

TÍNH TOÁN, MÔ PHỎNG BIẾN DẠNG VÀ LỰC TÁC ĐỘNG LÊN VỎ MÁY BIẾN ÁP CÔNG SUẤT LỚN BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

COMPUTATION, SIMULATION OF DEFORMATION AND STRESS ACTING ON THE TANK OF POWER TRANSFORMERS BY THE FINITE ELEMENT METHOD

Nguyễn Vũ Cường¹, Phạm Minh Hiếu¹, Đỗ Đức Thành², Phạm Thị Tuyết Thanh³,
Đặng Quốc Vương⁴

¹Tổng Công ty Thiết bị Điện Đông Anh

²Trường Đại học Mỏ - Địa chất

³Trường Đại học Xây dựng Hà Nội

⁴Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Trong quá trình nghiên cứu, thiết kế và chế tạo máy biến áp (MBA) 500kV-3x300MVA, việc đánh giá ứng suất và biến dạng tác động lên vỏ MBA là yêu cầu kỹ thuật then chốt nhằm đảm bảo an toàn và độ tin cậy của MBA trong suốt quá trình vận hành. Trong bài báo này, phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) được áp dụng để tính toán và mô phỏng biến dạng của vỏ MBA đối với các trường hợp chịu áp lực bên trong (thử kín dầu) và chịu áp suất âm (quá trình hút chân không). Kết quả đạt được góp phần khẳng định độ an toàn của thiết kế và công nghệ chế tạo MBA công suất lớn, điện áp cao do Việt Nam làm chủ.

Từ khóa: Máy biến áp 500kV; Mô phỏng biến dạng; Ứng suất; Thử kín dầu.

ABSTRACT

During the research, design, and manufacturing process of the 500kV-3x300MVA transformer, evaluating the stress and deformation acting on the transformer tank is a key technical requirement to ensure operational safety and reliability. In this paper, a finite element method (FEM) is applied to calculate and simulate the deformation of the transformer tank under internal pressure (oil tightness testing) and negative pressure (vacuum drying process). The simulation results show that thereby confirming the structural safety and reliability of the high-capacity, high-voltage transformer design and manufacturing technology developed domestically in Vietnam.

Keywords: 500kV power transformer; Deformation simulation; Stress analysis; Oil pressure testing.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy biến áp (MBA) là một trong những thiết bị trọng yếu trong hệ thống điện quốc gia, đặc biệt, các MBA 500kV có vai trò then chốt trong việc kết nối các trung tâm phát điện lớn với các khu vực tiêu thụ. Việc đảm bảo chất lượng trong tính toán, thiết kế và chế tạo MBA ở cấp điện áp siêu cao áp 500kV là yếu tố tiên quyết để đảm bảo an toàn hệ thống, nâng cao độ tin cậy và kéo dài tuổi thọ vận hành của thiết bị. Tuy nhiên, quá trình chế tạo và thử nghiệm các MBA siêu cao áp cũng đặt ra nhiều thách thức kỹ thuật đối với các nhà nghiên cứu trong và ngoài nước, đặc biệt là về độ bền cơ học của vỏ máy – bộ phận bao bọc và bảo vệ toàn bộ hệ thống điện – từ bên ngoài môi trường lẫn áp lực từ bên trong. Hiện nay, ở nước ngoài cũng có một số công trình nghiên cứu về MBA cao thế 110kV-220kV, cụ thể: Trong tài liệu [1], [2], bài báo đã sử dụng phần tử hữu hạn với mô hình 3D để nghiên cứu phản ứng cơ học của vỏ MBA ngâm dầu 360 MVA/220 kV dưới tác động của áp suất nội bộ. Trong tài liệu. [3-5], nhóm tác giả cũng nghiên cứu lực và ứng suất tác dụng lên dây quấn trong quá trình vận hành định mức và khi xảy ra sự cố ngắn mạch. Trong tài liệu [6-9] tính toán và phỏng sự phân bố của từ trường và lực tác động lên cuộn dây trong điều kiện ngắn mạch của MBA. Trong tài liệu [10], bài báo áp dụng phương pháp giải tích để tính toán lực và ứng suất tác động lên thanh kẹp mạch từ và đai dây quấn.

Trong các giai đoạn chế tạo và thử nghiệm như hút chân không (vacuum drying) hay thử kín dầu (pressure test), vỏ máy phải chịu các tải trọng cơ học rất lớn, có thể gây biến dạng, nứt hỏng hoặc phá hủy cục bộ nếu không được thiết kế và kiểm chứng chính xác. Trong bài báo này, phương pháp phần tử hữu hạn được áp dụng để tính toán, đánh giá, mô

phỏng độ biến dạng của vỏ MBA do lực và ứng suất tác động lên vỏ MBA 500kV-3x300MVA với hai trường hợp vận hành điển hình: hút chân không và thử kín dầu.

2. MÔ HÌNH TOÁN

Sự biến dạng của MBA được mô hình hóa bởi các phương trình đạo hàm riêng: (i) phương trình cân bằng động (transient equilibrium equation), (ii) phương trình vật liệu (constitution equation), và (iii) phương trình tương thích (compatibility equation) [3]. Phương trình cân bằng động liên hệ giữa tải trọng và ứng suất được mô tả như sau [3], [4]:

$$\rho_t \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} - \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_t = \mathbf{F}_v \quad (1)$$

Trong đó: ρ_t (kg/m³) là khối lượng riêng của vỏ thùng MBA, $\mathbf{u}$ (m) là véc tơ mô tả độ dịch chuyển khi xảy ra sự cố biến dạng, $\boldsymbol{\sigma}_t$ (N/m²) là tensor ứng suất và $\mathbf{F}_v$ (N/m³) là tổng lực tác động lên vỏ, lực này được xác định bằng tỉ số áp suất tác động lên thành vỏ MBA và chiều dày của vỏ MBA.

Phương trình vật liệu (liên hệ ứng suất-biến dạng) được biểu diễn theo định luật Duhamel-Hooke như sau [4], [10]:

$$\boldsymbol{\sigma}_t - \boldsymbol{\sigma}_0 = \mathbf{C} : (\boldsymbol{\varepsilon}_t - \boldsymbol{\varepsilon}_0 - \boldsymbol{\varepsilon}_p - \boldsymbol{\varepsilon}_{th}) \quad (2)$$

Trong đó: $\boldsymbol{\sigma}_0$ và $\boldsymbol{\varepsilon}_0$ là ứng suất và biến dạng ban đầu, $\mathbf{C}$ là tensor đàn hồi bậc 4, $\boldsymbol{\varepsilon}_p$ là biến dạng dẻo và $\boldsymbol{\varepsilon}_{th}$ là biến dạng nhiệt (tuy nhiên, trong nghiên cứu này, ảnh hưởng của $\boldsymbol{\varepsilon}_{th}$ được bỏ qua).

Mối liên hệ giữa biến dạng và gradient của sự dịch chuyển vỏ MBA được mô tả thông qua phương trình tương thích, đó là [4], [10]:



$$\epsilon = \frac{1}{2} [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] \quad (3)$$

Phương trình (3) được định nghĩa tensor biến dạng theo gradient đối xứng của dịch chuyển.

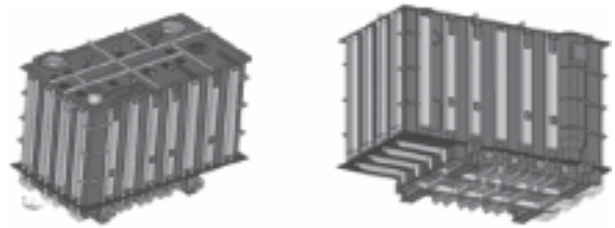
3. MÔ PHỎNG BẰNG PHƯƠNG PHÁP SỐ

Trong phần này, bài báo sẽ tính toán mô phỏng lực và ứng suất tác dụng lên vỏ MBA cao thế 500kV, công suất 3x300MVA. Các thông số đầu vào để phục vụ công tác mô phỏng như sau: Sử dụng loại vật liệu, thép CT3; ứng suất đàn hồi: $\sigma_y = 235 \text{ N/mm}^2$; ứng suất bền: $\sigma_t = 400\text{-}510 \text{ N/mm}^2$; hệ số an toàn: $K_{at} = 0,9$, khi đó giới hạn ứng suất đàn hồi sẽ là: $\sigma_y = 0,9 \times 235 = 211.5 \text{ N/mm}^2$.

Hình 1 trình bày cấu trúc tổng thể của vỏ máy biến áp 500kV-3x300MVA, là cơ sở để thiết lập mô hình số trong phần mềm mô phỏng FEM. Các điều kiện tải: thử nghiệm chân không, áp lực lên thành vỏ máy $F_v = 0,1 \text{ N/mm}^2$, áp lực dầu với cột dầu cao 5m so với nắp máy, kích nâng thân máy (bao gồm cả ruột máy và dầu), với tải trọng do lực quán tính trong quá trình vận chuyển (tăng tốc theo chiều dọc và chiều ngang = 3g).

Lực và ứng suất tác động lên kết cấu vỏ MBA (hình 1) được mô phỏng với hai trường hợp vận hành điển hình:

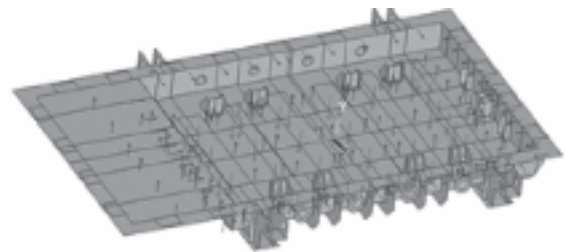
- Trường hợp 1: Mô phỏng biến dạng và áp lực tác động lên vỏ máy trong quá trình hút chân không MBA.
- Trường hợp 2: Mô phỏng biến dạng và ứng suất trên bề mặt vỏ máy trong trường hợp chịu áp lực dầu.



Hình 1. Kết cấu vỏ máy trong được sử dụng trong quá trình mô phỏng.

3.1. Mô phỏng biến dạng và áp lực tác động lên vỏ máy trong quá trình hút chân không MBA

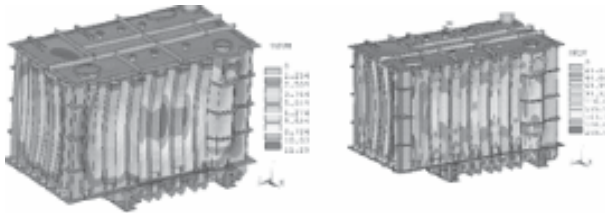
Tải trọng cho vỏ thùng MBA là chân không hoàn toàn, có nghĩa là ứng suất đàn hồi $\sigma_y = 0.1 \text{ N/mm}^2$. Trong điều kiện chân không, các điều kiện biên về việc cố định bằng các dầm đáy được áp dụng trong ba hướng của trục tọa độ X, Y, Z.



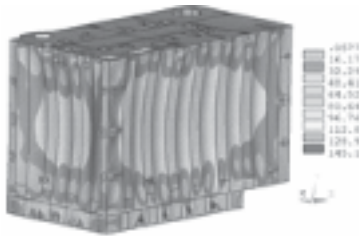
Hình 2. Phân bố áp lực tác động lên vỏ máy trong quá trình hút chân không.

Hình 1 trình bày cấu trúc tổng thể của vỏ máy biến áp 500kV-3x300MVA, Hình 2 thể hiện phân bố áp lực đồng đều tác động lên vỏ máy trong điều kiện chân không tuyệt đối, Hình 3 (trái) cho thấy kết quả mô phỏng biến dạng của vỏ máy khi chịu tác động chân không. Biến dạng cực đại đạt 6.2 mm, chủ yếu tập trung tại khu vực giữa thân vỏ – nơi không có gân cứng. Mức độ biến dạng này vẫn nằm trong giới hạn cho phép, song gợi ý cần tăng cường độ cứng tại vị trí này để đảm bảo độ bền kết cấu. Hình 3 (phải) minh họa phân bố ứng suất theo tiêu chuẩn Von Mises khi chịu tải chân không. Giá trị ứng suất lớn nhất là 11.29 N/mm², phân bố

chủ yếu tại các vùng cong và điểm tiếp giáp, song vẫn thấp hơn đáng kể so với giới hạn cho phép, cho thấy kết cấu có khả năng ổn định tốt trước áp lực âm.



Hình 3. Kết quả mô phỏng biến dạng toàn vỏ máy trong quá trình hút chân không MBA (trái) và ứng suất theo tiêu chuẩn Von Mises phân bố trên thùng chứa khí hút chân không (N/mm^2) (phải).



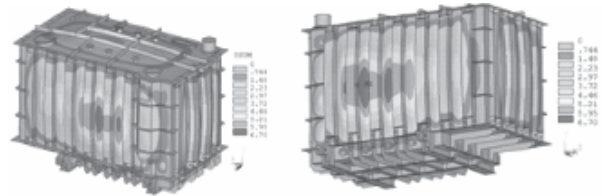
Hình 4. Mô phỏng ứng suất theo tiêu chuẩn Von Mises cho các bộ phận khác nhau của thùng chứa (bao gồm thành, nắp và đáy) khi hút chân không.

Hình 4 cung cấp chi tiết phân bố ứng suất Von Mises tại các bộ phận thành, nắp và đáy. Ứng suất lớn nhất lên tới $145.1 N/mm^2$ và xuất hiện tại các góc giao kết cấu, đặc biệt tại vùng chân vỏ. Kết quả này cho thấy các khu vực tiếp giáp là điểm nhạy cảm về cơ học, cần chú trọng trong quá trình thiết kế và kiểm soát chất lượng mối hàn. Thông qua các kết quả đạt được, có thể thấy rằng biến dạng cực đại: $6.2 mm$, xuất hiện tại vùng trung tâm các tấm thành bên không có gân cứng. Ứng suất lớn nhất: $173 MPa$ tại góc giao giữa thành và đáy.

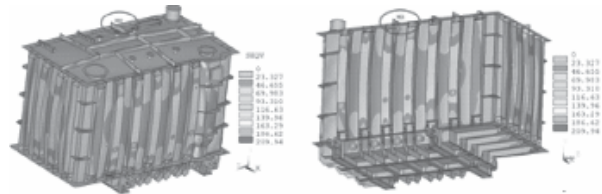
3.2. Mô phỏng biến dạng và ứng suất trên bề mặt vỏ máy trong trường hợp chịu áp lực dầu

Vỏ máy được tính toán kiểm tra với áp

lực tương đương một cột dầu cao $5m$ tính từ nắp máy. Áp lực được áp dụng dưới dạng áp suất thủy tĩnh lên các bộ phận của vỏ máy.



Hình 5. Mô phỏng Kết quả mô phỏng biến dạng toàn vỏ máy khi chịu áp lực dầu (mm).



Hình 6. Kết quả mô phỏng ứng suất trên vỏ máy khi chịu áp lực dầu (kết quả mô phỏng cho toàn bộ vỏ máy) (N/mm^2).

Hình 5 mô phỏng biến dạng của vỏ máy khi chịu áp lực dầu thủy tĩnh tương đương cột dầu $5m$. Biến dạng cực đại là $4.7 mm$, chủ yếu tại khu vực đáy – vùng thường xuyên chịu tải trọng tập trung. Giá trị này nằm trong giới hạn thiết kế, song cũng nhấn mạnh vai trò của gân tăng cứng trong ổn định kết cấu. Hình 6 trình bày kết quả ứng suất phân bố toàn vỏ máy trong điều kiện chịu áp lực dầu. Ứng suất lớn nhất đạt $149 MPa$, xuất hiện tại các mối hàn và khu vực quanh bu lông liên kết. Mặc dù chưa vượt quá giới hạn cho phép ($211.5 MPa$), nhưng kết quả này gợi ý cần tăng cường kiểm tra chất lượng hàn và thiết kế bu lông để tránh sự cố cục bộ.

Thông qua các kết quả đạt được, có thể thấy rằng biến dạng cực đại: $4.7 mm$, xuất hiện tại vùng giữa đáy vỏ. Ứng suất lớn nhất: $149 MPa$ tập trung tại các mối hàn và khu vực gần bu lông liên kết. Thông qua cả hai trường hợp 1 và 2, ta nhận thấy rằng với vật liệu có giới hạn chảy $240 MPa$ và hệ số an toàn 0.9 ,

ứng suất cho phép là 216 MPa. Các kết quả mô phỏng cho thấy mọi giá trị ứng suất đều nằm dưới ngưỡng này. Ứng suất tính toán tối đa trong các thành phần kết cấu ở các điều kiện tải khác nhau không vượt quá ứng suất cho phép và được đưa ra trong bảng 1 dưới đây:

Bảng 1. Ứng suất và độ biến dạng của vỏ máy với điều kiện thử nghiệm khác nhau: Hút chân không vỏ máy và thử áp lực dầu.

Điều kiện thử nghiệm	Độ biến dạng (mm)	Ứng suất (N/mm ²)	Ứng suất cho phép (N/mm ²)
Hút chân không vỏ máy ở 1 atm	11.29	209.9	$\sigma_{\text{test}} = 0.9 \times \sigma_y$ = 211.5
Thử áp lực dầu	6.7	209.94	

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu mô phỏng số bằng phương pháp phần tử hữu hạn đã cho thấy rằng vỏ máy biến áp 500kV - 3x300MVA do EEMC thiết kế hoàn toàn đáp ứng các tiêu chuẩn an toàn cơ học trong cả hai trường hợp tải trọng điển hình: hút chân không và thử kín dầu. Đặc biệt, các vùng tiếp giáp giữa thành, nắp và đáy được xác định là những điểm có nguy cơ tập trung ứng suất cao, cần được quan tâm trong thiết kế và kiểm tra kỹ thuật. Từ những kết quả thu được, nhóm tác giả kiến nghị mở rộng ứng dụng công nghệ mô phỏng số cho toàn bộ quá trình thiết kế – kiểm định thiết bị điện công suất lớn, đặc biệt đối với các thành phần cơ khí chịu ứng suất cao.

Lời cảm ơn:

Nội dung nghiên cứu của bài báo được hỗ trợ từ kết quả của đề tài cấp nhà nước mã số: DAĐL.CN-05/21. ❖

Ngày nhận bài: 20/5/2025

Ngày phản biện: 09/6/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Abi-Samra N, Arteaga J, Darovny B, Foata M, Herz J, Lee T, et al., “Power Transformer Tank Rupture and Mitigation – A Summary of Current State of Practice and Knowledge by the Task Force of IEEE Power Transformer Subcommittee”. IEEE Trans. Power Delivery. 2009. October; 24: 1959-1967.
- [2]. Yan, C. & Hao, Z. & Zhang, B. & Zheng, T. (2016), “Modeling and simulation of power transformer tank deformation and rupture”. 31. 180-187.
- [3]. Hibbeler RC., “Structure Analysis”. New Jersey: Englewood Cliffs; 2008.
- [4]. B. Doan Thanh, “Determination of winding destroy limit area for a power series of amorphous core transformers”. JMST, vol. 103, no. 103, pp. 11-21, May 2025.
- [5]. B.D. Thanh, C. P. Do, H. D. Hoan and L. T. Hiep, “Analysis of Current and Electromagnetic Force Acting on Winding in Cases of Short Circuits of Amorphous Transformer”. 2023 8th International Scientific Conference on Applying New Technology in Green Buildings (ATiGB), Danang, Vietnam, 2023, pp. 201-208.
- [6]. T. Bao Doan and C. Phi Do, “Calculation of the Magnetic Field and Inrush Current in a Three-phase Transformer”. 2020 Applying New Technology in Green Buildings (ATiGB), Da Nang, Vietnam, 2021, pp. 94-99.
- [7]. Thanh, B. D., Le, T. H., Quoc, V. D. (2024), “A Comparative Analysis of Axial and Radial Forces in Windings of Amorphous Core Transformers”. International Journal of Engineering, 37(1), pp. 201-212. doi: 10.5829/ije.2024.37.01a.18.
- [8]. Khrennikov, A. & Aleksandrov, N. M.. (2019), “Calculation of the electrodynamic forces causing deformation of the power transformer’s windings”. E3S Web of Conferences. 124. 05020. 10.1051/e3sconf/201912405020.
- [9]. Y. Zhai, R. Zhu, Q. Li, X. Wang, Y. Gu and S. Li, “Simulation Research on Electrodynamics Force and Deformation of Transformer Windings under Short-circuit Condition”. 2022 IEEE International Conference on High Voltage Engineering and Applications (ICHVE), Chongqing, China, 2022, pp. 1-4
- [10]. Andrei Marinescu and Carmen Livia Ungureanu, “About Axial Clamping force Monitoring at Power Transformer Windings During Their Active LifeTime”. Annals of the University of Craiova, Electrical Engineering series, No. 32, 2008, pp. 56-61.