIVARIATE NURBS AND ISOGEOMETRIC ANALYSIS OF A SPUR GEAR *Strength of Material* **47** 10 (No. 1)
- [14] A. E. Babenko N. I. Bobyr', Ya. I. Lavrenko and A. P. Khalimon 2014 LIFE OF STRUCTURAL ELEMENTS OF CENTRIFUGES WITH ALLOWANCE FOR DAMAGE *Strength of Material* **46** 9 (No. 4)
- [15] G. Li J. H. Wang, Z. F. Liu, Y. S. Zhao, Z. J. Cheng, J. Y. Liu, and Y. Li 2015 STUDIES OF STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE EDM MACHINE BASED ON THE ANSYS WORKBENCH *Strength of Material* **47** 7 (No. 1)
- [16] Y Shiao and N A Ngoc 2016 Optimal design of a novel multi-pole bi-layer magnetorheological brake *Smart Mater. Struct.* **00** 17 (00)
- [17] Y. Z. Ju and D. H. Wang 2015 NONLINEAR FINITE ELEMENT ANALYSIS OF THE ULTIMATE STRENGTH OF TUBE-ANGLE COMBO TOWER K-JOINTS *Strength of Material* **47** (No. 2)
- [18] Daryl L. Logan 2012 *Handbook on A FIRST COURSE IN THE FINITE ELEMENT METHOD Fifth Edition* (United States of America: Global Engineering) pp.