



BỘ CÔNG THƯƠNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG THƯƠNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

KHOA CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ

Conference sciences and technology

Faculty of Mechanical Technology

KỶ YẾU

HỘI THẢO KHOA HỌC CÔNG NGHỆ

CẤP KHOA NĂM HỌC 2025 - 2026

Chủ đề

CÔNG NGHỆ XANH VÀ SẢN XUẤT BỀN VỮNG LẦN 3



Thành Phố Hồ Chí Minh, tháng 5 năm 2026



BỘ CÔNG THƯƠNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG THƯƠNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

KHOA CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ

KỶ YẾU

HỘI THẢO KHOA HỌC CÔNG NGHỆ CẤP KHOA

NĂM HỌC 2025 - 2026

Chủ đề

CÔNG NGHỆ XANH VÀ SẢN XUẤT BỀN VỮNG LẦN 3

Ngày 09 tháng 05 năm 2026

Trình bày

TS. Huỳnh Ngọc Thái

Thành Phố Hồ Chí Minh, tháng 5 năm 2026

Thành phần tổ chức

PGS TS. Phạm Huy Hoàng, Trưởng ban tổ chức

TS. Hồ Thị Mỹ Nữ, Phó ban tổ chức

PGS.TS. Lê Thế Truyền, Trưởng ban biên tập

TS. Huỳnh Ngọc Thái, Thành viên

TS. Đào Văn Dưỡng, Thành viên

THÔNGIỆP TỪ BAN TỔ CHỨC

Kính thưa quý thầy cô, quý đồng nghiệp cùng toàn thể các bạn sinh viên thân mến!

Thay mặt Ban tổ chức, tôi nhiệt liệt chào mừng sự hiện diện của quý vị tại Hội thảo Khoa học Công nghệ 2026.

Hội thảo thường niên của chúng ta tiếp tục thực hiện sứ mệnh tạo dựng một không gian học thuật chuyên nghiệp, nơi các giảng viên và sinh viên cùng nhau trao đổi, công bố những kết quả nghiên cứu mới nhất. Đây không chỉ là diễn đàn để trình bày lý thuyết, mà còn là nơi chúng ta tìm kiếm những giải pháp ứng dụng thực tiễn vào sản xuất và đời sống. Thông qua đó, mỗi cá nhân có cơ hội trau dồi kỹ năng nghiên cứu, chuẩn hóa các công trình khoa học để tiếp cận gần hơn với các tiêu chuẩn của những tạp chí chuyên ngành uy tín. Chúng ta đang đứng trước những thách thức lớn về biến đổi khí hậu và sự khan hiếm nguồn tài nguyên toàn cầu. Trong bối cảnh kinh tế thế giới đang có những bước chuyển mình mạnh mẽ hướng tới mục tiêu phát thải bằng không, nền công nghiệp Việt Nam không thể nằm ngoài xu thế đó. Việc làm chủ công nghệ để giải quyết các bài toán thực tế tại địa phương, đặc biệt là trong các tình huống cấp bách, đã trở thành yêu cầu sống còn.

Tiếp nối thành công của những năm trước, chủ đề hội thảo năm 2026: **“Công nghệ xanh và sản xuất bền vững”** mang theo một thông điệp mạnh mẽ hơn về trách nhiệm và sự sáng tạo. Chúng ta cần tư duy và hành động thông minh để ứng dụng linh hoạt các thành tựu của khoa học hiện đại vào sản xuất. Việc phát triển các hệ thống cơ khí tiết kiệm năng lượng, sử dụng vật liệu thân thiện và tối ưu hóa quy trình sản xuất sẽ giúp nâng cao năng suất, giảm giá thành và tạo ra những sản phẩm có sức cạnh tranh cao trên thị trường.

Chính sự đổi mới này sẽ làm thay đổi căn bản phương thức quản trị trong ngành cơ khí, hướng tới một nền sản xuất thông minh và thân thiện với môi trường hơn. Tôi tin tưởng rằng, bằng tinh thần làm việc nghiêm túc và sáng tạo, chúng ta sẽ cùng nhau đóng góp tích cực vào sự nghiệp giáo dục và phát triển khoa học của nhà trường.

Lời cuối, kính chúc quý đại biểu, quý thầy cô cùng các em sinh viên sức khỏe và hạnh phúc. Chúc hội thảo của chúng ta thành công rực rỡ.

Trân trọng cảm ơn!

PGS TS. Phạm Huy Hoàng

Trưởng Khoa Công nghệ Cơ Khí

CHƯƠNG TRÌNH HỘI THẢO

Thời gian: 8h00 đến 11h30, ngày 09 tháng 05 năm 2026

Địa điểm: Trung tâm Thư viện, Trường Đại học Công Thương Thành Phố Hồ Chí Minh

Thời gian	Nội dung	Người thực hiện
8h00-8h30	Đón tiếp đại biểu	Ban tổ chức
8h30-8h10	Tuyên bố lý do và Giới thiệu đại biểu Giới thiệu chương trình	MC
9h00-9h15	Phát biểu khai mạc và chào mừng	PGS. TS. Phạm Huy Hoàng – Trưởng khoa CNCK
9h15-11h00	Điều hành hội thảo	PGS. TS. Lê Thế Truyền – Chủ tịch hội đồng khoa học cấp Khoa
9h20-9h40	BÁO CÁO 1: Tối ưu hóa topology bộ tản nhiệt cho 2 chip điện tử	Th.S. Huỳnh Văn Nam
9h40h-10h00	BÁO CÁO 2: Nghiên cứu dự đoán vị trí hư hỏng của cánh tuabin khí dưới tác động nhiệt độ áp suất cao	TS. Võ Duy Tân
10h00-10h20	BÁO CÁO 3: Ảnh hưởng của nhiệt độ gia nhiệt trước đến liên kết trong hàn siêu âm hợp kim nhôm AL6061	Th.S Đinh Lê Cao Kỳ
10h20-10h40	BÁO CÁO 4: Doanh nghiệp	Đặng Thị Xuân Mai Phó Tổng Giám Đốc - Công ty TNHH xuất nhập khẩu thiết bị An Mai
11h00-11h15	Bế mạc, chụp hình lưu niệm	Ban tổ chức

MỤC LỤC

TT	Tiêu đề bài báo	MS bài báo	Trang
1	Tối ưu hóa topology bộ tản nhiệt đối lưu tự nhiên cho 2 chip điện tử bằng phương pháp simp Huỳnh Văn Nam	CNCK-01	1-7
2	Nghiên cứu dự đoán vị trí hư hỏng của cánh tuabin khí dưới tác động nhiệt độ áp suất cao Võ Duy tân, Lê Thị Thanh Giang	CNCK-02	8-12
3	Ảnh hưởng của nhiệt độ gia nhiệt trước đến liên kết trong hàn siêu âm hợp kim nhôm aa6061 Đình Lê Cao Kỳ, Lê Thế Truyền	CNCK-03	13-20
4	Nghiên cứu xác định thông số tối ưu của quá trình hàn liên kết giáp mối SUS304-SS400 bằng quá trình GTAW Trịnh Tiến Thọ ¹ , Võ Tuyền ¹ , Đặng Văn Hải ¹ , Phạm Nhất Phương ²	CNCK-04	21-42
5	Khảo sát các tham số công nghệ cơ bản trong quá trình cán siêu âm bề mặt hợp kim nhôm AA6061 Phan Hoàng Phụng	CNCK-05	43-53
6	Thực nghiệm hàn giáp mối thép SS400 và SUS304 bằng công nghệ SMAW và khảo sát cơ tính, tổ chức tế vi của liên kết Trịnh Tiến Thọ, Võ Tuyền	CNCK-06	54-63
7	Nghiên cứu tối ưu hóa phân bố vật liệu kết cấu giá đỡ dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn trong abaqus Nguyễn Văn Thanh	CNCK-07	64-69

8	Nghiên cứu ảnh hưởng chế độ cắt đến độ nhám bề mặt khi tiện thép S45C bằng phương pháp taguchi Trần Quốc Nhiệm	CNCK-08	70-75
9	Nghiên cứu thực nghiệm xác định các thông số công nghệ chính của quá trình sấy màng gấc theo phương pháp sấy bơm nhiệt Đặng Văn Hải	CNCK-09	76-82
10	Nghiên cứu cơ sở lý thuyết phục vụ phát triển hệ thống hyperloop: phân tích số và so sánh đặc tính khí động của vật thể chuyển động tốc độ cao trong ống và không gian mở Lê Thị Thanh Giang	CNCK-10	83-92
11	So sánh các cấu hình cánh tản nhiệt trên tường nóng trong khoang kín gia nhiệt không đều Lê Xuân Hoàng Khoa	CNCK-11	93-98
12	Tối ưu hóa cánh tuabin điện gió ngoài khơi sử dụng phương pháp EDAS Nguyễn Minh Huy	CNCK-12	99-108
13	Tối ưu hóa kết cấu chân đế điện gió sử dụng phương pháp saw Hoàng Trọng Tấn Huy	CNCK-13	109-119
14	Nghiên cứu tính toán thiết kế và đánh giá độ bền cụm giảm tốc bánh răng hành tinh trên xe bánh xích xcb Đào Văn Dưỡng	CNCK-14	120-131

TỐI ƯU HÓA TOPOLOGY BỘ TẢN NHIỆT ĐỐI LƯU TỰ NHIÊN CHO 2 CHIP ĐIỆN TỬ BẰNG PHƯƠNG PHÁP SIMP

Huỳnh Văn Nam

*Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn,
Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam*

*Email của tác giả liên hệ: namhv@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

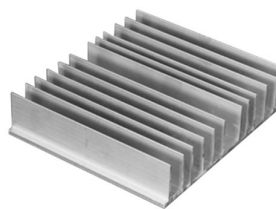
Bài báo trình bày tối ưu hóa topology dựa trên trường mật độ nhằm thiết kế bộ tản nhiệt đối lưu tự nhiên cho hệ hai nguồn nhiệt đặt song song. Bài toán được xây dựng dựa trên phương trình dẫn nhiệt ổn định với điều kiện đối lưu tự nhiên. Phương pháp nội suy vật liệu SIMP được sử dụng để mô hình hóa sự phân bố vật liệu trong miền thiết kế và thuật toán MMA được áp dụng để giải bài toán tối ưu có ràng buộc thể tích. Mô phỏng số được thực hiện trên phần mềm COMSOL Multiphysics, kết quả tối ưu hóa topology cho thấy cấu trúc tối ưu hình thành mạng dẫn nhiệt dạng cây đối xứng, kết nối trực tiếp hai nguồn nhiệt với các biên đối lưu.

Từ khóa: Đối lưu tự nhiên; Tối ưu hóa topology; Phương pháp trường mật độ MMA, SIMP.

1. GIỚI THIỆU

Trong các thiết bị điện tử hiện đại, các chip xử lý đóng vai trò trung tâm trong việc thực hiện các chức năng tính toán và điều khiển, đồng thời cũng là nguồn phát nhiệt chính trong hệ thống. Do hiệu suất chuyển đổi năng lượng của các linh kiện bán dẫn còn hạn chế, một phần đáng kể năng lượng đầu vào bị chuyển hóa thành nhiệt, dẫn đến sự gia tăng nhiệt độ cục bộ tại chip. Nếu không được tản nhiệt hiệu quả, nhiệt độ cao có thể gây suy giảm hiệu năng, giảm tuổi thọ và thậm chí dẫn đến hỏng hóc thiết bị. Vì vậy, thiết kế hệ thống tản nhiệt đóng vai trò then chốt trong việc đảm bảo độ tin cậy và ổn định của các thiết bị điện tử [1].

Trong thực tế, các giải pháp tản nhiệt truyền thống thường sử dụng để dẫn nhiệt kết hợp với các cánh tản nhiệt thẳng nhằm tăng diện tích trao đổi nhiệt với môi trường như hình 1. Mặc dù các cấu trúc này có ưu điểm về tính đơn giản, dễ chế tạo và chi phí thấp, nhưng hiệu suất tản nhiệt còn bị giới hạn do phụ thuộc nhiều vào kinh nghiệm và thực tế sản xuất [2].



Hình 1 Bộ tản nhiệt cho các chip điện tử hiện tại

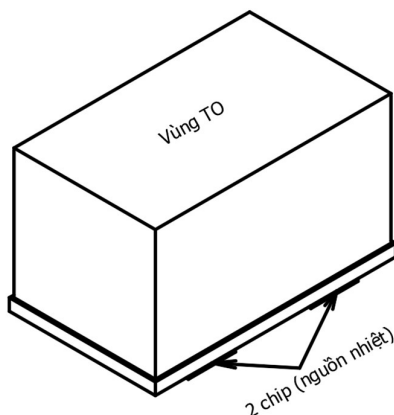
Trong những năm gần đây, tối ưu hóa topology (Topology Optimization – TO) đã nổi lên như một công cụ thiết kế mạnh mẽ cho phép xác định phân bố vật liệu tối ưu trong một miền thiết kế xác định trước, dựa trực tiếp trên các định luật vật lý chi phối. Phương pháp trường mật độ (density-based method), ban đầu được phát triển cho bài toán cơ học kết cấu bởi Bendsøe và Kikuchi [3], sau đó được mở rộng cho các bài toán dẫn nhiệt thuần túy và truyền nhiệt liên hợp. Phương pháp này cho phép tự động hình thành các đường dẫn nhiệt hiệu quả mà không bị giới hạn bởi hình học cánh truyền thống [4].

Xuất phát từ những phân tích trên, bài báo này đề xuất áp dụng tối ưu hóa topology dựa trên trường mật độ kết hợp với thuật toán Method of Moving Asymptotes (MMA) để thiết kế bộ tản nhiệt đối lưu tự nhiên cho hệ hai chip. Miền thiết kế được xác định phía trên để dẫn nhiệt không tối ưu hóa, trong khi hai nguồn nhiệt độc lập được mô hình hóa bằng thông lượng nhiệt xác định[5].

Phương pháp và kết quả của nghiên cứu này có thể được mở rộng cho các module điện tử công suất, bộ chuyển đổi năng lượng, hệ LED đa chip và các hệ thống yêu cầu làm mát thụ động có độ tin cậy cao.

2. MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU

Hình 2 trình bày mô hình nghiên cứu tối ưu bộ tản nhiệt 2 chip được sử dụng trong nghiên cứu này.

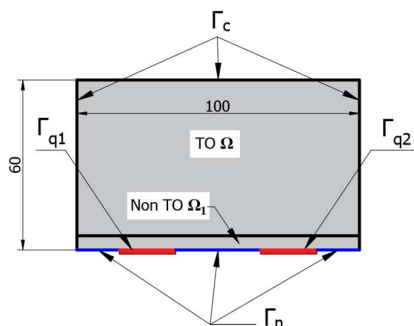


Hình 2 Mô hình nghiên cứu tối ưu bộ tản nhiệt 2 chip

Trong mô hình, nguồn nhiệt từ 2 chip được truyền vào khối đế và đi vào vùng TO để tản nhiệt ra môi trường không khí xung quanh. Để hiệu quả tản nhiệt tốt nhất thì bộ tản nhiệt cần được tối ưu hóa cấu trúc.

Nghiên cứu này sử dụng mô hình mặt cắt ngang hai chiều để mô tả quá trình truyền nhiệt trong bộ tản nhiệt đối lưu tự nhiên cho module hai chip. Bộ tản nhiệt được giả thiết có chiều dài đủ lớn theo phương trục vuông góc với mặt cắt, do đó trường nhiệt được xem là gần như không thay đổi theo phương này. Cách tiếp cận này cho phép giảm đáng kể thời gian tính toán so với mô hình ba chiều đầy đủ mà vẫn giữ được bản chất vật lý chính của bài toán.

Như minh họa trong hình 3, miền tính toán bao gồm 2 vùng chính: khối đế không tối ưu hóa Ω_1 , là miền trung gian có nhiệm vụ truyền nhiệt từ các chip tới vùng TO, miền thiết kế TO Ω dành cho tối ưu hóa topology với biên ngoài tiếp xúc với môi trường không khí. Hai chip dạng tấm phẳng tiếp xúc trực tiếp với khối đế. Các chip được giả thuyết tiếp xúc nhiệt hoàn hảo với khối đế, đảm bảo truyền nhiệt hiệu quả từ nguồn nhiệt vào bộ tản nhiệt.



Hình 3 Mô hình TO trong miền 2D

Trong nghiên cứu này, điều kiện biên đối lưu tự nhiên được mô hình hóa bằng hệ số đối lưu hiệu dụng h không đổi, hệ số đối lưu hiệu dụng h được xem là **giá trị trung bình**, đại diện cho khả năng trao đổi nhiệt tổng thể của môi trường không khí. Do mô hình tập trung vào tối ưu hóa đường dẫn dẫn nhiệt trong vật rắn, h chủ yếu ảnh hưởng đến nhiệt độ tuyệt đối, trong khi hình thái topology thay đổi không đáng kể đối với thay đổi vừa phải của hệ số đối lưu tự nhiên h .

3. PHƯƠNG TRÌNH NHIỆT

3.1 Phương trình truyền nhiệt trong miền rắn Ω và Ω_1

Quá trình truyền nhiệt trên miền Ω và Ω_1 của bộ tản nhiệt được giả thiết ở trạng thái ổn định và được mô tả bởi phương trình dẫn nhiệt trong miền rắn [6]:

$$\nabla \cdot (k(\gamma) \nabla T) = 0, \text{ trên } \Omega \text{ và } \Omega_1 \quad (1)$$

Trong đó:

T : nhiệt độ, (K)

$k(\gamma)$: hệ số dẫn nhiệt hiệu dụng, (W/(mK))

γ : biến thiết kế trường mật độ chưa qua lọc, $0 \leq \gamma \leq 1$

3.2 Phương trình truyền nhiệt đối lưu tự nhiên

Quá trình trao đổi nhiệt giữa bộ tản nhiệt và môi trường không khí xung quanh trên Γ_c được mô hình hóa thông qua điều kiện biên đối lưu tự nhiên, áp dụng trên các bề mặt ngoài của bộ tản nhiệt [6]:

$$-k(\gamma) \nabla T \cdot \mathbf{n} = h(T - T_\infty), \text{ trên } \Gamma_c \quad (2)$$

Trong đó:

h : hệ số truyền nhiệt đối lưu hiệu dụng, (W/m²K)

T_∞ : nhiệt độ môi trường xung quanh, (K)

$\mathbf{n}$: vector pháp tuyến hướng ra ngoài

3.3 Phương trình truyền nhiệt tại vùng tiếp xúc - 2 chip

Trong nghiên cứu này, nhằm tập trung đánh giá ảnh hưởng của cấu trúc hình học đến khả năng tản nhiệt, vùng tiếp xúc giữa chip và đế được giả thiết là tiếp xúc lý tưởng. Giả thiết này cho phép bỏ qua điện trở tiếp xúc nhiệt, vốn phụ thuộc vào nhiều yếu tố khó kiểm soát như độ nhám bề mặt, áp lực lắp ghép và vật liệu trung gian, đặc biệt trong giai đoạn nghiên cứu sơ bộ ban đầu. Khi đó, quá trình truyền nhiệt tại mặt phân cách được mô tả như một bài toán dẫn nhiệt liên tục giữa hai môi trường rắn.

Dưới giả thiết này, trường nhiệt độ và thông lượng nhiệt được coi là liên tục qua mặt tiếp xúc giữa chip và đế, dẫn đến các điều kiện biên liên tục được áp dụng như sau:

$$\begin{aligned} T_{\text{chip}} &= T_{\text{đế}} \\ k_{\text{chip}} \nabla T \cdot \mathbf{n} &= k_{\text{đế}} \nabla T \cdot \mathbf{n} \end{aligned}$$

4. BÀI TOÁN TỐI ƯU HÓA TOPOLOGY DỰA TRÊN TRƯỜNG MẬT ĐỘ

4.1 Phương pháp trường mật độ

Trong phương pháp trường mật độ, biến thiết kế trường mật độ γ được sử dụng để mô tả sự tồn tại của vật liệu trong miền thiết kế Ω [7]:

$$0 \leq \gamma \leq 1 \quad (3)$$

Trong đó:

$\gamma=1$: biểu thị vùng đặc

$\gamma=0$: biểu thị vùng rỗng

Trong quá trình tạo TO, để tránh vùng xám (nơi không phân biệt rõ giữa đặc và rỗng), biến thiết kế trường mật độ γ được xử lý thông qua bộ lọc. Đối với kỹ thuật lọc, bộ lọc Helmholtz PDE được áp dụng để thu được biến thiết kế hiệu dụng γ_f [8].

$$\gamma_f - R^2 \nabla^2 \gamma_f = \gamma \quad (4)$$

γ_f : biến thiết kế trường mật độ sau lọc

Trong đó R là bán kính lọc, được coi là kích thước phần tử lưới trong nghiên cứu hiện tại. Sau quá trình lọc, một vùng mật độ chuyển tiếp đặc-rỗng được tạo ra. Để giảm vùng này, các biến thiết kế đã lọc được chiếu bằng phép chiếu tiếp tuyến hyperbolic Heaviside trơn [9], thể hiện biểu thức sau:

$$\gamma_p = \frac{\tanh(\beta(\gamma_f - \gamma_\beta)) + \tanh(\beta\gamma_\beta)}{\tanh(\beta(1 - \gamma_\beta)) + \tanh(\beta\gamma_\beta)} \quad (5)$$

Trong đó:

- γ_p : là biến thiết kế trường mật độ sau chiếu
- γ_β : ngưỡng chiếu hay ngưỡng phân tách đặc-rỗng
- β : độ dốc phép chiếu, β nhỏ nhiều vùng xám, β lớn ít vùng xám

4.2 Nội suy vật liệu theo phương pháp SIMP

Phương pháp SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) được sử dụng để mô tả sự phân bố vật liệu trong miền thiết kế thông qua biến mật độ $\gamma_p \in [0, 1]$. Các tính chất vật liệu được nội suy theo hàm phạt, nhằm loại bỏ các vùng trung gian và thu được cấu trúc topology rõ ràng [10].

$$k(\gamma_p) = k_{air} + \gamma_p^p (k_{solid} - k_{air}) \quad (6)$$

Trong đó:

- k_{solid} : hệ số dẫn nhiệt của vật liệu rắn, (W/(mK))
- k_{air} : hệ số dẫn nhiệt không khí, (W/(mK))
- p : hệ số phạt

4.3 Hàm mục tiêu và ràng buộc

Hàm mục tiêu là nhiệt độ trung bình trên miền thiết kế nhằm giảm nhiệt độ tổng thể của hệ hai nguồn nhiệt, hàm mục tiêu được biểu diễn như sau:

$$J = \frac{\int_{\Omega} T(\gamma_p) d\Omega}{\int_{\Omega} d\Omega} \quad (9)$$

Trong đó:

- J : hàm mục tiêu, nhiệt độ trung bình trên miền thiết kế (**K**)
- Ω : miền thiết kế
- T : nhiệt độ (**K**)
- γ_p : Biến thiết kế sau quá trình lọc, chiếu

5. THIẾT LẬP MÔ PHỎNG SỐ TRÊN COMSOL 6.3

Phương trình truyền nhiệt trong miền rắn được giải bằng mô-đun *Heat Transfer in Solids* dựa trên phương trình dẫn nhiệt ở trạng thái ổn định. Điều kiện biên đối lưu tự nhiên được áp dụng trên các bề mặt cánh trao đổi nhiệt với môi trường không khí xung quanh. Quá trình tối ưu hóa topology được thực hiện bằng mô-đun *Topology Optimization* trên phần mềm COMSOL Multiphysics với khai báo như bảng 1, sử dụng phương pháp SIMP kết hợp với thuật toán Method of Moving Asymptotes (MMA) [11].

Bảng 1. Khai báo COMSOL

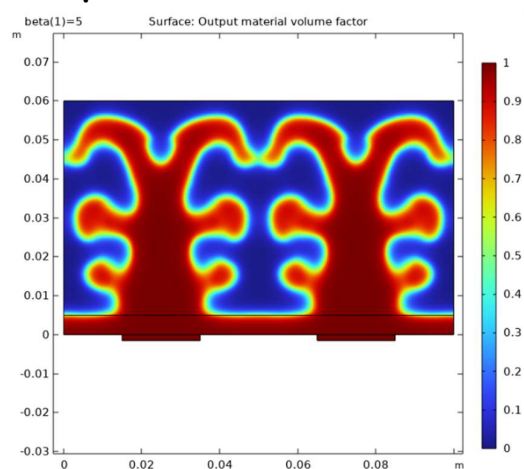
Nội dung	COMSOL 6.3
Mô hình vật lý	Heat Transfer in Solids + Topology Optimization
Hình học mô phỏng	2D, cross-section
Chiều dài mô phỏng	$t = 0,1m$
Nội suy vật liệu	$k = k_{air} + \gamma \cdot p \cdot (k_{solid} - k_{air})$
Biến thiết kế	$\gamma = dtop1.theta$
Nguồn nhiệt	Heat Transfer in Solids\Temperature 1 (K) in CHIP
Điều kiện đối lưu	Convective Heat Flux on outer boundary
Hàm mục tiêu	$compl.intop1(T)/compl.intop1(1)$
Ràng buộc thể tích	Volume fraction f
Thuật toán tối ưu	MMA
Kiểu bài toán	Stationary + Topology Optimization

Trong quá trình tối ưu hóa, độ dẫn nhiệt của hợp kim nhôm phân bố trong miền thiết kế là $k = 175 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, dung lượng nhiệt là $C_p = 903 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ và mật độ khối lượng $\rho = 2700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Các tính chất vật lý được xem xét của không khí là $k = 0,026 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $C_p = 1003 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, và $\rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

6. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

6.1 Cấu trúc topology tối ưu và phân bố vật liệu

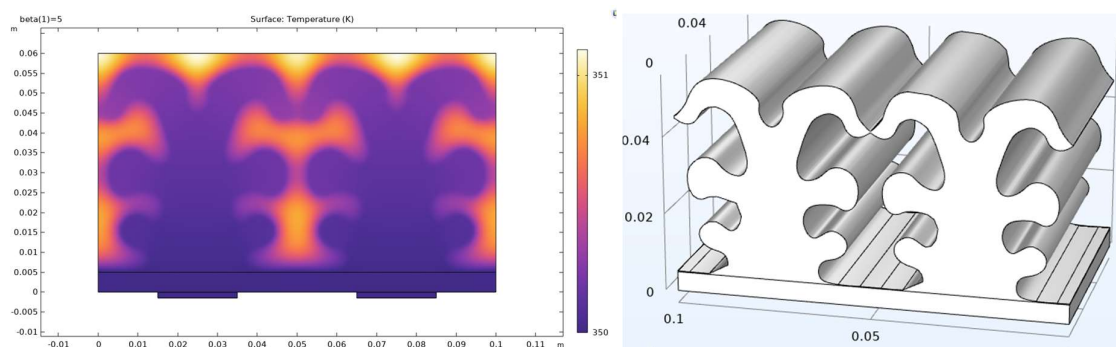
Hình 4 phân bố biến thiết kế (material volume factor) cho thấy vật liệu được tập trung thành các cấu trúc liên tục dạng phân nhánh, kết nối trực tiếp từ vùng nguồn nhiệt (hai chip ở đáy) đến các vùng phía trên của miền thiết kế. Cấu trúc thu được có dạng hình học tương tự “cây” hoặc “san hô”, với các nhánh chính đóng vai trò như các đường dẫn nhiệt hiệu quả từ nguồn nhiệt lên phía trên. Từ các nhánh chính, các nhánh phụ tiếp tục mở rộng nhằm tăng diện tích bề mặt trao đổi nhiệt với môi trường. Điều này cho thấy quá trình tối ưu đã tự động hình thành các đường dẫn nhiệt tối ưu, đồng thời tạo ra không gian rỗng hợp lý để hỗ trợ đối lưu tự nhiên.



Hình 4 Trường mật độ vật liệu TO

6.2 Phân bố nhiệt độ và hiệu suất tản nhiệt

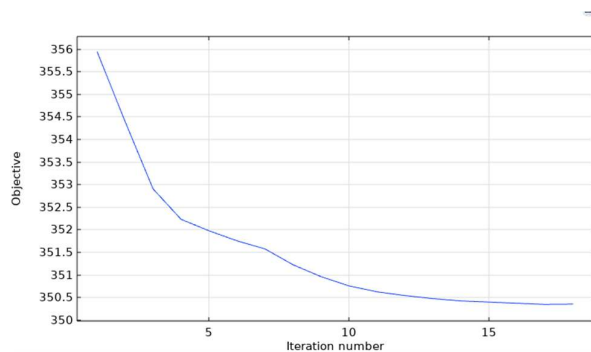
Phân bố nhiệt độ như hình 5 cho thấy nhiệt được truyền hiệu quả từ hai nguồn nhiệt ở đáy lên toàn bộ cấu trúc tản nhiệt. Vùng nhiệt độ cao tập trung chủ yếu tại khu vực lân cận hai chip, sau đó lan truyền dọc theo các nhánh dẫn nhiệt chính và được phân tán dần về phía trên của miền thiết kế. Các cấu trúc phân nhánh thu được từ tối ưu topology đóng vai trò như các “đường dẫn nhiệt ưu tiên”, giúp giảm gradient nhiệt cục bộ. Điều này thể hiện rõ qua việc không xuất hiện các điểm nóng cục bộ (hot spots) rõ rệt trong miền thiết kế, mà thay vào đó là sự phân bố nhiệt tương đối mượt và liên tục; không khí nóng có xu hướng chuyển động lên phía trên và mang theo nhiệt ra khỏi hệ. Các vùng phía trên có nhiệt độ cao hơn so với vùng giữa cho thấy vai trò của bề mặt trao đổi nhiệt, nơi xảy ra quá trình truyền nhiệt đối lưu với môi trường xung quanh.



Hình 5 Trường nhiệt độ T

6.3 Đặc tính hội tụ của quá trình tối ưu

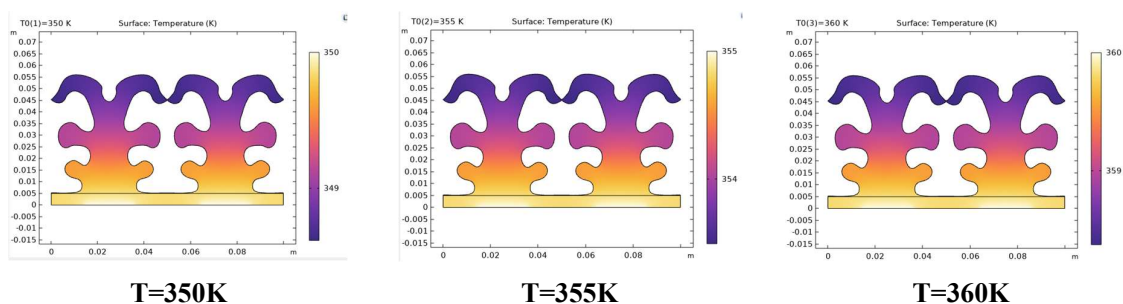
Hình 6, quá trình hội tụ của hàm mục tiêu cho thấy giá trị nhiệt độ trung bình giảm nhanh trong các vòng lặp đầu, từ khoảng 356 K xuống gần 351 K, phản ánh hiệu quả của quá trình tái phân bố vật liệu trong giai đoạn đầu của tối ưu hóa. Sau khoảng 10 vòng lặp, tốc độ cải thiện giảm dần và hàm mục tiêu tiến tới trạng thái ổn định tại khoảng 350 K. Sự hội tụ mượt và đơn điệu của đường cong chứng minh tính ổn định và hiệu quả của thuật toán MMA trong việc giải bài toán tối ưu hóa topology cho hệ tản nhiệt hai chip.



Hình 6 Quá trình hội tụ hàm mục tiêu J

6.4 Mô phỏng kiểm chứng

Nhằm kiểm tra độ tin cậy và mức độ chính xác của kết quả tối ưu, nghiên cứu này thực hiện 3 trường hợp nhiệt đầu vào của chip là $T=350\text{K}$, 355K và 360K . Kết quả phân bố nhiệt độ trên bộ tản nhiệt được trình bày như trong hình 7



Hình 7 Phân bố nhiệt độ trên bộ tản nhiệt

Kết quả trình bày cho thấy rằng hàm mục tiêu về phân bố đều nhiệt độ đã đạt được trên toàn miền của bộ tản nhiệt. Độ chênh lệch nhiệt độ trung bình lớn nhất là 1°C .

7. KẾT LUẬN

Mô hình truyền nhiệt được xây dựng trên cơ sở dẫn nhiệt trạng thái ổn định trong vật rắn kết hợp với điều kiện biên đối lưu tự nhiên, kết quả khảo sát với các giá trị nhiệt độ tham chiếu khác nhau cho thấy cấu trúc tối ưu có tính ổn định nhiệt tốt, trong đó phân bố trường nhiệt giữ nguyên về hình dạng và chỉ thay đổi tuyến tính theo mức nhiệt tuyệt đối. Điều này chứng minh rằng thiết kế thu được không chỉ tối ưu tại một điều kiện cụ thể mà còn có khả năng làm việc hiệu quả trong một dải điều kiện vận hành rộng.

Tuy nhiên, nghiên cứu hiện tại vẫn còn một số hạn chế. Mô hình đối lưu tự nhiên được biểu diễn thông qua hệ số trao đổi nhiệt hiệu dụng, chưa xét đến đầy đủ tương tác dòng chảy – nhiệt. Bên cạnh đó, ảnh hưởng của tiếp xúc nhiệt giữa chip và đế cũng được giả thiết lý tưởng. Trong các nghiên cứu tiếp theo, cần mở rộng mô hình sang bài toán truyền nhiệt liên hợp đầy đủ, kết hợp mô phỏng dòng chảy và thực nghiệm để kiểm chứng kết quả.

Tổng thể, nghiên cứu đã chứng minh tiềm năng lớn của tối ưu hóa topology trong thiết kế bộ tản nhiệt thụ động cho các hệ điện tử đa nguồn. Phương pháp đề xuất có thể được mở rộng cho các ứng dụng thực tế như làm mát LED công suất cao, linh kiện điện tử và các hệ thống nhiệt – lưu chất phức tạp, góp phần nâng cao hiệu quả năng lượng và độ tin cậy của thiết bị.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. D. J. Lohan. *Topology optimization methods for heat sink design applied to power electronics*.
2. H. Patel & V. K. Matawala (2019). Performance evaluation and parametric optimization of a heat sink for cooling of electronic devices with entropy generation minimization. *European Journal of Sustainable Development Research*, **3**(4). <https://doi.org/10.29333/ejosdr/5896>
3. M. P. Bendsøe & N. Kikuchi (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **71**(2), 197–224. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(88\)90086-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(88)90086-2)
4. Y. Li. *Design and topology optimization of heat sinks for the cooling of electronic devices with multiple heat sources*.
5. K. Svanberg (1987). The method of moving asymptotes—a new method for structural optimization. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, **24**(2), 359–373. <https://doi.org/10.1002/nme.1620240207>
6. T. L. Bergman, A. S. Lavine & F. P. Incropera (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed.). Somerset: Wiley.
7. A. Evgrafov (2005). The limits of porous materials in the topology optimization of Stokes flows. *Applied Mathematics and Optimization*, **52**(3), 263–277. <https://doi.org/10.1007/s00245-005-0828-z>
8. B. S. Lazarov & O. Sigmund (2011). Filters in topology optimization based on Helmholtz-type differential equations. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, **86**(6), 765–781. <https://doi.org/10.1002/nme.3072>
9. F. Wang, B. S. Lazarov & O. Sigmund (2011). On projection methods, convergence and robust formulations in topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, **43**(6), 767–784. <https://doi.org/10.1007/s00158-010-0602-y>
10. M. P. Bendsøe & O. Sigmund (2004). *Topology Optimization*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-05086-6>
11. COMSOL AB (2024). *Introduction to the Optimization Module*. Stockholm, Sweden: COMSOL AB. [COMSOL Documentation](#)

ABSTRACT

TOPOLOGY OPTIMIZATION OF A NATURAL CONVECTION HEAT SINK FOR TWO ELECTRONIC CHIPS USING THE SIMP METHOD

This paper presents a density-based topology optimization approach for the design of a natural convection heat sink applied to a system with two parallel heat sources. The problem is formulated based on the steady-state heat conduction equation with natural convection boundary conditions. The Solid Isotropic Material with Penalization (SIMP) interpolation scheme is employed to model the material distribution within the design domain, while the Method of Moving Asymptotes (MMA) is used to solve the volume-constrained optimization problem. Numerical simulations are carried out using COMSOL Multiphysics. The topology optimization results demonstrate that the optimal structure forms a symmetric tree-like conductive network, directly connecting the two heat sources to the convective boundaries, thereby enhancing the overall heat dissipation performance.

NGHIÊN CỨU DỰ ĐOÁN VỊ TRÍ HƯ HỎNG CỦA CÁNH TUABIN KHÍ DƯỚI TÁC ĐỘNG NHIỆT ĐỘ ÁP SUẤT CAO

Võ Duy Tân*, Lê Thị Thanh Giang

*Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn,
Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam*

*Email của tác giả liên hệ: voduytan1208@gmail.com

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Trong nhà máy nhiệt điện, cánh động tuabin khí tầng một là chi tiết quan trọng nhất. Vì chúng hoạt động dưới nhiệt độ và áp suất rất cao. Do đó, cánh này thường bị hư hỏng do mỏi và quá nhiệt cục bộ. Việc phát triển các mô hình mô phỏng nhằm dự đoán vị trí hư hỏng giúp tiết kiệm chi phí thực nghiệm và thời gian giải quyết vấn đề. Nghiên cứu hiện tại tập trung đánh giá ảnh hưởng của phân bố nhiệt độ lên hư hỏng trên cánh bằng mô phỏng dòng chảy CFD và mô phỏng structural. Các kết quả như đặc trưng dòng chảy, truyền nhiệt cũng như dự đoán vị trí vết nứt cũng được đề xuất. Mẫu cánh hiện tại là dòng cánh F với nhiệt độ làm việc trong khoảng 1250K và tỉ số nén là 14. Kết quả cho thấy, phân bố nhiệt độ cao lên tới 1050K tập trung ở các khu vực như rootslot, tip và khu vực leading edge gần tip. Các kết quả cũng chỉ ra sự gia tăng ứng suất đạt mức tối hạn của các khu vực này. Phân tích tuổi thọ chỉ ra khu vực bị nứt đầu tiên sẽ xuất hiện ở LE và diện tích lớn khu vực mép root sẽ bị nứt.

Từ khóa: Gas turbine, CFD, cooling.

1. GIỚI THIỆU

Rất nhiều nghiên cứu đã đặc nền móng cho bài toán truyền nhiệt trong cánh tuabin [1-3]. Một số nghiên cứu trước đây chủ yếu sử dụng các mô hình đơn giản. Do đó thường không mô phỏng chính xác được sự tương tác của dòng chảy lên truyền nhiệt trên thân cánh [4]. Một phần nhỏ hạn chế kỹ thuật nghiên cứu này đó chính là loại lưới và chất lượng lưới. Lưới tetra giúp giảm chất lượng kết quả trong khi đó việc tạo lưới hexa thường tốn chi phí thời gian và công sức [5-6]. Nghiên cứu hiện tại tiếp cận loại lưới mới là lưới Polyhexcore. Đặc trưng lưới này linh hoạt hơn và chất lượng lưới cao hơn, trong khi giảm được chi phí tính toán xuống. Nghiên cứu hiện tại tiếp cận cho bài toán hình học phức tạp, các hạn chế về lưới cũng đã khắc phục

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP

Trước tiên mô hình phân tích truyền nhiệt phức tạp được tiến hành nhằm thu được kết quả về truyền nhiệt, áp suất và đặc trưng dòng chảy bằng ANSYS Fluent. Các kết quả sau đó được xử lý để làm đầu vào tính toán ứng suất và chuyển vị trên cánh bằng phần mềm COMSOL. Mô hình fatigue stress curve đã được ứng dụng trong dự đoán vị trí hư hỏng của cánh.

2.1. Vật liệu

Mô hình mô phỏng gồm khối khí với vật liệu là không khí nén được. Các giá trị vật liệu không khí thay đổi theo tính chất khí lý tưởng và theo nhiệt độ.

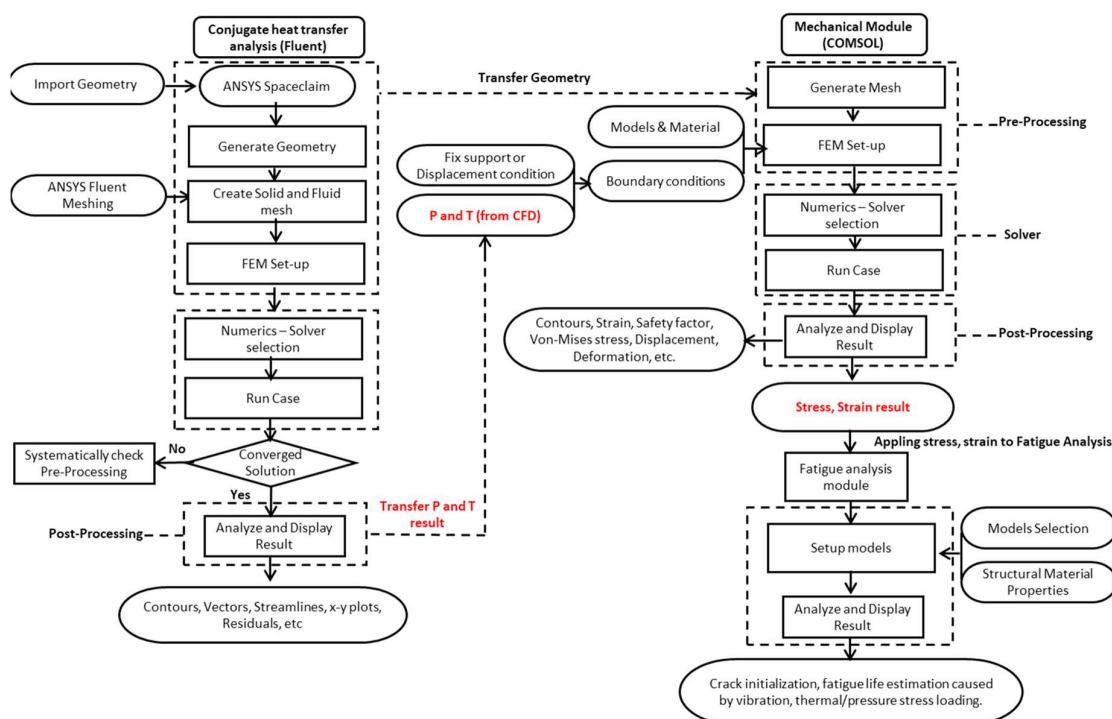
Vật liệu làm cánh ở đây chính IN738LC, là một loại vật liệu superalloy Inconel chuyên sử dụng cho cánh tuabin khí. Khả năng chịu nhiệt lên tới 1257K [7-8].

Bảng 1. Thông số vật liệu cánh và lớp phủ

	Parameters	Value
Inconel 738 Alloy	Density (kg/m ³)	8110
	Thermal conductivity (W/m-K)	19.8
	Specific heat (J/kg-K)	558.3
TBC	Density (kg/m ³)	5650
	Thermal conductivity (w/m-K)	1.05
	Specific heat (J/kg-K)	483

2.2. Phương pháp

Mô hình được tính toán bởi hai phần mềm ANSYS Fluent và COMSOL. Sơ đồ sau thể hiện các bước triển khai mô hình và phương pháp.



Hình 1 Sơ đồ phân tích đánh giá tổng thể dòng chảy, nhiệt độ và tuổi thọ.

2.3. Cơ sở lý thuyết

Các phương trình động lượng, truyền chất và năng lượng cho bài toán CFD.

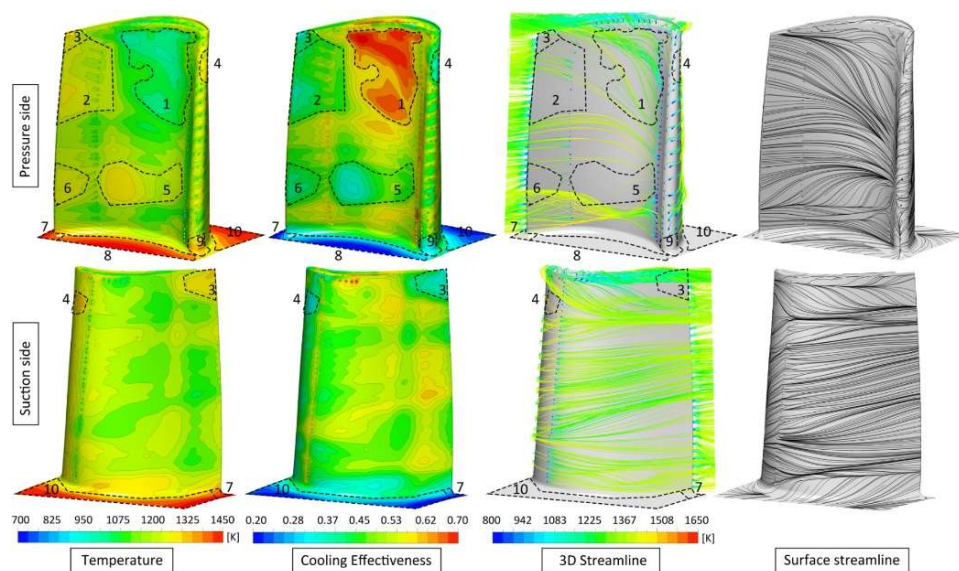
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}) + S_M \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} u_j (\tau_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}) + S_E \quad (3)$$

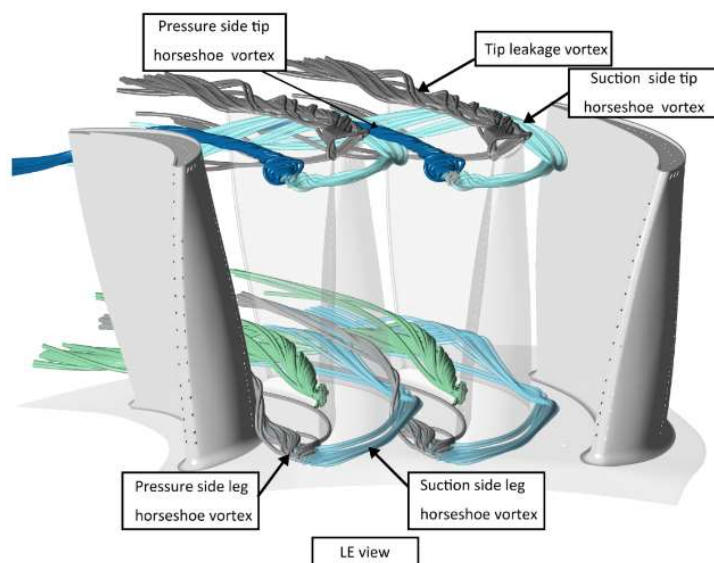
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Phân bố nhiệt độ và đặc trưng dòng chảy



Hình 2 Phân bố nhiệt độ, hiệu suất làm mát và đường đặc trưng dòng

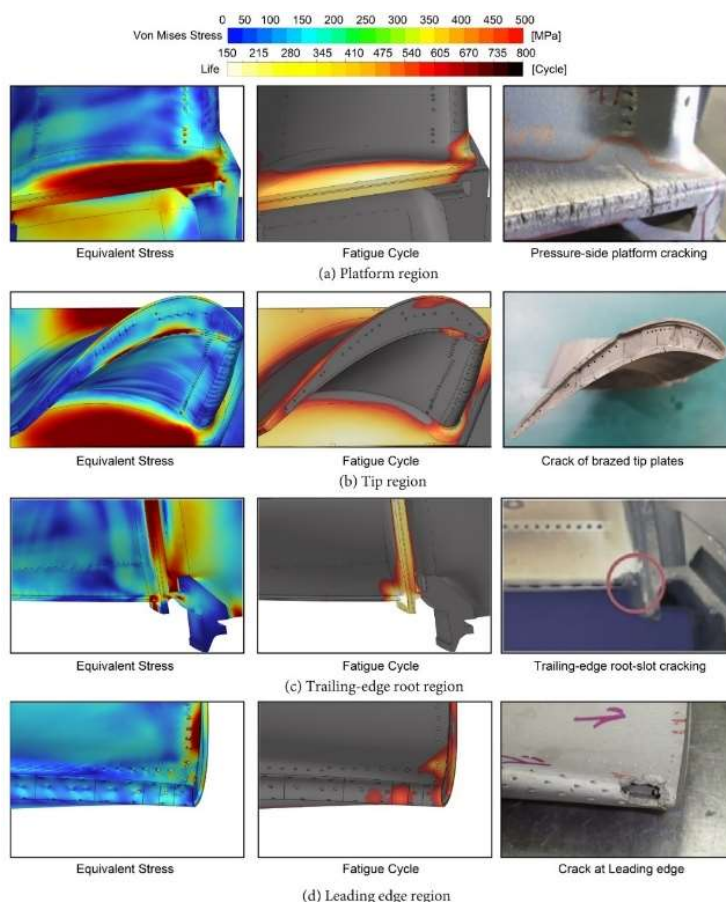
Hình 2 cho thấy các dòng khí này bao bọc xung quanh cánh. Các đường làm mát thoát ra từ các lỗ làm mát giúp tạo thành dòng khí nhỏ bao bọc xung quanh cánh. Các đường làm mát này có nhiệt độ rơi vào tầm 800K, ngăn chặn sự tiếp xúc trực tiếp với luồng khí nóng của lò đốt. Tuy nhiên ở những vùng không được bao bọc ở các màng làm mát thì có thể quan sát được hiện tượng quá nhiệt cục bộ xảy ra ở khu vực chân cánh, tip, và khu vực 3 và 4 như hình.



Hình 3 Các vortex tương tác xung quanh cánh

Hình trên thể hiện đặc trưng dòng chảy quanh cánh. Các dòng chảy này giúp tương tác kết hợp với nhau tạo thành các dòng chảy vô cùng phức tạp. Khi các dòng chảy này tương tác với bề mặt cánh. Nó có thể cuốn theo các đường làm mát, hệ quả là tăng hoặc giảm hiệu suất làm mát cục bộ. Trong trường hợp làm giảm hiệu suất cục bộ sẽ dẫn đến quá nhiệt cục bộ dẫn đến hư hỏng cánh. Do đó ảnh hưởng của các lốc xoáy trên hiệu suất làm mát cánh là vô cùng lớn.

3.2. Dự đoán vị trí hư hỏng



Hình 4 Phân bố ứng suất, dự đoán hư hỏng và mẫu mô hình thực tế.

Kết quả phân tích ứng suất và mỏi cho thấy, vị trí xuất hiện vết nứt hư hỏng tập trung ở khu vực mép chân cánh, tip, rootslot và khu vực LE gần tip. Đây là các khu vực có dấu hiệu phân bố stress cao và chịu tác động của nhiệt lớn. Thông qua quan sát đặc trưng dòng chảy trên Hình 2, ta cũng quát sát được các khu vực này thường bị thiếu các màng làm mát bảo vệ. Do đó đây là yếu tố chính ảnh hưởng tới tuổi thọ cánh. Vị trí hư hỏng đầu tiên xuất hiện ở khu vực mép cánh, sau đó là rootslot. Các khu vực tip có dấu hiệu bị nứt rải rác dọc theo đường tip.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đánh giá dự đoán vị trí tiềm ẩn hư hỏng đã được tiến hành, một số kết luận có thể được rút ra:

- Tình trạng quá nhiệt xảy ra tại các khu vực thiếu làm mát, dẫn đến ứng suất tương đương tăng cao dưới tác động chu kỳ của nhiệt độ và áp suất.
- Vị trí xuất hiện vết nứt: Các vết nứt tập trung tại những điểm trọng yếu như: đỉnh mép trước (leading tip), đỉnh mép sau (trailing tip), khu vực giữa đỉnh (middle tip), rãnh chân cánh mép sau (TE root-slot) và mép nền (platform edge).
- Sự tương quan thực tế: Các vị trí nứt được mô phỏng dự đoán hoàn toàn trùng khớp với các mẫu nứt quan sát được trong thực tế công nghiệp.
- Phân tích môi thấp chu kỳ (LCF): Vết nứt xuất hiện tại mép nền (platform) sau 300 chu kỳ vận hành do thiếu các biện pháp làm mát thích hợp. Vết nứt tại khu vực giữa đỉnh (MT) xuất hiện sau 450 chu kỳ do làm mát không đủ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Garg, V. K. (2002). "Heat transfer research on gas turbine airfoils at NASA GRC." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **23**(2): 109-136.
2. Garg, V. K. and R. E. Gaugler (1997). "Effect of coolant temperature and mass flow on film cooling of turbine blades." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **40**(2): 435-445.
3. Garg, V. K. and D. L. Rigby (1999). "Heat transfer on a film-cooled blade - effect of hole physics." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **20**(1): 10-25.
4. Jiang, Y. T., Q. Zheng, P. Dong, J. H. Yao, H. Zhang and J. Gao (2015). "Conjugate heat transfer analysis of leading edge and downstream mist-air film cooling on turbine vane." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **90**: 613-626.
5. Vo, D. T., Thanh-Dam Mai, Byungwook Kim, and Jaiyoung Ryu* (2021). "Influence of coolant temperature, pressure, and thermal barrier coating thickness on heat transfer in high-pressure blades
6. Ho, V. T., K. Chang, S. W. Lee and S. H. Kim (2020). "Transient Thermal Analysis of a Li-Ion Battery Module for Electric Cars Based on Various Cooling Fan Arrangements." *Energies* **13**(9).

ABSTRACT

In the power plant, the first-stage gas turbine blade is the most critical component, as it operates under conditions of extremely high temperature and pressure. Consequently, these blades are frequently prone to failure due to fatigue and localized overheating. The development of simulation models to predict failure locations helps reduce experimental costs and problem-solving time. Current research focuses on evaluating the impact of temperature distribution on blade damage using Computational Fluid Dynamics (CFD) and structural simulations. Results regarding flow characteristics, heat transfer, and predicted crack locations are also proposed. The current specimen is an F-class turbine blade with an operating temperature of approximately 1250K and a compression ratio of 14. The findings reveal that high-temperature distributions (up to 1050K) are concentrated in areas such as the root slot, tip, and the leading edge (LE) near the tip. Furthermore, the results indicate that stresses in these regions reach critical levels. Life cycle analysis suggests that the initial cracking will appear at the leading edge, while a significant area of the root edge will also experience cracking.

Keywords: Gas turbine, CFD, cooling.

ẢNH HƯỞNG CỦA NHIỆT ĐỘ GIA NHIỆT TRƯỚC ĐẾN LIÊN KẾT TRONG HÀN SIÊU ÂM HỢP KIM NHÔM AA6061

Đinh Lê Cao Kỳ, Lê Thế Truyền*

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: truyenlt@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Hàn siêu âm được ứng dụng rộng rãi trong lắp ráp các thành phần nhôm cho kết cấu nhẹ và hệ thống pin lithium-ion; tuy nhiên, việc đảm bảo sự hình thành liên kết bề mặt đồng nhất vẫn còn nhiều thách thức. Nghiên cứu này khảo sát quá trình hàn siêu âm có hỗ trợ gia nhiệt trước đối với hợp kim nhôm AA6061 nhằm làm sáng tỏ các cơ chế nhiệt – cơ chi phối sự hình thành mối nối. Mô hình phần tử hữu hạn ba chiều liên hợp, kết hợp với thực nghiệm kéo, được sử dụng để đánh giá ảnh hưởng của nhiệt độ gia nhiệt trước đến sự thay đổi nhiệt độ, biến dạng dẻo và đặc tính cơ học của mối hàn.

Kết quả mô phỏng cho thấy việc tăng nhiệt độ gia nhiệt trước giúp cải thiện tính đồng nhất của trường nhiệt và mở rộng vùng biến dạng dẻo tại bề mặt tiếp xúc, qua đó làm tăng diện tích liên kết. Kết quả thực nghiệm cho thấy độ bền kéo tăng khi nhiệt độ gia nhiệt tăng từ 25 °C lên 125 °C, phù hợp với sự gia tăng biến dạng bề mặt và giảm thiểu các vùng không liên kết. Tuy nhiên, tại 150 °C, sự hóa mềm quá mức dẫn đến thu hẹp vùng biến dạng dẻo và làm suy giảm độ bền mối nối. Nhiệt độ gia nhiệt trước 125 °C được xác định là điều kiện tối ưu, mang lại đặc tính cơ học cao nhất.

Kết quả nghiên cứu khẳng định vai trò then chốt của gia nhiệt trước trong việc nghiên cứu tương tác nhiệt – cơ và kiểm soát sự phát triển diện tích liên kết trong hàn siêu âm. Cách tiếp cận tích hợp giữa mô phỏng và thực nghiệm cung cấp cơ sở định lượng đáng tin cậy cho việc tối ưu hóa quy trình hàn đối với các hợp kim nhôm.

Từ khóa: Hàn siêu âm, hợp kim nhôm AA6061, gia nhiệt trước, phần tử hữu hạn

1. GIỚI THIỆU

Những quan ngại gia tăng liên quan đến biến đổi khí hậu và tính bền vững năng lượng đã thúc đẩy mạnh mẽ sự phát triển của xe điện chạy pin (battery electric vehicles – BEVs). Các phương tiện này sử dụng pin lithium-ion nhờ mật độ năng lượng cao cùng các đặc tính điện hóa vượt trội [1, 2]. Trong cấu trúc hệ thống pin ô tô, nhiều tế bào pin (cells) được tích hợp theo kiến trúc phân cấp cụm–mô-đun–tế bào (pack–module–cell). Các vật liệu dẫn điện như đồng và nhôm thường được sử dụng làm đầu cực (tabs) và thanh dẫn (bus bars) do sở hữu độ dẫn điện cao và tính dẻo tốt [3, 4]. Độ tin cậy của các liên kết điện này đóng vai trò then chốt, bởi chỉ một sai hỏng cục bộ tại mối nối cũng có thể làm suy giảm hiệu suất vận hành cũng như mức độ an toàn của toàn bộ hệ thống pin.

Các phương pháp hàn nóng chảy truyền thống, điển hình như hàn hồ quang khí bảo vệ kim loại (MIG) và hàn hồ quang khí (TIG), đã từng được áp dụng cho các chi tiết nhôm. Tuy nhiên, việc xuất hiện các khuyết tật đặc trưng như nứt kết tinh, rỗ khí, cùng với nhiệt đầu vào lớn đã hạn chế đáng kể khả năng ứng dụng của các kỹ thuật này. Trong bối cảnh đó, hàn siêu âm (Ultrasonic Welding – USW) nổi lên như một phương pháp liên kết trạng thái rắn, sử dụng dao động cơ học tần số cao dưới tác dụng của áp lực kẹp. Phương pháp này cho phép hình thành liên kết mà không cần làm nóng chảy vật liệu nền, qua đó giảm thiểu các khuyết tật liên quan đến quá trình nóng chảy [5, 6].

Mặc dù có tiềm năng ứng dụng rộng rãi, quá trình hàn siêu âm (USW) đặc trưng bởi sự tương tác nhiệt – cơ phức tạp, gây khó khăn đáng kể cho việc quan sát và mô tả chi tiết thông qua thực nghiệm thuần túy. Trong bối cảnh đó, phương pháp mô hình hóa phần tử hữu hạn (finite element method – FEM) đã trở thành một công cụ quan trọng nhằm làm rõ mối quan hệ giữa thông số công nghệ và sự hình thành cấu trúc mối nối. Cụ thể, FEM cho phép dự đoán sự thay đổi nhiệt độ tại bề mặt tiếp xúc, phân bố ứng suất cũng như biến dạng dẻo trong quá trình liên kết.

Các nghiên cứu trước đây đã áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích quá trình hàn siêu âm trên nhiều hệ vật liệu khác nhau. Elangovan và cộng sự [7, 8] đã xây dựng các mô hình hai chiều cho mỗi nối kim loại khác nhau là nhôm–đồng, qua đó dự đoán phân bố nhiệt độ và ứng suất, đồng thời đánh giá ảnh hưởng của áp lực kẹp và chiều dày vật liệu đến chất lượng mối hàn. Mo và cộng sự [9] đã phát triển mô hình ba chiều sử dụng phần mềm ABAQUS nhằm nghiên cứu thép không gỉ, trong đó mô tả chi tiết sự hình thành và phân bố ứng suất dư. Bên cạnh đó, Chen và cộng sự [10] đã chỉ ra rằng sự kết hợp của tải trọng cắt và nén tuần hoàn đóng vai trò thúc đẩy dòng chảy dẻo tại bề mặt tiếp xúc, góp phần hình thành cơ chế liên kết cơ học trong hệ vật liệu Cu–Al. Ngoài ra, các nghiên cứu mô phỏng nhiệt – cơ khác cũng nhấn mạnh vai trò then chốt của nhiệt độ bề mặt và mức độ biến dạng dẻo trong việc chi phối độ bền mối nối đối với các hệ vật liệu như đồng, nhôm và đồng–thiếc [11–14]. Tuy nhiên, các nghiên cứu nhiệt–cơ về liên kết giữa nhiệt độ gia nhiệt trước với đặc tính biến dạng bề mặt và độ bền mối nối trong hàn siêu âm cùng loại AA6061 vẫn còn hạn chế.

Trong nghiên cứu này, ảnh hưởng của gia nhiệt trước đến khả năng hàn siêu âm của các tấm nhôm AA6061 được khảo sát thông qua mô hình phần tử hữu hạn nhiệt–cơ ba chiều, kết hợp với thí nghiệm kéo và phân tích vi cấu trúc. Phân tích số tập trung vào sự thay đổi của nhiệt độ, phân bố ứng suất và biến dạng dẻo tương đương dưới các điều kiện gia nhiệt trước khác nhau. Song song đó, phần thực nghiệm được thực hiện nhằm đánh giá các đặc tính cơ học tương ứng của mối hàn. Cách tiếp cận tích hợp này giúp làm rõ vai trò của gia nhiệt trước trong việc thúc đẩy sự hình thành vùng liên kết và nâng cao độ bền mối nối trong các hợp kim nhôm.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP

2.1. Vật liệu

Nghiên cứu sử dụng phôi tấm hợp kim nhôm AA6061-T6 được chế tạo bằng phương pháp cán. Nhiệt độ đường đặc và đường lỏng của hợp kim này lần lượt là 582 °C và 652 °C [5]. Thành phần hóa học chi tiết của hợp kim được trình bày trong Bảng 1.

Bảng 1. Thành phần hóa học của hợp kim nhôm (AA6061)

Chemical composition	Al	Mg	F	Cr	Si	Cu	Mn	Zn
%	Bal	2.8	0.4	0.35	0.25	0.1	0.1	0.1

Các tấm hợp kim có chiều dày 0,3 mm được cắt thành các tấm với kích thước 90 mm × 26 mm. Trước khi hàn, bề mặt mẫu được làm sạch bằng acetone nhằm loại bỏ tạp chất và dầu mỡ. Quá trình hàn siêu âm được thực hiện theo cấu hình mối hàn chồng, trong đó một mối hàn điểm được tạo tại vị trí trung tâm của vùng chồng lấn có chiều rộng 26 mm.

2.2. Thực nghiệm

Thiết bị hàn siêu âm kim loại do hãng UTHE (Nhật Bản) sản xuất, sử dụng hệ thống truyền động ngang, được sử dụng trong nghiên cứu này. Hệ thống hàn có công suất đầu ra cực đại 4,0 kW tại tần số hoạt động cố định 34 kHz, với biên độ dao động siêu âm có thể điều chỉnh trong khoảng 60–100%. Chế độ điều khiển theo thời gian được áp dụng, trong đó năng lượng hàn và công suất đầu vào của hệ thống được điều chỉnh gián tiếp thông qua thời gian hàn. Công suất yêu cầu trong quá trình hàn phụ thuộc vào kích thước mẫu, tính chất vật liệu và hiệu suất truyền năng lượng tới vùng liên kết.

2.3. Mô phỏng

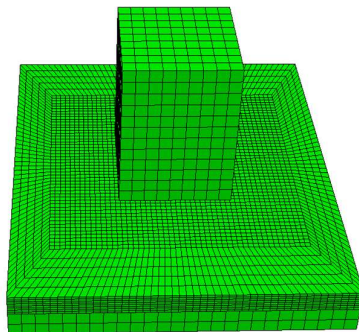
Quá trình hàn siêu âm đạt được sự liên kết vật liệu thông qua việc áp dụng năng lượng dao động tần số cao tại bề mặt tiếp xúc. Trong quá trình này, áp lực kẹp được tác dụng vuông góc với bề mặt phôi, tạo ra tải trọng nén, đồng thời dao động theo chu kỳ được áp dụng theo phương tiếp tuyến. Sự kết hợp của các chuyển động này gây ra hiện tượng sinh nhiệt ma sát và làm gia tăng nhiệt độ tại mặt tiếp xúc. Do đó, hàn siêu âm được xem là một quá trình nhiệt – cơ kết hợp.

Quy trình hàn siêu âm bao gồm bốn giai đoạn chính, làm cơ sở cho việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn:

– Giai đoạn kẹp: Áp suất kẹp được tác động lên phôi thông qua chuyển động của đầu hàn. Thời gian kẹp được xác định từ khi đầu hàn bắt đầu tiếp xúc với tấm trên đến khi áp suất đạt giá trị cực đại. Giai đoạn này có thể được xem là tĩnh do các hiệu ứng động học không đáng kể.

– Giai đoạn hàn: Được đặc trưng bởi chuyển động dao động theo chu kỳ của đầu hàn và sự tiếp xúc ma sát tương ứng giữa đầu hàn và phôi, cũng như giữa phôi và đe hàn. Biến dạng của phôi chủ yếu xảy ra trong giai đoạn này và tập trung theo chiều dày. Phân tích động học được sử dụng để mô tả giai đoạn này.

– Giai đoạn giữ và nhả kẹp: Mô tả quá trình sau khi kết thúc hàn. Các giai đoạn này cũng được xem là tĩnh do không còn sự tác động của chuyển động dao động từ đầu hàn.



Hình 1 Mô hình phân tử hữu hạn

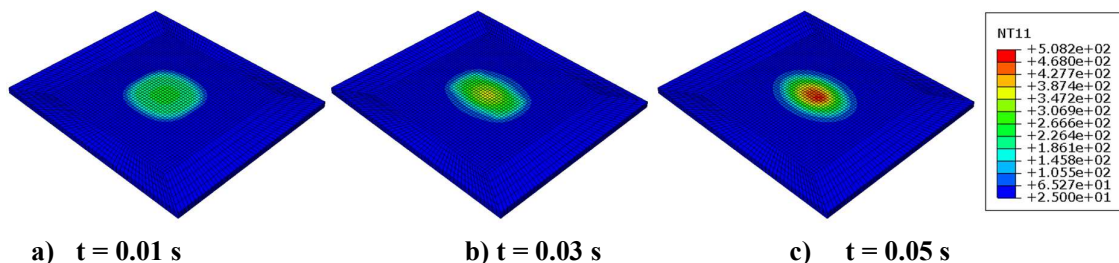
Như thể hiện trong Hình 1, một mô hình phân tích phần tử hữu hạn ba chiều đã được sử dụng để mô phỏng quá trình hàn siêu âm. Mô hình bao gồm đầy đủ các thành phần: đầu hàn, các tấm hàn, đe hàn và tấm gia nhiệt trước quá trình hàn siêu âm được mô phỏng thông qua hai giai đoạn kế tiếp: giai đoạn kẹp và giai đoạn hàn. Trong đó, tấm gia nhiệt trước đóng vai trò thiết lập điều kiện biên nhiệt độ ban đầu. Mô hình dự báo nhiệt độ phân tích sự biến thiên của nhiệt độ. Quá trình sinh nhiệt ma sát phát sinh từ các biến dạng cắt cục bộ tại các bề mặt tiếp xúc trượt, gây ảnh hưởng đáng kể đến sự phân bố nhiệt độ trong vùng hàn.

Nghiên cứu này sử dụng bộ giải Abaqus/Explicit nhờ hiệu suất cao trong việc xử lý các bài toán mô phỏng động học, bao gồm biến dạng lớn và tiếp xúc ma sát cục bộ. Mô hình phân tử hữu hạn được thiết lập nhằm mô phỏng quá trình hàn siêu âm, bao gồm bốn thành phần chính: đầu hàn, các tấm kim loại hàn, tấm gia nhiệt trước và đe. Mô hình gồm hai loại vật liệu: hợp kim nhôm AA6061 (vật liệu hàn) và thép công cụ (vật liệu chế tạo đầu hàn, tấm gia nhiệt trước và đe hàn). Các tính chất vật lý, cơ học và nhiệt của vật liệu được tích hợp đầy đủ vào mô hình, bao gồm: nhiệt độ nóng chảy, mô-đun đàn hồi Young, giới hạn chảy, hệ số Poisson và độ dẫn nhiệt [15].

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Phân bố nhiệt độ

Hình 2 trình bày các biểu đồ phân bố nhiệt độ tại các thời điểm $t = 0,01$ s, $t = 0,03$ s và $t = 0,05$ s, minh họa quá trình sinh nhiệt và sự lan truyền nhiệt bên trong phôi hàn trong suốt quá trình hình thành mỗi nối. Các giá trị nhiệt độ được biểu diễn theo thang màu trên hình; trong đó, các gam màu lạnh tương ứng với vùng có nhiệt độ thấp, trong khi các gam màu nóng biểu thị các vùng có nhiệt độ cao hơn.



Hình 2 Phân bố nhiệt độ tại bề mặt tiếp xúc mỗi hàn trong quá trình hàn siêu âm tại các thời điểm 0,01 s, 0,03 s và 0,05 s

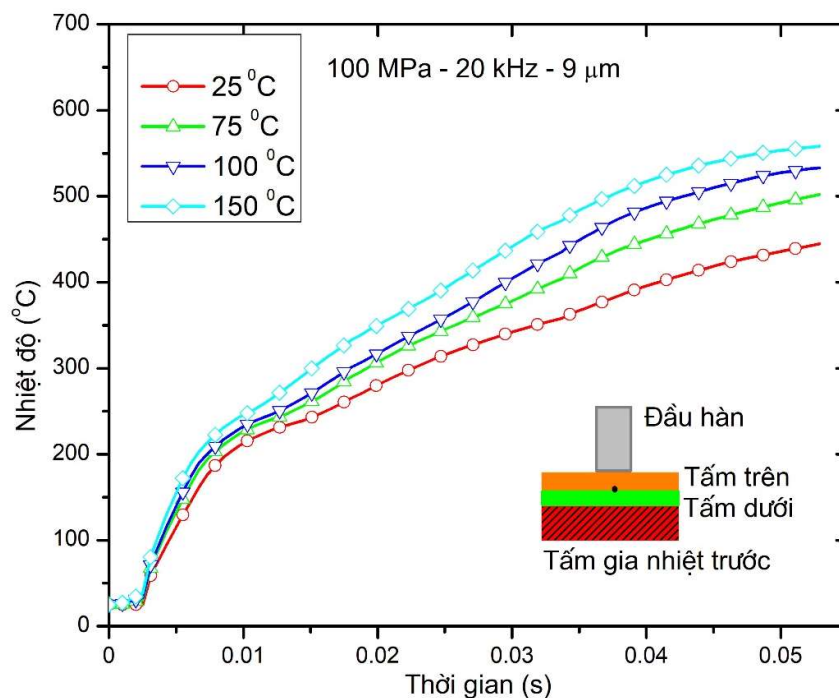
Hình 3 trình bày sự biến thiên nhiệt độ đo được tại tâm của tấm dưới trong quá trình hàn dưới bốn điều kiện gia nhiệt trước khác nhau: 25 °C, 75 °C, 100 °C và 150 °C. Các đường đặc tính nhiệt độ cho thấy ảnh hưởng rõ rệt của nhiệt độ gia nhiệt trước đến đáp ứng nhiệt của vật liệu trong quá trình hàn.

Tại 25 °C, nhiệt độ tăng dần theo thời gian, phản ánh mức năng lượng đầu vào ban đầu tương đối thấp và tốc độ truyền nhiệt vào vùng lõi còn hạn chế. Nhiệt độ tại một điểm ghi nhận khoảng 444 °C, sau đó đường cong có xu hướng đạt trạng thái gần bão hòa, cho thấy sự cân bằng tương đối giữa quá trình sinh nhiệt và tản nhiệt.

Tại 75 °C và 100 °C, các đường đặc tính dịch chuyển lên phía trên, thể hiện sự gia tăng tốc độ tích lũy nhiệt và nhiệt độ cực đại đạt khoảng 502–533 °C. Kết quả này cho thấy việc nâng cao nhiệt độ ban đầu góp phần cải thiện khả năng truyền nhiệt và làm giảm chênh lệch nhiệt độ giữa bề mặt và vùng lõi, từ đó thúc đẩy quá trình gia nhiệt đồng đều hơn theo chiều dày vật liệu.

Tại 150 °C, ảnh hưởng rõ rệt nhất được quan sát, với tốc độ gia tăng nhiệt độ nhanh ngay từ giai đoạn đầu và nhiệt độ cực đại đạt khoảng 558 °C. Điều này cho thấy khả năng duy trì nhiệt được cải thiện đáng kể, đồng thời giảm thiểu tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh nhờ giảm chênh lệch nhiệt độ giữa phiôi và bề mặt khuôn.

Ngoài ra, nhiệt độ gia nhiệt trước cao còn góp phần làm giảm ứng suất chảy của vật liệu, tạo điều kiện thuận lợi cho biến dạng dẻo và nâng cao hiệu quả chuyển hóa năng lượng cơ học thành nhiệt năng trong quá trình hàn.

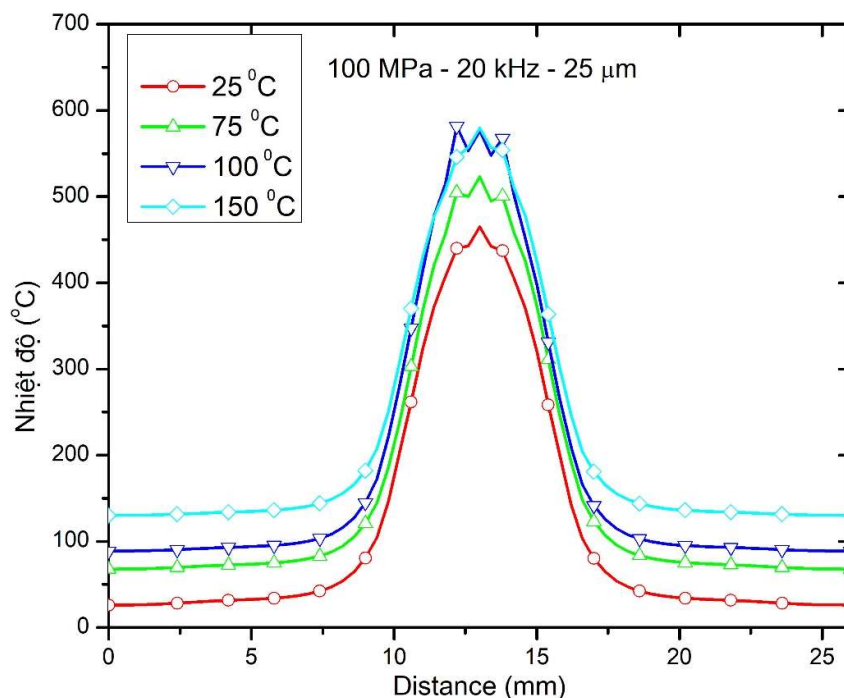


Hình 3 Sự biến thiên nhiệt độ tại tâm của tấm dưới ở các điều kiện gia nhiệt trước khác nhau

Hình 4 minh họa sự phân bố nhiệt độ dọc theo bề mặt tiếp xúc mỗi hàn, sử dụng cùng thông số hàn như áp lực kẹp, tần số dao động và biên độ với bốn mức nhiệt độ gia nhiệt trước khác nhau: 25 °C, 75 °C, 100 °C và 150 °C.

Các đường đặc tính đều có dạng phân bố hình chuông, với đỉnh nhiệt độ tập trung tại vị trí khoảng 12–13 mm, tương ứng với tâm mỗi hàn. Nhiệt độ giảm dần một cách đối xứng về hai phía và tiến tới giá trị nền ổn định tại các vị trí cách xa vùng hàn. Chiều rộng mỗi hàn được xác định là khoảng mà tại đó nhiệt độ vượt qua một ngưỡng tới hạn nhất định, chẳng hạn như nhiệt độ hóa mềm hoặc 50% giá trị nhiệt độ cực đại.

Quan sát cho thấy tại 25 °C, vùng ảnh hưởng nhiệt là hẹp nhất. Vùng nhiệt độ cao (trên khoảng 400°C) có phạm vi lan rộng theo phương ngang nhỏ, phản ánh sự hạn chế trong quá trình khuếch tán nhiệt do nhiệt độ ban đầu thấp. Khi nhiệt độ gia nhiệt trước tăng lên 75 °C và 100 °C, chiều rộng mối hàn tăng lên đáng kể, thể hiện qua sự mở rộng của vùng nhiệt độ cao. Điều này cho thấy quá trình hóa mềm vật liệu diễn ra nhanh hơn, đồng thời sự phân bố năng lượng trong vùng hàn được cải thiện dưới điều kiện có gia nhiệt trước.

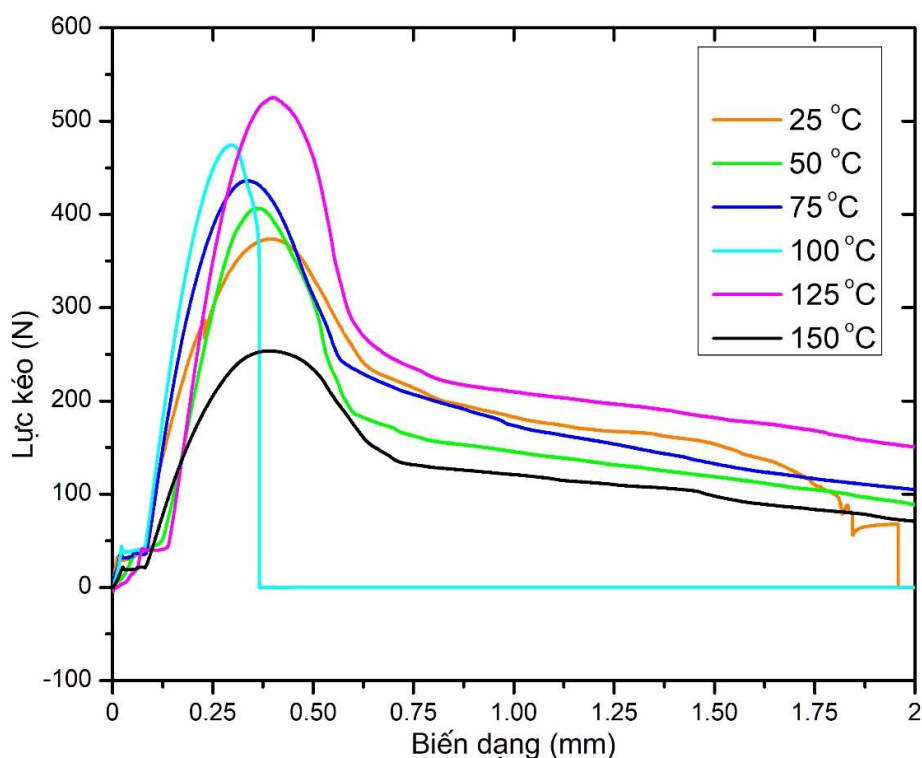


Hình 4. Ảnh hưởng của nhiệt độ gia nhiệt trước đến độ rộng vùng hàn

Trường hợp 150 °C cho thấy chiều rộng mối hàn lớn nhất, đặc trưng bởi nhiệt độ nền tăng cao (khoảng 110–130°C) và sự mở rộng của các vùng biên nhiệt độ, kết hợp tạo nên một vùng ảnh hưởng nhiệt lớn hơn. Nhìn chung, nhiệt độ ban đầu cao hơn dẫn đến sự gia tăng chiều rộng mối hàn, do gia nhiệt trước thúc đẩy quá trình khuếch tán nhiệt và làm giảm năng lượng cần thiết để vật liệu đạt đến trạng thái hóa mềm.

Các kết quả mô phỏng cho thấy sự phụ thuộc đáng kể của trường nhiệt độ vào điều kiện gia nhiệt sơ bộ. Việc nâng cao nhiệt độ gia nhiệt không chỉ làm tăng tốc độ gia nhiệt tại tấm dưới mà còn mở rộng vùng ảnh hưởng nhiệt của các tấm hàn. Những kết quả này chỉ ra rằng gia nhiệt trước trong hàn siêu âm có vai trò quan trọng trong việc giảm chênh lệch nhiệt độ giữa các lớp vật liệu, đồng thời góp phần hình thành vùng hàn có kích thước lớn hơn.

3.2. Thực nghiệm



Hình 5 Biểu đồ thử kéo

Hình 5 thể hiện mối tương quan rõ ràng giữa độ bền mối hàn và nhiệt độ gia nhiệt trước của các mẫu trong thí nghiệm kéo. Khi nhiệt độ gia nhiệt trước tăng từ nhiệt độ môi trường đến 125 °C, khả năng chịu kéo tăng đều, phản ánh sự cải thiện liên tục về độ bền liên kết. Mẫu hàn ở nhiệt độ môi trường có độ bền thấp nhất, trong khi các mẫu tại 50 °C, 75 °C, 100 °C và 125 °C cho thấy xu hướng tăng dần, cho thấy sự gia tăng biến dạng dẻo và khả năng tương tác bề mặt hiệu quả hơn trong quá trình hàn siêu âm.

Kết quả này cho thấy việc nâng nhiệt độ gia nhiệt trước giúp các bề mặt hàn đạt trạng thái nhiệt gần tương đồng, qua đó thúc đẩy sự phát triển của vùng khuếch tán vật liệu và tăng cường độ bền liên kết. Tuy nhiên, khi nhiệt độ gia nhiệt trước đạt 150 °C, độ bền mối hàn suy giảm đáng kể. Điều này cho thấy hiện tượng nung nóng quá mức có thể gây mềm hóa vật liệu, làm giảm hiệu quả truyền năng lượng ma sát, đồng thời dẫn đến mất ổn định hoặc làm mỏng cục bộ tại vùng liên kết.

Nhìn chung, kết quả nhấn mạnh vai trò quan trọng của việc kiểm soát nhiệt độ gia nhiệt trước: độ bền mối hàn được cải thiện đến một ngưỡng nhiệt độ tối ưu, nhưng sẽ suy giảm nếu vượt quá giới hạn này.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã khảo sát một cách hệ thống ảnh hưởng của việc gia nhiệt trước đến chất lượng liên kết trong hàn siêu âm các tấm hợp kim nhôm AA6061, thông qua sự kết hợp giữa mô hình phần tử hữu hạn nhiệt–cơ ba chiều và thực nghiệm kéo. Các kết quả chính được tóm tắt như sau:

Sự sinh nhiệt cục bộ: Các mô hình cho thấy nhiệt lượng sinh ra nhanh chóng và tập trung tại bề mặt tiếp xúc, trong đó gia nhiệt trước làm thay đổi đáng kể sự phân bố nhiệt độ và sự thay đổi nhiệt tại vùng liên kết.

Cải thiện diện tích liên kết: Việc tăng nhiệt độ gia nhiệt trước giúp cải thiện độ đồng nhất của trường nhiệt và mở rộng vùng biến dạng dẻo tại bề mặt tiếp xúc, từ đó gia tăng diện tích liên kết thực tế.

Tương quan thực nghiệm: Kết quả thực nghiệm chỉ ra rằng độ bền kéo tăng dần khi nhiệt độ nung nóng sơ bộ tăng từ 25 °C đến 125 °C, tương ứng với sự gia tăng biến dạng bề mặt và giảm thiểu các vùng không liên kết.

Ngưỡng nhiệt độ tối ưu: Tại mức 150 °C, sự tập trung nhiệt cục bộ làm thu hẹp vùng biến dạng dẻo, dẫn đến suy giảm độ bền mối nối. Điều này khẳng định sự tồn tại của một khoảng nhiệt độ nung nóng sơ bộ tối ưu.

Việc kiểm soát nung gia nhiệt trước được chứng minh là yếu tố then chốt để kiểm soát các thay đổi nhiệt–cơ tại bề mặt tiếp xúc và nâng cao hiệu quả liên kết cho liên kết hợp kim nhôm. Cách tiếp cận tích hợp giữa mô phỏng và thực nghiệm cung cấp cơ sở định lượng cho việc tối ưu hóa quy trình và làm sáng tỏ các cơ chế liên quan. Các nghiên cứu tiếp theo cần tập trung đánh giá sự hình thành và phát triển cấu trúc tế vi và đặc tính môi theo thời gian của mối hàn dưới điều kiện gia nhiệt trước.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. R. Faria, P. Moura, J. Delgado & A. T. de Almeida (2012). A sustainability assessment of electric vehicles as a personal mobility system. *Energy Conversion and Management*, **61**, 19–30.
2. A. Das, D. Li, D. Williams & D. Greenwood (2018). Joining technologies for automotive battery systems manufacturing. *World Electric Vehicle Journal*, **9**(2), 22. <https://doi.org/10.3390/wevj9020022>
3. J. Warner (2014). Lithium-ion battery packs for EVs. In *Lithium-Ion Batteries* (pp. 127–150). Elsevier.
4. S. S. Lee, T. H. Kim, W. W. Cai & J. A. Abell (2014). Parasitic vibration attenuation in ultrasonic welding of battery tabs. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **71**(1), 181–195.
5. S. Rajakumar, C. Muralidharan & V. Balasubramanian (2010). Establishing empirical relationships to predict grain size and tensile strength of friction stir welded AA 6061-T6 aluminium alloy joints. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, **20**(10), 1863–1872.
6. D. Bakavos & P. Prangnell (2010). Mechanisms of joint and microstructure formation in high power ultrasonic spot welding 6111 aluminium automotive sheet. *Materials Science and Engineering: A*, **527**(23), 6320–6334.
7. S. Elangovan, S. Semeer & K. Prakasan (2009). Temperature and stress distribution in ultrasonic metal welding—An FEA-based study. *Journal of Materials Processing Technology*, **209**(3), 1143–1150.
8. S. Elangovan (2014). Experimental and theoretical investigations on temperature distribution at the joint interface for copper joints using ultrasonic welding. *Manufacturing Review*, **1**, 18. <https://doi.org/10.1051/mfreview/2014015>
9. T. Mo, J. Chen, P. Zhang, W. Bai, X. Mu & Y. Wu (2021). Numerical simulation of the effect of ultrasonic impact treatment on welding residual stress. *International Journal of Modern Physics B*, **35**(17), 2150175.
10. K. Chen, Y. Zhang & H. Wang (2017). Study of plastic deformation and interface friction process for ultrasonic welding. *Science and Technology of Welding and Joining*, **22**(3), 208–216.
11. B. Sanga, R. Wattal & D. Nagesh (2021). An FEA based study of thermal behaviour of ultrasonically welded phosphor bronze sheets. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, **15**(2), 8057–8071.
12. Z. Ni *et al.* (2024). Simulation of ultrasonic welding of Cu/Cu joints with an interlayer of Cu nanoparticles. *Materials Today Communications*, **39**, 109330. <https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2024.109330>
13. Z. Su, Z. Zhu, Y. Zhang, H. Zhang & Q. Xiao (2020). Recrystallization behavior of a pure Cu connection interface with ultrasonic welding. *Metals*, **11**(1), 61. <https://doi.org/10.3390/met11010061>
14. K. Chen & Y. Zhang (2015). Mechanical analysis of ultrasonic welding considering knurl pattern of sonotrode tip. *Materials & Design*, **87**, 393–404.
15. H. T. M. Nu, D. L. C. Ky & L. T. Truyen (2024). Three-dimensional simulation of finite element ultrasonic welding of aluminum alloy AA-6061. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, **18**(3), 10140–10160. <https://doi.org/10.15282/jmes.18.3.2024.4.0801>

ABSTRACT

Ultrasonic welding has been widely applied in assembling aluminum components for lightweight structures and lithium-ion battery systems; however, ensuring uniform interfacial bonding remains a significant challenge. This study investigates ultrasonic welding with preheating assistance applied to AA6061 aluminum alloy in order to elucidate the thermo-mechanical mechanisms governing joint formation. A three-dimensional coupled finite element model, combined with lap shear experiments, is employed to evaluate the influence of preheating temperature on temperature evolution, stress distribution, plastic deformation, and the mechanical properties of the weld.

Simulation results indicate that increasing the preheating temperature improves the uniformity of the thermal field and expands the effective plastic deformation zone at the contact interface, thereby enhancing the bonded area. Experimental results show that lap shear strength increases as the preheating temperature rises from 25 °C to 125 °C, consistent with increased surface deformation and reduced unbonded regions. However, at 150 °C, excessive softening leads to a reduction in the effective plastic deformation zone, resulting in a decline in joint strength. A preheating temperature of 125 °C is identified as the optimal condition, providing the highest mechanical performance.

The findings confirm the critical role of preheating in regulating thermo-mechanical interactions and controlling the development of bonded area in ultrasonic welding. The integrated approach combining simulation and experimentation provides a reliable quantitative basis for optimizing welding processes for precipitation-hardened aluminum alloys.

Keywords: Ultrasonic welding, AA 6061 alloy, preheat-assisted, finite element analysis.

NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ TỐI ƯU CỦA QUÁ TRÌNH HÀN LIÊN KẾT GIÁP MỐI SUS304-SS400 BẰNG QUÁ TRÌNH GTAW

Trịnh Tiến Thọ¹, Võ Tuyền^{1,*}, Đặng Văn Hải¹, Phạm Nhật Phương²

¹Khoa Công nghệ Cơ khí, trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

²Công ty TNHH Sản xuất Thương mại và Dịch vụ Việt Phong, TP.HCM

*Email của tác giả liên hệ: tuyenv@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Quá trình hàn hồ quang vonfram khí (Gas Tungsten Arc Welding – GTAW), còn được gọi là hàn khí trơ vonfram (Tungsten Inert Gas – TIG), sử dụng điện cực vonfram không tiêu hao để tạo ra mối hàn. Khí bảo vệ (thường là khí trơ như argon hoặc heli), bảo vệ khu vực hàn khỏi bị ô nhiễm khí quyển và quá trình này thường sử dụng kim loại phụ, mặc dù một số mối hàn, được gọi là mối hàn tự sinh không yêu cầu kim loại phụ. Các thông số chính của quá trình hàn gồm dòng điện hàn I (A), điện áp hàn U (V) và tốc độ hàn v (mm/s) được lựa chọn dựa trên yêu cầu thực tế khi tối ưu độ sâu ngấu, chiều cao mối hàn, chiều rộng mối hàn và chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt (Heat Affected Zone – HAZ). Qua nghiên cứu thực nghiệm và quy hoạch thực nghiệm đã có kết quả về các thông số chỉ tiêu đầu ra như sau: độ sâu ngấu đạt giá trị lớn nhất $Y_{1\max} = 2.3801$ mm; chiều cao mối hàn đạt giá trị lớn nhất $Y_{2\min} = 1.2710$ mm; chiều rộng mối hàn đạt giá trị lớn nhất $Y_{3\min} = 6.0192$ mm và chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt (HAZ) đạt giá trị nhỏ nhất $Y_{4\min} = 0.6250$ mm.

Từ các kết quả ở trên, xác định được bộ thông số tối ưu cho quá trình hàn liên kết giáp mối SUS304 bằng công nghệ hàn GTAW như sau: dòng điện hàn I = 108.42 A; điện áp hàn U = 14.977 V và tốc độ hàn v = 3.1704 mm/s.

Từ khóa: Tối ưu hóa, GTAW, độ sâu ngấu, chiều cao mối hàn, chiều rộng mối hàn, chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt.

1 GIỚI THIỆU

Hàn hồ quang vonfram khí (GTAW) là một quá trình kết nối bằng cách nung chảy cục bộ hai vật liệu với năng lượng cần thiết được cung cấp từ plasma hồ quang điện. Quá trình hàn này tạo ra chất lượng mối hàn tuyệt vời, đặc biệt đối với các cụm lắp ráp quan trọng như cụm lắp ráp cần thiết trong ngành hàng không vũ trụ, hạt nhân, hóa dầu. Trong ba thập kỷ qua, một lượng lớn công trình đã được công bố nhằm mục đích hiểu các hiện tượng cơ bản xảy ra trong quá trình hàn hồ quang [1-6]. Gần đây, một số mô phỏng hàn đã được thực hiện bằng cách xem xét tất cả các hiện tượng vật lý liên quan đến bề hàn [6, 7]. Tất cả các mô hình này đều yêu cầu chỉ định đầu vào nhiệt ròng từ plasma hồ quang đến bề mặt chi tiết hàn. Rosenthal [8] đã đề xuất một mô hình toán học về nguồn nhiệt chuyển động theo các giả định về trạng thái gần như tĩnh và gia nhiệt điểm tập trung trong phân tích 3D. Pavelic và cộng sự [9] đã đề xuất một mô hình nguồn nhiệt đĩa tròn với phân bố Gauss của thông lượng nhiệt trên bề mặt phôi. Goldak và cộng sự [10] đã phát triển thêm một mô hình phân bố mật độ công suất hình elip kép của nguồn nhiệt bên dưới hồ quang hàn để mô phỏng chính xác mọi loại quá trình hàn. Các mô hình nguồn nhiệt này cũng đã được sử dụng trong mô phỏng hàn để dự đoán độ méo mẫu và ứng suất dư của mối hàn [11].

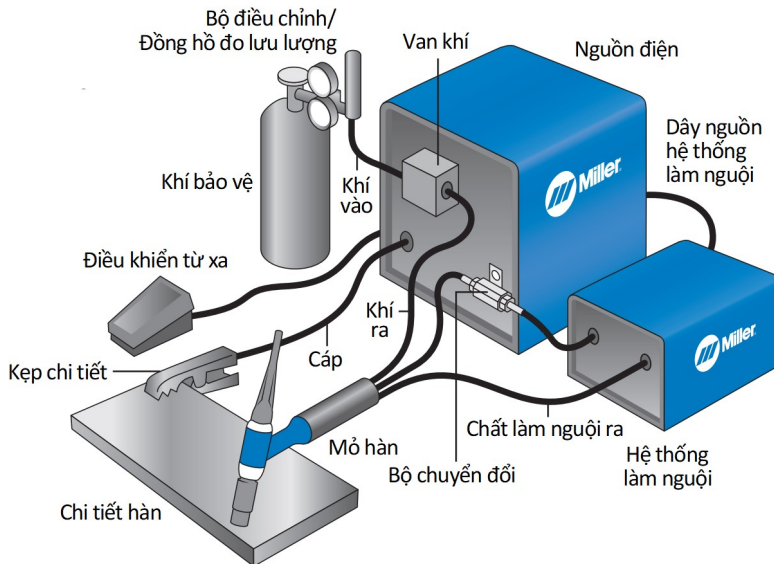
Thép không gỉ là vật liệu được sử dụng ngày càng nhiều trong các ngành công nghiệp vì chúng có khả năng chống ăn mòn và tính chất cơ học tốt. Tuy nhiên, những vật liệu này đòi hỏi quá trình hàn và kiểm tra nghiêm ngặt [12]. Quá trình hàn hồ quang vonfram khí được thực hiện để giảm vùng bị ảnh hưởng nhiệt đối với thép không gỉ. Khi vật liệu được vận hành ở áp suất cao, nó sẽ tăng hiệu quả nhờ đặc tính làm giảm sự phát triển vết nứt ở áp suất cao [13]. Trong nghiên cứu này, các tác giả cho biết dòng điện đầu vào và tốc độ hàn là những thông số quan trọng nhất. Phương pháp mô phỏng cũng đã được các tác giả [14] thực hiện nhằm mục đích xác định sự ảnh hưởng của góc côn đầu điện cực vonfram không tiêu hao tới các tính chất của hồ quang hàn gồm nhiệt độ cực đại, vận tốc dọc trục cực đại, chênh lệch điện thế và chênh lệch áp suất cực dương. Các thông số của quá trình hàn và hồ quang điện đã được mô tả và đề xuất một mô hình toán học cho hệ thống GTAW bởi Petrovic và cộng sự [15]. Theo đó, quá trình được mô phỏng bằng các

thông số thực để các giá trị đầu ra của quá trình tương ứng với các giá trị thực thu được bằng phương pháp đo lường. Để xác định các thông số thông lượng nhiệt trong quá trình hàn hồ quang vonfram khí (GTAW) được bảo vệ bằng khí argon. Các tác giả [16] đã phát triển một mô hình đa vật lý của quá trình GTAW để đánh giá thông lượng nhiệt trao đổi giữa hồ quang plasma và vật liệu hàn. Trong đó bài toán truyền nhiệt ngược kết hợp với thuật toán Levenberg-Marquardt để xác định hiệu suất quá trình và phân bố xuyên tâm của thông lượng nhiệt từ dữ liệu thực nghiệm, đã được sử dụng. Trong quá trình hàn, thông lượng nhiệt truyền đến các chi tiết hàn bằng hồ quang điện dẫn đến nhiệt độ tăng đáng kể [17]. Tại mỗi điểm trong chi tiết, nhiệt độ tối đa đạt được thay đổi tùy theo vị trí của điểm này so với nguồn nhiệt. Nguồn nhiệt của GTAW được mô hình hóa bằng nguồn bề mặt Gaussian có dạng bi-elliptic (nguồn của Goldak).

Tóm lại, cho đến nay, việc phát triển, tối ưu hóa và đánh giá các quá trình hàn phần lớn được thực hiện trên cơ sở thử nghiệm và sai số, gây ra chi phí đáng kể. Mô phỏng số được công nhận là một giải pháp thay thế đầy hứa hẹn cho các thử nghiệm và có thể cải thiện sự hiểu biết về hành vi quá trình phức tạp [18]. Vì vậy, trong nghiên cứu này, hoạt động hàn hồ quang khí vonfram (GTAW) đã được nghiên cứu về mặt thực nghiệm và quy hoạch thực nghiệm nhằm xác định thông số tối ưu của quá trình hàn liên kết giáp mối SUS304 bằng quá trình GTAW.

Nhiệt cần thiết cho hàn hồ quang vonfram khí (GTAW) được tạo ra bởi hồ quang điện được duy trì giữa điện cực vonfram không tiêu hao và chi tiết cần hàn. Vùng chịu ảnh hưởng nhiệt, kim loại nóng chảy và điện cực vonfram đều được bảo vệ khỏi khí quyển bằng lớp khí trơ được đưa qua mỏ hàn GTAW. Khí trơ là khí không hoạt tính hoặc thiếu các đặc tính hóa học hoạt tính. Khí bảo vệ có tác dụng bao phủ mối hàn và loại trừ các đặc tính hoạt động của không khí xung quanh. Nó không cháy và không thêm hoặc lấy bất kỳ thứ gì từ kim loại. Các khí trơ như argon và heli không phản ứng hóa học hoặc kết hợp với các khí khác. Chúng không có mùi và trong suốt, cho phép thợ hàn có thể nhìn thấy hồ quang tối đa. Trong một số trường hợp, có thể thêm một lượng nhỏ khí phản ứng như hydro để tăng tốc độ di chuyển.

Quá trình GTAW có thể tạo ra nhiệt độ lên tới 19.426 °C. Mỏ hàn chỉ truyền nhiệt cho chi tiết hàn. Nếu cần kim loại phụ để tạo mối hàn, có thể thêm kim loại phụ thủ công theo cùng cách như trong quá trình hàn oxy-acetylene. Ngoài ra còn có một số hệ thống cấp kim loại phụ để thực hiện nhiệm vụ tự động. Hình 1.1 mô tả những thành phần cần thiết của quá trình GTAW thủ công.



Hình 1 Những thành phần cơ bản của quá trình GTAW [19].

2 LỰA CHỌN CÁC THÔNG SỐ THỰC NGHIỆM

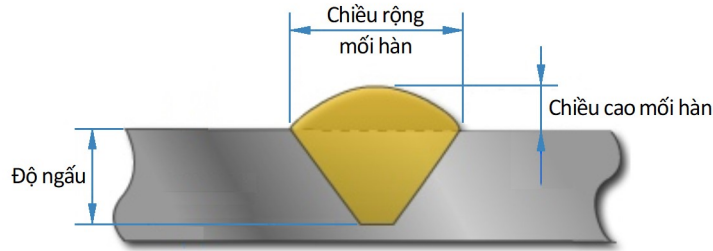
2.1 Các thông số của quy trình hàn

Các thông số của quy trình hàn kiểm soát quá trình hàn và chất lượng của mối hàn được tạo ra. Việc lựa chọn các thông số hàn được thực hiện sau khi kim loại cơ bản, kim loại phụ và thiết kế mối nối được chọn. Việc lựa chọn đúng các thông số hàn sẽ giúp cho việc hàn trở nên dễ dàng hơn, tăng cơ hội tạo ra các

đặc tính mỗi hàn cần thiết. Ba loại thông số hàn chính là thông số cố định hoặc được chọn trước, thông số điều chỉnh chính và thông số điều chỉnh thứ cấp.

Các thông số định hoặc được chọn trước được đặt trước khi quá trình hàn thực sự diễn ra. Đây là những hạng mục như loại và kích thước điện cực, loại dòng điện, loại khí bảo vệ và góc côn của điện cực. Các thông số này không thể dễ dàng thay đổi khi quá trình hàn bắt đầu.

Các thông số điều chỉnh chính được sử dụng để điều khiển quá trình hàn sau khi các thông số cố định đã được chọn. Chúng kiểm soát sự hình thành của mối hàn bằng cách ảnh hưởng đến chiều rộng và chiều cao của mối hàn, độ ngấu của mối hàn, độ ổn định của hồ quang và độ bền chắc của mối hàn (Hình 2). Các thông số có thể điều chỉnh chính đối với hàn hồ quang vonfram khí là dòng điện hàn, chiều dài hồ quang (hay điện áp hồ quang) và tốc độ di chuyển.



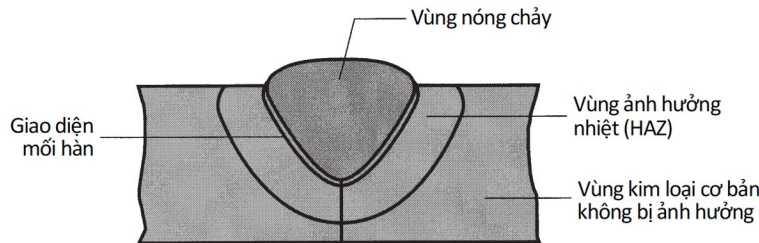
Hình 2 Chiều cao, chiều rộng và độ ngấu của mối hàn [20].

Các thông số điều chỉnh thứ cấp được sử dụng để điều khiển quá trình hàn. Những thông số này thường khó đo lường hơn và tác động của chúng có thể không rõ ràng. Trong hàn GTAW, các thông số điều chỉnh thứ cấp bao gồm góc làm việc và chuyển động của điện cực và phần nhô ra (tâm với) của điện cực.

Các thông số khác nhau ảnh hưởng đến các đặc tính của mối hàn bao gồm độ ngấu của mối hàn, chiều cao và chiều rộng của mối hàn và tốc độ lắng đọng. Độ ngấu của mối hàn là khoảng cách mà kim loại mối hàn kéo dài từ bề mặt của nó đến mối nối, không bao gồm phần gia cố mối hàn. Chiều cao của mối hàn là chiều cao của kim loại mối hàn so với bề mặt của kim loại cơ bản. Chiều rộng của mối hàn là chiều rộng của đường hàn. Tốc độ lắng đọng là trọng lượng của vật liệu lắng đọng trong một đơn vị thời gian.

Hầu hết các mối hàn là hàn nóng chảy. Như được minh họa trong mặt cắt ngang của Hình 3, một mối hàn nóng chảy điển hình trong đó kim loại phụ được thêm vào bao gồm một số vùng: (1) vùng nóng chảy, (2) giao diện mối hàn, (3) vùng bị ảnh hưởng nhiệt và (4) vùng kim loại cơ bản không bị ảnh hưởng.

Vùng nóng chảy bao gồm hỗn hợp kim loại phụ và kim loại cơ bản đã nóng chảy hoàn toàn. Vùng này được đặc trưng bởi mức độ đồng nhất cao giữa các kim loại thành phần đã bị nóng chảy trong quá trình hàn. Sự pha trộn của các thành phần này chủ yếu được thúc đẩy bởi sự đối lưu trong vùng hàn nóng chảy. Quá trình hóa rắn trong vùng nóng chảy có những điểm tương đồng với quá trình đúc. Trong quá trình hàn, khuôn được hình thành bởi các cạnh hoặc bề mặt không nóng chảy của các chi tiết được hàn. Sự khác biệt đáng kể giữa đông đặc trong đúc và hàn là sự phát triển của hạt ghép (epitaxy) xảy ra trong quá trình hàn.



Hình 3 Mặt cắt ngang của mối hàn nóng chảy điển hình mô tả các vùng chính trong mối nối hàn [21].

2.2 Lựa chọn các thông số thực nghiệm

Qua phân tích ở trên, kết hợp với kinh nghiệm thực tế, lựa chọn các thông số đầu vào phù hợp với quá trình GTAW như sau:

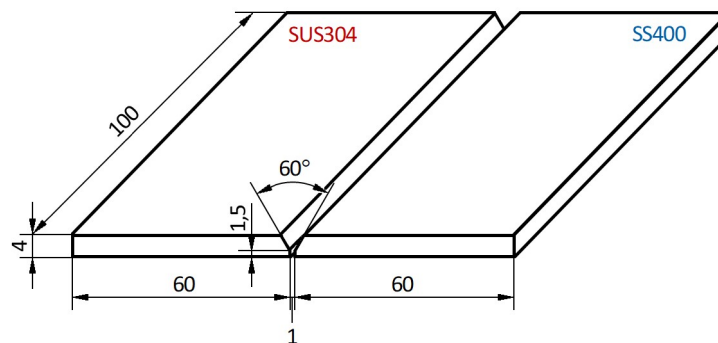
- Dòng điện hàn I: ảnh hưởng đến độ ngấu và thể tích kim loại mối hàn.
- Điện áp hàn U: ảnh hưởng đến kích thước mối hàn và độ ngấu.
- Tốc độ hàn v: ảnh hưởng đến hình dạng mối hàn và độ ngấu.

Các thông số đầu ra cần được chọn sao cho phù hợp với yêu cầu về đặc tính, chất lượng và hình dạng mối hàn, đồng thời có thể đo lường được chính xác các kết quả thực nghiệm và kiểm tra kết quả với các phương pháp khác nên các thông số đầu ra cùng với các yêu cầu tối ưu hóa được chọn như sau:

- Đặc tính mối hàn mà đại diện là độ sâu ngấu với yêu cầu cực đại.
- Năng suất hàn thông qua chiều cao và chiều rộng mối hàn với yêu cầu cực đại.
- Chất lượng mối hàn thông qua kích thước vùng ảnh hưởng nhiệt (HAZ) với yêu cầu cực tiểu.

Sau khi xác định thông số đầu vào, tiến hành thực nghiệm đơn yếu tố lần lượt với các thông số đầu vào. Mỗi mức biến thiên của thông số đầu vào được lặp lại ba lần, các thông số còn lại được giữ ở giá trị cố định là mức cơ sở đã chọn nhằm xác định ảnh hưởng của chúng đến chỉ tiêu đầu ra là: Y_1 – độ sâu ngấu (mm); Y_2 – chiều cao mối hàn (mm); Y_3 – chiều rộng mối hàn (mm) và Y_4 – kích thước vùng ảnh hưởng nhiệt (mm). Miền quy hoạch các thông số đầu vào được giới hạn gồm: dòng điện hàn $I = 85\text{--}105\text{ A}$; điện áp hàn $U = 16\text{--}19\text{ V}$; tốc độ hàn $v = 2,5\text{--}3\text{ mm/s}$.

Thực nghiệm hàn liên kết giáp mỗi bằng quá trình GTAW trên vật liệu tấm SUS304. Các phôi tấm được cắt theo kích thước $100\text{ mm} \times 60\text{ mm} \times 4\text{ mm}$. Vát mép chữ V có góc vát là 60° , chiều dày chỗ không vát là 1,5 mm, khe hở giữa hai tấm là 1 mm (Hình 4).



Hình 4. Kích thước của phôi khi hàn vát mép chữ V.

Các thông số quá trình hàn liên kết giáp mỗi SUS304–SS400 ở vị trí bằng với các tấm vật liệu dày 4 mm được trình bày trong Bảng 1.

Bảng 1 Các thông số quá trình hàn liên kết giáp mỗi SUS304–SS400 ở vị trí bằng.

Thông số	Giá trị
Đường kính điện cực (mm)	2.4
Dòng điện hàn (A)	85 – 110
Điện áp hàn (V)	12
Loại dây hàn – Đường kính dây hàn	309L – 1.2 mm
Tốc độ hàn (mm/giây)	3 – 4
Đường kính sử phun (mm)	9.55 (Sứ số 6)
Khí bảo vệ	Argon tinh khiết (99,99%)
Lưu lượng khí bảo vệ (lít/phút)	10
Góc nghiêng mỏ hàn ($^\circ$)	45 và 65
Góc đầu điện cực ($^\circ$)	60

3 KẾ HOẠCH THỰC NGHIỆM BẬC HAI

3.1 Khoảng biến thiên các yếu tố đầu vào

Dựa vào bảng thông số và mức hàn (Bảng 2), phương án thực nghiệm bậc hai được chọn có dạng phương án bậc hai quay. Tính chất quay của phương án cấu trúc có tâm sẽ đạt được khi chọn cánh tay đòn sao (*) theo công thức [15]:

$$\alpha = 2^{k/4} = 2^{3/4} = 1,682 \quad (1)$$

với: k – số yếu tố nghiên cứu, k = 3.

Khoảng biến thiên và giá trị các thông số đầu vào được trình bày trong Bảng 3.

Bảng 2 Thông số và mức hàn.

Thông số	Mức dưới	Mức cơ sở	Mức trên
Dòng điện hàn, I (A)	85	90	105
Điện áp hàn, U (V)	16	17,5	19
Tốc độ hàn, v (mm/s)	2.5	2,75	3,0
Hàn tấm dày 4 mm.			

Bảng 3 Mức và khoảng biến thiên các yếu tố đầu vào.

Mức		Thông số		
		Dòng điện hàn (A)	Điện áp hàn (V)	Tốc độ hàn (mm/s)
Mức dưới	-1	85	16	2,5
Mức cơ sở	0	95	17,5	2,75
Mức trên	+1	105	19	3
Khoảng biến thiên		10	1,5	0,25

3.2 Lập ma trận thực nghiệm

Ma trận thực nghiệm bậc hai theo phương án quay, số lượng thực nghiệm được xác định theo công thức [15]:

$$\begin{aligned} N &= 2^k + 2k + n_0 \\ &= 2^3 + 2 \times 3 + 6 = 20 \end{aligned} \quad (2)$$

trong đó: k – số yếu tố nghiên cứu, k = 3;

2^k – số lượng thực nghiệm ở mức trên và mức dưới;

2k – số lượng thực nghiệm ở mức điểm sao (*);

n_0 – số lượng thực nghiệm lặp ở mức cơ sở, $n_0 = 6$.

Số lượng thực nghiệm và kết quả đo đặc thực nghiệm được trình bày trong Bảng 4.

Bảng 4 Kết quả đo đặc thực nghiệm.

TT	Yếu tố đầu vào			Yếu tố đầu ra			
	Dòng điện I (A)	Điện áp U (V)	Tốc độ v (mm/s)	Độ sâu ngấu Y ₁ (mm)	Chiều cao Y ₂ (mm)	Chiều rộng Y ₃ (mm)	HAZ Y ₄ (mm)
1	-1	-1	-1	2.10	1.10	3.89	0.88
2	1	-1	-1	2.60	0.70	4.40	0.93
3	-1	1	-1	1.96	1.12	3.89	0.71
4	1	1	-1	1.98	1.10	3.89	0.65
5	-1	-1	1	1.98	1.20	5.34	0.65
6	1	-1	1	2.23	1.0	5.34	0.58
7	-1	1	1	2.20	0.96	4.30	0.88
8	1	1	1	2.06	1.31	3.89	0.71
9	-1.68	0	0	2.06	1.26	3.89	0.89

10	1.68	0	0	2.40	1.16	3.88	0.88
11	0	-1.68	0	2.46	0.94	5.12	0.71
12	0	1.68	0	2.10	1.10	3.88	0.71
13	0	0	-1.68	2.05	0.94	4.40	0.71
14	0	0	1.68	1.96	1.12	5.34	0.53
15	0	0	0	2.10	0.94	4.05	0.53
16	0	0	0	1.98	1.10	4.97	0.65
17	0	0	0	2.10	1.02	4.97	0.53
18	0	0	0	2.05	1.02	4.97	0.53
19	0	0	0	2.06	0.95	4.97	0.53
20	0	0	0	2.13	0.96	4.97	0.53

3.3 Tóm tắt thiết kế theo phương pháp mặt phẳng hồi đáp trong phần mềm Minitab

Sau khi thiết lập ma trận thực nghiệm, chúng ta có kết quả sau:

Design Summary

Factors:	3	Replicates:	1
Base runs:	20	Total runs:	20
Base blocks:	1	Total blocks:	1

Point Types

Cube points:	8
Center points in cube:	6
Axial points:	6
Center points in axial:	0

4 KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM BẬC HAI

4.1 Độ sâu ngẫu Y_1 (mm)

Ma trận thực nghiệm được lập và ngẫu nhiên hóa trật tự bằng chương trình MiniTab (Bảng 5)

Bảng 5 Ma trận thực nghiệm và kết quả thực nghiệm bậc hai (Độ sâu ngẫu Y_1).

↓	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8 
	StdOrder	RunOrder	PtType	Blocks	I	U	v	Y1
1	19	1	0	1	95.000	17.5000	2.75000	2.06
2	1	2	1	1	85.000	16.0000	2.50000	2.10
3	15	3	0	1	95.000	17.5000	2.75000	2.10
4	6	4	1	1	105.000	16.0000	3.00000	2.23
5	9	5	-1	1	78.182	17.5000	2.75000	2.06
6	8	6	1	1	105.000	19.0000	3.00000	2.06
7	4	7	1	1	105.000	19.0000	2.50000	1.98
8	12	8	-1	1	95.000	20.0227	2.75000	2.10
9	2	9	1	1	105.000	16.0000	2.50000	2.60
10	5	10	1	1	85.000	16.0000	3.00000	1.98
11	20	11	0	1	95.000	17.5000	2.75000	2.13
12	10	12	-1	1	111.818	17.5000	2.75000	2.40
13	17	13	0	1	95.000	17.5000	2.75000	2.10
14	7	14	1	1	85.000	19.0000	3.00000	2.20
15	11	15	-1	1	95.000	14.9773	2.75000	2.46
16	13	16	-1	1	95.000	17.5000	2.32955	2.05
17	18	17	0	1	95.000	17.5000	2.75000	2.05
18	16	18	0	1	95.000	17.5000	2.75000	1.98
19	14	19	-1	1	95.000	17.5000	3.17045	1.96
20	3	20	1	1	85.000	19.0000	2.50000	1.96

Dựa vào kết quả thực nghiệm, tiến hành phân tích phương sai với mô hình dạng đa thức bậc hai đầy đủ (Bảng 6).

Bảng 6 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_1 (Độ sâu ngẫu).

Model Summary					
S		R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)	
0.0476984		96.04%	92.47%	84.67%	
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	9	0.551169	0.061241	26.92	0.000
Linear	3	0.240027	0.080009	35.17	0.000
I	1	0.105760	0.105760	46.48	0.000
U	1	0.126705	0.126705	55.69	0.000
v	1	0.007562	0.007562	3.32	0.098
Square	3	0.113504	0.037835	16.63	0.000
I*I	1	0.033649	0.033649	14.79	0.003
U*U	1	0.062773	0.062773	27.59	0.000
v*v	1	0.014054	0.014054	6.18	0.032
2-Way Interaction	3	0.197638	0.065879	28.96	0.000
I*U	1	0.094612	0.094612	41.59	0.000
I*v	1	0.021013	0.021013	9.24	0.012
U*v	1	0.082013	0.082013	36.05	0.000
Error	10	0.022751	0.002275		
Lack-of-Fit	5	0.008751	0.001750	0.63	0.691
Pure Error	5	0.014000	0.002800		
Total	19	0.573920			

Kết quả phân tích phương sai cho thấy hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy và bị loại là tốc độ hàn v (P-value > 0.05).

Sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy (v) ra khỏi mô hình và tiến hành phân tích phương sai lần thứ hai cho mô hình. Kết quả xử lý số liệu xác định các hệ số hồi quy có ý nghĩa (P-value < 0.05) được trình bày trong Bảng 7 và Bảng 8.

Bảng 7 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_1 sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không phù hợp (v).

Model Summary					
	S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)	
	0.0524954	94.72%	90.88%	81.77%	
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	8	0.54361	0.067951	24.66	0.000
Linear	2	0.23247	0.116233	42.18	0.000
I	1	0.10576	0.105760	38.38	0.000
U	1	0.12671	0.126705	45.98	0.000
Square	3	0.11350	0.037835	13.73	0.000
I*I	1	0.03365	0.033649	12.21	0.005
U*U	1	0.06277	0.062773	22.78	0.001
v*v	1	0.01405	0.014054	5.10	0.045
2-Way Interaction	3	0.19764	0.065879	23.91	0.000
I*U	1	0.09461	0.094613	34.33	0.000
I*v	1	0.02101	0.021013	7.62	0.019
U*v	1	0.08201	0.082013	29.76	0.000
Error	11	0.03031	0.002756		
Lack-of-Fit	6	0.01631	0.002719	0.97	0.524
Pure Error	5	0.01400	0.002800		
Total	19	0.57392			

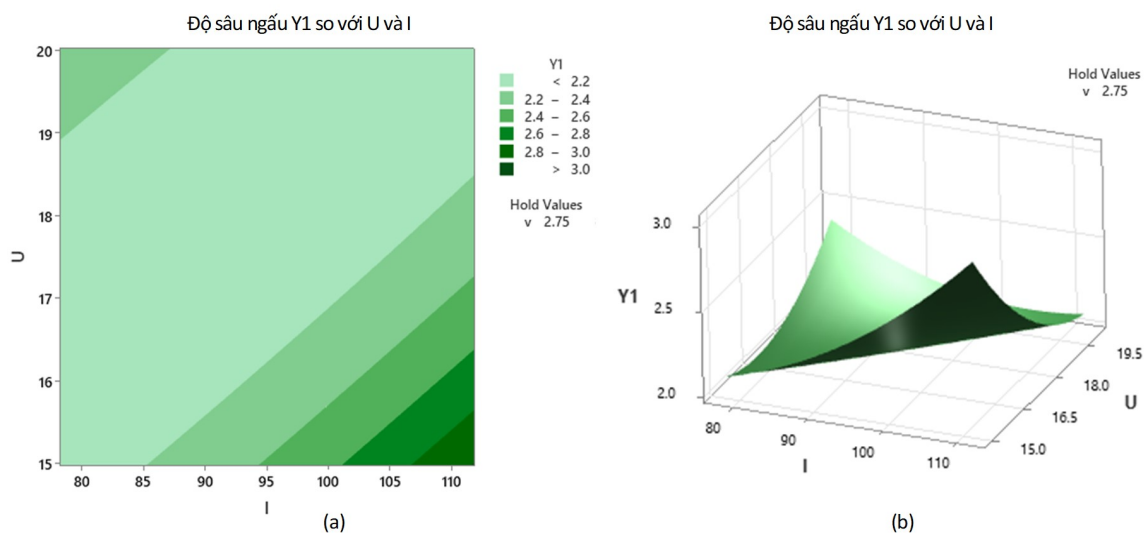
Bảng 8 Hệ số hồi quy và phương trình hồi quy hàm Y_1 (Độ sâu ngấu).

Coded Coefficients					
Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	2.0713	0.0214	96.74	0.000	
I	0.0880	0.0142	6.19	0.000	1.00
U	-0.0963	0.0142	-6.78	0.000	1.00
I*I	0.0483	0.0138	3.49	0.005	1.02
U*U	0.0660	0.0138	4.77	0.001	1.02
v*v	-0.0312	0.0138	-2.26	0.045	1.02
I*U	-0.1088	0.0186	-5.86	0.000	1.00
I*v	-0.0513	0.0186	-2.76	0.019	1.00
U*v	0.1013	0.0186	5.46	0.000	1.00

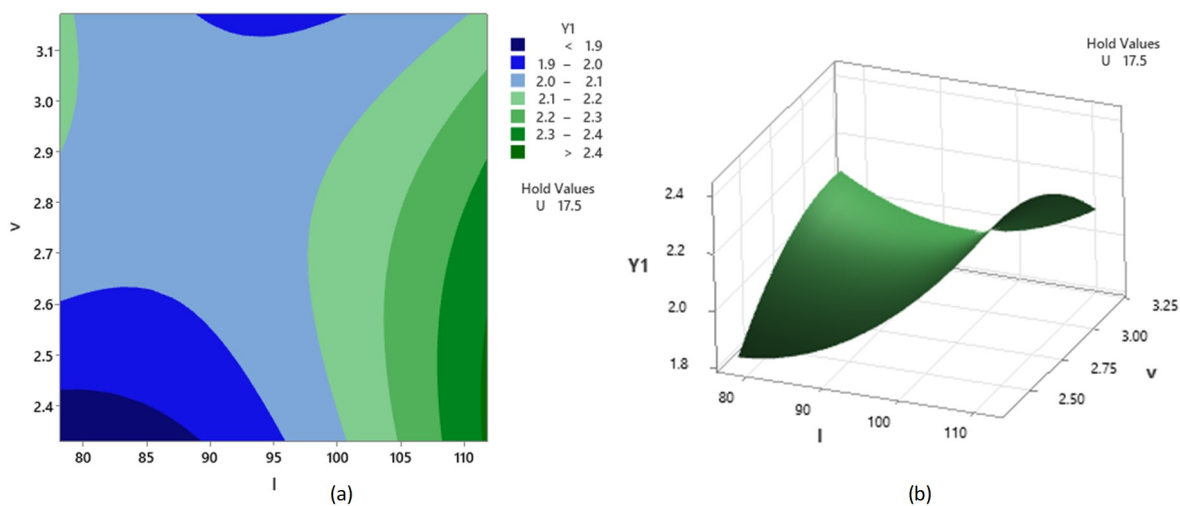
Phương trình hồi quy ở dạng thực

$$Y_1 = 2.0713 + 0.0880 I - 0.0963 U + 0.0483 I*I + 0.0660 U*U - 0.0312 v*v - 0.1088 I*U - 0.0513 I*v + 0.1013 U*v$$

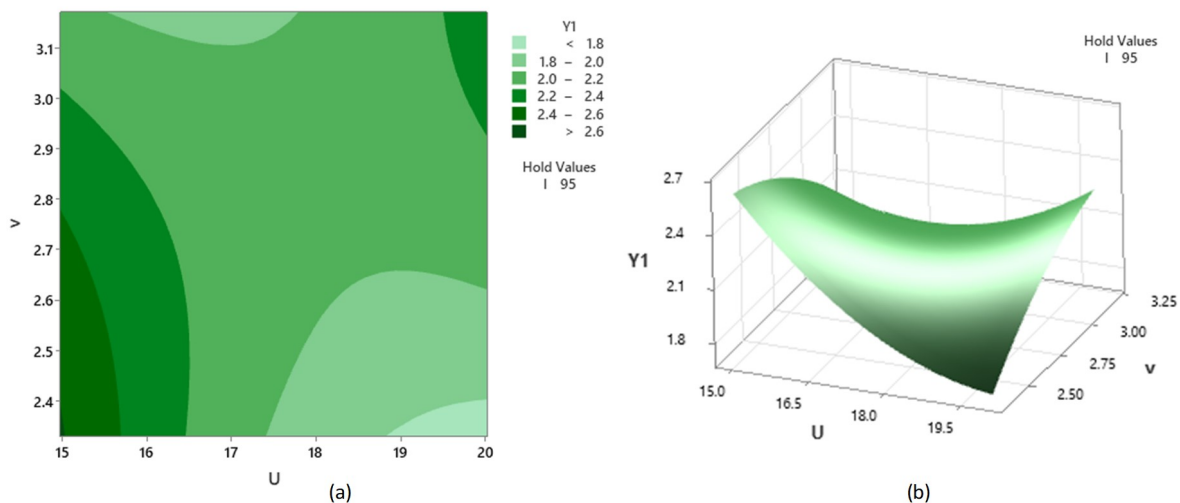
Qua hàm Y_1 có thể vẽ đồ thị theo từng cặp yếu tố ảnh hưởng tới góc tạo hình (Hình 4 đến Hình 6), các đồ thị được vẽ khi giá trị của yếu tố còn lại được giữ ở mức cơ sở.



Hình 4 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa độ sâu ngẫu và cặp thông số U - I .
Độ sâu ngẫu $Y1$ so với v và I



Hình 5 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa độ sâu ngẫu và cặp thông số v - I .
Độ sâu ngẫu $Y1$ so với v và U



Hình 6 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa độ sâu ngẫu và cặp thông số v - U .

4.2 Chiều cao mối hàn (mm)

Ma trận thực nghiệm được lập và ngẫu nhiên hóa trật tự bằng chương trình MiniTab (Bảng 9).

Bảng 9 Ma trận thực nghiệm và kết quả thực nghiệm bậc hai (Chiều cao mối hàn).

↓	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C9
	StdOrder	RunOrder	PtType	Blocks	I	U	v	Y2
1	19	1	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.95
2	1	2	1	1	85.000	16.0000	2.50000	1.10
3	15	3	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.94
4	6	4	1	1	105.000	16.0000	3.00000	1.10
5	9	5	-1	1	78.182	17.5000	2.75000	1.26
6	8	6	1	1	105.000	19.0000	3.00000	1.31
7	4	7	1	1	105.000	19.0000	2.50000	1.10
8	12	8	-1	1	95.000	20.0227	2.75000	1.10
9	2	9	1	1	105.000	16.0000	2.50000	0.70
10	5	10	1	1	85.000	16.0000	3.00000	1.20
11	20	11	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.96
12	10	12	-1	1	111.818	17.5000	2.75000	1.16
13	17	13	0	1	95.000	17.5000	2.75000	1.02
14	7	14	1	1	85.000	19.0000	3.00000	0.96
15	11	15	-1	1	95.000	14.9773	2.75000	0.94
16	13	16	-1	1	95.000	17.5000	2.32955	0.94
17	18	17	0	1	95.000	17.5000	2.75000	1.02
18	16	18	0	1	95.000	17.5000	2.75000	1.10
19	14	19	-1	1	95.000	17.5000	3.17045	1.12
20	3	20	1	1	85.000	19.0000	2.50000	1.12

Dựa vào kết quả thực nghiệm, tiến hành phân tích phương sai với mô hình dạng đa thức bậc hai đầy đủ (Bảng 10).

Bảng 10 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_2 (Chiều cao mối hàn).

Model Summary					
	S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)	
	0.0460159	94.03%	88.66%	86.49%	
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	9	0.333725	0.037081	17.51	0.000
Linear	3	0.093425	0.031142	14.71	0.001
I	1	0.008374	0.008374	3.95	0.075
U	1	0.031808	0.031808	15.02	0.003
v	1	0.053243	0.053243	25.14	0.001
Square	3	0.072763	0.024254	11.45	0.001
I*I	1	0.072604	0.072604	34.29	0.000
U*U	1	0.000209	0.000209	0.10	0.760
v*v	1	0.000776	0.000776	0.37	0.558
2-Way Interaction	3	0.167538	0.055846	26.37	0.000
I*U	1	0.086113	0.086113	40.67	0.000
I*v	1	0.056113	0.056113	26.50	0.000
U*v	1	0.025313	0.025313	11.95	0.006
Error	10	0.021175	0.002117		

Lack-of-Fit	5	0.002691	0.000538	0.15	0.973
Pure Error	5	0.018483	0.003697		
Total	19	0.354900			

Kết quả phân tích phương sai cho thấy hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy và bị loại gồm I, U*U và v*v (P-value > 0.05).

Sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy (I, U*U và v*v) ra khỏi mô hình và tiến hành phân tích phương sai lần thứ hai cho mô hình. Kết quả xử lý số liệu xác định các hệ số hồi quy có ý nghĩa (P-value < 0.05) được trình bày trong Bảng 11 và Bảng 12.

Bảng 11 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_2 sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không phù hợp (I, U*U và v*v).

Model Summary					
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)		
0.0484075	91.42%	87.45%	81.79%		
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	6	0.32444	0.054073	23.08	0.000
Linear	2	0.08505	0.042526	18.15	0.000
U	1	0.03181	0.031808	13.57	0.003
v	1	0.05324	0.053243	22.72	0.000
Square	1	0.07185	0.071849	30.66	0.000
I*I	1	0.07185	0.071849	30.66	0.000
2-Way Interaction	3	0.16754	0.055846	23.83	0.000
I*U	1	0.08611	0.086113	36.75	0.000
I*v	1	0.05611	0.056113	23.95	0.000
U*v	1	0.02531	0.025313	10.80	0.006
Error	13	0.03046	0.002343		
Lack-of-Fit	8	0.01198	0.001497	0.41	0.877
Pure Error	5	0.01848	0.003697		
Total	19	0.35490			

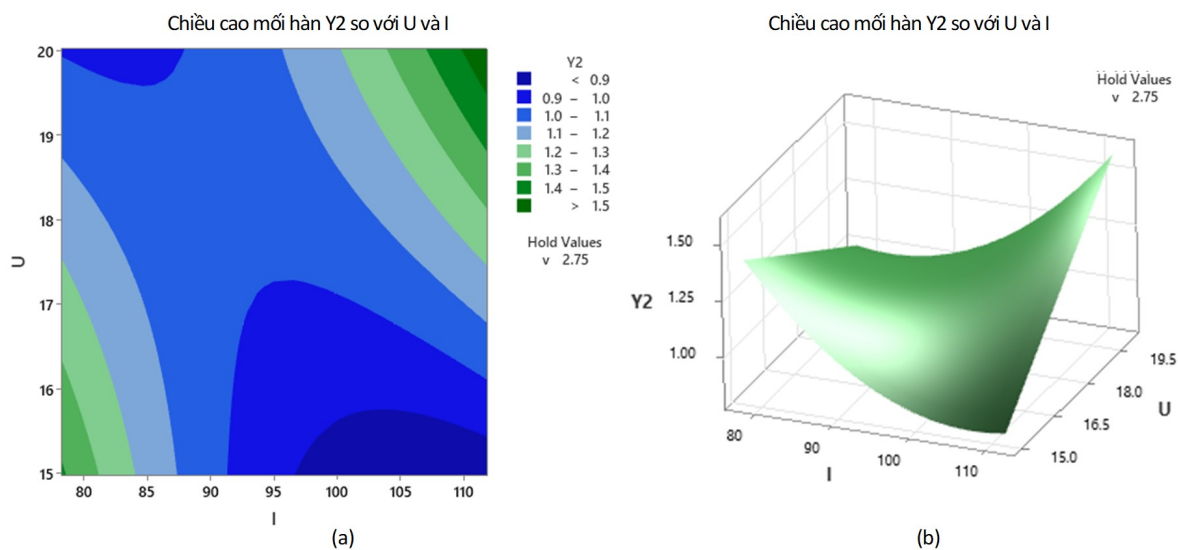
Bảng 12 Hệ số hồi quy và phương trình hồi quy hàm Y_2 (Chiều cao mỗi hàn).

Coded Coefficients					
Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	1.0072	0.0138	72.76	0.000	
U	0.0483	0.0131	3.68	0.003	1.00
v	0.0624	0.0131	4.77	0.000	1.00
I*I	0.0700	0.0126	5.54	0.000	1.00
I*U	0.1038	0.0171	6.06	0.000	1.00
I*v	0.0838	0.0171	4.89	0.000	1.00
U*v	-0.0563	0.0171	-3.29	0.006	1.00

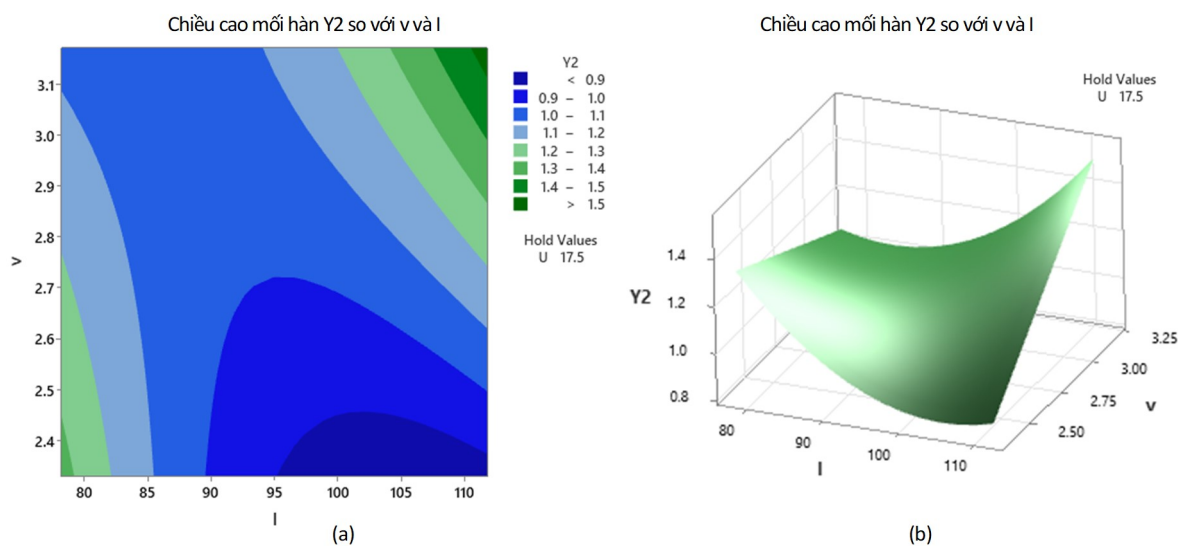
Phương trình hồi quy ở dạng thực

$$Y_2 = 1.0072 + 0.0483 U + 0.0624 v + 0.0700 I \cdot I + 0.1038 I \cdot U + 0.0838 I \cdot v - 0.0563 U \cdot v$$

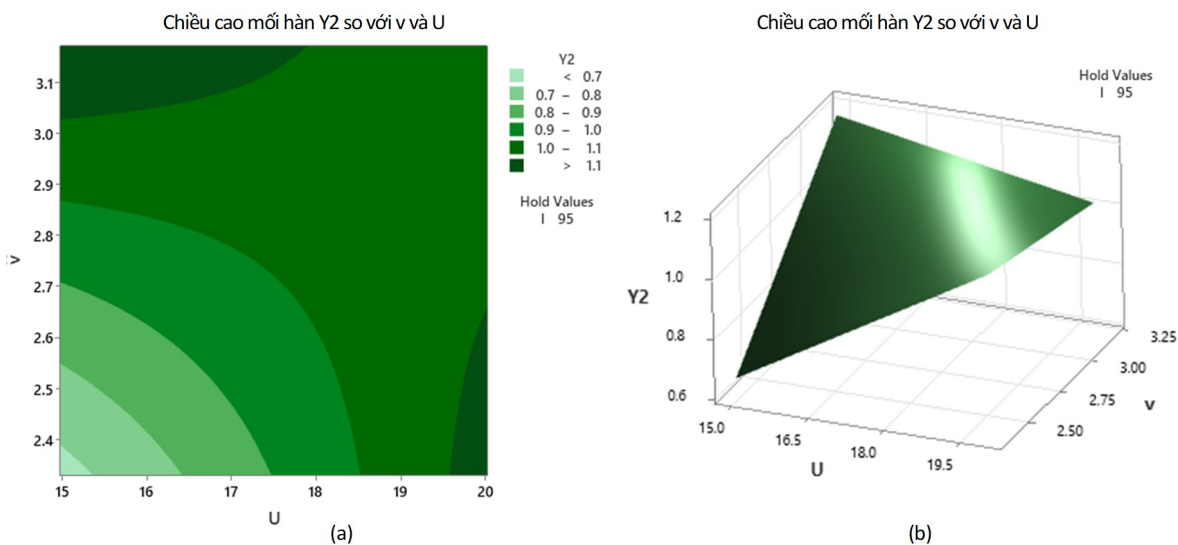
Qua hàm Y_2 có thể vẽ đồ thị theo từng cặp yếu tố ảnh hưởng tới góc tạo hình (Hình 7 đến Hình 9), các đồ thị được vẽ khi giá trị của yếu tố còn lại được giữ ở mức cơ sở.



Hình 7 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều cao mỗi hàn và cặp thông số U-I.



Hình 8 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều cao mỗi hàn và cặp thông số v-I.



Hình 9 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều cao mối hàn và cặp thông số v-U.

4.3 Chiều rộng mối hàn (mm)

Ma trận thực nghiệm được lập và ngẫu nhiên hóa trật tự bằng chương trình MiniTab (Bảng 13).

Bảng 13 Ma trận thực nghiệm và kết quả thực nghiệm bậc hai (Chiều rộng mối hàn).

+	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C10
	StdOrder	RunOrder	PtType	Blocks	I	U	v	Y3
1	19	1	0	1	95.000	17.5000	2.75000	4.97
2	1	2	1	1	85.000	16.0000	2.50000	3.89
3	15	3	0	1	95.000	17.5000	2.75000	4.05
4	6	4	1	1	105.000	16.0000	3.00000	5.34
5	9	5	-1	1	78.182	17.5000	2.75000	3.89
6	8	6	1	1	105.000	19.0000	3.00000	3.89
7	4	7	1	1	105.000	19.0000	2.50000	3.89
8	12	8	-1	1	95.000	20.0227	2.75000	3.88
9	2	9	1	1	105.000	16.0000	2.50000	4.40
10	5	10	1	1	85.000	16.0000	3.00000	5.34
11	20	11	0	1	95.000	17.5000	2.75000	4.97
12	10	12	-1	1	111.818	17.5000	2.75000	3.88
13	17	13	0	1	95.000	17.5000	2.75000	4.97
14	7	14	1	1	85.000	19.0000	3.00000	4.30
15	11	15	-1	1	95.000	14.9773	2.75000	5.12
16	13	16	-1	1	95.000	17.5000	2.32955	4.40
17	18	17	0	1	95.000	17.5000	2.75000	4.97
18	16	18	0	1	95.000	17.5000	2.75000	4.97
19	14	19	-1	1	95.000	17.5000	3.17045	5.34
20	3	20	1	1	85.000	19.0000	2.50000	3.89

Dựa vào kết quả thực nghiệm, tiến hành phân tích phương sai với mô hình dạng đa thức bậc hai đầy đủ (Bảng 14).

Bảng 14 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_3 (Chiều rộng mối hàn).

Model Summary					
S	sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)		
0.269494	88.81%	78.74%	81.89%		
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	9	5.76511	0.64057	8.82	0.001
Linear	3	3.29949	1.09983	15.14	0.000
I	1	0.00051	0.00051	0.01	0.935
U	1	1.89367	1.89367	26.07	0.000
v	1	1.40531	1.40531	19.35	0.001
Square	3	1.76397	0.58799	8.10	0.005
I*I	1	1.61752	1.61752	22.27	0.001
U*U	1	0.19926	0.19926	2.74	0.129
v*v	1	0.00252	0.00252	0.03	0.856
2-Way Interaction	3	0.70165	0.23388	3.22	0.070
I*U	1	0.10580	0.10580	1.46	0.255

I*v	1	0.10580	0.10580	1.46	0.255
U*v	1	0.49005	0.49005	6.75	0.027
Error	10	0.72627	0.07263		
Lack-of-Fit	5	0.02094	0.00419	0.03	0.999
Pure Error	5	0.70533	0.14107		
Total	19	6.49137			

Kết quả phân tích phương sai cho thấy hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy và bị loại gồm I, U*U, v*v, I*U và I*v (P-value > 0.05).

Sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy (I, U*U, v*v, I*U và I*v) ra khỏi mô hình và tiến hành phân tích phương sai lần thứ hai cho mô hình. Kết quả xử lý số liệu xác định các hệ số hồi quy có ý nghĩa (P-value < 0.05) được trình bày trong Bảng 15 và Bảng 16.

Bảng 15 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_3 sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không phù hợp (I, U*U, v*v, I*U và I*v).

Model Summary					
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)		
0.276485	82.34%	77.63%	73.16%		
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	4	5.3447	1.33618	17.48	0.000
Linear	2	3.2990	1.64949	21.58	0.000
U	1	1.8937	1.89367	24.77	0.000
v	1	1.4053	1.40531	18.38	0.001
Square	1	1.5557	1.55568	20.35	0.000
I*I	1	1.5557	1.55568	20.35	0.000
2-Way Interaction	1	0.4900	0.49005	6.41	0.023
U*v	1	0.4900	0.49005	6.41	0.023
Error	15	1.1467	0.07644		
Lack-of-Fit	10	0.4413	0.04413	0.31	0.944
Pure Error	5	0.7053	0.14107		
Total	19	6.4914			

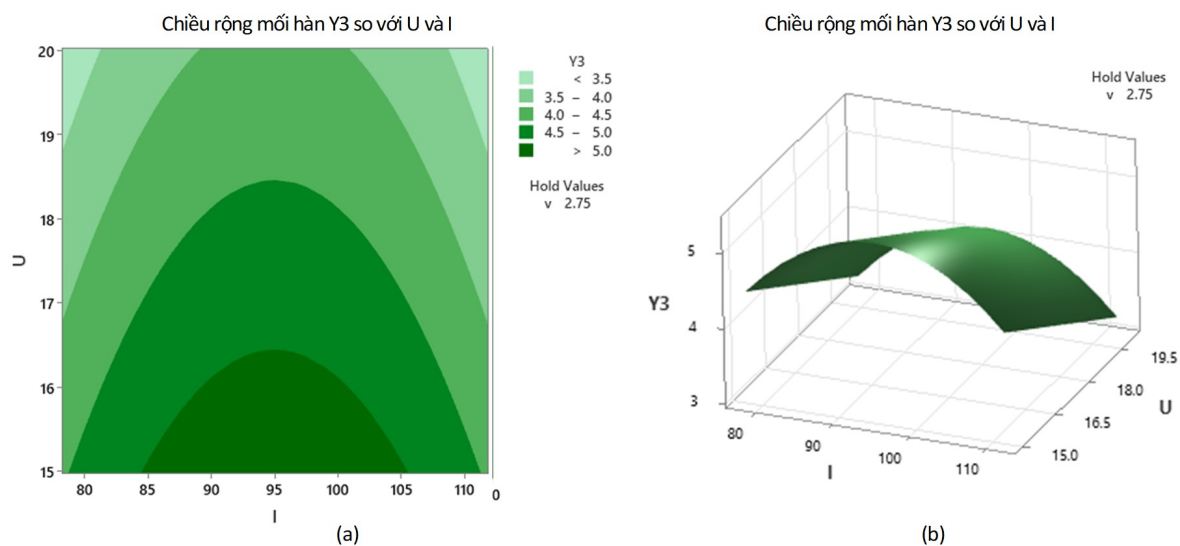
Bảng 16 Hệ số hồi quy và phương trình hồi quy hàm Y_3 (Chiều rộng mỗi hàn).

Coded Coefficients					
Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	4.7398	0.0791	59.95	0.000	
U	-0.3724	0.0748	-4.98	0.000	1.00
v	0.3208	0.0748	4.29	0.001	1.00
I*I	-0.3256	0.0722	-4.51	0.000	1.00
U*v	-0.2475	0.0978	-2.53	0.023	1.00

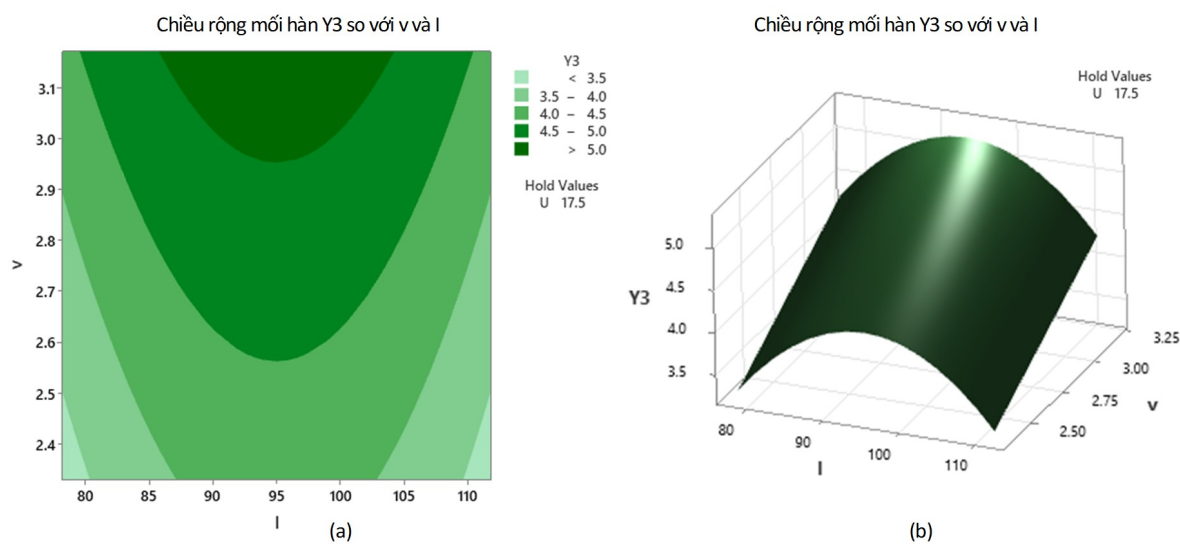
Phương trình hồi quy ở dạng thực

$$Y_3 = 4.7398 - 0.3724 U + 0.3208 v - 0.3256 I \cdot I - 0.2475 U \cdot v$$

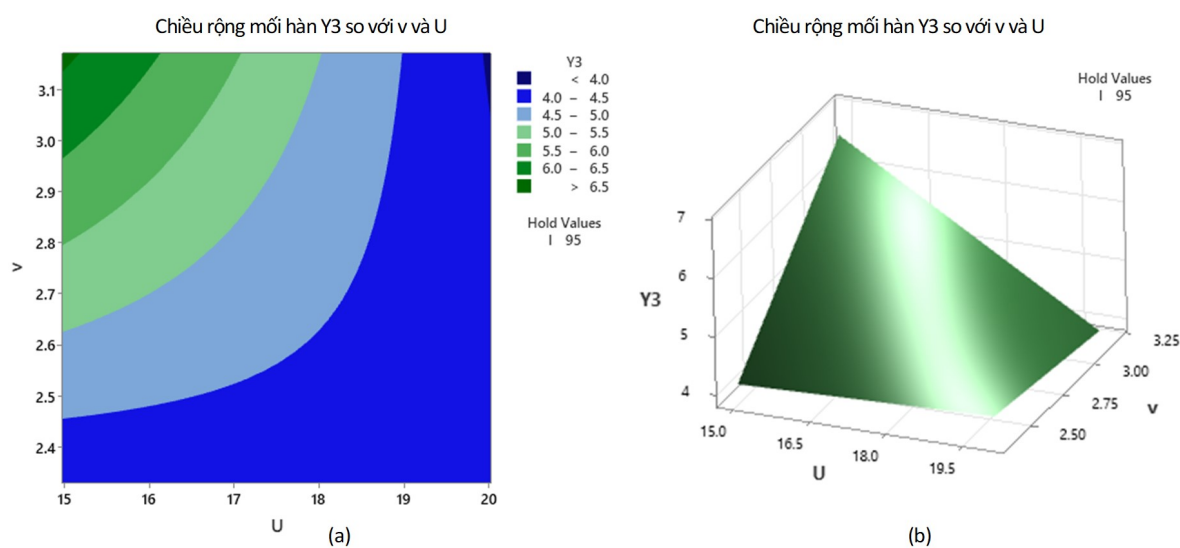
Qua hàm Y_3 có thể vẽ đồ thị theo từng cặp yếu tố ảnh hưởng tới góc tạo hình (Hình 10 đến Hình 12), các đồ thị được vẽ khi giá trị của yếu tố còn lại được giữ ở mức cơ sở. Các đồ thị cho thấy:



Hình 10 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều rộng mối hàn và cặp thông số U-I.



Hình 11 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều rộng mối hàn và cặp thông số v-I.



Hình 12 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều rộng mối hàn và cặp thông số v-U.

4.4 Chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt HAZ (mm)

Ma trận thực nghiệm được lập và ngẫu nhiên hóa trật tự bằng chương trình MiniTab (Bảng 17).

Bảng 17 Ma trận thực nghiệm và kết quả thực nghiệm bậc hai (HAZ).

+	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C11
	StdOrder	RunOrder	PtType	Blocks	I	U	v	Y4
1	19	1	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.53
2	1	2	1	1	85.000	16.0000	2.50000	0.88
3	15	3	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.53
4	6	4	1	1	105.000	16.0000	3.00000	0.58
5	9	5	-1	1	78.182	17.5000	2.75000	0.89
6	8	6	1	1	105.000	19.0000	3.00000	0.71
7	4	7	1	1	105.000	19.0000	2.50000	0.65
8	12	8	-1	1	95.000	20.0227	2.75000	0.71
9	2	9	1	1	105.000	16.0000	2.50000	0.93
10	5	10	1	1	85.000	16.0000	3.00000	0.65
11	20	11	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.53
12	10	12	-1	1	111.818	17.5000	2.75000	0.88
13	17	13	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.53
14	7	14	1	1	85.000	19.0000	3.00000	0.88
15	11	15	-1	1	95.000	14.9773	2.75000	0.71
16	13	16	-1	1	95.000	17.5000	2.32955	0.71
17	18	17	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.53
18	16	18	0	1	95.000	17.5000	2.75000	0.65
19	14	19	-1	1	95.000	17.5000	3.17045	0.53
20	3	20	1	1	85.000	19.0000	2.50000	0.71

Dựa vào kết quả thực nghiệm, tiến hành phân tích phương sai với mô hình dạng đa thức bậc hai đầy đủ (Bảng 18).

Bảng 18 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_4 (HAZ).

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0.0392437	95.93%	92.26%	88.59%

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	9	0.362679	0.040298	26.17	0.000
Linear	3	0.037003	0.012334	8.01	0.005
I	1	0.005213	0.005213	3.38	0.096
U	1	0.000593	0.000593	0.39	0.549
v	1	0.031197	0.031197	20.26	0.001
Square	3	0.231539	0.077180	50.11	0.000
I*I	1	0.201438	0.201438	130.80	0.000
U*U	1	0.045770	0.045770	29.72	0.000
v*v	1	0.008676	0.008676	5.63	0.039
2-Way Interaction	3	0.094138	0.031379	20.38	0.000
I*U	1	0.005512	0.005512	3.58	0.088
I*v	1	0.006613	0.006613	4.29	0.065

U*v	1	0.082013	0.082013	53.25	0.000
Error	10	0.015401	0.001540		
Lack-of-Fit	5	0.003401	0.000680	0.28	0.904
Pure Error	5	0.012000	0.002400		
Total	19	0.378080			

Kết quả phân tích phương sai cho thấy hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy và bị loại gồm I, U, I*U và I*v (P-value > 0.05).

Sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không đảm bảo độ tin cậy (I, U, I*U và I*v) ra khỏi mô hình và tiến hành phân tích phương sai lần thứ hai cho mô hình. Kết quả xử lý số liệu xác định các hệ số hồi quy có ý nghĩa (P-value < 0.05) được trình bày trong Bảng 19 và Bảng 20.

Bảng 19 Kết quả phân tích phương sai hàm Y_4 sau khi loại bỏ hệ số hồi quy không phù hợp (I, U, I*U và I*v).

Model Summary					
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)		
0.0487938	91.18%	88.04%	84.51%		
Analysis of Variance					
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	5	0.344748	0.068950	28.96	0.000
Linear	1	0.031197	0.031197	13.10	0.003
v	1	0.031197	0.031197	13.10	0.003
Square	3	0.231539	0.077180	32.42	0.000
I*I	1	0.201438	0.201438	84.61	0.000
U*U	1	0.045770	0.045770	19.22	0.001
v*v	1	0.008676	0.008676	3.64	0.077
2-Way Interaction	1	0.082012	0.082012	34.45	0.000
U*v	1	0.082012	0.082012	34.45	0.000
Error	14	0.033332	0.002381		
Lack-of-Fit	9	0.021332	0.002370	0.99	0.537
Pure Error	5	0.012000	0.002400		
Total	19	0.378080			

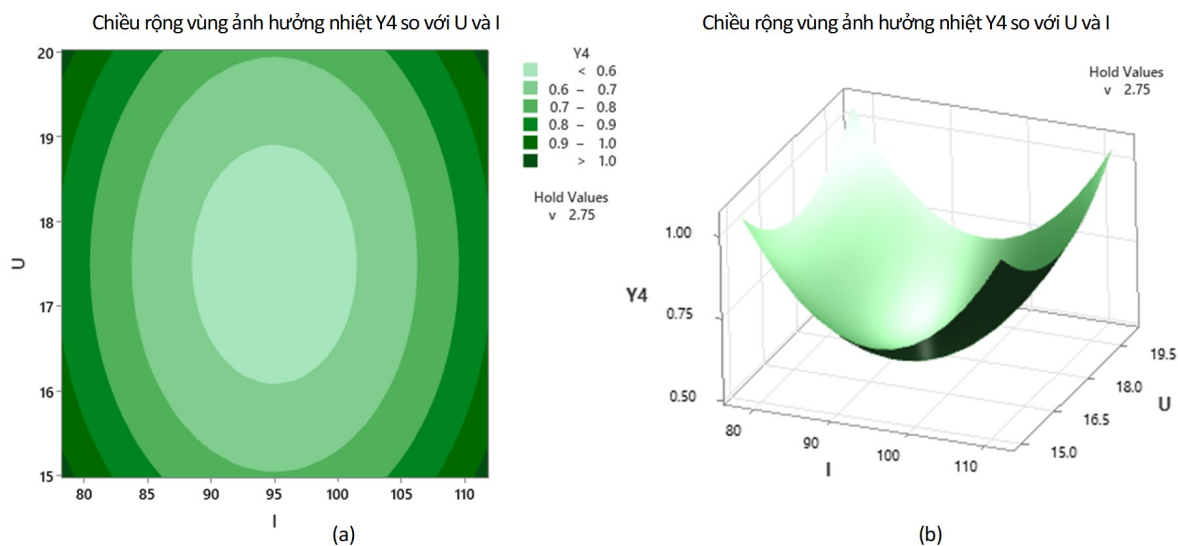
Bảng 20 Hệ số hồi quy và phương trình hồi quy hàm Y_4 (HAZ).

Coded Coefficients					
Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	0.5500	0.0199	27.64	0.000	
v	-0.0478	0.0132	-3.62	0.003	1.00
I*I	0.1182	0.0129	9.20	0.000	1.02
U*U	0.0564	0.0129	4.38	0.001	1.02
v*v	0.0245	0.0129	1.91	0.077	1.02
U*v	0.1012	0.0173	5.87	0.000	1.00

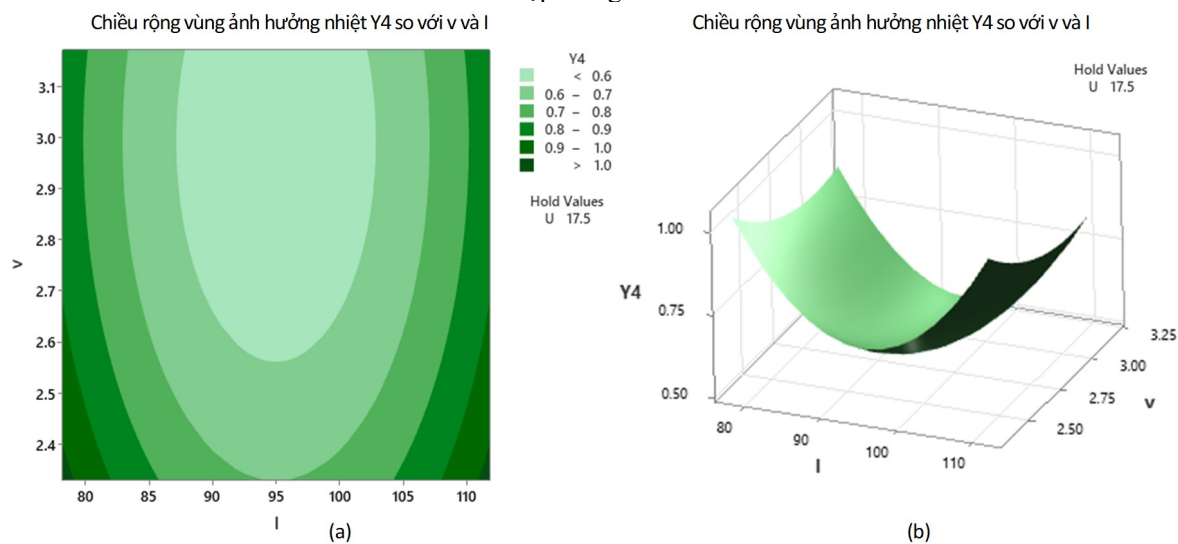
Phương trình hồi quy ở dạng thực

$$Y_4 = 0.5500 - 0.0478 v + 0.1182 I^*I + 0.0564 U^*U + 0.0245 v^*v + 0.1012 U^*v$$

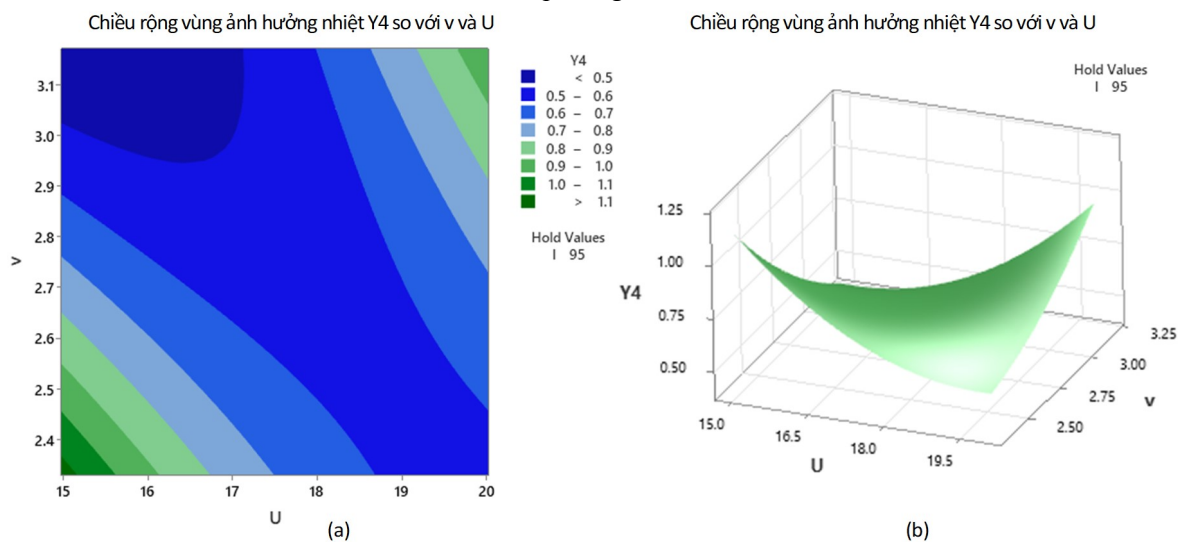
Qua hàm Y_4 có thể vẽ đồ thị theo từng cặp yếu tố ảnh hưởng tới góc tạo hình (Hình 13 đến Hình 15), các đồ thị được vẽ khi giá trị của yếu tố còn lại được giữ ở mức cơ sở.



Hình 13 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt và cặp thông số U-I.



Hình 14 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt và cặp thông số v-I.



Hình 15 Đồ thị dạng contour (a) và dạng surface (b) mô tả quan hệ giữa chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt và cặp thông số v-U.

5 KẾT QUẢ GIẢI BÀI TOÁN TỐI ƯU

Bảng 21 trình bày kết quả mô phỏng giải bài toán tối ưu bằng phần mềm Minitab. Hình 16 là đồ thị tối ưu hóa các thông số đầu vào để đạt các giá trị tối ưu.

Bảng 21 Kết quả mô phỏng giải bài toán tối ưu.

Response Optimization: Y4, Y3, Y2, Y1

Parameters

Response	Goal	Lower	Target	Upper	Weight	Importance
Y4	Minimum		0.53	0.93	1	1
Y3	Maximum	3.88	5.34		1	1
Y2	Maximum	0.70	1.31		1	1
Y1	Maximum	1.96	2.60		1	1

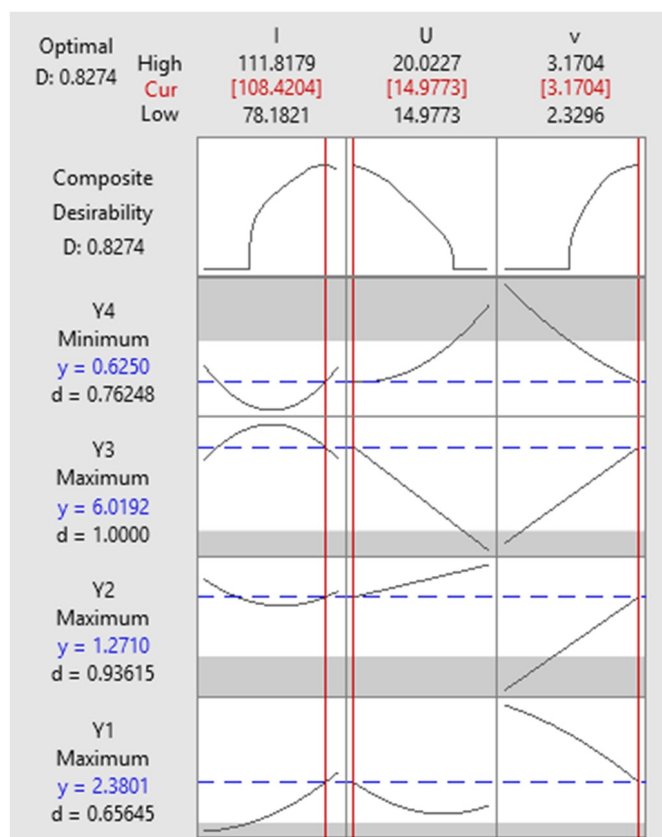
Solution

Solution	I	U	v	Y4 Fit	Y3 Fit	Y2 Fit	Y1 Fit	Composite Desirability
1	108.420	14.9773	3.17045	0.625006	6.01919	1.27105	2.38013	0.827359

Multiple Response Prediction

Variable	Setting
I	108.42
U	14.9773
v	3.17045

Response	Fit	SE Fit	95% CI	95% PI
Y4	0.6250	0.0709	(0.4729, 0.7771)	(0.4404, 0.8096)
Y3	6.019	0.344	(5.286, 6.753)	(5.078, 6.960)
Y2	1.2710	0.0813	(1.0953, 1.4468)	(1.0666, 1.4755)
Y1	2.3801	0.0985	(2.1634, 2.5968)	(2.1345, 2.6257)



Hình 16 Đồ thị tối ưu hóa các thông số đầu vào để đạt các giá trị tối ưu.

Qua nghiên cứu quy hoạch thực nghiệm (Hình 16) đã có kết quả tối ưu hóa về các thông số chỉ tiêu đầu ra như sau:

- Độ sâu ngấu đạt giá trị lớn nhất $Y_{1\max} = 2.3801$ mm.
- Chiều cao mỗi hàn đạt giá trị lớn nhất $Y_{2\max} = 1.2710$ mm.
- Chiều rộng mỗi hàn đạt giá trị lớn nhất $Y_{3\max} = 6.0192$ mm.
- Chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt (HAZ) đạt giá trị nhỏ nhất $Y_{4\min} = 0.6250$ mm.

Khi các thông số đầu vào tương ứng là: Dòng điện hàn = 108.42 A, Điện áp hàn = 14.9773 V và tốc độ hàn = 3.1704 mm/s.

6 KẾT LUẬN

Các thông số của quy trình hàn kiểm soát quá trình hàn và chất lượng của mối hàn được tạo ra. Việc lựa chọn các thông số hàn được thực hiện sau khi kim loại cơ bản, kim loại phụ và thiết kế mối nối được chọn. Việc lựa chọn đúng các thông số hàn sẽ giúp cho việc hàn trở nên dễ dàng hơn, tăng cơ hội tạo ra các đặc tính mối hàn cần thiết.

Các thông số chính của quá trình hàn gồm dòng điện hàn I (A), điện áp hàn U (V) và tốc độ hàn v (mm/s) được lựa chọn từ các kết quả ở Mục 2.1 và 2.2 dựa trên yêu cầu thực tế khi tối ưu độ sâu ngấu α , chiều cao mỗi hàn t, chiều rộng mỗi hàn và chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt (HAZ).

Như vậy, qua nghiên cứu thực nghiệm và quy hoạch thực nghiệm đã có kết quả về các thông số chỉ tiêu đầu ra như sau:

- Độ sâu ngấu đạt giá trị lớn nhất $Y_{1\max} = 2.3801$ mm.
- Chiều cao mỗi hàn đạt giá trị lớn nhất $Y_{2\max} = 1.2710$ mm.
- Chiều rộng mỗi hàn đạt giá trị nhỏ nhất $Y_{3\max} = 6.019$ mm.
- Chiều rộng vùng ảnh hưởng nhiệt (HAZ) đạt giá trị nhỏ nhất $Y_{4\min} = 0.6250$ mm.

Từ các kết quả ở trên, xác định được bộ thông số tối ưu cho quá trình hàn liên kết giáp mối SUS304 – Ti bằng công nghệ hàn TIG như sau:

- Dòng điện hàn $I = 108.42$ A;
- Điện áp hàn $U = 14.9773$ V;
- Tốc độ hàn $v = 3.1704$ mm/s.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. G. M. Oreper, T. W. Eagar & J. Szekely (1983). Convection in arc weld pools. *Welding Research Supplement*, 307s–312s.
2. S. Kou & D. K. Sun (1985). Fluid flow and weld penetration in stationary arc welds. *Metallurgical Transactions A*, **16**, 203–213.
3. A. Matsunawa, S. Yokoya & Y. Asako (1987). Convection in weld pool and its effect on penetration shape in stationary arc welds. In *Transactions of JWRI* (pp. 229–236). Osaka, Japan: Welding Research Institute of Osaka University.
4. R. Natarajan, A. Seppo & A. Korpela (1990). Fluid dynamics of a stationary weld pool. *Metallurgical Transactions A*, **21**, 45–57.
5. H. G. Fan, H. L. Tsai & S. J. Na (2001). Heat transfer and fluid flow in a partially or fully penetrated weld pool in gas tungsten arc welding. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**, 417–428.
6. M. Tanaka & J. J. Lowke (2007). Topical review: Predictions of weld pool profile using plasma physics. *Journal of Physics D: Applied Physics*, **40**, 1–23.
7. A. Traidia (2011). *Multiphysics modeling and numerical simulation of GTA weld pools* (Ph.D. thesis). Ecole Polytechnique.
8. D. Rosenthal (1946). The theory of moving source of heat and its application to metal transfer. *Transactions of the ASME*, **43**, 849.
9. V. Pavelic (1969). Experimental and computed temperature histories in gas tungsten arc welding of thin plates. *Welding Journal Research Supplement*, **48**, 295s–305s.
10. J. A. Goldak, A. P. Chakravarti & M. Bibby (1984). A new finite element model for welding heat sources. *Metallurgical Transactions B*, **15**, 299–305.
11. N. S. Tsai & T. W. Eagar (1985). Distribution of heat and current fluxes in gas tungsten arcs. *Metallurgical Transactions B*, **16**, 841–846.
12. N. Navaneethakrishnan & V. N. Loganathan (2015). Welding characteristics of 304, 306, 316 stainless steel: A technical review. *International Journal for Scientific Research & Development*, **3**(2), 2438–2440.
13. Prasanna Tukaram Shinde, Digambar Mohan Patil, Chakradhar Vijay Padwal, Shreyas Shrikant Padawal & P. B. Bamankar (2017). Parametric study & optimization of TIG welding process on stainless steel 304. *International Engineering Research Journal (IERJ)*, Special Issue, 37–40.
14. Phạm Nhật Phương, Đặng Văn Hải, Đinh Lê Cao Kỳ, Võ Tuyền & Trịnh Tiến Thọ (2024). Nghiên cứu ảnh hưởng của góc đầu điện cực tới tính chất của hồ quang khi hàn liên kết giáp môi SUS 304-Ti bằng công nghệ GTAW. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, **322**, 55–63.
15. Ivan Petrovic, Vinko Razl, Marinko Stojkov & Mijat Samardzic (2017). *Simulation of an electric arc in metal welding*.
16. Sreedhar Unnikrishnakurup, Sébastien Rouquette, Fabien Soulie & Gilles Fras (2017). Estimation of heat flux parameters during static gas tungsten arc welding spot under argon shielding. *International Journal of Thermal Sciences*, **114**, 205–212.
17. A. Boudiaf & M. E. A. Djeghlal (2018). Modeling and numerical simulation of thermal cycles during GTAW welding. *SSRN Electronic Journal*. <https://doi.org/10.2139/ssrn.3389786>
18. Amin Ebrahimi, Chris R. Kleijn & Ian M. Richardson (2021). A simulation-based approach to characterise melt-pool oscillations during gas tungsten arc welding. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **164**. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120535>
19. Edward R. Bohnart & the Miller Staff (2005). *TIG handbook for GTAW Gas Tungsten Arc Welding*. Miller Electric.
20. Naval Education and Training Professional Development and Technology Center (2013). *Navy Steelworker: Volume 1* (NAVEDTRA 14250).
21. Mikell P. Groover (2020). *Fundamentals of Modern Manufacturing*. New York: John Wiley & Sons, Inc.

ABSTRACT

Gas tungsten arc welding (GTAW), also known as tungsten inert gas welding (TIG), uses a non-consumable tungsten electrode to create the weld. A shielding gas (usually an inert gas such as argon or helium) protects the welding area from atmospheric contamination, and the process typically uses filler metal, although some welds, known as self-generating welds, do not require filler metal. The main welding parameters, including welding current I (A), welding voltage U (V), and welding speed v (mm/s), are selected based on practical requirements to optimize penetration depth, weld height, weld width, and heat-affected zone (HAZ). Experimental research and design yielded the following output parameters: maximum penetration depth $Y1_{\max} = 2.3801$ mm; The maximum weld height $Y2_{\min} = 1.2710$ mm; the maximum weld width $Y3_{\min} = 6.0192$ mm; and the minimum heat-affected zone (HAZ) $Y4_{\min} = 0.6250$ mm.

From the above results, the optimal parameters for welding SUS304 butt joints using GTAW welding technology are determined as follows: welding current $I = 108.42$ A; welding voltage $U = 14.977$ V; and welding speed $v = 3.1704$ mm/s.

Keywords: Optimization, GTAW, penetration depth, weld height, weld width, heat-affected zone width.

KHẢO SÁT CÁC THAM SỐ CÔNG NGHỆ CƠ BẢN TRONG QUÁ TRÌNH CÁN SIÊU ÂM BỀ MẶT HỢP KIM NHÔM AA6061

Phan Hoàng Phụng

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: phungph@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu về ảnh hưởng của các tham số công nghệ cơ bản trong quá trình cán siêu âm bề mặt (Ultrasonic Surface Rolling Process – USRP) đối với hợp kim nhôm AA6061. Các tham số được xem xét bao gồm lực ép tĩnh (F_s), biên độ dao động (A_0), tần số siêu âm (f) và bán kính bi lăn (R_1). Hiệu quả của quá trình được đánh giá thông qua sự thay đổi của trường ứng suất dư nén và chiều sâu lớp nén hình thành dưới bề mặt vật liệu.

Trên cơ sở phân tích cơ học tiếp xúc và biến dạng đàn hồi–dẻo, nghiên cứu làm rõ ảnh hưởng của từng tham số công nghệ đến quá trình hình thành lớp biến cứng bề mặt. Kết quả cho thấy lực ép tĩnh F_s có ảnh hưởng quyết định đến mức độ biến dạng dẻo và giá trị ứng suất dư nén. Bán kính bi lăn R_1 chỉ phối đáng kể phạm vi ảnh hưởng theo chiều sâu, trong khi biên độ dao động A_0 và tần số siêu âm f chủ yếu góp phần tăng cường hiệu ứng xử lý bề mặt.

Các kết quả thu được cung cấp cơ sở định hướng cho việc lựa chọn tham số công nghệ phù hợp nhằm cải thiện đặc tính cơ học và chất lượng bề mặt của chi tiết sau gia công bằng USRP.

Từ khóa: Quá trình cán siêu âm bề mặt; Hợp kim nhôm AA6061; Ứng suất dư nén; Chiều sâu lớp nén; Tiếp xúc Hertz đàn hồi–dẻo.

1. GIỚI THIỆU

Hợp kim nhôm 6061 (AA6061) là một trong những vật liệu kỹ thuật quan trọng thuộc nhóm hợp kim Al–Mg–Si có khả năng hoá bền bằng nhiệt luyện, được ứng dụng rộng rãi trong hàng không, vận tải và cơ khí chính xác nhờ tỷ số bền/trọng lượng cao, tính dẻo dai và khả năng gia công tốt [1, 2]. Tuy nhiên, giống như nhiều hợp kim nhôm khác, bề mặt AA6061 thường có độ cứng thấp và dễ bị suy giảm cơ tính do ăn mòn hoặc mỏi, dẫn đến giảm tuổi thọ mỏi của chi tiết [3, 4].

Trong cơ học vật liệu, ứng suất dư nén (Compressive Residual Stress – CRS) tại vùng gần bề mặt được xem là yếu tố then chốt chi phối khả năng chống mỏi của chi tiết. Nhiều nghiên cứu cho thấy CRS có thể trì hoãn sự khởi phát vết nứt và làm chậm quá trình lan truyền nứt, nhờ đó nâng cao khả năng chống phá hủy do tải trọng chu kỳ [3, 4].

Trong bối cảnh đó, tăng bền bề mặt dựa trên biến dạng dẻo đã được phát triển nhằm cải thiện cơ tính bề mặt của kim loại. Trong số các phương pháp này, công nghệ cán siêu âm bề mặt (Ultrasonic Surface Rolling Process – USRP) là một kỹ thuật nổi bật, kết hợp lực ép tĩnh với xung động tần số cao–biên độ thấp từ nguồn siêu âm. Quá trình USRP tạo ra biến dạng dẻo mạnh dẫn đến **tinh luyện hạt, hình thành cấu trúc gradient theo chiều sâu, tăng độ cứng vi mô và tạo trường CRS có biên độ lớn và chiều sâu đáng kể** trong vùng lân cận bề mặt [5, 6]. Đồng thời, USRP còn giúp cải thiện chất lượng hình học bề mặt, góp phần giảm độ nhám bề mặt một cách hiệu quả [5].

Tính hiệu quả của USRP đã được xác nhận trên nhiều loại vật liệu. Đối với thép ổ lăn GCr15, USRP tạo ra lớp biến dạng sâu và CRS lớn, cải thiện rõ rệt độ bền mỏi và độ cứng vi mô so với bề mặt chưa xử lý [6, 7]. Các nghiên cứu trên hệ hợp kim nhôm series 7xxx (7075 và 7050) cho thấy CRS và chiều sâu lớp nén phụ thuộc mạnh vào lực ép tĩnh, biên độ dao động, tần số siêu âm và bán kính đầu bi lăn [8–10]. Với hợp kim nhôm 7050, quá trình lăn bề mặt siêu âm hai chiều tốc độ cao (HTUR) có thể hình thành **một lớp biến cứng theo gradient (với chiều dày khoảng 61–69 μm)** và tạo ra ứng suất dư nén (CRS) bề mặt không

thấp hơn -285 MPa. Ứng suất nén dư có lợi này có ý nghĩa quan trọng trong việc ngăn chặn sự hình thành và lan truyền vết nứt môi, do đó cải thiện đáng kể khả năng kháng môi của vật liệu [10].

Đối với AA6061, USRP cũng được chứng minh mang lại hiệu quả vượt trội trong cải thiện độ cứng, giảm độ nhám và gia tăng CRS. Kết quả thực nghiệm cho thấy CRS có thể đạt tới -217 MPa, đồng thời độ cứng vi mô và chất lượng bề mặt được nâng cao đáng kể [5, 11]. Ma và cộng sự cho thấy lực ép tĩnh F_s có ảnh hưởng mạnh nhất đến các tính chất bề mặt và ứng suất dư nén của AA6061 trong USRP [5]. Trong khi đó, các nghiên cứu cơ chế tải trọng chỉ ra tải động F_d do dao động siêu âm đóng vai trò quan trọng trong việc hình thành và phân bố ứng suất dư theo chiều sâu [11-13].

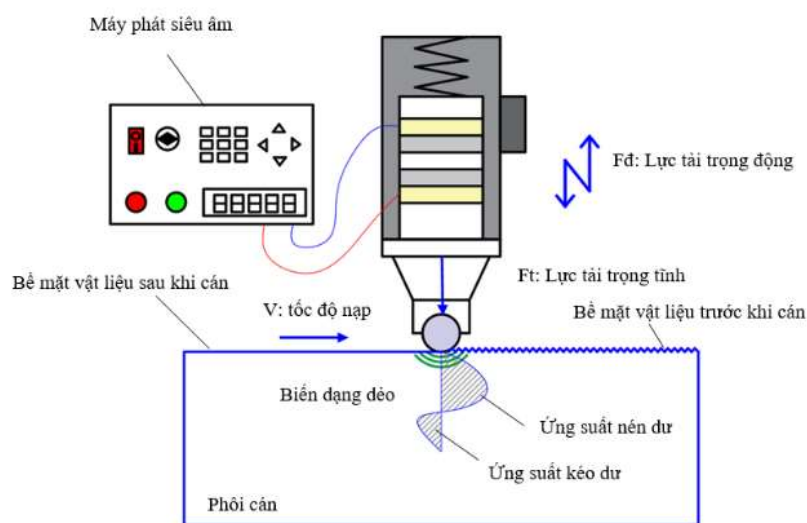
Mặc dù USRP đã được chứng minh mang lại cải thiện đáng kể đối với cơ tính bề mặt của nhiều kim loại, các nghiên cứu hiện nay chủ yếu đánh giá từng tham số công nghệ một cách riêng lẻ hoặc tập trung vào các hợp kim series 7xxx. Đối với AA6061, ảnh hưởng kết hợp của bốn tham số quan trọng gồm lực ép tĩnh F_s , biên độ dao động A_0 , tần số siêu âm f và bán kính bi lăn R_1 đối với ứng suất dư nén (CRS) và chiều sâu lớp nén vẫn chưa được mô tả một cách hệ thống và định lượng. Bên cạnh đó, các mô hình tiếp xúc Hertz hiện có chủ yếu được xây dựng cho các vật liệu hoặc điều kiện tải chung, chưa được hiệu chỉnh theo đặc tính cơ học riêng của AA6061, dẫn đến hạn chế trong khả năng dự đoán định lượng biến dạng bề mặt khi chịu đồng thời tải trọng tĩnh và tải trọng động trong quá trình USRP.

Từ những hạn chế trên, nghiên cứu này đề xuất phát triển một mô hình toán học dựa trên cơ học tiếp xúc Hertz [14, 15] để mô phỏng và phân tích đồng thời bốn tham số công nghệ đối với trường CRS và chiều sâu lớp nén của AA6061. Mô hình được kiểm chứng bằng dữ liệu thực nghiệm đã công bố, qua đó cung cấp cơ sở khoa học đáng tin cậy cho việc tối ưu hóa thông số USRP và dự đoán đặc tính bề mặt sau gia công.

2. Mô hình giải tích dựa trên tiếp xúc Hertz cho USRP

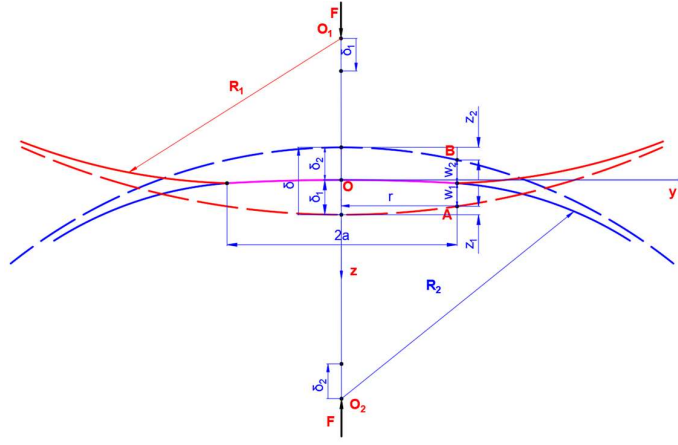
2.1. Thiết lập hình học–vật liệu và giả thiết mô hình tiếp xúc

Cán siêu âm là sự kết hợp giữa năng lượng và đập siêu âm với tần số cao và tải trọng tĩnh để tạo ra tác động biến dạng dẻo cho vật liệu. Trong quá trình cán siêu âm, đầu con lăn luôn được tiếp xúc với vật liệu cán, dưới tác động của tải trọng tĩnh và tải trọng va đập do tần số rung đầu siêu âm gây ra sẽ tác động làm biến dạng vật liệu cán (Hình 1)



Hình 1 Hình minh họa sơ đồ quá trình cán siêu âm bề mặt

Xét tiếp xúc đàn hồi giữa **đầu bi lăn** bán kính R_1 và **bề mặt phôi** có thể xấp xỉ bởi **cung tròn lồi** bán kính $R_2 > 0$ (trường hợp tiếp xúc cầu–phẳng: $R_2 \rightarrow \infty$). Vật liệu của hai vật (bi/phôi) được giả thiết là đàn hồi tuyến tính, đẳng hướng, biến dạng nhỏ, tiếp xúc không ma sát, và hình học **đối xứng trục** quanh pháp tuyến tại tâm tiếp xúc. Trục z lấy **đương xuống** theo hướng lực ép, mặt phẳng tiếp tuyến chung ban đầu $z = 0$; r là toạ độ xuyên tâm (Hình 2).



Hình 2 Tương tác tiếp xúc giữa bi lăn và phôi

2.1.1. Tải tĩnh trong quá trình cán siêu âm

Áp suất tiếp xúc theo nghiệm Hertz có dạng [14]

$$p(r) = p_s \sqrt{1 - \left(\frac{r}{a_{es}}\right)^2} \quad (1)$$

Các biểu thức cho **bán kính tiếp xúc** a_{es} , **độ lún** δ_{es} và **áp suất cực đại** p_s :

$$a_{es} = \left(\frac{3F_s R_1}{4E^*}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

$$\delta_{es} = \left(\frac{9F_s^2}{16E^{*2}R_1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

$$p_s = \left(\frac{6F_s E^{*2}}{\pi^3 R_1^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

Từ các biểu thức trên ta thu được:

$$a_{es} = \sqrt{R_1 \delta_{es}} \quad (5)$$

$$F_s = \frac{4}{3} E^* R_1^{1/2} \delta_{es}^{3/2} \quad (6)$$

2.1.2. Tải động trong quá trình cán siêu âm

Ngoài tải tĩnh, trong quá trình cán siêu âm, đầu cán còn chịu dao động điều hòa với tần số cao, từ đó sinh ra tải động tuần hoàn tác dụng lên bề mặt phôi hợp kim nhôm 6061. Chuyển vị dao động của đầu cán theo phương tác dụng lực được mô tả bởi hàm điều hòa:

$$x(t) = A_0 \sin(2\pi f t) \quad (7)$$

Trong đó A_0 là biên độ dao động siêu âm và f là tần số dao động.

Vận tốc tức thời của đầu cán được xác định bằng đạo hàm theo thời gian của chuyển vị:

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = 2\pi f A_0 \cos(2\pi f t) \quad (8)$$

Do đó, vận tốc cực đại của đầu cán trong một chu kỳ dao động được xác định là:

$$v_{max} = 2\pi f A_0 \quad (9)$$

Khi đầu cán va chạm với bề mặt phôi, động năng của đầu cán tại thời điểm va chạm được chuyển hóa thành công biến dạng đàn hồi tại vùng tiếp xúc. Quá trình này được mô tả dựa trên nguyên lý bảo toàn năng lượng:

$$\frac{1}{2}mv_{max}^2 = \int_0^{\delta_{ed}} F_d(\delta) d\delta \quad (10)$$

trong đó $m = \frac{4}{3}\pi R_1^3 \rho$ là khối lượng đầu cán, với ρ là khối lượng riêng của vật liệu bi cán. Lực tiếp xúc động tương đương được suy ra gián tiếp thông qua độ lún đàn hồi do va chạm, dựa trên nguyên lý bảo toàn năng lượng:

$$F_d(\delta) = \frac{4}{3} E^* R_1^{1/2} \delta_{ed}^{3/2} \quad (11)$$

Thay biểu thức trên vào phương trình (10), ta thu được:

$$\frac{1}{2}mv_{max}^2 = \int_0^{\delta_{ed}} \left(\frac{4}{3} E^* R_1^{1/2} \delta^{3/2} \right) d\delta \quad (12)$$

Độ lún đàn hồi do tải động được xác định như sau:

$$\delta_{ed} = \left(\frac{5\rho\pi^3 R_1^{5/2} f^2 A_0^2}{E^*} \right)^{2/5} \quad (13)$$

Theo quan hệ hình học của tiếp xúc Hertz, bán kính vùng tiếp xúc đàn hồi do tải động được xác định bởi:

$$a_{ed} = \sqrt{R_1 \delta_{ed}} \quad (14)$$

Áp suất nén cực đại do tải động được xác định tương tự trường hợp tải tĩnh, dựa trên bán kính tiếp xúc động:

$$p_d = \frac{2E^*}{\pi R_1} a_{ed} \quad (15)$$

2.1.3. Tải tổng hợp trong quá trình cán siêu âm

Trong quá trình cán siêu âm, vùng tiếp xúc giữa bi lăn và bề mặt phôi chịu tác dụng của **tải tĩnh** và **tải động siêu âm**. Để thuận tiện cho việc xây dựng mô hình giải tích, ảnh hưởng của tải động được quy đổi thành một thành phần **tiếp xúc đàn hồi tương đương**, và trạng thái tiếp xúc tổng được mô tả theo **nguyên lý chồng chất dưới dạng hiệu dụng**.

Cụ thể, biến dạng đàn hồi tại vùng tiếp xúc được xem như kết quả tổng hợp của hai thành phần gây ra bởi tải tĩnh và tải động. Do đó, **bán kính tiếp xúc đàn hồi tổng hợp** được biểu diễn dưới dạng cộng gộp hai thành phần tương ứng:

$$a_e = a_{es} + a_{ed} \quad (16)$$

Tương tự, **áp suất tiếp xúc cực đại tổng hợp** trên bề mặt phôi được xác định bằng cách cộng gộp đóng góp của áp suất cực đại trong giai đoạn tải tĩnh và áp suất cực đại do tải động gây ra

$$p_0 = p_s + p_d \quad (17)$$

2.2 Quan hệ tiếp xúc Hertz và trường ứng suất đàn hồi theo chiều sâu

Trong mô hình USRP, vùng tiếp xúc giữa bi cầu và phôi được **mô hình hoá theo Hertz** như một **miền tiếp xúc tròn** bán kính a_e ; **áp suất tiếp xúc** phân bố **bán elip** theo $p(r) = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{r}{a_e}\right)^2}$ với $0 \leq r \leq a_e$.

Ứng suất tương đương von Mises được xác định bởi

$$\sigma_i^e = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_x^e - \sigma_y^e)^2 + (\sigma_y^e - \sigma_z^e)^2 + (\sigma_z^e - \sigma_x^e)^2 \right]} \quad (18)$$

Biến dạng đàn hồi thu được từ định luật Hooke tổng quát cho vật liệu đẳng hướng [15, 16]:

$$\varepsilon_x^e = \frac{1}{E_2} [\sigma_x^e - \nu_2(\sigma_y^e + \sigma_z^e)], \quad \varepsilon_y^e = \frac{1}{E_2} [\sigma_y^e - \nu_2(\sigma_x^e + \sigma_z^e)], \quad (19)$$

$$\varepsilon_z^e = \frac{1}{E_2} [\sigma_z^e - \nu_2(\sigma_x^e + \sigma_y^e)]$$

Biến dạng lệch theo các thành phần ứng suất:

$$e_x^e = e_y^e = \frac{1}{3}(1 + \nu_2) \varepsilon_i^e, \quad e_z^e = -2 e_x^e \quad (20)$$

2.3. Phân tích ứng suất–biến dạng trong tiếp xúc dẻo

Tại mỗi điểm ở độ sâu z so với bề mặt, ký hiệu ε_i^e là biến dạng đàn hồi tương đương (suy ra từ trường Hertz ở Mục 2.2), ε_i^p là biến dạng dẻo tương đương cần xác định, ε_s là biến dạng tại ngưỡng chảy ứng với σ_s . Quy tắc chuyển đổi được viết như sau:

$$\varepsilon_i^p = \begin{cases} \varepsilon_i^e, & \varepsilon_i^e \leq \varepsilon_s \\ \varepsilon_s + \alpha(\varepsilon_i^e - \varepsilon_s), & \varepsilon_i^e > \varepsilon_s \end{cases} \quad (21)$$

Trong đó α là hệ số hiệu chỉnh dẻo đặc trưng cho mức vượt đàn hồi, được định nghĩa bằng tỉ số kích thước tiếp xúc dẻo và đàn hồi:

$$\alpha = \frac{a_p}{a_e} \quad (22)$$

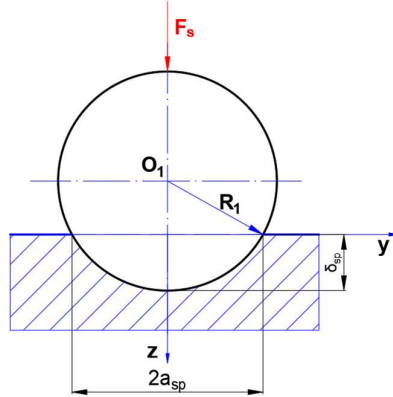
Với a_e là bán kính tiếp xúc đàn hồi, a_p là bán kính tiếp xúc dẻo được suy ra dưới đây.

2.3.1. Tải tĩnh

Xác định bán kính tiếp xúc dẻo a_p . Gọi F_s là lực nén tác dụng, theo nguyên lý công–năng lượng:

$$\int_0^{\delta_{sp}} F_s d\delta = \int_0^{\delta_{sp}} \bar{p} S(\delta) d\delta \quad (23)$$

Trong đó $\bar{p}$ là áp suất trung bình trong vùng tiếp xúc dẻo, được giả thiết không đổi và lấy bằng $\bar{p} = 3\sigma_s$ [14, 17], σ_s là giới hạn chảy của vật liệu phôi. Diện tích tiếp xúc S phụ thuộc hình học vùng lõm dẻo.



Hình 3 Sơ đồ hình học vùng lõm dẻo

Hình học vùng lõm dẻo:

$$R_1^2 = (R_1 - \delta_{sp})^2 + a_{sp}^2 \quad (24)$$

Giả sử vùng tiếp xúc rất nhỏ $\delta_{sp} \ll R_1$

$$a_{sp} = \sqrt{2R_1 \delta_{sp}} \quad (25)$$

$$a_{sp} = \sqrt{2R_1 \delta_{sp}} = \sqrt{\frac{2F_s}{3\pi\sigma_s}} \quad (26)$$

2.3.2. Tải động

Trong quá trình cán siêu âm, ngoài tải tĩnh gây biến dạng dẻo cục bộ, dao động siêu âm của đầu bi lăn còn tạo ra các va chạm động ngắn hạn với vận tốc lớn, dẫn đến sự hình thành thêm vùng biến dạng dẻo do tải động. Đặc trưng hình học của vùng lõm dẻo sinh ra bởi va chạm động được xác định dựa trên cân bằng động lực học và giả thiết tiếp xúc dẻo hoàn toàn.

Phương trình cân bằng động lực học có thể được viết lại dưới dạng:

$$\frac{4}{3} \pi \rho R_1^3 v dv = \bar{p} \pi a_{dp}^2 d\delta_{dp} \quad (27)$$

Theo quan hệ hình học của tiếp xúc cầu–phẳng trong miền biến dạng nhỏ, bán kính vùng tiếp xúc dẹt do tải động được xác định bởi:

$$a_{dp} = \sqrt{2R_1\delta_{dp}} \quad (28)$$

Độ lún dẹt do tải động:

$$\delta_{dp} = \sqrt{\frac{2\rho R_1^2 v^2}{9\sigma_s}} \quad (29)$$

Trong quá trình cán siêu âm, vận tốc va chạm lớn nhất của đầu bi lăn được xác định bởi dao động siêu âm:

$$v_{max} = 2\pi A_0 f \quad (30)$$

Thay $v = v_{max}$, độ lún dẹt cực đại do tải động được xác định là:

$$\delta_{dp} = \pi R_1 A_0 f \sqrt{\frac{8\rho}{9\sigma_s}} \quad (31)$$

Bán kính vùng biến dạng dẹt do tải động được xác định:

$$a_{dp} = R_1 \left(\frac{32\rho\pi^2 A_0^2 f^2}{9\sigma_s} \right)^{1/4} \quad (32)$$

Trong quá trình cán siêu âm, vùng biến dạng dẹt tổng cộng được giả thiết hình thành do sự chồng chất của vùng dẹt sinh ra bởi tải tĩnh và tải động. Do đó, bán kính vùng biến dạng dẹt tổng cộng được xác định như sau:

$$a_p = a_{sp} + a_{dp} \quad (33)$$

Ứng suất dẹt tương đương có thể được tính theo đường cong ứng suất biến dạng đàn hồi dẹt [13] như sau:

$$\sigma_i^p = \begin{cases} \sigma_i^e & \varepsilon_i^p < \varepsilon_s \\ \sigma_s + H_1(\varepsilon_i^p - \varepsilon_s) & \varepsilon_s \leq \varepsilon_i^p < \varepsilon_b \\ \sigma_b + H_2(\varepsilon_i^p - \varepsilon_b) & \varepsilon_i^p \geq \varepsilon_b \end{cases} \quad (34)$$

Trong đó: $H_1 = (\sigma_b - \sigma_s)/(\varepsilon_b - \varepsilon_s)$, $\varepsilon_s = \sigma_s/E_2$, σ_b là ứng suất kéo cực đại của vật thể cán siêu âm, ε_b là độ biến dạng tương ứng với σ_b ; H_1 , H_2 là hệ số hóa bền tuyến tính trong các miền ứng suất biến dạng khác nhau. Trong nghiên cứu này, xét trường hợp không có hóa bền bổ sung ở miền sau ε_b , do đó lấy $H_2 = 0$. Khi đó, đoạn $\varepsilon_i^p \geq \varepsilon_b$ trở thành $\sigma_i^p = \sigma_b$.

Trong mô hình đàn hồi–dẻo đẳng hướng, trường ứng suất được tách thành phần thủy tĩnh và lệch; trong đó phần thủy tĩnh chỉ gây biến đổi thể tích và không kích hoạt chảy, còn thành phần lệch quyết định sự phát triển biến dạng dẻo. Đối với cấu hình trục đối xứng đã nêu ở Mục 2.3, chúng ta giả định **tính bất biến hình thức** của quan hệ giữa các tensor biến dạng và ứng suất mở rộng từ miền đàn hồi sang miền đàn hồi–dẻo; nhờ giả thuyết này, biến dạng lệch dẹt e_{ij}^p có thể được biểu diễn gọn theo biến dạng tương đương dẹt ε_i^p

$$e_x^p = e_y^p = \frac{1}{3}(1 + \nu_2)\varepsilon_i^p \quad (35)$$

$$e_z^p = -\frac{2}{3}(1 + \nu_2)\varepsilon_i^p \quad (36)$$

Dựa trên biểu thức tensor lệch trong lý thuyết đàn hồi–dẻo của Iliushin, **ứng suất dẹt lệch** liên hệ với **biến dạng dẹt lệch** qua mô đun dẹt hiệu dụng theo hướng tương đương [9]:

$$S_{ij}^p = \frac{1}{(1+\nu_2)} \frac{\sigma_i^p}{\varepsilon_i^p} e_{ij}^p \quad (37)$$

Thế (35) – (36) vào (37), ta thu được **tensor ứng suất dẹt lệch** như sau

$$S_x^p = S_y^p = \frac{1}{3} \sigma_i^p, \quad (38)$$

$$S_z^p = -\frac{2}{3} \sigma_i^p = -2S_x^p \quad (39)$$

2.4. Ứng suất dư sau dỡ tải

Trong quá trình tính toán ứng suất dư, mô hình sử dụng các giả thiết tiêu chuẩn của cơ học đàn hồi–dẻo: (i) vật liệu AA6061 được coi là đẳng hướng với cơ chế hóa bền đẳng hướng, và hiệu ứng Bauschinger được bỏ qua; (ii) biến dạng gây ra bởi USRP nằm trong miền nhỏ đến trung bình, và quá trình dỡ tải diễn ra theo quy luật đàn hồi cho đến khi xuất hiện chảy ngược; (iii) chảy dẻo tuân theo tiêu chuẩn von Mises, trong đó thành phần ứng suất thủy tĩnh không điều khiển quá trình chảy, còn thành phần lệch (deviatoric) đóng vai trò chi phối [11, 13]. Dưới các giả thiết này, ứng suất dư ban đầu ngay sau dỡ tải được xác định theo:

$$\sigma_{ij}^r = s_{ij}^{p*} - s_{ij}^e \quad (40)$$

Trong đó, s_{ij}^{p*} là tensor ứng suất **lệch dẻo** tại thời điểm bắt đầu dỡ tải và s_{ij}^e là tensor ứng suất lệch đàn hồi tương ứng. Dựa trên quan hệ giữa σ_i^e và ngưỡng chảy σ_s , quá trình dỡ tải được chia thành ba miền như sau:

Miền A – dỡ tải đàn hồi hoàn toàn ($\sigma_i^e < \sigma_s$)

Tại điểm xét, vật liệu chưa bị chảy trước đó; sau khi dỡ tải:

$$\sigma_{ij}^r = 0 \quad (41)$$

Miền B – dỡ tải không xuất hiện chảy ngược ($\sigma_s \leq \sigma_i^e < 2\sigma_i^p$)

Từ điều kiện tensor lệch có tổng bằng không trong ba phương chính, thu được:

$$\sigma_x^r = \sigma_y^r = \frac{1}{3} (\sigma_i^p - \sigma_i^e) \quad (42)$$

$$\sigma_z^r = -\frac{2}{3} (\sigma_i^p - \sigma_i^e) \quad (43)$$

Miền C – có chảy ngược và hoá bền khi dỡ tải ($\sigma_i^e > 2\sigma_i^p$)

Nếu $\sigma_i^e > 2\sigma_i^p$, vật liệu xuất hiện chảy ngược kèm hóa bền. Đầu tiên, mức ứng suất $2\sigma_i^p$ được dỡ tải đàn hồi; sau đó, phần ứng suất còn lại:

$$\Delta\sigma_i^e = \sigma_i^e - 2\sigma_i^p \quad (44)$$

Tiếp tục gây chảy ngược trong quá trình dỡ tải. Biến dạng đàn hồi tương ứng là:

$$\Delta\varepsilon_i^e = \frac{\Delta\sigma_i^e}{E_2} \quad (45)$$

và biến dạng dẻo được giả thiết tỉ lệ theo:

$$\Delta\varepsilon_i^p = \alpha \Delta\varepsilon_i^e \quad (46)$$

Mức ứng suất chảy tăng thêm do hóa bền được xác định bởi:

$$\Delta\sigma_i^p = H_1 \Delta\varepsilon_i^p \quad (47)$$

Khi đó, ứng suất dư theo các phương x, y và z được viết:

$$\sigma_x^r = \sigma_y^r = -\frac{1}{3} (\sigma_i^p + \Delta\sigma_i^p) \quad (48)$$

$$\sigma_z^r = -2 \sigma_x^r \quad (49)$$

Trong quá trình USRP, mỗi chu kỳ lăn–va đập của đầu bi siêu âm tạo ra một trường ứng suất dư sau dỡ tải σ_{ij}^r . Khi đạt độ phủ 100% với mức chồng lấp đủ lớn, trường biến dạng tiến tới trạng thái ổn định và liên tục theo dài cán; biến dạng lớp bề mặt có thể xem là đồng nhất trong mặt phẳng (không phụ thuộc x, y) và chỉ phụ thuộc vào chiều sâu z. Khi đó, trường ứng suất dư sau cùng thỏa:

$$\sigma_x = \sigma_y = f_1(z), \sigma_z = 0 \quad (50)$$

Để chuyển từ trường chuyển tiếp σ_{ij}^r sang trạng thái sau cùng, thực hiện bước triệt tiêu thành phần pháp tuyến tạm thời sao cho biến dạng trong mặt phẳng được giữ không đổi:

$$\Delta\epsilon_x = \Delta\epsilon_y = 0, \quad \Delta\sigma_z = -\sigma_z^r \quad (51)$$

Theo định luật Hooke dạng gia số cho vật liệu đàn hồi đẳng hướng (với E_2, ν_2), ứng suất bù trong mặt phẳng do hiệu ứng Poisson được xác định:

$$\sigma_x^{\text{rel}} = \sigma_y^{\text{rel}} = \left(\frac{\nu_2}{1-\nu_2} \right) \sigma_z^r \quad (52)$$

Vì vậy, trường ứng suất dư sau cùng là:

$$\sigma_x^R = \sigma_y^R = \sigma_x^r - \sigma_x^{\text{rel}} = \frac{1+\nu_2}{1-\nu_2} \sigma_x^r \quad (53)$$

$$\sigma_z^R = 0 \quad (54)$$

3. Mô phỏng và phương pháp tính toán

Mô hình mô phỏng được xây dựng dựa trên hệ phương trình tiếp xúc Hertz và mô hình đàn hồi-dẻo đã trình bày trong Mục 2. Toàn bộ quá trình tính toán trong nghiên cứu được thực hiện bằng phần mềm MATLAB. Chương trình MATLAB được xây dựng để tự động hóa việc tính các đại lượng tiếp xúc Hertz (bán kính tiếp xúc, độ lún và áp suất cực đại), xác định trường ứng suất-biến dạng theo chiều sâu, áp dụng quy tắc ánh xạ đàn hồi-dẻo và mô phỏng quá trình dỡ tải nhằm thu được phân bố ứng suất dư theo chiều sâu. Các thông số vật liệu được thu thập từ những nghiên cứu thực nghiệm đã công bố cho AA6061 và WC-Co [5, 6, 11].

Tổng lực tiếp xúc trong mỗi chu kỳ USRP gồm lực tĩnh F_s và lực động F_d . Lực động F_d xuất phát từ dao động điều hòa của cụm rung ở tần số f và biên độ A_0 . Để phản ánh đúng đặc tính động học của đầu bi lăn, khối lượng hiệu dụng của cụm rung được tính theo hình học của bi:

$$m_1 = \rho_1 \cdot \frac{4}{3} \pi R_1^3 \quad (55)$$

với ρ_1 là khối lượng riêng của vật liệu WC-Co (Bảng 1). Điều này đảm bảo m_1 thay đổi theo bán kính bi lăn R_1 , phù hợp thực tế và khớp hoàn toàn với mô hình tải động đã trình bày ở Mục 2.2.

Miền dưới bề mặt được chia lưới một chiều (1D) trong khoảng $0 \leq z \leq 2$ mm với bước $\Delta z = 1$ μm , cho phép đánh giá chính xác diễn biến ứng suất dư theo chiều sâu.

Hai chỉ tiêu đầu ra được xác định:

$$\text{- Ứng suất dư bề mặt: } \sigma_x^R(0^+) \quad (56)$$

$$\text{- Chiều sâu lớp nén: } d_c = \max \{z \geq 0 \mid \sigma_x^R(z) < 0\} \quad (57)$$

Bảng 1. Cơ tính của vật liệu sử dụng trong mô phỏng USRP

Vật liệu	Khối lượng riêng ρ (kg/m ³)	Mô đun đàn hồi E (Pa)	Hệ số Poisson ν	Giới hạn chảy σ_s (Pa)
AA6061-T6	2.75×10^3	5.22×10^{10}	0.33	1.5×10^8
WC-Co (đầu bi)	1.563×10^4	7.10×10^{11}	0.31	Cứng tuyệt đối

Ghi chú: Dữ liệu AA6061-T6 tham khảo từ [5, 11]; dữ liệu WC-Co tham khảo từ [6].

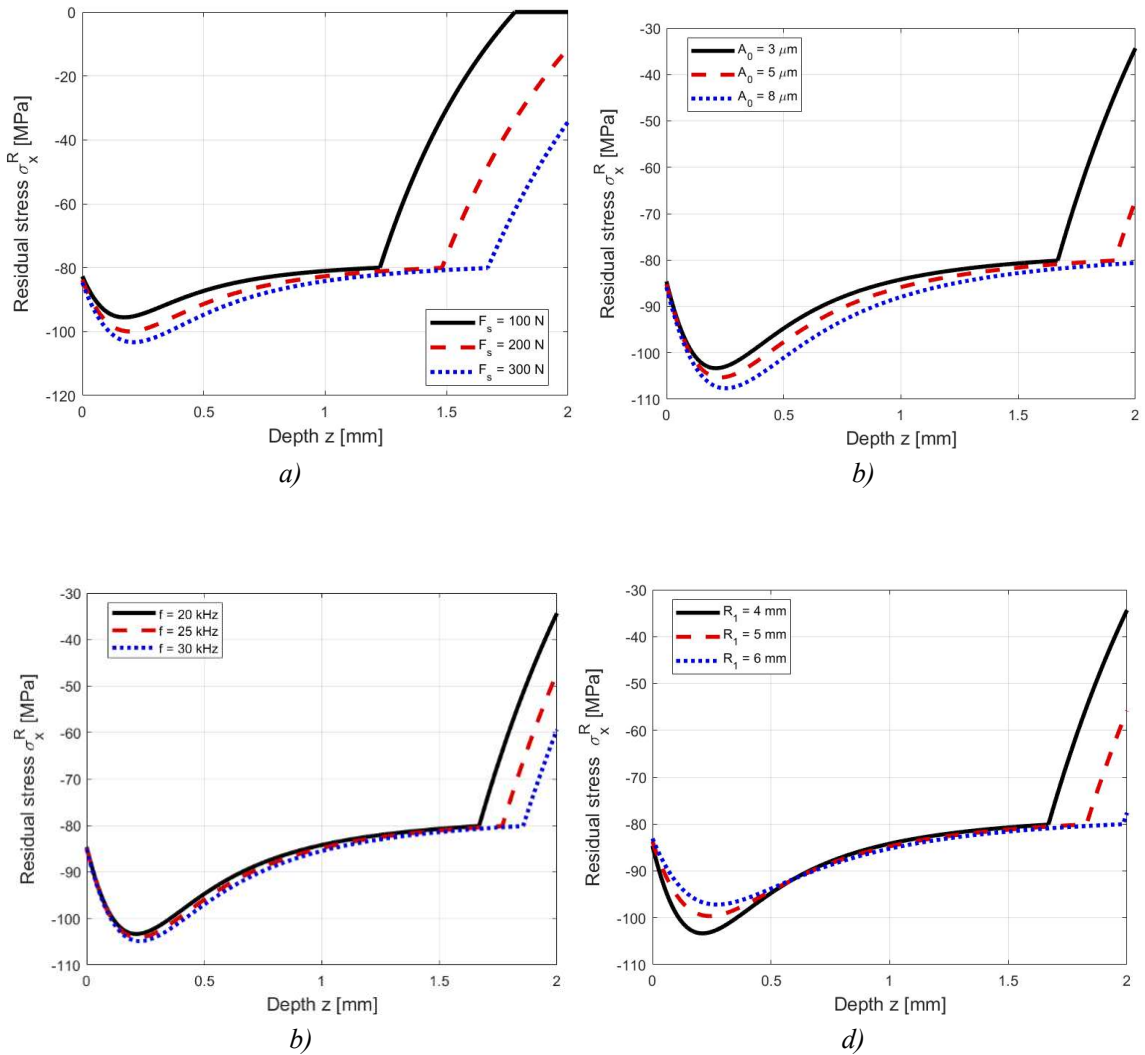
4. Kết quả và thảo luận

Phần này trình bày và thảo luận kết quả mô phỏng phân bố ứng suất dư nén theo chiều sâu $\sigma_x^R(z)$ và chiều sâu lớp nén d_c của hợp kim nhôm AA6061 trong quá trình cán siêu âm bề mặt (USRP), tương ứng với bốn tham số công nghệ chính gồm lực ép tĩnh F_s , biên độ dao động A_0 , tần số siêu âm f và bán kính bi lăn R_1 . Ảnh hưởng riêng lẻ của từng tham số được phân tích trong các Mục 4.1–4.4.

4.1. Ảnh hưởng của lực ép tĩnh F_s

Điều kiện khảo sát: $A_0 = 3 \mu\text{m}$, $f = 20 \text{ kHz}$, $R_1 = 4 \text{ mm}$; $F_s \in \{100, 200, 300\} \text{ N}$.

Kết quả trong Hình 4(a) cho thấy lực ép tĩnh F_s là tham số chi phối mạnh đến phân bố ứng suất dư nén theo chiều sâu. Khi F_s tăng, biên độ ứng suất dư nén tại vùng gần bề mặt tăng rõ rệt và đường cong $\sigma_x^R(z)$ dịch chuyển xuống toàn miền khảo sát. Đồng thời, chiều sâu lớp nén d_c tăng đáng kể theo F_s , phản ánh sự mở rộng vùng biến dạng dẻo vào sâu trong vật liệu. Xu hướng này phù hợp với các kết quả thực nghiệm và phân tích lý thuyết đã công bố cho AA6061 sau USRP [11].



Hình 4 Ảnh hưởng của các thông số cán siêu âm đến ứng suất dư và chiều sâu nén: a) lực tải tĩnh, b) biên độ dao động siêu âm, c) tần số siêu âm, d) bán kính bi lăn

4.2. Ảnh hưởng của biên độ dao động siêu âm A_0

Điều kiện khảo sát: $F_s = 300 \text{ N}$, $f = 20 \text{ kHz}$, $R_1 = 4 \text{ mm}$; $A_0 \in \{3, 5, 8\} \mu\text{m}$.

Hình 4(b) cho thấy khi biên độ dao động A_0 tăng, mức ứng suất dư nén $\sigma_x^R(z)$ tăng trên toàn bộ miền chiều sâu, đặc biệt tại vùng gần bề mặt. Chiều sâu lớp nén d_c tăng nhẹ theo A_0 , cho thấy tải động đóng vai trò hỗ trợ trong việc tăng cường trường ứng suất dư. Tuy nhiên, so với lực ép tĩnh F_s , mức độ ảnh hưởng của A_0 là thứ yếu, phù hợp với các phân tích về đóng góp tương đối giữa tải tĩnh và tải động trong USRP [12, 13].

4.3. Ảnh hưởng của tần số siêu âm f

Điều kiện khảo sát: $F_s = 300$ N, $A_0 = 3$ μ m, $R_1 = 4$ mm; $f \in \{20.0, 25, 30\}$ kHz.

Kết quả trong Hình 4(c) cho thấy tần số siêu âm f ảnh hưởng đến phân bố $\sigma_x^R(z)$ thông qua việc làm tăng mức tác dụng của tải động. Khi f tăng, ứng suất dư nén có xu hướng tăng và vùng ảnh hưởng theo chiều sâu mở rộng hơn. Xu hướng này phù hợp với các nghiên cứu lý thuyết–thực nghiệm về trường ứng suất dư trong USRP khi xét đến vai trò của thành phần tải động [11–13].

4.4. Ảnh hưởng của bán kính bi lăn R_1

Điều kiện khảo sát: $F_s = 300$ N, $A_0 = 3$ μ m, $f = 20$ kHz; $R_1 \in \{4, 5, 6\}$ mm.

Hình 4(d) cho thấy bán kính bi lăn R_1 ảnh hưởng rõ rệt đến chiều sâu lớp nén. Khi R_1 tăng, chiều sâu lớp nén d_c tăng do vùng tiếp xúc mở rộng, cho phép ứng suất lan truyền sâu hơn vào vật liệu. Ngược lại, mức ứng suất dư nén cực đại tại vùng gần bề mặt không tăng tương ứng; trường hợp $R_1 = 4$ mm cho giá trị $|\sigma_x^R|$ lớn nhất. Điều này cho thấy R_1 chủ yếu chi phối phạm vi ảnh hưởng theo chiều sâu hơn là cường độ nén bề mặt, phù hợp với các nghiên cứu trên hợp kim nhôm hệ [8–10].

5. Kết luận

Nghiên cứu đã xây dựng một mô hình giải tích dựa trên cơ học tiếp xúc Hertz kết hợp quy tắc ánh xạ đàn hồi– dẻo và mô phỏng dờ tải nhằm dự báo phân bố ứng suất dư nén theo chiều sâu và chiều sâu lớp nén của hợp kim nhôm AA6061 trong quá trình cán siêu âm bề mặt (USRP). Trên cơ sở khảo sát bốn tham số công nghệ gồm lực ép tĩnh F_s , biên độ dao động A_0 , tần số siêu âm f và bán kính bi lăn R_1 , các kết luận chính được rút ra như sau:

- (1) Lực ép tĩnh F_s là tham số có ảnh hưởng mạnh nhất đến cả biên độ ứng suất dư nén và chiều sâu lớp nén d_c . Khi F_s tăng, mức ứng suất dư nén tăng rõ rệt và vùng chịu ảnh hưởng theo chiều sâu mở rộng.
- (2) Biên độ dao động A_0 và tần số siêu âm f làm tăng tải trọng động tác dụng lên bề mặt, qua đó góp phần gia tăng ứng suất dư nén và cải thiện chiều sâu lớp nén. Tuy nhiên, mức độ ảnh hưởng của hai tham số này thấp hơn so với F_s trong dải khảo sát.
- (3) Bán kính bi lăn R_1 chủ yếu chi phối khả năng lan truyền ứng suất vào vùng dưới bề mặt và làm tăng chiều sâu lớp nén. Trong khi đó, ứng suất dư nén cực đại tại vùng gần bề mặt không tăng tương ứng khi R_1 tăng, cho thấy xu hướng đánh đổi giữa độ sâu ảnh hưởng và biên độ nén bề mặt.

Trong các nghiên cứu tiếp theo, mô hình có thể được phát triển theo hướng hiệu chỉnh biểu thức tải động theo cơ chế va đập thực, bổ sung ảnh hưởng của số lần cán và mức chồng lắp đường cán, cũng như tích hợp mô hình vật liệu phi tuyến nhằm nâng cao độ chính xác dự báo trường ứng suất dư theo chiều sâu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. X. Ma *et al.* (2025). Surface properties and fatigue behavior of 6061 aluminum alloy by multi-pass ultrasonic surface rolling process. *Journal of Materials Engineering and Performance*, **34**(7), 6159–6174.
2. L. Li, M. Kim, S. Lee, J. Kim, H. Kim & D. Lee (2018). Study on surface modification of aluminum 6061 by multiple ultrasonic impact treatments. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **96**(1), 1255–1264.
3. R. Teimouri, S. Amini & A. B. Bami (2018). Evaluation of optimized surface properties and residual stress in ultrasonic assisted ball burnishing of AA6061-T6. *Measurement*, **116**, 129–139.
4. Z. Liu, C. Zhang, H. Zhao, V. Ji & D. Wang (2021). Theoretical analysis and performance prediction on modified surface layer caused by ultrasonic surface rolling. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **113**(5), 1307–1330.
5. X. Ma *et al.* (2023). Effect of ultrasonic surface rolling process on surface properties and microstructure of 6061 aluminum alloy. *Materials Research*, **26**, e20230322.

6. Y. Cheng, Y. Wang, Z. Wang, P. Huang, P. Zhang & Q. Guo (2023). Ultrasonic surface rolling strengthening and its parameter optimization on bearing raceway. *Materials & Design*, **232**, 112156.
7. X. Xue, S. Xu, Y. Pan, W. Zheng, J. Han & J. Li (2024). Finite element analysis and surface performance study of high-speed precision bearing ultrasonic surface rolling processing. *Journal of Materials Engineering and Performance*, **33**(21), 11924–11936.
8. J. Zheng, L. Jia, Y. Shang, H. Deng & J. Li (2024). 7075 aluminum alloy induced by ultrasonic surface rolling: Grain refinement and residual stress model analysis and evaluation. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **131**(5), 2823–2836.
9. J. Zheng, Y. Shang, Y. Guo, H. Deng & L. Jia (2022). Analytical model of residual stress in ultrasonic rolling of 7075 aluminum alloy. *Journal of Manufacturing Processes*, **80**, 132–140.
10. H. Liu, J. Zheng, Y. Guo & L. Zhu (2020). Residual stresses in high-speed two-dimensional ultrasonic rolling 7050 aluminum alloy with thermal-mechanical coupling. *International Journal of Mechanical Sciences*, **186**, 105824.
11. Z. Meng, Z. Yuanxi & Z. Yang (2019). Theoretical and experimental analysis of compressive residual stress field on 6061 aluminum alloy after ultrasonic surface rolling process. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, **233**(15), 5363–5376.
12. M. Zhang, J. Deng, Z. Liu & Y. Zhou (2019). Investigation into contributions of static and dynamic loads to compressive residual stress fields caused by ultrasonic surface rolling. *International Journal of Mechanical Sciences*, **163**, 105144.
13. M. Zhang, Z. Liu, J. Deng, M. Yang, Q. Dai & T. Zhang (2019). Optimum design of compressive residual stress field caused by ultrasonic surface rolling with a mathematical model. *Applied Mathematical Modelling*, **76**, 800–831.
14. K. L. Johnson (1987). *Contact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press.
15. M. Sadd (2021). *Elasticity Theory, Applications, and Numerics* (4th ed.).
16. R. Abeyaratne (2012). *Lecture Notes on The Mechanics of Elastic Solids Volume II: Continuum Mechanics*.
17. J. Li, Y. Mei, W. Duo & W. Renzhi (1991). Mechanical approach to the residual stress field induced by shot peening. *Materials Science and Engineering: A*, **147**(2), 167–173.

ABSTRACT

This paper presents a study on the influence of basic technological parameters in the Ultrasonic Surface Rolling Process (USRP) on AA6061 aluminum alloy. The parameters considered include static pressure (F_s), oscillation amplitude (A_0), ultrasonic frequency (f), and roller radius (R_1). The efficiency of the process is evaluated through the change in the compressive residual stress field and the depth of the compression layer formed below the material surface.

Based on contact mechanics and elastic-plastic deformation analysis, the study clarifies the influence of each technological parameter on the formation of the surface hardened layer. The results show that the static pressure F_s has a decisive influence on the degree of plastic deformation and the value of the compressive residual stress. The roller radius R_1 significantly influences the depth of influence, while the oscillation amplitude A_0 and ultrasonic frequency f primarily contribute to enhancing the surface treatment effect.

The results obtained provide a basis for guiding the selection of appropriate technological parameters to improve the mechanical properties and surface quality of parts after machining with USRP.

Keywords: Surface ultrasonic rolling process; AA6061 aluminum alloy; Compressive residual stress; Compression layer depth; Elastic-plastic Hertz contact.

Trịnh Tiến Thọ, Võ Tuyền

THỰC NGHIỆM HÀN GIÁP MỐI THÉP SS400 VÀ SUS304 BẰNG CÔNG NGHỆ SMAW VÀ KHẢO SÁT CƠ TÍNH, TỔ CHỨC TẾ VI CỦA LIÊN KẾT

Trinh Tien Tho, Vo Tuyen

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: thott@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Nghiên cứu này khảo sát mức độ liên kết của việc hàn hai vật liệu khác nhau bằng phương pháp hàn hồ quang điện cực nóng chảy SMAW (Shielded Metal Arc Welding). Kết quả thực nghiệm bằng cảm quan cho thấy liên kết tốt, các chỉ tiêu cơ tính (độ cứng tại tâm mối hàn 350HV, giới hạn bền kéo đạt 508.33MPa được xác định theo ASTM E 8M-2009, TCVN 258-1) và tổ chức tế vi của mối hàn, vùng ảnh hưởng nhiệt (HAZ- Heat Affected Zone) được xác định rõ ràng. Hiện nay, nhu cầu hàn các vật liệu khác nhau ngày càng lớn, việc hàn các vật liệu khác nhau giúp tối ưu chi phí và trọng lượng, đạt được đặc tính kỹ thuật tổng hợp. Tuy nhiên, việc hàn các vật liệu khác nhau thực tế gặp không ít khó khăn, do các vật liệu có thành phần hóa học khác nhau, nhiệt độ nóng chảy, hệ số giãn nở nhiệt và nhiệt độ kết tinh khác nhau; do đó, dễ tạo ra các khuyết tật như vết nứt, ứng suất dư. Mục tiêu của nghiên cứu này là thực nghiệm hàn giáp mối (vát mép chữ V) giữa thép SS400-SUS304 bằng phương pháp SMAW và khảo sát cơ tính, tổ chức tế vi của liên kết.

Từ khóa: SMAW, SS304, SS400, hàn giáp mối.

1. GIỚI THIỆU

Hàn là một quá trình nối vật liệu trong đó hai hoặc nhiều thành phần được liên kết với nhau tại các bề mặt tiếp xúc giữa chúng bằng nhiệt độ hoặc áp suất thích hợp. Hiện nay, công nghệ hàn rất phát triển cùng với sự phát triển của khoa học và công nghệ, hàn hồ quang vonfram khí (Gas Tungsten Arc Welding – GTAW) và hàn hồ quang kim loại được bảo vệ (Shielded Metal Arc Welding – SMAW) là hai trong số đó. Hai phương pháp hàn phổ biến này thường được bổ sung vật liệu phụ (vật liệu độn) để liên kết được bền chặt [1]. Hàn thường được thực hiện trên các thành phần cùng loại vật liệu, nhưng một số hoạt động hàn có thể được sử dụng để nối các vật liệu khác nhau [2]. Nối các kim loại khác nhau mang lại tiềm năng tận dụng các đặc tính của vật liệu và đem lại hiệu quả kinh tế mà vẫn đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật. Do đó, việc nối các kim loại khác nhau bằng cách hàn để cung cấp các đặc tính cần thiết là một thách thức vì sự khác biệt về tính chất vật lý, luyện kim và cơ học của các kim loại được nối [3].

Trong những năm gần đây, việc liên kết hàn giữa hai vật liệu khác chủng loại bằng các phương pháp hàn khác nhau đã phát triển hết sức mạnh mẽ. Trong nghiên cứu của Nguyễn Tiến Dương [4] đã khảo sát ứng suất dư và biến dạng trong các mối hàn chữ T giữa thép cacbon thấp và thép không gỉ, là vật liệu phổ biến trong nhiều ngành công nghiệp, nghiên cứu phát triển công thức dựa trên phương pháp lực ảo để xác định ứng suất hàn và biến dạng, so sánh kết quả giữa mối hàn hai phía và một phía. Kết quả cho thấy mối hàn hai phía có ứng suất và biến dạng lớn hơn khoảng 30% so với mối hàn một phía, cho thấy mối hàn một phía có thể được ưu tiên nếu không có yêu cầu đặc biệt về độ bền. Nghiên cứu cũng nhấn mạnh tầm quan trọng của việc giảm biến dạng sau hàn để đảm bảo hiệu suất và tuổi thọ của cấu trúc. Khi so sánh các công nghệ hàn khác nhau để sản xuất các sản phẩm đa vật liệu (Multi-Material Products – MMP), Siri Marthe Arbo và cộng sự [5] đã nhấn mạnh tầm quan trọng của các sản phẩm nhẹ và hiệu suất cao trong một xã hội phát thải thấp. Các tác giả phân tích các phương pháp hàn như hàn cán, hàn ma sát khuấy (Friction Stir Welding – FSW), và hàn đùn & liên kết kim loại lai (Hybrid Metal Extrusion & Bonding – HYB), cùng với các phương pháp hàn nóng chảy như hàn dịch chuyển kim loại nguội (Cold Metal Transfer – CMT), hàn chùm tia laser (Laser Beam Welding – LBW), và hàn hồ quang hỗ trợ laser (Laser-Assisted Arc Welding – LAAW). Một thách thức chính được nhấn mạnh là sự hình thành các hợp chất liên kim loại (Intermetallic – IMC), và các chiến lược giảm thiểu, bao gồm việc sử dụng các lớp xen kẽ, được thảo luận chi tiết. Nghiên cứu của Chonlakorn Onma và Jongkol Srithorn [6] đã khảo sát tác động của các thông số hàn hồ quang kim loại khí (Gas Metal Arc Welding – GMAW) đến liên kết thép không gỉ ferritic 1.4003

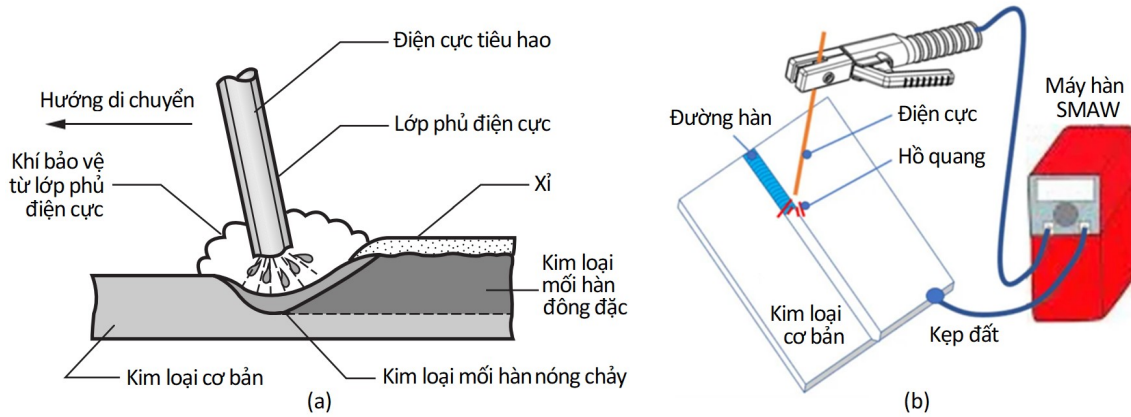
Trịnh Tiến Thọ, Võ Tuyền

với thép carbon SS400. Việc tối ưu hóa quy trình hàn để cải thiện chất lượng khung gầm xe buýt bằng cách phân tích cấu trúc vi mô, độ bền kéo và độ cứng của mối hàn đã được đề cập. Các yếu tố như loại dây hàn, cường độ dòng điện và tốc độ hàn đã được thử nghiệm để xác định cấu hình mang lại độ bền kéo tối ưu và độ cứng phù hợp cho vật liệu nối không đồng nhất này. Ngô Hữu Mạnh [7, 8] đã trình bày nghiên cứu về các kỹ thuật hàn vật liệu không đồng nhất, cụ thể là thép không gỉ SUS304 và thép cacbon thấp. Nghiên cứu tập trung vào phương pháp GTAW, sử dụng các vật liệu phụ khác nhau, đồng thời kiểm tra thành phần hóa học và tính chất cơ học của các mối hàn. Mục tiêu tổng thể là nâng cao hiểu biết về các kỹ thuật nối có sẵn để đảm bảo liên kết chắc chắn và đáng tin cậy trong các cấu trúc kỹ thuật. Đề cập đến việc hàn kim loại khác nhau, Md Salim Kamil và cộng sự [9], Pierpaolo Carlone và Antonello Astarita [10] đã cung cấp một cái nhìn tổng quan về những tiến bộ gần đây trong việc nối các kim loại khác nhau, một lĩnh vực quan trọng trong nhiều ngành công nghiệp. Các nghiên cứu nêu bật sự cần thiết của việc kết hợp các vật liệu khác nhau để đáp ứng các yêu cầu về hiệu suất và trọng lượng nhẹ, đặc biệt trong lĩnh vực ô tô và hàng không. Đồng thời, thảo luận về những thách thức của kỹ thuật hàn nóng chảy do sự khác biệt về tính chất vật lý của vật liệu và trình bày các phương pháp hàn trạng thái rắn như hàn khuấy ma sát và hàn xung điện từ như những giải pháp hứa hẹn. Nghiên cứu của D. Bahar [11] tập trung vào việc tối ưu hóa các thông số quá trình cho hàn TIG, đặc biệt là để nối thép không gỉ SS304 và thép mềm MS1018. Nghiên cứu sử dụng phương pháp Taguchi và phân tích ANOVA để xác định các điều kiện tối ưu nhằm đạt được độ bền uốn cao nhất cho mối nối giáp mối. Các thông số chính được kiểm tra bao gồm dòng điện hàn, tốc độ hàn và lưu lượng khí. Kết quả chỉ ra rằng dòng điện hàn là yếu tố có ảnh hưởng đáng kể nhất đến độ bền uốn, với độ bền uốn dự kiến tối đa là 517,37 MPa tại các điều kiện tối ưu đã xác định. Trong nghiên cứu và phân tích quá trình hàn các kim loại không giống nhau là thép không gỉ 409 và thép không gỉ 439 bằng phương pháp hàn TIG, Britto Joseph G và cộng sự [12] đã thực hiện một loạt các thử nghiệm cơ học và vi cấu trúc sau khi hàn, bao gồm thử nghiệm kéo, thử nghiệm độ cứng Rockwell, kiểm tra vi mô và vi mô, để đánh giá chất lượng và tính chất của mối hàn. Kết quả cho thấy mối hàn đạt được các tính chất tối ưu cho thép không gỉ thông thường, khẳng định sự kết hợp này có thể được sử dụng trong các lĩnh vực dễ bị ăn mòn như công nghiệp hóa chất và sản xuất máy móc. Nghiên cứu của Alber Sadek [13] đã khám phá những thách thức và khía cạnh quan trọng liên quan đến việc hàn các loại vật liệu khác nhau. Nghiên cứu sâu vào các khó khăn cụ thể khi nối các kim loại không tương thích, như thép với thép không gỉ, hoặc thép với nhôm, do sự khác biệt về đặc tính vật liệu và các vấn đề tiềm ẩn như nứt do đông đặc hoặc làm giòn pha sigma. Đồng thời, trình bày các yếu tố ảnh hưởng đến khả năng hàn, bao gồm sự tương thích của vật liệu, thông số quá trình và phản ứng với ứng suất. Trong nghiên cứu về việc hàn thép carbon SS400 và thép không gỉ SUS430 bằng hàn hồ quang kim loại khí (GMAW) [14]. Các tác giả tập trung vào việc tối ưu hóa các thông số hàn để đạt được đặc tính mối nối tốt nhất, đặc biệt là độ bền kéo. Nghiên cứu cũng kiểm tra cấu trúc vi mô và độ cứng của mối hàn để hiểu cách các thông số hàn ảnh hưởng đến tính chất vật liệu.

Tóm lại, xu hướng hàn các kim loại khác nhau đang ngày càng được quan tâm và phát triển mạnh trong nhiều ngành công nghiệp như ô tô, hàng không, đóng tàu, điện tử và năng lượng vì có những ưu điểm nổi bật như giúp tối ưu chi phí và trọng lượng, đạt được đặc tính kỹ thuật tổng hợp, tận dụng ưu điểm riêng của từng vật liệu và góp phần phát triển các sản phẩm công nghệ cao, tích hợp nhiều loại vật liệu. Vì vậy, trong nghiên cứu này đề cập tới việc thực nghiệm, so sánh về cơ tính và tổ chức tế vi của mối hàn giáp mối vát mép chữ V giữa thép SS400 và SUS304 bằng phương pháp GTAW và SMAW.

2 PHƯƠNG PHÁP VÀ THIẾT BỊ

Hàn hồ quang kim loại được bảo vệ (Shielded Metal Arc Welding – SMAW) là một quá trình hàn hồ quang sử dụng điện cực tiêu hao bao gồm que kim loại bổ sung được phủ chất trợ dung và bảo vệ mối hàn. SMAW đôi khi còn được gọi là hàn que, que kim loại bổ sung thường theo tiêu chuẩn (dài 225–450 mm và đường kính 2,5–9.5 mm). Hình 1 minh họa phương pháp và thiết bị SMAW. Kim loại bổ sung có thành phần gần với thành phần của kim loại cơ bản. Nhiệt của quá trình hàn làm nóng chảy que hàn và lớp phủ tạo ra xỉ và môi trường bảo vệ bề hàn (vùng hàn). Phương pháp này được sử dụng rộng rãi vì thiết bị đơn giản, tính linh hoạt cao [15, 16, 17].



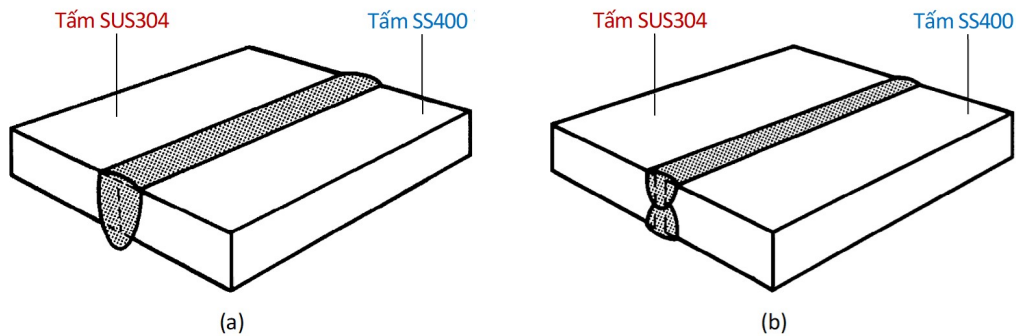
Hình 1 (a) Phương pháp SMAW; (b) Thiết bị vận hành SMAW [15, 16, 17].

Hàn các kim loại khác nhau như thép cán nóng SS400 với thép không gỉ SUS304 đã được triển khai trong thực tế từ rất sớm. Tuy nhiên, gần đây đã thu hút sự chú ý đáng kể do ứng dụng thêm các công nghệ hỗ trợ nhằm nâng cao chất lượng mối hàn như công nghệ siêu âm, lazer, v.v. Do đó, nghiên cứu thực nghiệm quá trình hàn giáp mối vát mép chữ V cho thép SUS304–SS400 bằng công nghệ SMAW có khảo sát về cơ tính, tổ chức tế vi của liên kết và vùng ảnh hưởng nhiệt là cơ sở để đưa các công nghệ hỗ trợ vào nhằm nâng cao chất lượng mối hàn. Nghiên cứu này hàn thử nghiệm thép SUS304–SS400 sau đó khảo sát cơ tính (độ cứng, giới hạn bền kéo và cấu trúc của liên kết hàn) để phục vụ cho quá trình hàn có hỗ trợ các công nghệ tiếp theo.

3 VẬT LIỆU VÀ THÔNG SỐ THỬ NGHIỆM

3.1 Vật liệu kim loại cơ bản và kim loại bổ sung

Các vật liệu cơ bản được sử dụng trong thử nghiệm hàn giáp mối là thép không gỉ SUS304 và thép cán nóng SS400 (Hình 2). Thành phần hóa học của thép không gỉ SUS304 và thép cán nóng SS400 được trình bày trong Bảng 1 và Bảng 2. Các tính chất cơ học của SUS304 và thép cán nóng SS400 được trình bày trong Bảng 3 và Bảng 4.



Hình 2 Mối hàn giáp mối SUS304 – SS400: (a) Hàn một phía; (b) Hàn hai phía.

Kim loại bổ sung (vật liệu độn) dùng cho phương pháp SMAW là E308L-16 có thành phần hóa học được thể hiện trong Bảng 5. Đây là loại vật liệu bổ sung thép không gỉ có lượng carbon thấp, mối hàn thành hình đẹp và khả năng chống ăn mòn tốt.

Bảng 1 Thành phần hóa học của SUS304 [18].

Thành phần hóa học (% trọng lượng)						
C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni
≤ 0,08	≤ 2,0	≤ 1,00	≤ 0,045	≤ 0,030	18–20	8,0–10,5

Bảng 2 Thành phần hóa học của SS400 [19].

C	Mn	Si	P	S
< 0,25	< 0,5	<0,2	0,05	0,05

Bảng 3 Tính chất cơ học của SUS304 [18].

Giới hạn bền kéo (MPa)	Giới hạn chảy (MPa)	Độ giãn dài (%)	Độ cứng (HRB)
580	250	55	70–90

Bảng 4 Tính chất cơ học của SS400 [19].

Giới hạn bền kéo (MPa)	Giới hạn chảy (MPa)	Độ giãn dài (%)	Độ cứng (HB)
420–540	240	21	130–190

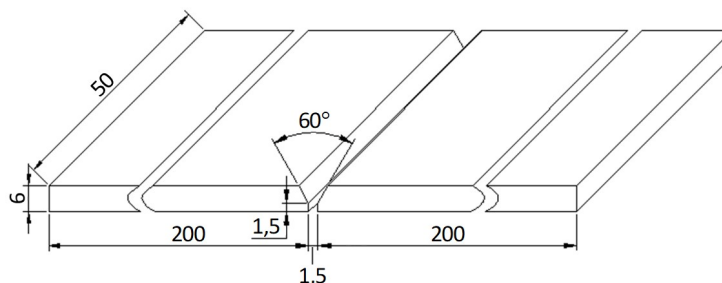
Bảng 5 Thành phần hóa học của E308L-16 [15].

Thành phần hóa học (% trọng lượng)								
C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo	Cu
≤ 0,04	0,5–2,0	≤ 0,9	≤ 0,04	≤ 0,03	18–21	9,0–11	≤ 0,75	≤ 0,75

3.2 Thông số thực nghiệm

Các vật liệu cơ bản được sử dụng trong thử nghiệm hàn giáp mối vát mép chữ V là thép không gỉ SUS304 và SS400. Các phôi tấm được cắt theo kích thước 200 mm × 50 mm × 6 mm. Vát mép chữ V với góc vát là 60°, chiều dày phần không vát là 1,5 mm, khe hở giữa hai tấm là 1,5 mm (Hình 3).

Các thông số của quá trình hàn SUS304–SS400 bằng phương pháp SMAW và GTAW được trình bày trong Bảng 6.

**Hình 3** Các thông số của phôi khi hàn vát mép chữ V.**Bảng 6** Các thông số của quá trình hàn SUS304-SS400 bằng phương pháp SMAW [15].

Trình tự	Phương pháp hàn SMAW
Gia nhiệt phôi hàn	Phôi hàn được gia nhiệt 200 °C trước khi hàn
Thông số hàn và trình tự hàn	Hàn 3 lớp, sử dụng que Ø3,25, ký hiệu que E308L-16
	Lớp 1: $I_h = 100$ A
	Lớp 2: $I_h = 110$ A Lớp 3: $I_h = 110$ A
Kết quả (cảm quan)	Mẫu liên kết tốt, cong vênh nhẹ, không nứt

Hình 4 là hình ảnh thực tế của mẫu hàn, mẫu sau khi hàn được làm nguội trong môi trường không khí tĩnh và làm sạch xỉ. Sau đó được kiểm tra bằng cảm quan, mẫu liên kết tốt, không nứt, cong vênh nhẹ.

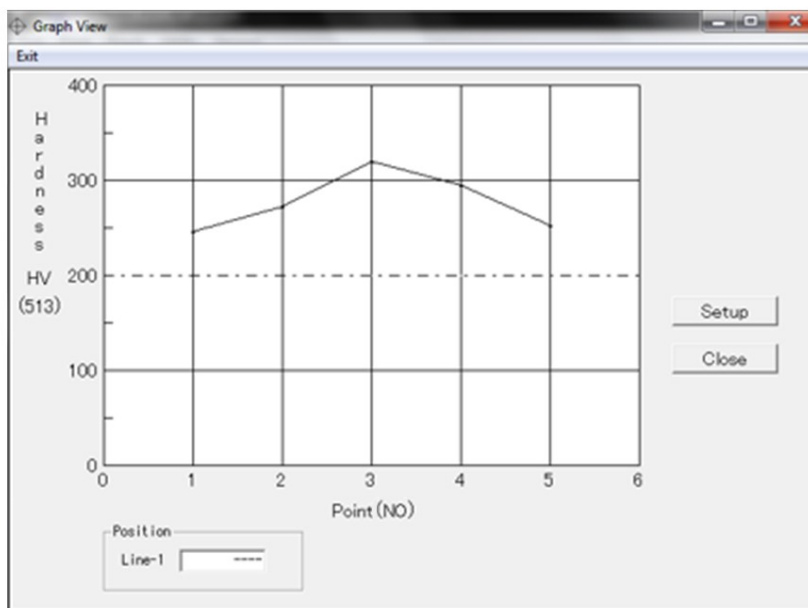


Hình 4 Liên kết sau khi hàn SMAW

4 KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1 Thử nghiệm độ cứng

Mẫu hàn sau khi nguội được vệ sinh và tiến hành đo độ cứng Vickers (HV) theo tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 258-1: 2007; TCVN 258-2: 2007 [22]. Thiết bị đo là VMT X7, đây là máy của hãng Matsuzawa cấp tải tự động với thang lực từ 10–50 kG/mm². Tiến hành đo mẫu lần lượt ở năm vị trí: (1) vùng vật liệu nền SS400, (2) vùng tiếp giáp của SS400 và bề hàn, (3) vùng bề hàn, (4) vùng tiếp giáp của bề hàn và SUS304 và (5) vùng vật liệu nền SUS304. Biểu đồ độ cứng của liên kết được thể hiện trên Hình 5.

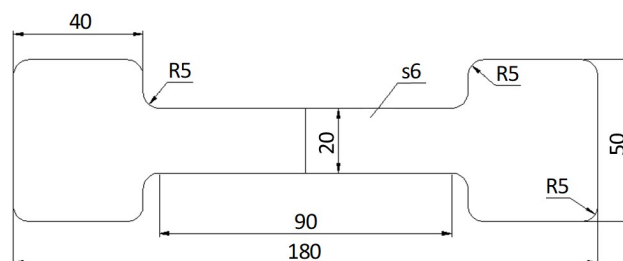


Hình 5 Biểu đồ độ cứng của liên kết hàn.

Quan sát biểu đồ độ cứng trên Hình 5 cho thấy, phân bố độ cứng trên mẫu là hợp lý. Độ cứng cao nhất là ở khu vực bề hàn (319.8 HV). So sánh với độ cứng trong Bảng 3 và Bảng 4 nhận thấy rằng, độ cứng tăng lên đáng kể, điều này có thể được giải thích là do có sự xuất hiện của tổ chức martensite nên độ cứng tăng lên. Mặc dù vật liệu SS400 có hàm lượng cacbon tương đối thấp, khó có khả năng tạo ra martensite, tuy nhiên điều này được lý giải bởi lượng cacbon đương lượng và do SUS304 là thép hợp kim cao nên làm dịch chuyển đường cong chữ “C” khi làm nguội nên có thể trong tổ chức tế vi có martensite.

4.2 Thử nghiệm giới hạn bền kéo

Hình 6 là kích thước mẫu khi thử nghiệm xác định giới hạn bền kéo theo tiêu chuẩn AWS D1.1 [20, 21]. Mẫu sau khi hàn xong được làm nguội trong môi trường không khí tĩnh, làm sạch xỉ hàn và gia công phay CNC.

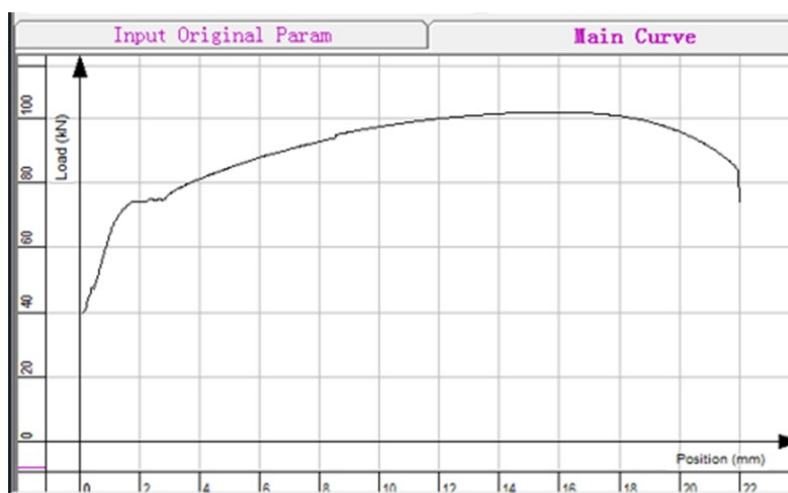


Hình 6 Kích thước mẫu để xác định độ bền kéo của liên kết hàn [20, 21].

Thử nghiệm bền kéo được thực nghiệm trên máy kéo của hãng SANS (model máy SHT4 series Servo-Hydraulic), công suất kéo là 1.000KN. Kết quả giới hạn bền kéo thu được khi thử nghiệm là 508.33 MPa, mẫu không bị phá hủy ở vùng mối hàn mà bị phá hủy ở vị trí vùng ảnh hưởng nhiệt (Heat Affected Zone – HAZ) của thép SS400 (Hình 7).



Hình 7 Mẫu sau khi xác định giới hạn bền kéo.



Hình 8 Giới hạn bền kéo của liên kết hàn

Hình 8 thể hiện biểu đồ khi xác định giới hạn bền kéo của mẫu, với đặc trưng của vật liệu dẻo nên biểu đồ kéo gồm bốn giai đoạn: biến dạng đàn hồi, biến dạng dẻo, hóa bền biến dạng và phá hủy. Với giá trị cực trị của biểu đồ là giới hạn bền kéo của liên kết hàn.

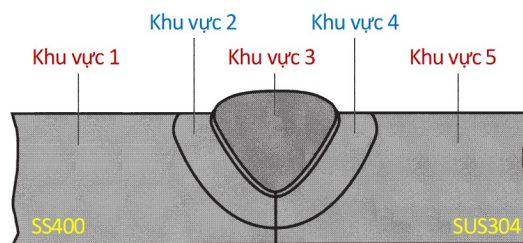
So sánh chỉ tiêu về cơ tính (giới hạn bền kéo) của hai vật liệu cơ bản ở Bảng 3 và Bảng 4 cho thấy rằng, mẫu đều bị phá hủy ở vùng ảnh hưởng nhiệt (Heat Affected Zone – HAZ) của vật liệu SS400 (Hình 7). Với giới hạn bền kéo trong khoảng 508,33 MPa. Độ giãn dài của mẫu là 22 mm (12,2%) là tương đối thấp. Có thể giải thích nguyên nhân độ giãn dài thấp là do vùng ảnh hưởng nhiệt có cấu trúc hạt to nên độ dẻo bị ảnh hưởng.

4.3 Tổ chức kim loại mối hàn và vùng ảnh hưởng nhiệt

Mẫu dùng soi kim tương được cắt ra từ liên kết hàn, mẫu được cắt vuông góc với đường hàn sau đó

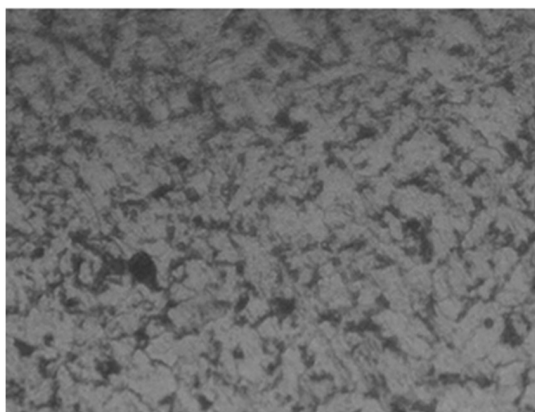
Trịnh Tiến Thọ, Võ Tuyền

được xử lý mài thô, mài tinh và đánh bóng và tẩm thực (dung dịch và thời gian tẩm thực phù hợp) trước khi soi kim tương trên kính hiển vi quang học GX51 của hãng Olympus với độ phóng đại 50–500 lần. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả xem xét năm khu vực sau: vật liệu nền của SS400 (khu vực 1), khu vực tiếp giáp của SS400 và bể hàn (khu vực 2), bể hàn (khu vực 3), khu vực tiếp giáp của bể hàn và SUS304 (khu vực 4) và vật liệu nền SUS304 (khu vực 5) như thể hiện trong Hình 9.



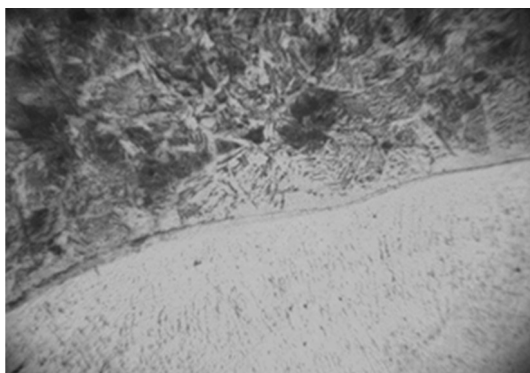
Hình 9 Các khu vực của mối hàn được xem xét

Hình 10 thể hiện cấu trúc tế vi ở khu vực 1 của liên kết (vùng vật liệu nền SS400). Vùng kim loại cơ bản của thép SS400 có tổ chức tế vi gồm hai pha ferrite và pearlite. Cấu trúc pha tương đối đồng đều, các pha sắp xếp tương đối ổn định. Với lượng ferrite chiếm ưu thế nên tính chất vùng này mềm, dẻo.



Hình 10 Tổ chức tế vi ở khu vực 1 của liên kết

Hình 11 thể hiện cấu trúc tế vi ở khu vực 2 của mối hàn (vùng tiếp giáp của SS400 và bể hàn). Vùng tiếp giáp giữa SS400 và bể hàn có tổ chức tế vi là gồm ferrite, pearlite và martensite. Vùng này là vùng phức tạp của mối hàn vì có sự trộn lẫn của hai kim loại khác nhau nên nhiệt độ nóng chảy và kết tinh cũng khác nhau; ngoài ra, còn có chuyển biến martensite nên xu hướng dễ tạo ra vết nứt. Vì lý do đó nên màu sắc có sự tương phản rõ rệt và giữa hai vùng có ranh giới pha, cấu trúc pha tương đối đồng đều, sắp xếp ổn định và không có vết nứt.



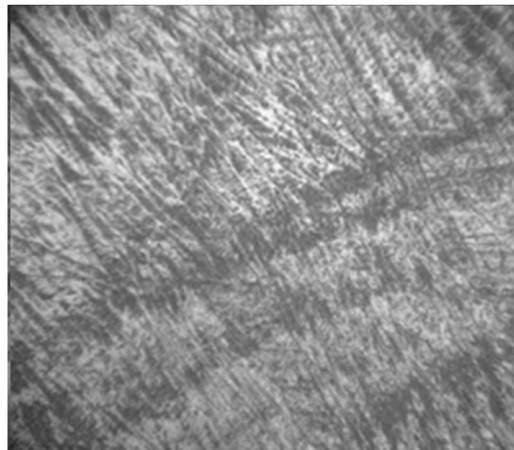
Hình 11 Tổ chức tế vi ở khu vực 2 của liên kết.

Hình 12 thể hiện cấu trúc tế vi ở khu vực 3 của mối hàn (vùng trung tâm bể hàn). Quan sát mẫu cho

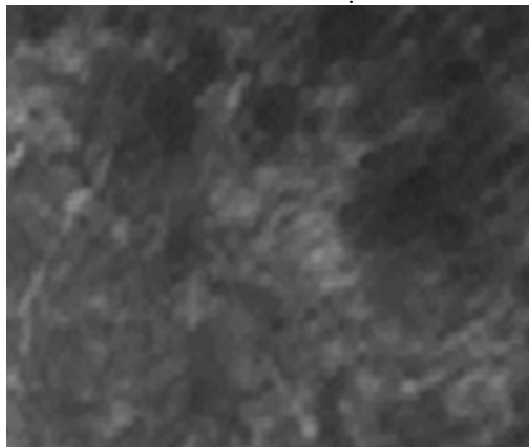
Trịnh Tiến Thọ, Võ Tuyền

thấy, vùng trung tâm bể hàn có tổ chức tế vi gồm martensite và có thể có cả cacbit Crom, với đặc trưng cứng và giòn tùy thuộc vào số lượng và mức độ phân bố. Việc hình thành martensite trong mối hàn sau khi kết tinh dễ dẫn đến khuyết tật nứt nóng.

Hình 13 thể hiện cấu trúc tế vi ở khu vực 4 của mối hàn (vùng tiếp giáp của SUS304 và bể hàn). Vùng tiếp giáp giữa bể hàn và SUS304 gồm austenit và martensite, các pha phân bố đồng đều, có ranh giới pha rõ ràng và không có vết nứt.



Hình 12 Tổ chức tế vi ở khu vực 3 của liên kết.



Hình 13 Tổ chức tế vi ở khu vực 4 của liên kết.

Hình 14 thể hiện cấu trúc tế vi ở khu vực 5 của liên kết (vùng vật liệu cơ bản SUS304). Tổ chức tế vi ở khu vực này là austenit song tinh (austenite with twins), đây là tổ chức đặc trưng của thép không gỉ SUS304 với tính dẻo cao. Thép không gỉ SUS304 có xu hướng dễ hàn, nhưng có khả năng bị biến dạng do giãn nở nhiệt cao dẫn đến nứt và giảm khả năng chống ăn mòn, vì vậy việc lựa chọn chế độ hàn hợp lý là hết sức quan trọng.



Hình 14 Tổ chức tế vi ở khu vực 5 của liên kết.

5 KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã tiến hành thực nghiệm hàn giáp mối vát mép chữ V giữa thép không gỉ SUS304 và thép cán nóng SS400 bằng hai công nghệ SMAW, sau đó khảo sát cơ tính và tổ chức tế vi của liên kết. Sau đây là những kết luận được rút ra:

- 1 Nghiên cứu đã thực hiện quy trình hàn tương đối đầy đủ, hợp lý có thể dùng các thông số này cho quá trình nghiên cứu tiếp theo.
- 2 Mối hàn liên kết tốt, các chỉ tiêu cơ tính xác định được là giới hạn bền kéo, độ giãn dài và độ cứng.
- 3 Tổ chức tế vi ở các vùng kim loại nền, vùng ảnh hưởng nhiệt và bề hàn được xác định rõ ràng.

Tóm lại, qua nghiên cứu này, các dữ liệu thu được là đáng tin cậy và có giá trị tham khảo để làm cơ sở cho việc áp dụng các công nghệ hỗ trợ khác nhằm nâng cao chất lượng mối hàn, hỗ trợ quá trình thực nghiệm liên kết hàn các vật liệu khác nhau, giúp rút ngắn thời gian nghiên cứu, đặc biệt là tiết kiệm được thời gian và tối ưu chi phí thử nghiệm. Qua đó cũng cho thấy phương pháp SMAW liên kết hàn các chi tiết với thành phần kim loại khác nhau tốt. Khả năng ghép nối các kim loại khác nhau sẽ mở ra những cánh cửa mới liên quan đến thiết kế và sản xuất sản phẩm, cũng như cho phép thay thế các chi tiết của một thành phần bằng vật liệu nhẹ thông qua quá trình ghép nối.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Mikell P. Groover (2020). *Fundamentals of Modern Manufacturing*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
2. Ngô Lê Thông (2007). *Công nghệ hàn nóng chảy – Tập 1*. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
3. Muralimohan Cheepu, M. Ashfaq & V. Muthupandi (2017). A new approach for using interlayer and analysis of the friction welding of titanium to stainless steel. *Transactions of the Indian Institute of Metals*, 13–22.
4. Nguyen Tien Duong (2024). Residual stress and deformation of welded T-joint between low carbon steel and stainless steel. *Vietnam Journal of Mechanics*, **46**(4), 367–377.
5. Siri Marthe Arbo, Ivan Bunaziv, Xiaobo Ren & Sverre Gulbrandsen-Dahl (2024). *Welding of Dissimilar Metals – A Comparative Study*. Routledge.
6. Chonlakorn Onma & Jongkol Srithorn (2023). A study of the effecting of welding process for gas metal arc welding between ferritic stainless steel 1.4003 and carbon steel SS400. In *Proceedings of the International Conference on Industrial Engineering and Operations Management*, 1680–1689. Manila, Philippines.
7. Ngô Hữu Mạnh (2020). Nghiên cứu và ứng dụng công nghệ hàn để hàn thép không gỉ SUS304 với thép cacbon A53. *Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường*, **68**, 73–80.
8. Ngô Hữu Mạnh (2020). Phân tích và mô phỏng quá trình hàn giáp mối vát mép chữ V giữa thép cacbon SS400 với thép không gỉ SUS304. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, **56**(4), 63–68.
9. Md Salim Kamil, Fauzuddin Ayob, Asmawi Ismail, Bakhtiar Ariff Baharudin & Azman Ismail (2019). Weldability of similar and different metallic materials. *Key Engineering Materials*, **805**, 8–12.
10. Pierpaolo Carlone & Antonello Astarita (2019). Dissimilar metal welding. *Metals*, **9**, 1206.

Trịnh Tiến Thọ, Võ Tuyền

11. D. Bahar (2017). Optimization of process parameters for tungsten inert gas (TIG) welding to join a butt weld between stainless steel (SS 304) and mild steel (MS 1018). *International Journal of Engineering Sciences & Emerging Technologies*, **10**(1), 1–8.
12. Britto Joseph G, Mageshwaran G, Kona Rajesh & Jeya Jeevahan (2016). Study and analysis of welding of dissimilar metals 409 stainless steel and 439 stainless steel by TIG welding. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences*, **9**(3), 1046–1059.
13. Alber Sadek (2019). *Dissimilar Materials Weldability Concepts*.
14. Pramote Poonnayom, Sakchai Chantasri, Jesada Kaewwichit, Waraporn Roybang & Kittipong Kimapong (2015). Microstructure and tensile properties of SS400 carbon steel and SUS430 stainless steel butt joint by gas metal arc welding. *International Journal of Advanced Culture Technology*, **3**(1), 61–67.
15. Ngô Lê Thông (2007). *Công nghệ hàn nóng chảy – Tập 2*. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
16. Serope Kalpakjian (2014). *Manufacturing Engineering and Technology*. Addison-Wesley Publishing Company.
17. Miller Electric (2018). *Guidelines for Shielded Metal Arc Welding (SMAW)*. Troy, Ohio.
18. Võ Tuyền & Trịnh Tiến Thọ (2024). *Công nghệ vật liệu*. TP. Hồ Chí Minh: Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP.HCM.
19. Lê Công Dưỡng (2000). *Vật liệu học*. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
20. American Welding Society (2020). *AWS D1.1 Standard*.
21. Japanese Standards Association (2021). *JIS G 4304 – Hot-rolled stainless steel plates, sheets and strip*. Tokyo, Japan.
22. Tổng cục Tiêu chuẩn Đo lường Chất lượng Việt Nam (2007). *TCVN 258-1:2007; TCVN 258-2:2007 – Vật liệu kim loại, thử độ cứng Vickers*. Hà Nội.

ABSTRACT

This study investigates the bonding strength of two different materials using the Shielded Metal Arc Welding (SMAW) method. Sensory experimental results showed good bonding, and the mechanical properties (hardness at the weld center 350HV, tensile strength 508.33MPa determined according to ASTM E 8M-2009, TCVN 258-1) and the weld microstructure, as well as the heat-affected zone (HAZ), were clearly defined. Currently, the demand for welding different materials is increasing, and welding different materials helps optimize costs and weight while achieving comprehensive technical characteristics. However, welding different materials is actually quite difficult due to their different chemical compositions, melting temperatures, coefficients of thermal expansion, and crystallization temperatures; therefore, defects such as cracks and residual stress are easily created. The objective of this study is to experimentally weld a butt joint (V-bevel) between SS400 and SUS304 steels using the SMAW method and to investigate the mechanical properties and microstructure of the joint.

Keywords: SMAW, SS304, SS400, butt welding.

NGHIÊN CỨU TỐI ƯU HÓA PHÂN BỐ VẬT LIỆU KẾT CẤU GIÁ ĐỖ DỰA TRÊN PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN TRONG ABAQUS

Nguyễn Văn Thanh

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: thanhnv@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Nghiên cứu này trình bày việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn cho giá đỡ dựa trên điều kiện làm việc thực tế. Giá đỡ đóng vai trò kết nối giữa thân chịu lực và chốt chịu lực, do đó các yêu cầu kỹ thuật của chi tiết này ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng làm việc và độ an toàn của hệ thống. Mô hình phần tử hữu hạn được xây dựng với phần tử khối C3D8R (phần tử tám nút, tích phân giảm) kết hợp kỹ thuật chia lưới cục bộ có độ phân giải cao tại các vùng tập trung ứng suất như góc vát, lỗ chốt và bề mặt tiếp xúc, nhằm đảm bảo độ chính xác của kết quả phân tích. Phần mềm Abaqus được sử dụng để phân tích các thông số tới hạn gồm ứng suất và biến dạng của giá đỡ dưới điều kiện chịu tải. Kết quả tối ưu hóa xác định phân bố vật liệu hợp lý, loại bỏ các vùng vật liệu thừa chịu lực, đảm bảo kết cấu sau tối ưu đáp ứng yêu cầu giảm khối lượng mà vẫn thỏa mãn các tiêu chí bền.

Từ khóa: tối ưu, kết cấu, tối ưu hóa, mô phỏng, phân bố vật liệu, Abaqus

1. GIỚI THIỆU

Giá đỡ là một chi tiết kết cấu quan trọng trong nhiều hệ thống kỹ thuật, đảm nhận chức năng chịu tải trọng và liên kết giữa phần thân cố định với các bộ phận chuyển động. Trong quá trình vận hành, giá đỡ chịu tác động trực tiếp của các tải trọng cơ học, đòi hỏi kết cấu phải đảm bảo đồng thời các yêu cầu về độ bền, độ cứng và độ ổn định. Bất kỳ sai lệch nào trong thiết kế đều có thể dẫn đến biến dạng quá mức hoặc phá hủy kết cấu, ảnh hưởng trực tiếp đến độ tin cậy và an toàn của toàn hệ thống.

Trong thực tiễn kỹ thuật truyền thống, thiết kế giá đỡ chủ yếu dựa vào kinh nghiệm và các quy tắc thực hành, dẫn đến nguy cơ sai sót trong tính toán, lãng phí vật liệu và tăng chi phí sản xuất. Sự phát triển của phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) cùng các kỹ thuật tối ưu hóa kết cấu đã khắc phục đáng kể những hạn chế này. Mô phỏng số cho phép phân tích chính xác trạng thái ứng suất và biến dạng, đồng thời hỗ trợ tối ưu hóa phân bố vật liệu nhằm đạt hiệu suất kết cấu tối đa với khối lượng tối thiểu, qua đó rút ngắn chu trình thiết kế và nâng cao hiệu quả kinh tế.

Về nền tảng lý thuyết, tối ưu hóa tô pô kết cấu được Bendsoe và Kikuchi [1] đặt nền móng thông qua phương pháp đồng nhất hóa (homogenization), trong đó kết cấu tối ưu được xác định bằng cách tìm kiếm sự phân bố tối ưu của các lỗ rỗng trong miền thiết kế. Phương pháp mật độ vật liệu, được Rozvany và Zhou [2] phát triển tiếp theo, đã trở nên phổ biến rộng rãi hơn nhờ tính đơn giản trong triển khai số. Trong phương pháp này, mỗi phần tử được gán một biến mật độ liên tục từ 0 đến 1, và kỹ thuật phạt SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) được áp dụng để hướng nghiệm về phân bố nhị phân vật liệu – có hoặc không có.

Nhiều nghiên cứu ứng dụng đã minh chứng hiệu quả của phương pháp này trong thiết kế chi tiết kết cấu. Yi [3] đã áp dụng ANSYS để phân tích độ bền và thực hiện tối ưu hóa tô pô giá đỡ động cơ ô tô, đạt được mức giảm đáng kể về khối lượng kết cấu. Wen và Long [4] sử dụng module TOSCA tích hợp trong Abaqus để tối ưu hóa nhẹ hóa khung động cơ, cải thiện đáng kể khả năng chịu tải trên đơn vị khối lượng. Ngoài ra, Fazel và Bahrani [5] đề xuất bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu cho kết cấu khớp nối mặt bích liên kết bulông, kết hợp đồng thời các ràng buộc về độ bền, độ cứng và khối lượng.

Trong nghiên cứu này, mô hình phần tử hữu hạn ba chiều của giá đỡ được xây dựng trong phần mềm Abaqus với phần tử khối C3D8R và kỹ thuật chia lưới cục bộ tại các vùng tập trung ứng suất. Phân tích tĩnh được thực hiện nhằm xác định phân bố ứng suất và biến dạng dưới điều kiện tải trọng thực tế. Tiếp theo, module Optimization trong Abaqus được sử dụng để thực hiện tối ưu hóa tô pô theo phương pháp

SIMP, với mục tiêu tối thiểu hóa độ mềm kết cấu (compliance minimization) dưới ràng buộc về phân số thể tích vật liệu, nhằm đạt được thiết kế giá đỡ tối ưu về cả khối lượng lẫn khả năng chịu tải.

2. PHƯƠNG PHÁP TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU

2.1. Phương pháp phần tử hữu hạn

Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method – FEM) là công cụ số được sử dụng rộng rãi để phân tích ứng xử cơ học của các kết cấu phức tạp. Nguyên lý cơ bản của FEM là phân chia miền liên tục thành tập hợp các phần tử nhỏ hơn – gọi là phần tử hữu hạn – được liên kết với nhau tại các nút. Trên mỗi phần tử, trường chuyển vị được xấp xỉ bằng các hàm nội suy, từ đó thiết lập hệ phương trình đại số tuyến tính mô tả quan hệ lực – chuyển vị toàn kết cấu.

Quy trình phân tích FEM bao gồm ba giai đoạn chính: (i) tiền xử lý (preprocessing) – xây dựng mô hình hình học, chia lưới và định nghĩa điều kiện biên cùng tải trọng; (ii) giải bài toán (solving) – giải hệ phương trình vi phân dạng rời rạc hóa; và (iii) hậu xử lý (postprocessing) – trích xuất và phân tích các kết quả như phân bố ứng suất, biến dạng hoặc chuyển vị. FEM được ứng dụng rộng rãi trong các lĩnh vực kết cấu, truyền nhiệt, cơ học chất lỏng và nhiều bài toán vật lý liên quan khác.

2.2. Tối ưu hóa kết cấu

Tối ưu hóa kết cấu (topology optimization) là phương pháp xác định sự phân bố vật liệu tối ưu trong một miền thiết kế cho trước, nhằm đạt được hiệu suất kết cấu tốt nhất dưới các ràng buộc cho trước về tải trọng, điều kiện biên và lượng vật liệu sử dụng. Khác với tối ưu hóa kích thước hay hình dạng, tối ưu hóa kết cấu không yêu cầu hình dạng kết cấu được xác định trước, do đó có khả năng tạo ra các thiết kế mà phương pháp thủ công khó đạt được.

Phương pháp phổ biến nhất hiện nay là SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization), trong đó mỗi phần tử được gán một biến mật độ nằm trong khoảng từ 0 đến 1. Mô đun đàn hồi của phần tử được biểu diễn theo hàm lũy thừa của mật độ nhân với mô đun đàn hồi của vật liệu đặc, trong đó hệ số mũ lớn hơn 1 đóng vai trò là hệ số phạt nhằm hướng nghiệm về phân bố nhị phân (có hoặc không có vật liệu).

Bài toán tối ưu hóa được phát biểu dưới dạng tối thiểu hóa hàm mục tiêu độ mềm kết cấu (compliance minimization) theo ràng buộc phân số thể tích: tìm phân bố mật độ sao cho tích vô hướng của véc-tơ chuyển vị với ma trận độ cứng toàn kết cấu là nhỏ nhất, với điều kiện tỉ lệ giữa thể tích vật liệu sử dụng và thể tích miền thiết kế ban đầu không vượt quá phân số thể tích cho phép, đồng thời mật độ mỗi phần tử bị chặn dưới bởi một giá trị dương nhỏ để tránh suy biến số học.

2.3. Các thuật toán tối ưu hóa trong Abaqus

Abaqus tích hợp nhiều thuật toán tối ưu hóa phục vụ bài toán kết cấu. Phương pháp dựa trên gradient (gradient-based optimization) khai thác thông tin đạo hàm của hàm mục tiêu để cập nhật biến thiết kế, phù hợp với các bài toán có không gian thiết kế lớn và hàm mục tiêu liên tục khả vi. Phương pháp mật độ (density-based method) theo kỹ thuật SIMP là phương pháp mặc định trong module Optimization của Abaqus, cho phép thiết lập bài toán tối ưu một cách trực quan thông qua giao diện đồ họa. Ngoài ra, phương pháp level set và các thuật toán tiến hóa (evolutionary algorithms) cũng được hỗ trợ, phù hợp với các bài toán có yêu cầu đặc biệt về biên hình học hoặc không gian tìm kiếm phi tuyến mạnh.

2.4. Tối ưu hóa tham số

Bên cạnh tối ưu hóa kết cấu, tối ưu hóa tham số (parameter optimization) được sử dụng để xác định giá trị tối ưu của các tham số hình học hoặc vật liệu trong một mô hình đã có cấu trúc xác định. Các phương pháp thường dùng bao gồm tìm kiếm lưới (grid search), tìm kiếm ngẫu nhiên (random search), tối ưu hóa Bayes (Bayesian optimization) và thuật toán di truyền (genetic algorithm). Trong bối cảnh thiết kế kết cấu cơ khí, tối ưu hóa tham số thường được áp dụng ở giai đoạn hậu tối ưu kết cấu, nhằm tinh chỉnh kích thước hình học của mô hình tái thiết kế, đảm bảo kết cấu đáp ứng đồng thời các ràng buộc về độ bền, độ cứng và khối lượng.

2.5. Quy trình thực hiện

Quy trình thực hiện tối ưu hóa kết cấu trong Abaqus bao gồm các bước tuần tự sau đây.

Bước đầu tiên là xác định mục tiêu tối ưu hóa. Người dùng cần đặt ra mục tiêu cụ thể và có thể định lượng, chẳng hạn như tối thiểu hóa khối lượng kết cấu, tối đa hóa độ cứng, hoặc cải thiện khả năng chịu tải dưới các điều kiện khai thác xác định.

Bước thứ hai là chuẩn bị mô hình hình học. Mô hình hình học của kết cấu được xây dựng hoặc nhập vào môi trường Abaqus/CAE, đảm bảo tính tương thích với các yêu cầu kỹ thuật và ràng buộc thiết kế đã đề ra.

Bước thứ ba là định nghĩa miền thiết kế. Vùng không gian mà quá trình tối ưu hóa được phép can thiệp cần được xác định rõ ràng. Đây là miền mà vật liệu có thể được phân bổ hoặc loại bỏ trong quá trình tính toán.

Bước thứ tư là thiết lập điều kiện biên và tải trọng. Các điều kiện biên về chuyển vị cũng như tải trọng tác dụng thực tế được áp đặt lên mô hình, phản ánh đúng điều kiện làm việc của kết cấu trong thực tế.

Bước thứ năm là lựa chọn thuật toán tối ưu hóa. Thuật toán phù hợp được lựa chọn dựa trên bản chất của bài toán và mục tiêu cần đạt được, chẳng hạn như phương pháp SIMP hoặc các phương pháp dựa trên tiêu chí tối ưu.

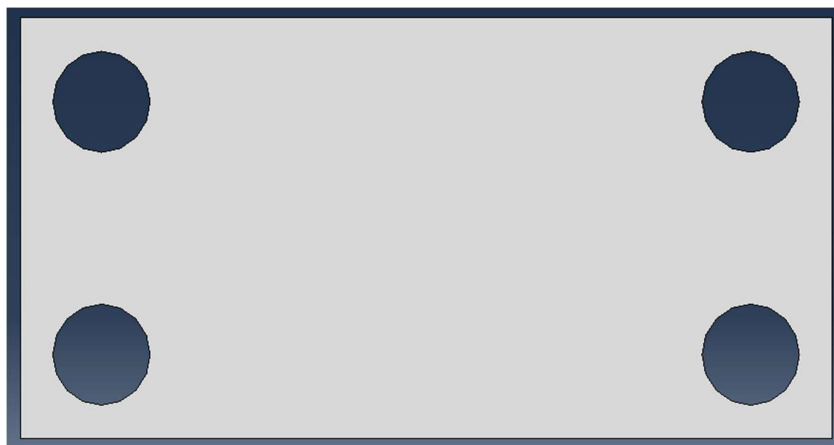
Bước thứ sáu là thực hiện phân tích phần tử hữu hạn. Phương pháp phần tử hữu hạn được áp dụng để xác định trường ứng suất, biến dạng và các đại lượng cơ học liên quan trong toàn bộ kết cấu, làm cơ sở cho quá trình cập nhật thiết kế.

Bước thứ bảy là chạy quá trình tối ưu hóa. Bài toán tối ưu hóa được thực thi thông qua các vòng lặp lần lượt cập nhật phân bố mật độ vật liệu cho đến khi hội tụ về thiết kế tối ưu.

Bước thứ tám là đánh giá kết quả. Kết quả thu được được phân tích và kiểm tra nhằm xác nhận rằng thiết kế đề xuất đáp ứng đầy đủ các yêu cầu kỹ thuật, ràng buộc vật liệu và mục tiêu ban đầu đã đặt ra.

Bước thứ chín là hiệu chỉnh và cải tiến. Trong trường hợp kết quả chưa thỏa mãn, các tham số đầu vào như phân số thể tích, hệ số phạt hoặc điều kiện bài toán được điều chỉnh và quá trình tối ưu hóa được lặp lại.

Toàn bộ quy trình mang tính lặp, trong đó mỗi chu kỳ tính toán cung cấp thông tin phản hồi để cải thiện chất lượng thiết kế, cho đến khi đạt được kết quả hội tụ thỏa mãn.



Hình 1 Mô hình tấm chịu lực tác dụng tại 2 vị trí

Mô hình hình học được xây dựng trực tiếp trong môi trường Abaqus/CAE thông qua các công cụ dựng hình tích hợp trong chức năng Part được minh họa ở Hình 1. Các thiết lập liên quan đến tải trọng tác dụng, điều kiện biên và chia lưới lần lượt được thực hiện tại các module tương ứng là Load, Boundary Conditions và Mesh trong giao diện phần mềm.

Các yêu cầu ràng buộc thiết kế được đặt ra bao gồm: độ dịch chuyển lớn nhất không vượt quá 0,01 mm; ứng suất tập trung lớn nhất không vượt quá 300 kPa; và thể tích vật liệu sau tối ưu hóa phải nhỏ hơn 40% so với thể tích thiết kế ban đầu.

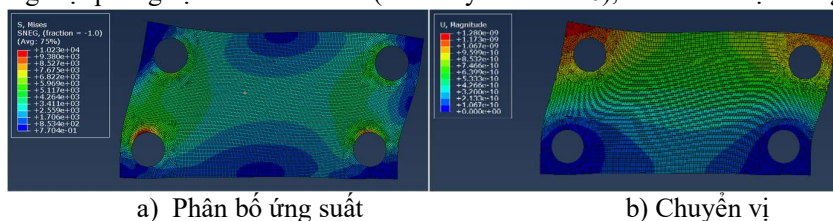
Vật liệu sử dụng cho kết cấu giả đỡ là hợp kim nhôm với các thông số cơ học được trình bày trong Bảng 1. Mô hình được rời rạc hóa bằng phần tử tứ diện bốn nút với kích thước phần tử là 0,1 mm.

Bảng 1. Tính chất cơ học của Nhôm

Khối lượng riêng [kg/m ³]	Ứng suất chảy [MPa]	Môđun đàn hồi [GPa]	Hệ số Poisson
2700	90	66,24	0,33

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

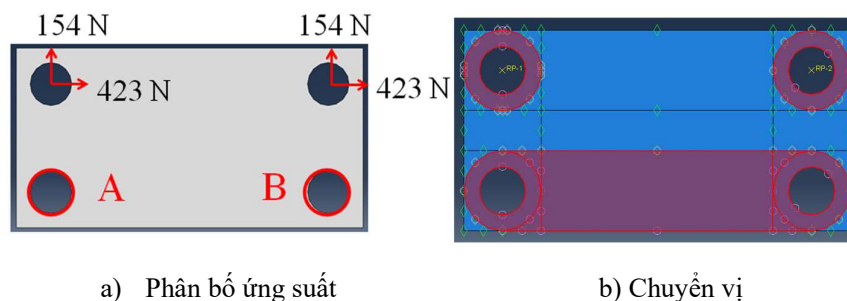
Kết cấu giá đỡ chịu tác dụng đồng thời của lực theo phương X và phương Y với giá trị lần lượt là $F_x = 154 \text{ N}$ và $F_y = 423 \text{ N}$. Điều kiện biên được áp đặt tại hai vị trí liên kết, trong đó toàn bộ bậc tự do tịnh tiến và xoay trong mặt phẳng bị khóa hoàn toàn ($U_x = U_y = U_{Rz} = 0$), như minh họa trong Hình 2.



Hình 2 Kết quả ứng suất và chuyển vị theo bài toán tĩnh

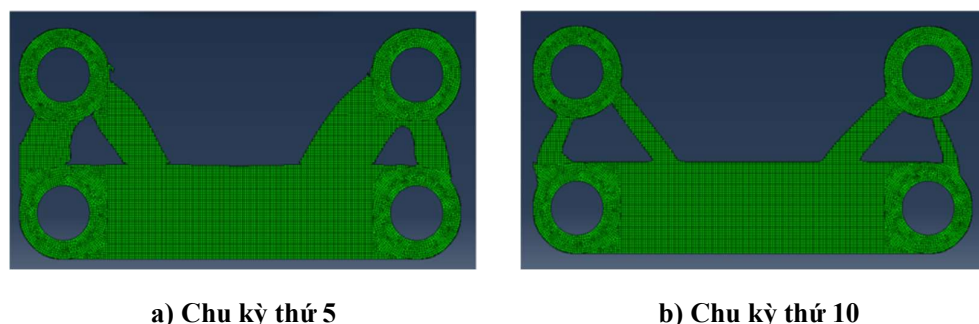
Bài toán phân tích tĩnh được thực hiện nhằm xác định trường chuyển vị và trường ứng suất trong kết cấu. Kết quả cho thấy chuyển vị lớn nhất đạt giá trị $1,28 \times 10^{-6} \text{ mm}$, xuất hiện tại vị trí góc trên bên phải của giá đỡ như thể hiện trong Hình 2. Ứng suất lớn nhất tương ứng là $10,2 \text{ kPa}$, cũng tập trung tại vùng này. Cả hai giá trị đều thỏa mãn các ràng buộc thiết kế đã đặt ra về chuyển vị và ứng suất cho phép.

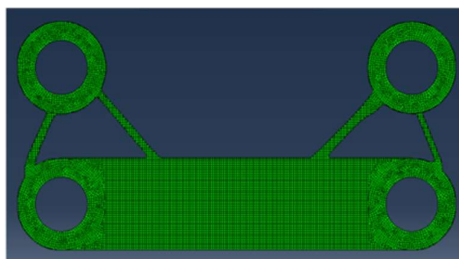
Trên cơ sở kết quả phân tích ban đầu, bài toán tối ưu hóa kết cấu được thiết lập với mục tiêu tối thiểu hóa thể tích vật liệu, trong đó yêu cầu khối lượng kết cấu sau tối ưu hóa phải nhỏ hơn 60% so với khối lượng thiết kế ban đầu, đồng thời vẫn đảm bảo các ràng buộc về độ cứng và độ bền của kết cấu.



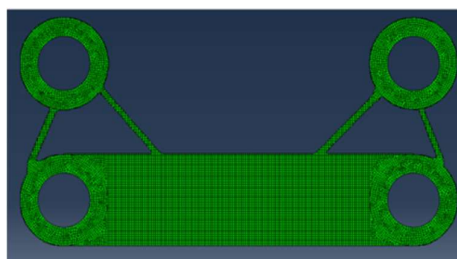
Hình 3. Điều kiện biên của mô hình và bề mặt áp dụng tối ưu

Dựa trên kết quả phân tích bài toán tĩnh, module Optimization trong Abaqus/CAE được sử dụng để thực hiện tối ưu hóa kết cấu nhằm xác định phương án phân bố vật liệu hợp lý đáp ứng các yêu cầu thiết kế đã đề ra. Trong quá trình tối ưu hóa, hai vị trí lắp chốt cố định được định nghĩa là vùng không thuộc miền thiết kế và được giữ nguyên không thay đổi, trong khi phần còn lại của kết cấu được xác định là miền thiết kế, nơi thuật toán tối ưu thực hiện việc phân bố lại vật liệu, như minh họa trong Hình 3.

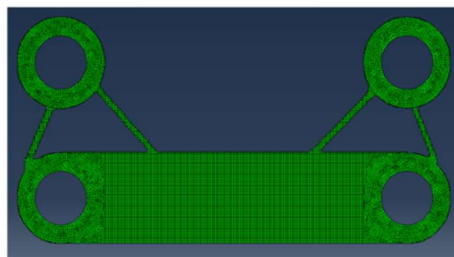




c) Chu kỳ thứ 15



d) Chu kỳ thứ 20



e) Chu kỳ thứ 25

Hình 4 Kết quả tối ưu kết cấu

Kết quả tối ưu hóa được thể hiện trong Hình 4. Mô hình sau tối ưu hóa được đưa trở lại bài toán phân tích phần tử hữu hạn để kiểm tra và đánh giá lại các giá trị ứng suất và chuyển vị, từ đó đối chiếu với các ràng buộc thiết kế ban đầu. Kết quả so sánh các đại lượng trước và sau khi thực hiện tối ưu hóa được tổng hợp trong Bảng 2.

Bảng. 2 Ứng suất, chuyển vị và thể tích trước và sau khi tối ưu

	Ứng suất chảy [kPa]	Chuyển vị [mm]	Thể tích(%)
Ban đầu	10.2	1.28e-3	100
Tối ưu	17.6	1.93e-3	60

4. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày nghiên cứu về tối ưu hóa kết cấu thông qua ba nội dung chính bao gồm việc giới thiệu cơ sở lý thuyết nền tảng, xây dựng mô hình hóa chi tiết kết cấu giá đỡ và triển khai phương pháp tìm kiếm lời giải tối ưu trong môi trường Abaqus/CAE.

Kết quả thu được sau quá trình tối ưu hóa cho thấy sự cải thiện đáng kể về hiệu quả sử dụng vật liệu trong khi vẫn duy trì toàn bộ các yêu cầu kỹ thuật. Cụ thể, khối lượng kết cấu giảm khoảng 40% so với thiết kế ban đầu, đạt đúng mục tiêu tối ưu hóa đề ra. Đồng thời, các giá trị ứng suất và chuyển vị sau tối ưu hóa đều nằm trong giới hạn cho phép, lần lượt thỏa mãn ràng buộc ứng suất tập trung lớn nhất không vượt quá 300 kPa và chuyển vị lớn nhất không vượt quá 0,5 mm. Những kết quả này khẳng định rằng phương pháp tối ưu hóa kết cấu được áp dụng không chỉ mang lại hiệu quả giảm khối lượng vật liệu đáng kể mà còn đảm bảo tính toàn vẹn về mặt cơ học của kết cấu, đáp ứng đầy đủ các yêu cầu kỹ thuật đề ra trong thiết kế ban đầu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. M. P. Bendsoe & N. Kikuchi (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **71**(2), 197–224.
2. G. I. N. Rozvany, M. Zhou & T. Birker (1992). Generalized shape optimization without homogenization. *Structural Optimization*, **4**(3–4), 250–252.

3. D. Y. Lin (2013). *Automotive engine bracket topology optimization and finite element analysis* (M.S. thesis). Department of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou, China.
4. S. J. Wen & K. Long (2008). Engine bracket lightweight design based on structural topology optimization method. *CAE*, **12**, 122–126.
5. B. Fazel & N. Bahrani (2016). Multi-objective design optimization of bolted flange connections. In *Proceedings of the CSME International Congress*. Kelowna, BC, Canada.

ABSTRACT

This study presents the development of a finite element model for a structural bracket based on its actual operating conditions. The bracket serves as a connecting component between the load-bearing body and the load-bearing pin; therefore, the technical requirements of this component directly affect the operational capacity and safety of the overall system. The finite element model was constructed using C3D8R elements (eight-node brick elements with reduced integration), combined with a local mesh refinement technique applied to stress concentration regions such as chamfered edges, pin holes, and contact surfaces, in order to ensure the accuracy of the analysis results. Abaqus software was employed to analyze critical parameters including stress distribution and deformation of the bracket under loading conditions. The topology optimization results identified a rational material distribution by eliminating low-stress material regions, ensuring that the optimized structure satisfies the mass reduction requirement while still meeting the prescribed strength criteria.

Keywords: optimization, structure, topology optimization, simulation, material distribution, Abaqus

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CHẾ ĐỘ CẮT ĐẾN ĐỘ NHÁM BỀ MẶT KHI TIỆN THÉP S45C BẰNG PHƯƠNG PHÁP TAGUCHI

Trần Quốc Nhiệm

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: nhiemtq@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Quá trình cắt gọt kim loại là quá trình con người sử dụng các dạng năng lượng và dụng cụ cắt để cắt bỏ lớp kim loại thừa ra khỏi chi tiết, nhằm đạt được những yêu cầu cho trước về hình dáng, kích thước, vị trí tương quan giữa các bề mặt và độ bóng của chi tiết. Vì vậy, lựa chọn chế độ cắt phù hợp đóng vai trò hết sức quan trọng trong gia công. Chẳng hạn như trong quá trình tiện, để góp phần tăng độ bóng bề mặt, thì cần chú ý một trong những yếu tố quan trọng đó là chế độ cắt khi tiện. Mục tiêu chính của bài báo là phân tích ảnh hưởng đến độ bóng bề mặt chi tiết khi tiện trụ ngoài thép S45C mỗi khi thay đổi chế độ cắt. Việc nghiên cứu kết hợp thí nghiệm thực tế với phương pháp quy hoạch thực nghiệm Taguchi cho thấy sự ảnh hưởng của chế độ cắt đến độ bóng bề mặt chi tiết gia công, với tỉ lệ phần trăm ảnh hưởng đến độ bóng bề mặt chi tiết lần lượt 55,108 % đối với vận tốc cắt; 25,983 % đối với lượng chạy dao; 18,909 % đối với chiều sâu cắt. Và khi $v = 180$ (m/phút), $s = 0,1$ mm/vòng, $t = 0,25$ mm cho độ bóng nhỏ nhất là $F = 1,893 \mu\text{m}$.

Từ khóa: chế độ cắt dao tiện, độ bóng bề mặt, phương pháp Taguchi.

1. TỔNG QUAN

Dao tiện là dụng cụ cắt gọt không thể thiếu trong quá trình gia công tiện trong lĩnh vực cơ khí chế tạo. Dao tiện nhằm mục đích bóc tách lớp phoi thừa ra khỏi bề mặt chi tiết để đạt được kích thước, độ bóng, hình dáng hình học, vị trí tương quan giữa các bề mặt như mong muốn. Ngày nay, với sự phát triển mạnh mẽ của ngành cơ khí chế tạo, đòi hỏi chất lượng độ bóng bề mặt chi tiết, năng suất cắt gọt ngày càng cao, cũng như tuổi thọ dao cắt đòi hỏi ngày càng tăng. Chính vì lẽ đó, ngày nay rất nhiều công ty nghiên cứu về lĩnh vực dao cắt nhằm đi tìm vật liệu cắt, chế độ cắt nhằm làm tăng độ bóng bề mặt, khả năng cắt gọt, tăng bền dao cắt. Vì vậy để tăng độ bóng bề mặt của chi tiết ngoài việc phụ thuộc vào các yếu tố như vật liệu dao, điều kiện cắt, máy công cụ, đồ gá..., mà còn phụ thuộc vào yếu tố quan trọng đó chính là chế độ cắt. Việc lựa chọn chế độ cắt một cách hợp lý sẽ góp phần tăng độ bóng bề mặt, khả năng cắt gọt của dao, đồng thời giúp dao bền lâu hơn. Do đó phương pháp phân tích độ bóng bề mặt bằng quy hoạch thực nghiệm cũng có thể được sử dụng để nghiên cứu.

Do đó việc xác định giá trị độ bóng bề mặt trong quá trình tiện, khi ta thay đổi thông số chế độ cắt của dao là rất quan trọng. Trong nghiên cứu này chúng tôi phân tích độ bóng bề mặt với các chế độ cắt khác nhau của dao tiện trụ ngoài từ đó làm cơ sở đánh giá so sánh, lựa chọn các chế độ cắt dao tiện để tăng độ bóng bề mặt.

2. ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP TAGUCHI TRONG THỰC NGHIỆM CHẾ ĐỘ CẮT KHI TIỆN.

2.1 Thực nghiệm chế độ cắt khi tiện.

2.1.1 Thiết lập bài toán.

Trần Quốc Nhiệm

- Dùng dao tiện trụ ngoài bằng thép hợp kim VNMG160408 xuất xứ Hàn Quốc với bán kính mũi dao $r=0,8$ mm, thép được gia công là thép S45C
- Thực nghiệm được tiến hành trên máy tiện CNC.
- Phôi được kẹp một đầu trên máy tiện CNC, định vị 4 bậc tự do, kẹp chặt bằng thủy lực.
- Phôi được gia công trong điều kiện có nước tưới nguội.
- Độ bóng được đo trực tiếp trên máy tiện, máy đo độ bóng cầm tay của hãng Total Meter, mã số SRT-6200, xuất xứ Đài Loan.



Hình 1 Máy đo độ nhám bề mặt.



Hình 2 Gá phôi trên máy tiện CNC.

2.1.2 Các giả thiết và điều kiện ban đầu.

- Chế độ cắt gọt phôi trong thực tế thay đổi dẫn đến lực tác động lên phôi thay đổi..., và tính chất của vật liệu cũng thay đổi việc xác định chính xác những ảnh hưởng này là rất khó thực hiện. Trong phạm vi của đề tài này do điều kiện thời gian hạn hẹp nên không đề cập đến những dạng tải trọng mang tính ngẫu nhiên tác dụng lên hệ, bỏ qua ảnh hưởng của rung động, dao trong điều kiện cắt có nước tưới nguội.
- Để tiện cho việc xác định độ bóng bề mặt, ta coi chỉ tiết gia công và dao cắt là chỉ tiết có tính chất đồng nhất về vật liệu. Mỗi thực nghiệm được thực hiện với số lần lặp là 5. Tiến hành thực nghiệm và lấy kết quả thực nghiệm.

- Hình ảnh minh họa đại diện cho 9 thực nghiệm:



Hình 3 Khi $v = 100$ m/phút, $s = 0,1$ mm/vòng, $t = 0,2$ mm



Hình 4 Khi $v = 100$ m/phút, $s = 0,1$ mm/vòng, $t = 0,25$ mm



Hình 5 Khi $v = 100$ m/phút, $s = 0,1$ mm/vòng, $t = 0,3$ mm



Hình 6 Khi $v = 140$ m/phút, $s = 0,15$ mm/vòng, $t = 0,25$ mm



Hình 7 Khi $v = 140$ m/phút, $s = 0,15$ mm/vòng, $t = 0,3$ mm



Hình 8 Khi $v = 140$ m/phút, $s = 0,15$ mm/vòng, $t = 0,2$ mm



Hình 9 Khi $v = 180$ m/phút, $s = 0,2$ mm/vòng, $t = 0,3$ mm



Hình 10 Khi $v = 180$ m/phút, $s = 0,2$ mm/vòng, $t = 0,2$ mm

Nhận xét: Trong 09 thực nghiệm với chế độ cắt khác nhau, cho độ bóng bề mặt khác nhau, với trường hợp độ bóng trung bình cho ra nhỏ nhất gần bằng $2,003 \mu\text{m}$ khi $v = 140 \text{ m/phút}$, $s = 0,15 \text{ mm/vòng}$, $t = 0,25 \text{ mm}$ (xem bảng 2).

2.2 Ứng dụng Taguchi.

Giải bài toán tối ưu chế độ cắt khi tiện dùng phương pháp Taguchi với các điều kiện và thông số đầu vào vật liệu phôi cắt thép S45C, vật liệu dao tiện thép hợp kim. Giả thuyết yêu cầu khảo sát ảnh hưởng của chế độ cắt của dao tiện trụ ngoài (v , t , s), bán kính mũi dao $r = 0,8 \text{ mm}$, với chế độ cắt $v = 100 \div 180 \text{ m/phút}$, lượng chạy dao $s = 0,1 \div 0,2 \text{ mm/vòng}$, chiều sâu cắt $t = 0,2 \div 0,3 \text{ mm}$. Giá trị đầu ra là độ bóng bề mặt, giá trị càng nhỏ càng tốt. Theo phương pháp Taguchi là giải bài toán đạt giá trị cực tiểu.

Bài toán cực tiểu:

Mục tiêu là xác định chế độ cắt dao tiện để đạt tiêu chí cho độ bóng tốt nhất.

Bước 1: Chọn các biến độc lập và hàm mục tiêu: Có 3 biến độc lập là vận tốc cắt, chiều sâu cắt, lượng chạy dao. Mục tiêu tối ưu đầu ra là độ bóng (F)

Bước 2: Phân chia các khoảng với khoảng biến thiên đã cho, các biến thành phần được chia làm 3 khoảng cho trong bảng 1.

Bảng 1: Giá trị mức biến đổi chế độ cắt của dao tiện

Ký hiệu	Tham số	Mức 1	Mức 2	Mức 3
A	v	100	140	180
B	s	0,1	0,15	0,2
C	t	0,2	0,25	0,3

Bước 3: Tạo dạng ma trận quy hoạch thực nghiệm

Kích thước của ma trận phụ thuộc vào số nhân tố và số mức giá trị. Trong trường hợp này với 3 yếu tố, mỗi yếu tố có 3 mức, bảng ma trận trực giao có cấu trúc L_9 , xem bảng 2. Cột $F (\mu\text{m})$ thêm vào đại diện cho độ bóng được xác định ở bước 4

Bảng 2: Bảng ma trận trực giao thực nghiệm độ bóng bề mặt.

N	v	s	t	$F (\mu\text{m})$
1	1	1	1	3,310
2	1	2	2	3,367
3	1	3	3	3,875
4	2	1	2	2,003
5	2	2	3	2,313
6	2	3	1	3,245
7	3	1	3	2,206
8	3	2	1	2,106
9	3	3	2	2,317

Bước 4: Tiến hành thực nghiệm

Tiến hành 9 thực nghiệm với các yếu tố theo từng mức. Ví dụ, thực nghiệm số 1, vận tốc $v = 100 \text{ m/phút}$, lượng chạy dao $s = 0,1 \text{ mm/vòng}$, chiều sâu cắt $t = 0,2 \text{ mm}$, Độ bóng F thu được $3,31 \mu\text{m}$. Kết quả của F được ghi ở cột cuối cùng bảng 2.

Bảng 3: Bảng kết quả thực nghiệm và xử lý kết quả theo Taguchi

N	v	s	t	$F (\mu\text{m})$	Tỉ số S/N
1	100	0,1	0,2	3,310	-10,422
2	100	0,15	0,25	3,367	-10,611
3	100	0,2	0,3	3,875	-11,767
4	140	0,1	0,25	2,003	-6,070
5	140	0,15	0,3	2,313	-7,462
6	140	0,2	0,2	3,245	-10,234
7	180	0,1	0,3	2,206	-6,897

8	180	0,15	0,2	2,106	-6,476
9	180	0,2	0,25	2,317	-7,354

Bước 5: Phân tích số liệu dựa trên tỉ số S/N và xác định các độ bóng tối ưu của dao tiện

Với bài toán cực tiểu giá trị S/N được tính theo công thức sau:

$$S/N = -10 \log_{10} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (1)$$

n-số lần lặp lại thí nghiệm (n=5)

y_i - Giá trị đo độ bóng của thí nghiệm thứ i ($y=F$)

Nếu $n = 1$, ta có thể viết:

$$S/N = -20 \log_{10}(P) \quad (2)$$

Áp dụng công thức (1) với từng thực nghiệm ứng với giá trị F (μm) ta xác định được tỉ số S/N ghi trong bảng 3.

Sử dụng phương pháp phân tích phương sai ANOVA để đánh giá các thông số nghiên cứu ta thu được kết quả như trong bảng 4.

Bảng 4: Phân tích S/N và phương sai ANOVA

	v	s	t	Chế độ cắt tối ưu
1	-10,933	-7,796	-9,044	V3-S1-t2 v = 180
2	-7,922	-8,183	-8,012	
3	-6,909	-9,785	-8,709	
Mean(m)	-8,588	-8,588	-8,588	
Max	-6,909	-7,796	-8,012	
Max-m	1,679	0,792	0,576	s=0,1, t=0,25
% ảnh hưởng	55,108	25,983	18,909	V3-S1-t2
Delta	4,024	1,989	1,032	
Rank	1	2	3	

Trên cơ sở các kết quả nhận được, xây dựng đồ thị đánh giá mức độ ảnh hưởng riêng rẽ của các thông số công nghệ, phân tích S/N trên phần mềm Minitab xem Hình 11, Hình 12

Từ bảng phân tích ANOVA có thể thấy rằng phương án tối ưu sẽ là phương án với mức biến đổi của các yếu tố có tỉ số S/N trung bình là lớn nhất. Đó là phương án với bộ tham số v3s1t2, ứng các thông số sau: v=180 m/phút, s=0,1 (mm/vòng), t=0,25 mm.

Khi đó giá trị trung bình tỷ số S/N của phương án tối ưu sẽ là:

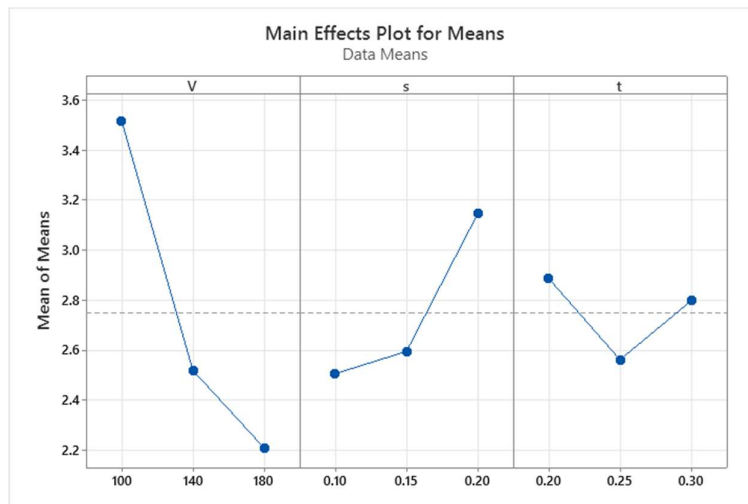
$$\eta_{opt} = (S/N)_{tu} = m + (\eta_{1max} - m) + (\eta_{2max} - m) + (\eta_{3max} - m)$$

$$\eta_{opt} = \eta_{1max} + \eta_{2max} + \eta_{3max} - 2 \cdot m$$

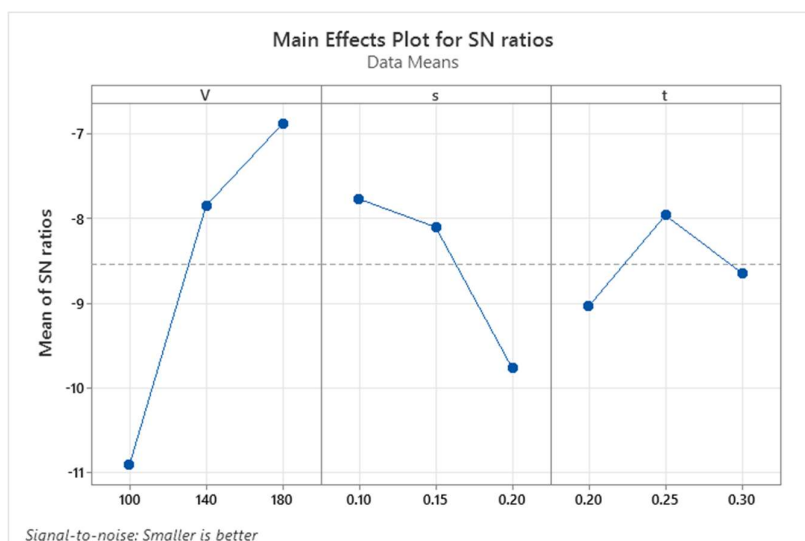
$$\eta_{opt} = -6,909 - 7,796 - 8,012 - 2 \cdot (-8,588) \approx -5,541$$

Độ bóng nhỏ nhất đạt được là:

$$F_{min} = 10 \cdot \frac{(\frac{S}{N})_{tu}}{20} = 10^{0,277} \approx 1,893 \mu m.$$



Hình 11 Phân tích S/N trên phần mềm Minitab



Hình 12 Ảnh hưởng các chế độ cắt đến độ bóng bề mặt

3 KẾT LUẬN

-Từ bảng phân tích ANOVA và hình 11, hình 12 ta thấy mức độ ảnh hưởng của các yếu tố đến độ bóng đầu ra theo tỉ lệ như sau : Vận tốc cắt v (55,108%), lượng chạy sao S (25,983%), chiều sâu cắt t (18,909 %).

- Phương án tối ưu để có thể cho độ bóng nhỏ là khi:

v = 180 (m/phút) , s = 0,1 mm/vòng, t = 0,25 mm . Khi đó độ bóng nhỏ nhất có thể nhận được là $F = 1,893 \mu\text{m}$.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Trần Công Chi, Lưu Văn Tuấn, Nguyễn Văn Tựu & Trần Văn Tường (2022). Tối ưu hóa ảnh hưởng của một số thông số gia công đến độ nhám bề mặt và tốc độ bóc tách vật liệu khi phay hợp kim nhôm 7075. Trường Đại học Lâm nghiệp Việt Nam & Trường Cao đẳng Cơ điện Hà Nội.
2. Nguyễn Hữu Lộc (2021). *Giáo trình quy hoạch và phân tích thực nghiệm*. TP. Hồ Chí Minh: Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP.HCM.
3. Trần Văn Khiêm (2017). *Phương pháp Taguchi và ứng dụng trong tối ưu hóa chế độ cắt*. Nam Định: Đại học Sư phạm Kỹ thuật Nam Định.
4. Lại Đăng Giang & Nguyễn Thị Thu (2018). Ứng dụng phương pháp Taguchi nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến bán kính đáy sản phẩm khi dập thủy tinh. Đại học Bách khoa Hà Nội.
5. Nguyễn Minh Tuyên (2021). *Quy hoạch thực nghiệm*. Hà Nội: Nhà xuất bản Xây dựng.
6. Lê Xuân Long (2016). *Nguyên lý cắt*. Trường Cao đẳng Công nghệ Thủ Đức.
7. Phillip J. Ross (1995). *Taguchi Techniques for Quality Engineering* (2nd ed.). McGraw-Hill Professional.

ABSTRACT

Metal cutting is the process by which humans use various forms of energy and cutting tools to remove excess metal from a workpiece, aiming to achieve predetermined requirements regarding shape, size, relative position between surfaces, and surface finish. Therefore, selecting the appropriate cutting parameters plays a crucial role in machining. For example, in the turning process, to contribute to increasing surface finish, one of the important factors to consider is the cutting parameters during turning. The main objective of this paper is to analyze the influence on the surface finish of a workpiece when turning an external cylindrical S45C steel workpiece each time the cutting parameters are changed. The study, combining practical experiments with the Taguchi experimental design method, shows the influence of cutting parameters on the surface finish of the machined workpiece, with the percentage influence on surface finish being 55.108% for cutting speed; 25.983% for feed rate; 18.909% for depth of cut. And when $v = 180$ (m/min), $s = 0.1$ mm/revolution, $t = 0.25$ mm, the minimum surface finish is $F = 1.893 \mu\text{m}$.

Keywords: lathe cutting mode, surface finish, Taguchi method.

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ CHÍNH CỦA QUÁ TRÌNH SẤY MÀNG GẮC THEO PHƯƠNG PHÁP SẤY BƠM NHIỆT

Đặng Văn Hải

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

**Email của tác giả liên hệ: haidv@huit.edu.vn*

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu thực nghiệm sấy màng gác bằng phương pháp sấy bơm nhiệt. Để xác định các thông số tối ưu cho quá trình sấy, các thí nghiệm được bố trí theo quy hoạch thực nghiệm trực giao cấp 2 và được tối ưu hóa đa mục tiêu theo phương pháp bề mặt đáp ứng. Theo kết quả nghiên cứu thực nghiệm, các thông số công nghệ tối ưu đã xác định nhiệt độ sấy $T = 47^{\circ}\text{C}$ và vận tốc tác nhân sấy $V = 2,2 \text{ m/s}$. Tương ứng với chế độ tối ưu này, các hàm mục tiêu đạt giá trị tối ưu gồm thời gian sấy $T_h = 10$ giờ, điện năng tiêu thụ tính cho 2 kg ẩm bay hơi $N_e = 14609 \text{ kCal/2kgSP}$.

Từ khóa: Bơm nhiệt, gác, thực nghiệm đa yếu tố

1. MỞ ĐẦU

Nước ta là một nước có điều kiện đất đai và khí hậu thuận lợi cho việc phát triển của nhiều loại thực vật nói chung và cây ăn trái nói riêng. Các loại rau, quả ở nước ta rất phong phú với chất lượng đặc trưng và tiềm năng phát triển đầy hứa hẹn cho ngành công nghệ bảo quản và chế biến nông sản thực phẩm.

Yêu cầu sản phẩm công nghệ chế biến sau thu hoạch phải đáp ứng được thị hiếu tiêu dùng, phải có tính cạnh tranh cao trên thị trường. Chất lượng của sản phẩm sấy yêu cầu về độ khô, một số sản phẩm còn đòi hỏi phải đảm bảo màu sắc, hương vị cao như các sản phẩm có chứa tinh dầu, hương hoa, dược phẩm.

Các phương pháp sấy ở nhiệt độ cao có thể phá hủy các chất hoạt tính sinh học như hóc môn, màu, mùi vị, men, vitamin, protein và làm thay đổi chất lượng sản phẩm. Vì vậy để đáp ứng được yêu cầu về màu sắc, mùi vị tự nhiên sau khi sấy, người ta đã áp dụng phương pháp sấy ở nhiệt độ thấp, trong đó phương pháp sấy sử dụng bơm nhiệt tỏ ra có hiệu quả cao hơn cả [1,2,3].

Việc nghiên cứu thực nghiệm để phân tích, thiết kế hệ thống điều khiển một số thông số làm việc của máy sấy bơm nhiệt và xác định chế độ sấy tối ưu trong quá trình sấy màng gác. Từ đó làm cơ sở để sấy nhiều loại sản phẩm khác nhau, quá trình nghiên cứu đã cho thấy những ưu điểm sau:

- Phù hợp với điều kiện khí hậu nóng ẩm ở Việt Nam.
- Thích hợp để sấy khô các vật phẩm không chịu được nhiệt độ cao.
- Chất lượng, màu sắc và mùi vị của sản phẩm sấy được giữ tốt hơn.
- Tự động hóa cao, vận hành đơn giản, nâng cao năng suất và hiệu quả sử dụng máy.
- Máy sấy bơm nhiệt có thể sấy được nhiều loại sản phẩm khác nhau.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Mục tiêu nghiên cứu

Nghiên cứu thực nghiệm để thiết kế, chế tạo hệ thống thiết bị điều khiển tự động hai thông số nhiệt độ và tốc độ tác nhân sấy trên mô hình sấy bằng bơm nhiệt phục vụ cho công tác nghiên cứu khoa học và thí nghiệm của cán bộ và sinh viên với yêu cầu mô hình phải điều chỉnh được dễ dàng và chính xác.

Nội dung nghiên cứu chính bao gồm:

- Nghiên cứu thực nghiệm để phân tích các yếu tố trong quá trình điều khiển một số yếu tố làm việc gồm nhiệt độ sấy và tốc độ tác nhân sấy của máy sấy bơm nhiệt [3,8].
- Qui hoạch thực nghiệm, phân tích sản phẩm để xác định chế độ sấy tối ưu trong sấy màng gác, [6].

- Phạm vi sử dụng rộng: có thể sấy nhiệt thông thường và sấy bơm nhiệt ở các chế độ nhiệt độ sấy từ $20 \div 80^{\circ}\text{C}$.

2.2. Vật liệu và phương pháp

2.2.1 Vật liệu

Gấc nguyên liệu sử dụng để thí nghiệm được lựa chọn tại Thành phố Hồ Chí Minh, chọn trái vừa chín tới, trọng lượng mỗi trái khoảng $1,2 \text{ kg} \div 1,3 \text{ kg}$, hàm lượng ẩm của gấc nguyên liệu xác định bằng máy đo độ ẩm Axis – AGS100 là 77%, sản phẩm gấc sấy khô có hàm lượng ẩm là 7,6%, [1].

2.2.2 Dụng cụ đo và thiết bị

Bảng 1. Dụng cụ đo và thiết bị thí nghiệm

STT	Tên dụng cụ đo	Mã	Xuất xứ	Thông số và độ chính xác
1	Máy đo tốc độ gió Tenmarns	TM4001	Taiwan	Độ chính xác $\pm 3\%$
2	Đầu dò nhiệt độ và độ ẩm	Fox 300A	Korea	Nhiệt độ chính xác $\pm 1\%$ Độ ẩm chính xác $\pm 3\%$
3	Cân điện tử	CAS SW-IWD	Korea	Độ chính xác $\pm 2\text{g}$
4	Cân xác định độ ẩm Axis	AGS100	Poland	Độ chính xác $\pm 0,05\%$
5	Đồng hồ đo điện vạn năng	CHY-88A	Japan	AC Điện áp 500V, $\pm 1,2\%$
6	Công tơ điện tử 3 pha	MV3E43T 50(100)A	Việt nam	Điện áp định mức: 220÷240V Dòng điện định mức 50A
7	Máy sấy bơm nhiệt	S03 ĐHCT	Việt nam	Chế tạo tại khoa CN Cơ khí. Trường ĐH Công Thương TPHCM



Hình 1 Máy sấy bơm nhiệt đã được chế tạo

2.2.3. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm

Thiết bị thí nghiệm: Máy sấy bơm nhiệt đa năng được thiết kế, chế tạo do khoa công nghệ cơ khí trường Đại học Công Thương TP Hồ Chí Minh.

Đối tượng nghiên cứu dùng máy sấy bơm nhiệt thí nghiệm $2\text{kg}/\text{m}^2$ và các thiết bị đo để thực nghiệm sấy màng gấc sấy khô.

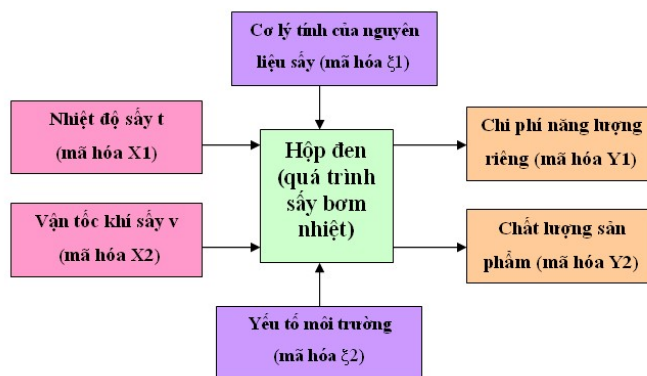
Để đo đánh giá kết quả nghiên cứu thực nghiệm dùng ma trận quy hoạch thực nghiệm được lập theo phương án bậc hai Box–Hunter [6]. Bài toán tối ưu được giải bằng phần mềm Matlab [7].

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thiết lập bài toán hộp đen và số thí nghiệm cần tiến hành

3.1.1 Bài toán hộp đen

Các thông số đầu vào và các biến nhiễu có ảnh hưởng đến hai thông số ra Y1 và Y2 đặc trưng cho quá trình sấy (hình 2), [6]



Hình 2 Mô hình bài toán hộp đen thí nghiệm trên máy sấy bơm nhiệt

3.1.2. Số thí nghiệm cần tiến hành

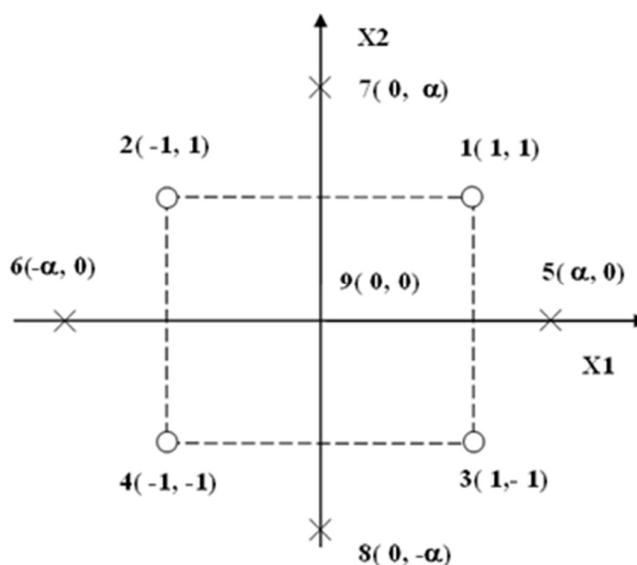
$$N = n_k + n^* + n_o = 2^k + 2k + n_o = 2^2 + 2 \times 2 + 5 = 13 \quad (1)$$

Với: $k = 2$; $n^k = 2^2 = 4$; $2k = 2 \times 2 = 4$; chọn số thí nghiệm ở tâm $n_o = 05$

Giá trị của điểm sao:

$$\alpha = \sqrt{\sqrt{N \cdot 2^{(k-2)}} - 2^{(2-1)}} = \sqrt{\sqrt{13 \cdot 2^{(2-2)}} - 2^{(2-1)}} = 1,821 \quad (2)$$

Miền thực nghiệm được xây dựng thông qua quy hoạch thực nghiệm trực giao cấp 2 bằng phần mềm Statgraphics. Sau khi tiến hành 13 thí nghiệm, ta thu được kết quả thời gian sấy, tiêu thụ điện năng riêng và chất lượng sản phẩm sấy.



Hình 3 Phương pháp qui hoạch (TYT) bậc II hai yếu tố cấu trúc có tâm

3.2. Kết quả thực nghiệm và xác định chế độ sấy tối ưu trong sấy màng gác

Để xác định khả năng làm việc, độ chính xác của hệ thống điều khiển và tạo ra các dữ liệu chuẩn dùng để so sánh, đánh giá tình trạng thiết bị làm việc. Đã tiến hành thực nghiệm trên hệ thống máy sấy để xác định chế độ sấy tối ưu trong sấy màng gác (hình 1)

3.2.1. Phương pháp xử lý số liệu thực nghiệm

+ Bố trí thí nghiệm theo kiểu ngẫu nhiên hoàn toàn.

Phương pháp quy hoạch thực nghiệm: áp dụng quy hoạch thực nghiệm nhiều yếu tố với phần mềm Statgraphics.

Bảng 2. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm

N		Biến thực		Biến được mã hóa		Giá trị hàm mục tiêu	
		T (°C)	V (m/s)	X1	X2	Màu sắc sản phẩm sấy	Q (kCal/2kgSP)
2 ^k	1	40	4	-1	+1	màu đỏ đều	15880
	2	50	4	+1	+1	màu không đều	12612
	3	40	2	-1	-1	màu đỏ đều	17585
	4	50	2	+1	-1	màu không đều	15460
2 ^k	5	45	1.5858	0	-1.821	màu đỏ đều	16854
	6	52.07	3	1.821	0	màu không đều	13433
	7	45	4.4142	0	1.821	màu đỏ đều	13596
	8	37.93	3	-1.821	0	màu đỏ đều	17382
n ^o	9	45	3	0	0	màu đỏ đều	14320
	10	45	3	0	0	màu đỏ đều	14300
	11	45	3	0	0	màu đỏ đều	14325
	12	45	3	0	0	màu đỏ đều	14530
	13	45	3	0	0	màu đỏ đều	14310

+ Kiểm tra mức ý nghĩa của các thông số

Bảng 3. Kết quả phân tích thống kê (ANOVA – Y1)

Effect (hệ số ảnh hưởng)	Sum of Squares (tổng bình phương)	DF (bậc tự do)	Mean Sq. (phương sai)	F-Ratio (F tính)	P-value (giá trị p)
A:X1	1822115.0	1	1822115.0	192.92	.0002
B:X2	74174.5	1	74174.5	7.85	.0478
AB	326612.3	1	326612.3	34.58	.0042
AA	1694273.6	1	1694273.6	179.38	.0002
BB	1518567.8	1	1518567.8	160.78	.0002
Lack-of-fit	74905.4	3	24968.5	2.64	.1855
Pure error	37780.5	4	9445.0		
Total (corr.)	29861338.3	12			
R-squared = 0.996226 R-squared (adj. for d.f.) = 0.993531					

* Kết quả phân tích phương sai dựa vào bảng ANOVA cho thấy:

- R-squared = 0,996226, chứng tỏ mức độ tương quan rất cao.
- Tất cả các hệ số hồi qui đều đảm bảo độ tin cậy (P-value < 0,05).
- Kiểm tra tính tương thích của mô hình: Ta có $F_{tính} = 2,64 < F_{1-p}$ bảng

→ $F_{1-p}(f_1, f_2) = 9,1$; vậy phương trình tương thích với thực nghiệm.

Kết quả tính toán hệ số F_t theo chương trình Statgraphic cho mô hình có mức độ ý nghĩa là $p = 0.1855 > 0.05$). Nên mô hình ở dạng bậc II được xây dựng là phù hợp.

+ Phân tích kết quả thực nghiệm

Qua phân tích về giá trị hồi quy trên phần mềm Statgraphic, cho các giá trị của phương trình hồi quy ngõ ra $Y1(Q)$

$$Y1=Q=67029.8-1889.24*X1-1376.65*X2-57.15*X1*X2+19.75*X1^2+467.2*X2^2 \quad (3)$$

+ Kết quả tính toán tối ưu

Phương án thực nghiệm bậc hai quay theo Box và Hunter

Xuất phát từ mục đích nghiên cứu bài toán tối ưu được lập trên cơ sở hàm $Y1(Q)$ chi phí năng lượng đặc trưng cho chỉ tiêu nghiên cứu và vùng thực nghiệm được thiết lập của hàm này, cũng như yêu cầu về chất lượng sản phẩm, như vậy ta có bài toán tối ưu:

Hàm mục tiêu:

$$\begin{aligned} \% \text{ chi phí năng lượng (dạng thực } Q): Q = f(T, V) & \longrightarrow \min \\ Q = 67029.8 - 1889.24*T - 1376.65*V - 57.15*T*V + 19.75*T^2 + 467.2*V^2 & \quad (4) \end{aligned}$$

Trong đó : T – Nhiệt độ sấy ($^{\circ}\text{C}$) ;

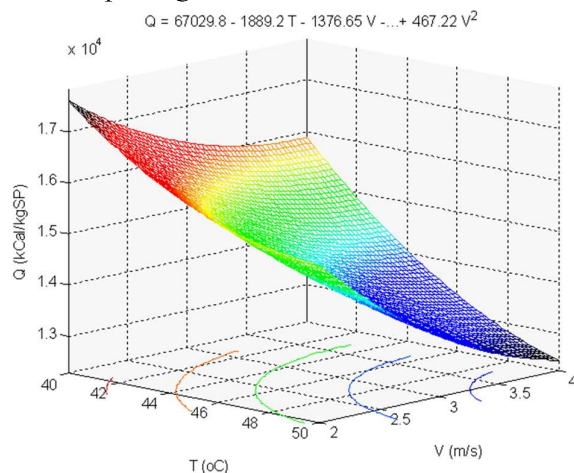
V – Tốc độ tác nhân sấy (m/s);

$$\text{Hàm điều kiện : } \begin{cases} 40 \leq T \leq 50 \\ 2,0 \leq V \leq 4,0 \end{cases}$$

Để giải bài toán phân tích hồi quy gần đúng phụ thuộc vào phương pháp tính các hệ số hồi quy. Ở đây ta dùng phương pháp bình phương cực tiểu

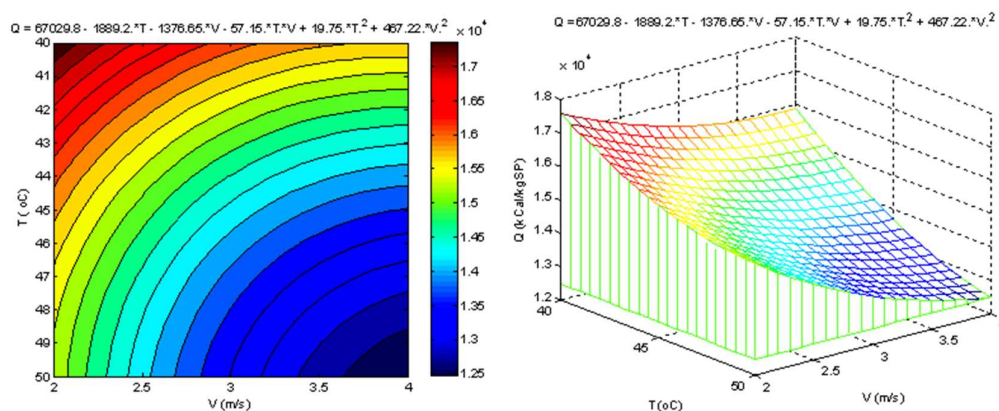
Để thuận lợi cho việc nghiên cứu tính chất bề mặt đáp ứng lân cận điểm tối ưu, cần chuyển phương trình trên về dạng chính tắc.

Tính tiến hệ trục tọa độ có gốc tọa độ về một điểm đặc biệt trên bề mặt đáp ứng tâm S của mặt đáp ứng. Tọa độ tâm S là nghiệm của hệ phương trình:



Hình 4 Đồ thị của phương trình hồi quy (dạng thực)

Quay hệ trục tọa độ quanh gốc hệ trục tọa độ mới để các trục trùng với các trục chính của bề mặt đáp ứng, sau đó nhận được phương trình chính tắc và bề mặt đáp ứng (hình 5).



Hình 5 Bề mặt đáp ứng được biểu diễn bằng đa thức bậc 2 (dạng thực)

Dựa vào bề mặt đáp ứng và đường contour dạng thực, đã cho thấy chi phí năng lượng bị ảnh hưởng rất lớn của hai yếu tố đầu vào là nhiệt độ sấy và tốc độ tác nhân sấy. Nhiệt độ sấy và tốc độ tác nhân sấy cao thì chi phí năng lượng giảm và ngược lại nhiệt độ sấy và tốc độ tác nhân sấy thấp thì chi phí năng lượng tăng cao. Lấy đó làm cơ sở cho việc chọn nhiệt độ sấy và tốc độ tác nhân sấy cho nhiều loại sản phẩm khác nhau.

+ Xác định các thông số tối ưu theo chỉ tiêu chi phí năng lượng thấp nhất

Kết quả tính toán tối ưu cho thấy chi phí năng lượng thấp nhất (dựa trên mức cơ sở và quá trình khảo nghiệm thực tế) và được giải với phần mềm Matlab 2021

- Chỉ tiêu tối ưu: $Q_{\min} = 1.4609e+004 = 14609 \text{ kCal/2kgSP}$
- Nhiệt độ sấy $T_{\text{tr}} = 47^\circ\text{C}$.
- Tốc độ tác nhân sấy $V_{\text{tr}} = 2.2 \text{ m/s}$.

Kết quả quá trình khảo nghiệm sấy màng gác cho thấy sấy ở nhiệt độ 47°C và tốc độ tác nhân sấy $2,2 \text{ m/s}$ theo kết quả tối ưu là hợp lý mức độ chi phí năng lượng thấp, nhưng vẫn đảm bảo độ đồng đều về màu sắc và chất lượng của màng gác sấy khô lớn hơn 95% (bảng 4).

Kết quả phân tích khảo nghiệm kiểm chứng khi điều khiển nhiệt độ sấy và tốc độ tác nhân sấy của máy sấy bơm nhiệt. Đã cho thấy giảm chi phí năng lượng riêng nhưng vẫn đảm bảo về chất lượng sản phẩm.

Kết quả nghiên cứu đã góp phần thuận tiện trong việc thiết kế, chế tạo và vận hành hệ thống điều khiển tự động của máy sấy bơm nhiệt. Ứng dụng kết quả nghiên cứu sấy màng gác sau đó phân tích kết quả thực nghiệm và xác định chế độ sấy tối ưu trong sấy màng gác.

Bảng 4. Thành phần hoá học màng gác sấy khô

STT	Thành phần	Kết quả	Đơn vị	Ghi chú
1	Nước	7,6	(g/100g)	
2	Lipit	31,46	(g/100g)	
3	Protein	7,3	(g/100g)	
4	β - caroten	3.30	(mg/ml)	
5	Lycopen	0.02032	(mg/ml)	

4. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm đã đạt được các kết quả sau:

Khi tiến hành nghiên cứu thực nghiệm đã điều chỉnh nhiệt độ sấy và tốc độ tác nhân sấy ở nhiều mức độ khác nhau phù hợp với phương pháp qui hoạch (TYT) bậc II hai yếu tố cấu trúc có tâm.

Các thiết kế các yếu tố đầu vào và đầu ra đã đáp ứng được quá trình điều khiển máy ổn định và đáp ứng khả năng sấy cho nhiều loại nguyên liệu sấy khác nhau trên cùng một loại máy sấy bơm nhiệt.

Kiểm chứng lại kết quả tối ưu trên một số dây chuyền có năng suất cao.

Kết quả điều khiển cần được tiếp tục phát triển để có thể ứng dụng trong thực tế cho nhiều loại máy sấy khác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Trung Kiên, Bùi Trung Thành, 2017. *Thực nghiệm xác định thông số công nghệ chính của quá trình sấy màng đồ hạt gấc theo phương pháp sấy bơm nhiệt*. Tạp chí khoa học và công nghệ Đại học Đà Nẵng, trang. 24-29
2. N. T. K. Tươi, N. H. K. Nguyễn, T. T. Trúc and H. T. Toàn, 2021. *Tính chất hóa lý của bưởi da xanh và bưởi năm roi được trồng ở đồng bằng sông Cửu long*. Tạp chí Khoa học Đại học Cần Thơ 2021 Vol. 57, trang 118-126
3. Chua K. J; Chou S.K and Ho J.C, 2004; *Heat pump drying - principles and industrial applications* , Drying technology workshop, 200 trang.
4. Nguyễn Văn May, 2008. *Giáo trình Kỹ thuật sấy nông sản thực phẩm* . Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, 227 trang.
5. Lương Văn Lang, 1996. *Cơ sở tự động*. Nhà xuất bản Giáo dục, 339 trang.
6. Nguyễn Cảnh, 2004. *Quy hoạch thực nghiệm*. Nhà xuất bản Đại học quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 117 trang.
7. Nguyễn Đức Thành, 2004. *MATLAB và ứng dụng trong điều khiển*. Nhà xuất bản Đại học quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 427 trang.
8. Nguyễn Văn Hùng, 2007. *Nghiên cứu thiết kế chế tạo thiết bị giám sát, đo lường, điều khiển nhiệt độ, ẩm độ đa kênh ứng dụng trong bảo quản chế biến nông sản thực phẩm*. Đề tài nghiên cứu khoa học Tp.HCM, 80 trang.
9. Trần Văn Phú, 2008. *Kỹ thuật sấy nông sản*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, 270 trang.
10. Vũ Đức Chiến, 2008. *Hoàn thiện công nghệ và sản xuất thử nghiệm dầu màng gấc và dầu hạt gấc*. Báo cáo dự án cấp bộ, 77 trang.

ABSTRACT

This paper presents the results of an experimental study on drying gac fruit membrane using a heat pump drying method. To determine the optimal parameters for the drying process, the experiments were designed according to a second-order orthogonal experimental design and optimized using a multi-objective response surface method. According to the experimental results, the optimal technological parameters were determined as drying temperature $T = 47^{\circ}\text{C}$ and drying agent velocity $V = 2.2 \text{ m/s}$. Corresponding to this optimal mode, the objective functions achieved optimal values, including drying time $T_h = 10 \text{ hours}$ and power consumption per 2 kg of evaporated moisture $N_e = 14609 \text{ kcal/2 kg product}$.

Keywords: Heat pump, gac fruit, multi-factor experiment

NGHIÊN CỨU CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHỤC VỤ PHÁT TRIỂN HỆ THỐNG HYPERLOOP: PHÂN TÍCH SỐ VÀ SO SÁNH ĐẶC TÍNH KHÍ ĐỘNG CỦA VẬT THỂ CHUYỂN ĐỘNG TỐC ĐỘ CAO TRONG ống VÀ KHÔNG GIAN MỞ

Lê Thị Thanh Giang

*Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn,
Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam*

*Email của tác giả liên hệ: gianglth@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Hệ thống Hyperloop đang được xem là một trong những phương thức giao thông đô thị đầy triển vọng của tương lai, với tốc độ vận hành mục tiêu lên đến 1.200 km/h trong môi trường ống gần chân không. Để phát triển hệ thống này, việc hiểu rõ các đặc tính khí động lực học đặc trưng của vật thể chuyển động trong ống chân không – vốn rất khác biệt so với không gian mở – là nền tảng lý thuyết không thể thiếu. Bài báo này trình bày nghiên cứu so sánh số về đặc tính khí động lực học của một quả cầu (đại diện cho Hyperloop pod được đơn giản hóa) chuyển động ở ba tốc độ 100, 200 và 300 m/s trong ống có tỷ lệ tắc nghẽn (blockage ratio – BR = 0,36) và trong không gian mở. Sử dụng mô phỏng CFD với mô hình rối SST k- ω , nghiên cứu phân tích sự hình thành sóng xung kích, phân bố áp suất, lực cản và hệ số cản trong hai môi trường. Kết quả chỉ ra rằng, khác với không gian mở nơi sóng xung kích bình thường chỉ hình thành ở tốc độ siêu âm ($M > 1$), trong ống Hyperloop, sóng xung kích có thể xuất hiện ngay ở tốc độ dưới âm ($M \approx 0,43$) do hiệu ứng tắc nghẽn dòng chảy. Hệ số cản đỉnh trong ống xảy ra ở $M \approx 0,65-0,80$, thấp hơn đáng kể so với $M \approx 1,60$ trong không gian mở. Ngoài ra, tốc độ lan truyền sóng xung kích đầu trong ống luôn vượt tốc độ âm thanh và tăng theo tốc độ pod. Những kết quả này cung cấp cơ sở lý thuyết quan trọng cho việc thiết kế và tối ưu hóa hệ thống Hyperloop trong tương lai.

Từ khóa: hệ thống Hyperloop; ống chân không; sóng xung kích; lực cản khí động; quả cầu trong ống.

1. GIỚI THIỆU

Trong những thập kỷ gần đây, nhu cầu về các phương thức giao thông nhanh hơn, hiệu quả hơn và thân thiện với môi trường hơn đã thúc đẩy sự phát triển của hệ thống Hyperloop – một hệ thống vận tải sử dụng ống chân không gần để giảm lực cản khí động lên tàu/pod, từ đó cho phép tốc độ di chuyển cực cao (965–1220 km/h) [1]. Hyperloop kết hợp công nghệ đệm từ (maglev), hệ thống đẩy tuyến tính và môi trường áp suất thấp nhằm tối ưu hóa hiệu suất năng lượng và giảm thời gian hành trình.

Sự khác biệt cơ bản về vật lý dòng chảy giữa vật thể chuyển động trong không gian hạn chế (ống) và trong không gian mở là một lĩnh vực nghiên cứu quan trọng có nhiều ứng dụng thực tiễn, từ tàu Hyperloop đến súng phóng đạn trong ống và hệ thống turbine khí [2-4]. Trong không gian mở, sóng xung kích chỉ hình thành ở tốc độ siêu âm, và hệ số cản đỉnh xảy ra ở khoảng $M \approx 1,6$ đối với hình cầu [5, 6]. Tuy nhiên, trong không gian bị hạn chế, đặc biệt ở tỷ lệ chặn (blockage ratio – BR) cao, sóng xung kích bình thường có thể hình thành ngay cả ở tốc độ dưới âm do cơ chế tắc nghẽn dòng chảy đặc trưng của hệ thống ống–vật thể [7-9].

Nghiên cứu của Hruschka và Klatt [3] về đặc tính khí động của đạn trong ống ở tốc độ xuyên âm đã chỉ ra rằng hệ số cản đỉnh trong ống xảy ra ở số Mach thấp hơn so với bay tự do. Tuy nhiên, nghiên cứu đó chỉ xét BR = 0,08 – thấp hơn nhiều so với hệ thống Hyperloop thực tế (BR $\approx 0,25-0,36$) [8]. Các nghiên cứu trước về Hyperloop đã phân tích ảnh hưởng của nhiều thông số thiết kế như tốc độ, BR, áp suất ống và hình dạng pod [7, 10-18], nhưng một so sánh hệ thống và toàn diện giữa chuyển động trong ống và trong không gian mở ở cùng điều kiện tốc độ vẫn chưa được thực hiện đầy đủ.

Bài báo này sử dụng quả cầu làm vật thể nghiên cứu thay vì Hyperloop pod để đơn giản hóa bài toán trong khi vẫn đảm bảo nắm bắt được bản chất vật lý chính xác của hiện tượng. Mục tiêu chính của bài báo là: (1) so sánh trường dòng chảy và phân bố áp suất quanh quả cầu trong hai môi trường; (2) phân tích sự hình thành và đặc điểm của sóng xung kích; (3) so sánh lực cản và hệ số cản; và (4) làm rõ cơ chế vật lý gây ra sự khác biệt giữa hai môi trường.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP

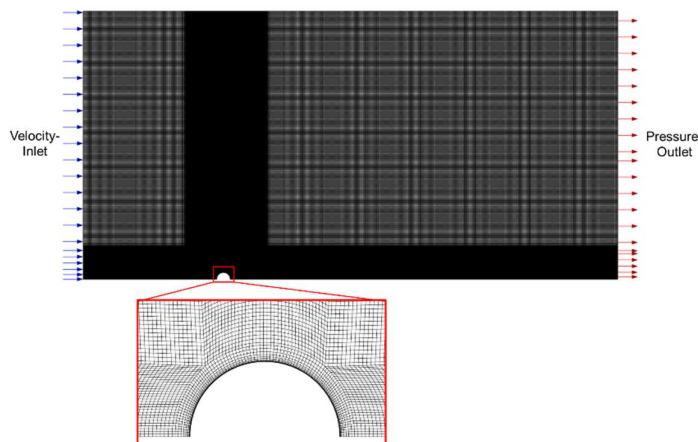
2.1. Mô hình tính toán và điều kiện biên

Các mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm CFD thương mại ANSYS Fluent với bộ giải nén không ổn định (unsteady) và mô hình rối SST k- ω . Phương trình Navier–Stokes cho không khí nén được (compressible air) được áp dụng cho cả hai trường hợp. Không khí được giả định là khí lý tưởng có thể nén (tuân theo định luật khí lý tưởng $p = \rho RT$ với $R = 287,058 \text{ J/kg.K}$) và độ nhớt được mô hình hóa bằng định luật Sutherland.

Đối với trường hợp quả cầu trong ống, đường kính quả cầu là 3 m và ống lần lượt là 5 m và 6 m, tương ứng $BR = 0.36$ và $BR = 0.25$. Áp suất ban đầu được đặt là 101,325 Pa (1 atm). Hai đầu của ống được thiết lập là điều kiện biên áp suất trường xa (pressure far-field). Tất cả các tường/thành ống được thiết lập là điều kiện không trượt (no slip) và đoạn nhiệt (adiabatic). Đối với trường hợp không gian mở, miền tính toán đủ lớn (đường kính tối thiểu 50 lần đường kính quả cầu) để loại trừ ảnh hưởng của thành ống, với áp suất ban đầu tương tự là 101,325 Pa để đảm bảo tính công bằng trong so sánh.

Để giảm thời gian tính toán và cũng là để tạo được kết quả phân tích tổng quan hơn, quả cầu mô phỏng được đặt tại chính giữa ống và không gian mở. Do vậy, 2D axisymmetric model được sử dụng (Hình 1). Đối với trường hợp quả cầu trong không gian mở, khoảng cách từ quả cầu tới đầu vào và đầu ra của vùng tính toán được đặt lần lượt là 10D và 30D, với D là đường kính quả cầu. Trong trường hợp quả cầu di chuyển trong ống, để tránh sự phản lại của sóng xung kích tại cuối mỗi ống, chiều dài của ống được thiết kế dài hơn, cụ thể khoảng cách từ quả cầu tới đầu vào và đầu ra của ống lần lượt là 116D và 216D.

Lưới hexhedral với kích thước trung bình 0.1 m được chọn dựa trên kết quả kiểm tra độc lập lưới, cho số ô khoảng 300,000 cho trường hợp quả cầu trong ống và 270,000 cho quả cầu trong không gian mở. Bước thời gian là $1 \times 10^{-4} \text{ s}$ với tối đa 20 vòng lặp mỗi bước thời gian.



Hình 1. Lưới sử dụng trong trường hợp quả cầu trong không gian mở.

Khoảng cách từ quả cầu tới inlet và outlet được đặt lần lượt là 10D và 30D, với D là đường kính quả cầu. Trong trường hợp quả cầu di chuyển trong ống, để tránh sự phản lại của sóng xung kích tại cuối mỗi ống, chiều dài của ống được thiết kế dài hơn, cụ thể khoảng cách từ quả cầu tới inlet và outlet của ống lần lượt là 116D và 216D.

2.2. Cơ sở lý thuyết

2.2.1 Tỷ lệ tắc nghẽn blockage ratio

Tỷ lệ tắc nghẽn (blockage ratio) là thông số quan trọng nhất phân biệt hai trường hợp. Đối với hệ thống quả cầu–ống, BR được định nghĩa là:

$$BR = A_{\text{sphere}} / A_{\text{tube}} \quad (1)$$

Trong đó: BR – hệ số tắc nghẽn ống, A_{sphere} : diện tích ướt của quả cầu, A_{tube} : diện tích ướt của ống

Điều kiện tắc nghẽn dòng chảy (choked flow) trong hệ thống ống–quả cầu xảy ra khi tốc độ dòng chảy tại họng (khe hở giữa quả cầu và thành ống) đạt $M = 1$. Số Mach tới hạn (M_{cr}) được xác định từ quan hệ diện tích–số Mach (phương trình isentropic 1D):

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2)$$

trong đó $A^* = A_{\text{tube}} - A_{\text{sphere}}$ là diện tích họng, $\gamma = 1,4$ là tỷ số nhiệt dung riêng.

Phương trình (2) ở trên được gọi là phương trình quan hệ diện tích – số Mach. Đối với phương trình (2), M có hai nghiệm, trong đó một nghiệm nằm trong vùng dưới âm (subsonic) và nghiệm còn lại nằm trong vùng siêu âm (supersonic). Nghiệm dưới âm còn được gọi là số Mach tới hạn đẳng entropy (M_{cr}). Ba chế độ dòng chảy được phân chia dựa trên M_{cr} này. Chế độ 1 (Regime 1): khi tốc độ của quả cầu thấp hơn M_{cr} , dòng chảy không bị tắc nghẽn tại họng và dòng chảy hoàn toàn ở vùng dưới âm. Chế độ 2 (regime 2): khi tốc độ của quả cầu đạt đến M_{cr} , dòng chảy bị tắc nghẽn tại họng, nhưng dòng chảy không tăng tốc hoàn toàn (hay số Mach cục bộ của dòng chảy (M) không đạt đến nghiệm siêu âm (supersonic solution) trong phương trình (2)). Chế độ 3 (Regime 3): khi dòng chảy được tăng tốc hoàn toàn (hay M đạt đến nghiệm siêu âm (supersonic solution) trong phương trình (2)). Ở $BR = 0.36$, $M_{cr} \approx 0.43$, có nghĩa là tắc nghẽn dòng chảy và hình thành sóng xung kích (normal shock wave – NSW) xảy ra khi quả cầu đạt tốc độ khoảng 150 m/s — hoàn toàn là chế độ dưới âm [7, 17].

2.2.2 Vòi phun hội tụ-phân kỳ (converging-diverging nozzle: C-D nozzle)

Vòi phun hội tụ-phân kỳ (C-D nozzle) là một trong những khái niệm cơ bản và quan trọng nhất trong cơ học lưu chất nén được. Việc hiểu rõ nguyên lý hoạt động của vòi phun C-D là nền tảng thiết yếu để phân tích các đặc tính khí động học trong hệ thống Hyperloop. Cụ thể, khi pod di chuyển bên trong ống, khoảng không gian hẹp giữa pod và thành ống tạo ra một cấu trúc hình học tương tự với vòi phun C-D, trong đó dòng không khí lần lượt đi qua các đoạn hội tụ, họng và phân kỳ. Tùy thuộc vào tốc độ của pod và tỉ số blockage (BR), các chế độ dòng chảy khác nhau có thể xuất hiện, bao gồm dòng chảy dưới âm (subsonic), dòng chảy tắc nghẽn (choked flow), và dòng chảy siêu âm (supersonic) kèm theo sự hình thành các sóng va. Do đó, lý thuyết về vòi phun C-D cung cấp công cụ lý thuyết quan trọng để dự đoán và giải thích sự hình thành sóng va và pháp tuyến (normal shock wave – NSW) và sóng va xiên (oblique shock wave – OSW) trong hệ thống Hyperloop, từ đó giúp đánh giá chính xác hơn lực cản khí động học tác dụng lên pod trong quá trình vận hành. Vì vậy, phần này tác giả sẽ giải thích ngắn gọn về vòi phun hội tụ-phân kỳ.

Dựa trên tỉ số giữa áp suất tại đầu vào của vòi phun (P_i) và áp suất ngược hay áp suất môi trường (P_b), dòng chảy qua vòi phun C-D có thể được chia thành ba chế độ, như được trình bày trong Hình 2.

(i) Dòng chảy hoàn toàn dưới âm (tức là dòng chảy chưa bị tắc nghẽn)

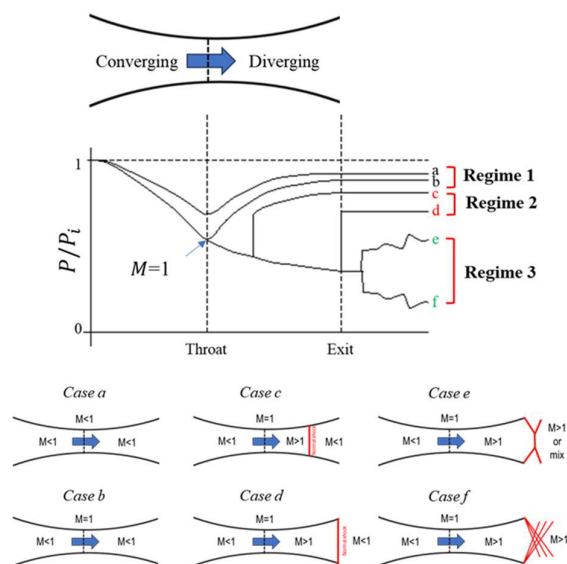
Dòng chảy tăng tốc qua đoạn hội tụ, đạt tốc độ tối đa (vẫn dưới âm) tại họng, sau đó giảm tốc qua đoạn phân kỳ (trường hợp a). Khi P_b tiếp tục giảm, dòng chảy được tăng tốc nhiều hơn. Khi P_b giảm xuống một giá trị nhất định, dòng chảy bị tắc nghẽn tại họng, nơi tốc độ dòng chảy đạt $M = 1$ và lưu lượng khối lượng đạt cực đại. Việc tiếp tục giảm áp suất đầu ra không thể dịch chuyển vị trí $M = 1$ ra khỏi họng. Ngoại trừ tại họng, dòng chảy trong toàn bộ hệ thống vẫn ở chế độ dưới âm (trường hợp b).

(ii) Sóng va pháp tuyến trong đoạn phân kỳ (tức là dòng chảy bị tắc nghẽn tại họng)

Khi P_b giảm xuống thấp hơn P_b ở trường hợp b, dòng chảy siêu âm hình thành ở phía hạ lưu của họng. Khi diện tích tiết diện tăng dần trong đoạn phân kỳ, dòng chảy siêu âm tiếp tục được tăng tốc. Tuy nhiên, sự tăng tốc này bị chấm dứt bởi một sóng va pháp tuyến (NSW), vốn làm giảm tốc đột ngột dòng chảy về chế độ dưới âm. Do đó, dòng chảy bị giảm tốc trong phần còn lại của đoạn phân kỳ (trường hợp c). Nếu P_b tiếp tục giảm, vùng dòng chảy siêu âm sẽ mở rộng và cuối cùng dịch chuyển đến đầu ra của vòi phun (trường hợp d).

(iii) Sóng va giãn nở quá mức và giãn nở chưa đủ

Khi P_b tiếp tục giảm thêm, sóng va sẽ dịch chuyển ra khỏi đầu ra của vòi phun và bẻ cong ra ngoài vào trong dòng phun. Trong tình huống này, các hình thái phức tạp của sóng va và các phản xạ của chúng sẽ tạo ra hỗn hợp dòng chảy dưới âm và siêu âm, hoặc chỉ có dòng chảy siêu âm. Trường hợp e đề cập đến sóng va giãn nở quá mức (over-expanded shock), trong đó áp suất tại đầu ra của vòi phun $P_e < P_b$. Cuối cùng, nếu tiếp tục giảm P_b , khi đó $P_e > P_b$, sóng va giãn nở dưới mức (under-expanded shock) được tạo ra (trường hợp f).



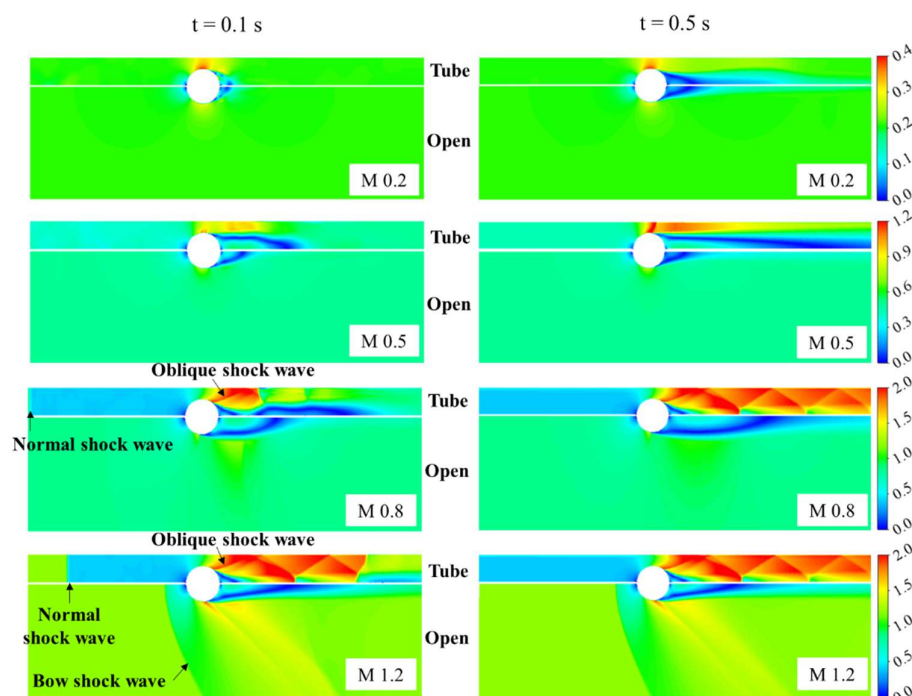
Hình 2 Các chế độ dòng chảy trong vòi phun hội tụ-phân kỳ thông thường.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Chế độ dòng chảy và phân bố số Mach

Hình 3 so sánh phân bố số Mach xung quanh quả cầu trong ống và trong không gian mở ở các tốc độ khác nhau. Lưu ý rằng cả hai trường hợp đều ở áp suất khí quyển và $Re \sim 10^5$. Tại $M = 0.2$, dòng chảy hoàn toàn ở chế độ dưới âm trong cả hai trường hợp và có sự khác biệt không đáng kể. Đối với trường hợp quả cầu trong không gian mở, không có sóng xung kích hình thành trước và sau quả cầu ở $M = 0.5$ và $M = 0.8$. Tuy nhiên, khi quả cầu di chuyển trong ống có tỷ lệ tắc nghẽn cao (cụ thể $BR = 0.36$ trong hình 3), tại $M = 0.5$, dòng chảy tắc nghẽn xảy ra tại diện tích nhỏ nhất giữa quả cầu và ống, tuy nhiên sóng xung kích phía trước quả cầu chưa hình thành. Sự xuất hiện của sóng va pháp tuyến (normal shock wave – NSW) phía trước quả cầu và sóng va xiên (oblique shock wave – OSW) phía sau quả cầu trong ống được quan sát từ $M = 0.8$. Điều này khác với quả cầu trong không gian mở, nơi các sóng va chỉ xuất hiện ở tốc độ siêu âm ($M = 1.2$). Kết quả này phù hợp với lý thuyết về vòi phun hội tụ-phân kỳ (C-D nozzle). Khi quả cầu di chuyển trong ống, dòng chảy đi qua ba vùng: vùng hội tụ (phía trước quả cầu), họng (khe hẹp nhất giữa quả cầu và ống), và vùng phân kỳ (phía sau quả cầu). Cơ chế này không tồn tại trong không gian mở, nơi dòng chảy có thể mở rộng tự do theo mọi hướng.

Thêm nữa, khi thời gian mô phỏng tăng, NSW tiếp tục di chuyển về phía trước theo cùng chiều di chuyển của quả cầu, đồng thời OSW di chuyển về phía ngược chiều di chuyển của quả cầu. Trong Hyperloop, độ lớn và độ dài của hai sóng này (NSW và OSW) tăng dần theo thời gian và có thể ảnh hưởng tới các Hyperloop pod di chuyển phía trước hoặc phía sau nó. Vì vậy, việc hiểu về sự hình thành và tốc độ phát triển của chúng là rất quan trọng. Giải thích cho sự hình thành NSW trong ống ở tốc độ dưới âm có thể được đọc thêm ở tài liệu tham khảo [15].



Hình 3 Phân bố số Mach xung quanh quả cầu trong ống (trên) và trong không gian mở (dưới) ở các tốc độ khác nhau.

3.2. Hệ số cản và lực cản

Bảng 1 tổng hợp các giá trị hệ số cản ở ba tốc độ khác nhau. Lực cản trong ống lớn hơn đáng kể so với trong không gian mở ở cùng tốc độ. Nguyên nhân chính là do áp suất cao được tạo ra bởi NSW trước quả cầu trong ống làm tăng đáng kể gradient áp suất lên quả cầu.

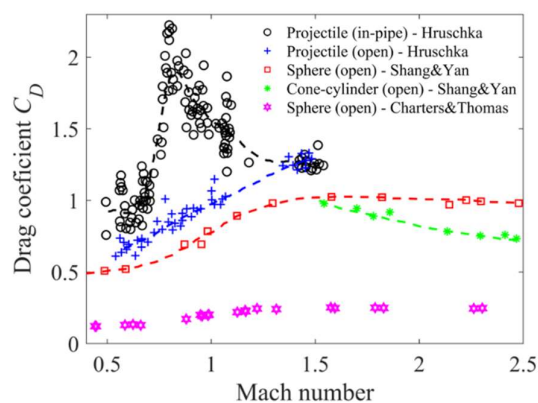
Thêm nữa, ta có thể thấy hệ số cản trong ống tăng tới một tốc độ giới hạn và giảm. Trong khí hệ số cản trong không gian mở tăng khi tốc độ tăng.

Bảng 1. So sánh hệ số cản (C_D) giữa quả cầu trong ống và trong không gian mở

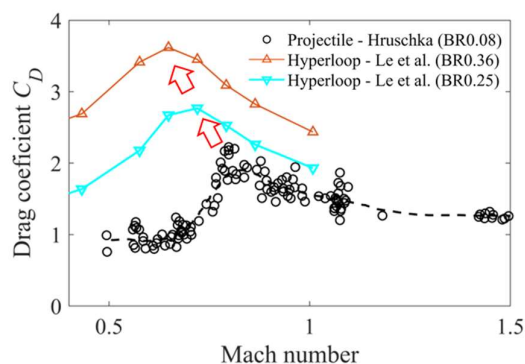
Mach	C_D trong ống	C_D không gian mở	Tỷ lệ C_D (ống/mở)
0.5	1.84	0.08	23
0.86	2.24	0.38	5.84
1.2	1.7	0.90	2.36

Ghi chú: Hệ số cản (C_D) được tính theo định nghĩa chuẩn: $C_D = 2F_D/(\rho V^2 A)$, trong đó ρ là mật độ không khí tại điều kiện ban đầu (1/1000 atm), V là tốc độ quả cầu và A là diện tích chính diện của quả cầu.

Hình 4 so sánh hệ số cản theo số Mach cho quả cầu và một số vật thể khác trong ống và trong không gian mở của các dữ liệu thực nghiệm trong các tài liệu tham khảo [3, 5, 6, 19]. Kết quả cho thấy hệ số cản đỉnh trong ống xảy ra ở khoảng $M \approx 0,65-0,80$ – thấp hơn đáng kể so với giá trị $M \approx 1,6$ trong không gian mở. Điều này tương đồng với các báo cáo trước đây về tàu Hyperloop [8, 20], nơi hệ số cản đỉnh xảy ra ở khoảng $M = 0,65-0,72$ tùy theo BR (Hình 5).



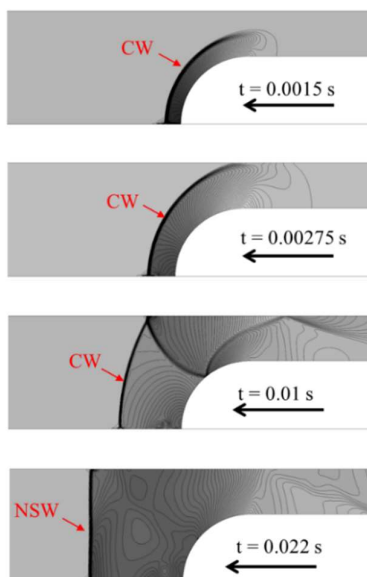
Hình 4 Hệ số cản theo số Mach của các vật thể trong ống và trong không gian mở.



Hình 5 So sánh hệ số cản giữa các tỷ lệ tắc nghẽn khác nhau.

3.3. Cơ chế hình thành và lan truyền sóng áp suất

Sự khác biệt quan trọng nhất giữa hai trường hợp nằm ở cơ chế hình thành sóng áp suất. Trong không gian mở, sóng nén (compression wave – CW) lan truyền theo mọi hướng, phân tán nhanh chóng do tổn thất năng lượng lớn. Hệ quả là CW không đủ mạnh để hình thành NSW ở tốc độ dưới âm. Ngược lại, trong ống, sự lan truyền của CW bị hạn chế bởi thành ống; các sóng bị phản xạ và tích lũy, cuối cùng phát triển thành NSW. Hình 6 mô tả sự hình thành sóng và pháp tuyến phía trước của Hyperloop pod.



Hình 6. Contour áp suất phía trước một Hyperloop pod theo thời gian mô phỏng cho trường hợp một khoang hoạt động ở tốc độ 300 m/s ($M = 0,86$). NSW: normal shock wave – sóng và pháp tuyến, CW: compression wave – sóng nén

Bảng 2. Tốc độ lan truyền và cường độ của sóng xung kích đầu (LSW) trong ống theo tốc độ quả cầu

Tốc độ quả cầu (m/s)	v_{LSW} (m/s)	p_{LSW} (Pa)
100	338.2	106.1
200	371.7 (+9.9%)	124.9 (+17.7%)
300	440.1 (+30.1%)	176.6 (+66.4%)

Lưu ý: Phần trăm trong ngoặc thể hiện sự tăng so với tốc độ 100 m/s. Tốc độ âm thanh ở điều kiện ban đầu $c \approx 347$ m/s.

Bảng 2 cung cấp dữ liệu về tốc độ lan truyền và cường độ của sóng xung kích đầu (leading shock wave – LSW) ở ba tốc độ khác nhau trong ống. Đặc biệt đáng chú ý là tốc độ LSW luôn cao hơn tốc độ âm thanh ($c \approx 347$ m/s).

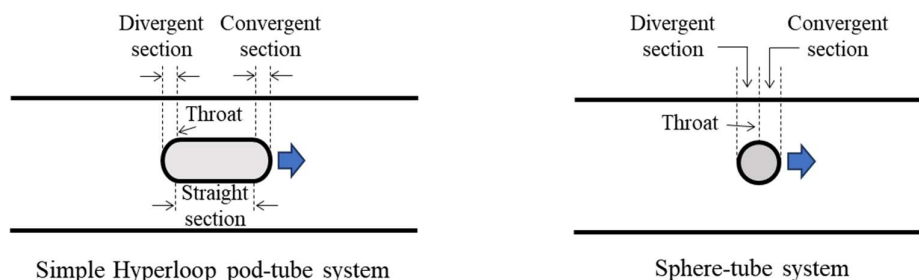
3.4. Ảnh hưởng của tường ống: sóng xung kích xiên

Một đặc điểm khác biệt quan trọng của hệ thống ống so với không gian mở là sự xuất hiện của sóng xung kích xiên (OSW) phía sau quả cầu. Trong không gian mở ở tốc độ dưới âm, không có OSW; chỉ có vùng tách lớp biên và vệt sau (wake) tạo ra lực cản. Tuy nhiên, trong ống ở tốc độ ≥ 200 m/s (tương ứng Regime 2 và 3), OSW hình thành do sự phản xạ của sóng giữa thành ống và quả cầu. OSW này gây ra áp suất thấp đặc trưng sau quả cầu, góp phần đáng kể vào lực cản tổng thể. Như đã thấy trong Hình 3, trong không gian mở, phân bố áp suất đối xứng và dần giảm về áp suất môi trường sau quả cầu. Trong ống, áp suất phía trước quả cầu tăng mạnh do LSW, trong khi phía sau quả cầu có vùng áp suất thấp đặc trưng giữa quả cầu và OSW.

4. THẢO LUẬN

Đã có nhiều nghiên cứu chuyên sâu về dòng chảy tốc độ cao qua các vật thể trong không gian mở (ví dụ: quả cầu, cánh máy bay và tàu cao tốc). Tuy nhiên, vẫn còn thiếu các nghiên cứu tập trung vào dòng chảy tốc độ cao qua các vật thể trong không gian hạn chế (ví dụ: dòng chảy qua quả cầu trong ống, tàu cao tốc trong đường hầm, hoặc hệ thống Hyperloop). Các dòng chảy này có thể được phân loại là dòng chảy nén trong ống. Việc hiểu rõ các đặc tính vật lý của dòng chảy trong hệ thống Hyperloop có thể mang lại lợi ích thiết thực cho việc nghiên cứu các dòng chảy tốc độ cao khác trong không gian hạn chế. Ngoài ra, việc tìm hiểu trường dòng chảy xung quanh một quả cầu chuyển động ở tốc độ cao bên trong ống có thể cung cấp một nghiên cứu sơ bộ cho hệ thống Hyperloop.

Khi quả cầu hay một Hyperloop pod di chuyển trong ống, do sự thay đổi diện tích tiết diện gây ra bởi hình dạng của quả cầu/pod, dòng chảy trong hệ thống này được kỳ vọng sẽ tương tự như dòng chảy trong vòi phun hội tụ-phân kỳ (C-D nozzle), với sự khác biệt nhỏ do các điều kiện hình học và bất đối xứng giữa pod và thành ống [7]. Do đó, dòng chảy cũng sẽ trải qua các đoạn hội tụ, họng và phân kỳ, như được minh họa trong Hình 7. Lưu ý rằng, thay vì sử dụng mô hình pod Hyperloop đơn giản hóa như trong các nghiên cứu trước, tác giả sử dụng quả cầu làm đối tượng nghiên cứu trong công trình này. Nhìn chung, do việc sử dụng mũi và đuôi hình bán cầu, mô hình Hyperloop đơn giản hóa này và quả cầu sẽ cho kết quả rất tương đồng đối với dòng chảy ở phía trước và phía sau pod/quả cầu. Điểm khác biệt duy nhất là mô hình quả cầu không thể phản ánh ảnh hưởng của chiều dài pod và thân của pod.



Hình 7 Sơ đồ hệ thống ống-vật hình trụ (Hyperloop đơn giản hóa) và hệ thống ống-quả cầu.

Trong hệ thống Hyperloop với pod, tồn tại các lớp biên dọc theo pod và thành ống do trường cắt gần thành [7]. Các lớp biên này khiến dòng chảy gặp phải diện tích họng nhỏ hơn so với thiết kế ban đầu. Do đó, số Mach tới hạn (actual M_{cr}) thực tế nhỏ hơn số Mach tới hạn đẳng entropy (M_{cr}). Tuy nhiên, trong hệ thống

quả cầu-ống, ảnh hưởng của lớp biên này được bỏ qua, do đó số Mach tới hạn chính xác bằng số Mach tới hạn đẳng entropy. Thông tin chi tiết hơn về chế độ dòng chảy trong hệ thống Hyperloop với pod đơn giản có thể được tìm thấy trong [7].

Hình 4 so sánh hệ số cản của các vật thể trong ống và trong không gian mở theo số Mach. [3] đã so sánh các đặc tính khí động học của đạn phóng di chuyển trong ống và trong không gian tự do ở tốc độ xuyên âm. Kết quả thực nghiệm và mô phỏng của họ cho thấy hệ số cản đỉnh của đạn phóng trong ống xuất hiện ở tốc độ thấp hơn nhiều (khoảng $M = 0.8$) so với đạn phóng trong không gian tự do. Cần lưu ý rằng, trong phạm vi tốc độ nghiên cứu của họ ($M = 0.5$ đến $M = 1.5$), hệ số cản của đạn phóng trong không gian tự do vẫn chưa đạt đến giá trị đỉnh. Trong không gian mở, hệ số cản thường đạt đỉnh ở khoảng $M = 1,6$ đối với quả cầu [5, 6, 19] hoặc hình nón-trụ [19]. Hruschka và Klatt (2019) [3] cũng chỉ ra rõ ràng rằng từ $M > 0.78$, một sóng va xiên (OSW) mạnh được tạo ra phía sau đạn phóng trong ống, điều này không được quan sát thấy ở phía sau đạn phóng trong không gian tự do.

Tuy nhiên, Hruschka và Klatt (2019) [3] đã nghiên cứu các đặc tính khí động học của đạn phóng trong ống ở tỉ số blockage thấp, tức là $BR = 0,08$. Sự khác biệt về hệ số cản giữa đạn phóng trong ống và trong không gian mở trở nên đáng kể hơn khi BR tăng. Chẳng hạn, hệ số cản của pod Hyperloop đạt đỉnh tại $M = 0,72$ (250 m/s) với $BR = 0,25$ và tại $M = 0,65$ (225 m/s) với $BR = 0,36$ [8, 20]. Hình 3 trình bày trường dòng chảy xung quanh một quả cầu đường kính 3 m trong không gian hạn chế ($BR = 0,36$) và trong không gian mở thông qua mô phỏng động lực học lưu chất tính toán (CFD). Kết quả CFD của Hruschka và Klatt (2019) cho thấy tại $M = 0.6$ và $BR = 0.08$, ống có ảnh hưởng không đáng kể và dòng chảy tắc nghẽn chưa xảy ra. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này, tại $BR = 0.36$, dòng chảy tắc nghẽn xảy ra tại diện tích nhỏ nhất giữa quả cầu và ống từ $M = 0.5$. Hơn nữa, sự xuất hiện của sóng va pháp tuyến (NSW) phía trước quả cầu và sóng va xiên (OSW) phía sau quả cầu trong ống được quan sát từ $M = 0.8$.

Bảng 3 tóm tắt các điểm khác biệt chính giữa quả cầu/pod trong ống chân không và trong không gian mở.

Bảng 3. So sánh tổng hợp đặc tính khí động giữa ống gần chân không và không gian mở.

Đặc điểm	Trong ống gần chân không	Trong không gian mở
NSW hình thành	Tốc độ dưới âm ($M \approx 0,43$ ở $BR=0,36$)	Chỉ ở siêu âm ($M > 1$)
Hệ số cản đỉnh	$M \approx 0,65-0,80$	$M \approx 1,6$
OSW sau vật thể	Có (từ $M \approx 0,58$ ở $BR=0,36$)	Không (ở tốc độ dưới âm)
Tốc độ LSW	Cao hơn tốc độ âm thanh	Không áp dụng
Số Reynolds	10^4-10^5 (thấp) – do p thấp	10^5-10^7 (cao hơn)
Lan truyền CW	Bị hạn chế bởi ống, tích lũy thành NSW	Đẳng hướng, phân tán nhanh
Ảnh hưởng BR	Rất lớn (càng cao, lực cản càng tăng mạnh)	Không có khái niệm BR

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã trình bày phân tích so sánh toàn diện về đặc tính khí động lực học của quả cầu chuyển động trong ống và trong không gian mở thông qua mô phỏng CFD. Các kết luận chính như sau:

- (1) Trong ống với $BR = 0,36$, sóng va pháp tuyến NSW có thể hình thành ở tốc độ hoàn toàn dưới âm ($M \approx 0,43$ trở lên) do cơ chế tắc nghẽn dòng chảy đặc trưng của hệ thống ống-vật thể tỷ lệ chặn cao. Điều này hoàn toàn trái ngược với không gian mở, nơi NSW chỉ xuất hiện ở siêu âm.
- (2) Hệ số cản đỉnh trong ống xảy ra ở số Mach thấp hơn đáng kể ($M \approx 0,65-0,80$) so với không gian mở ($M \approx 1,60$). Đây là hệ quả trực tiếp của BR cao và cơ chế tắc nghẽn. Ngoài ra, ở cùng tốc độ, lực cản trong ống lớn hơn nhiều so với trong không gian mở.
- (3) Trong ống, sóng xung kích xiên (OSW) đặc trưng hình thành phía sau quả cầu ở tốc độ ≥ 200 m/s ($BR = 0,36$) do phản xạ sóng giữa thành ống và quả cầu. Đặc điểm này không quan sát thấy trong không gian mở ở cùng dải tốc độ.

(4) Tốc độ lan truyền của LSW trong ống chân không luôn cao hơn tốc độ âm thanh, và tăng theo tốc độ quả cầu (từ 338 m/s lên 440 m/s khi tốc độ quả cầu tăng từ 100 lên 300 m/s). Tốc độ lan truyền sóng cao bất thường này là đặc điểm riêng của hệ thống ống chân không.

Những phát hiện này cung cấp cơ sở lý thuyết quan trọng để hiểu rõ tại sao các phương pháp thiết kế khí động học cho phương tiện trong không gian mở không thể áp dụng trực tiếp cho hệ thống Hyperloop. Nghiên cứu tương lai cần xem xét ảnh hưởng của nhiều pod hoạt động đồng thời, hiệu ứng nhiệt khí động, và ống có nhánh.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Hirde, A. et al. (2023). Energy and emissions analysis of the hyperloop transportation system. *Environment, Development and Sustainability*, 25(8), 8165–8196.
2. Ahmed, H., Sharif, A. & Ghadiri, M. (2002). The drag on a sphere in a tapered tube. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 36.
3. Hruschka, R. & Klatt, D. (2019). In-pipe aerodynamic characteristics of a projectile in comparison with free flight for transonic Mach numbers. *Shock Waves*, 29(2), 297–306.
4. Igra, O. et al. (1998). Shock wave propagation in a branched duct. *Shock Waves*, 8, 375–381.
5. Charters, A.C. & Thomas, R.N. (1945). The aerodynamic performance of small spheres from subsonic to high supersonic velocities. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 12(4), 468–476.
6. Loth, E. et al. (2021). Supersonic and hypersonic drag coefficients for a sphere. *AIAA Journal*, 59(8), 3261–3274.
7. Jang, K.S. et al. (2021). Effects of compressible flow phenomena on aerodynamic characteristics in Hyperloop system. *Aerospace Science and Technology*, 106970.
8. Le, T.T.G. et al. (2020). Numerical investigation of aerodynamic drag and pressure waves in hyperloop systems. *Mathematics*, 8(11), 1973.
9. Le, T.T.G. et al. (2022). Numerical study of unsteady compressible flow induced by multiple pods operating in the Hyperloop system. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 226, 105024.
10. Kim, J. et al. (2022). Theoretical and numerical analysis of pressure waves and aerodynamic characteristics in Hyperloop system under cracked-tube conditions. *Aerospace Science and Technology*, 123, 107458.
11. Niu, J. et al. (2022). Comparative numerical study of aerodynamic heating and performance of transonic hyperloop pods with different noses. *Case Studies in Thermal Engineering*, 29, 101701.
12. Oh, J.-S. et al. (2019). Numerical Analysis of Aerodynamic Characteristics of Hyperloop System. *Energies*, 12(3), 518.
13. Sui, Y. et al. (2021). Impact of vacuum degree on the aerodynamics of a high-speed train capsule running in a tube. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 88, 108752.
14. Sui, Y. et al. (2021). Numerical analysis of the aerothermodynamic behavior of a Hyperloop in choked flow. *Energy*, 237, 121427.
15. Sui, Y. et al. (2020). An aerothermal study of influence of blockage ratio on a supersonic tube train system. *Journal of Thermal Science*, 31(2), 529–540.
16. Zhou, K. et al. (2021). Aeroheating and aerodynamic performance of a transonic hyperloop pod with radial gap and axial channel: A contrastive study. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 212, 104591.
17. Zhou, P., Zhang, J. & Li, T. (2020). Effects of blocking ratio and Mach number on aerodynamic characteristics of the evacuated tube train. *International Journal of Rail Transportation*, 8(1), 27–44.
18. Zhou, P. et al. (2019). Numerical study on wave phenomena produced by the super high-speed evacuated tube maglev train. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 190, 61–70.
19. Shang, J.J. & Yan, H. (2020). High-enthalpy hypersonic flows. *Advances in Aerodynamics*, 2(1), 1–39.
20. Kang, H. et al. (2017). A Study on the Aerodynamic Drag of Transonic Vehicle in Evacuated Tube Using Computational Fluid Dynamics. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences*, 18(4), 614–622.

ABSTRACT

The Hyperloop system is considered one of the most promising urban transportation methods of the future, with a target operating speed of up to 1,200 km/h in a near-vacuum tube environment. To develop this system, a thorough understanding of the characteristic aerodynamic properties of objects moving in a vacuum tube – which are very different from open space – is an indispensable theoretical foundation. This paper presents a numerical comparative study of the aerodynamic properties of a sphere (representing a simplified Hyperloop pod) moving at three speeds of 100, 200, and 300 m/s in a tube with a blockage ratio ($BR = 0.36$) and in open space. Using CFD simulations with a $k-\omega$ SST turbulence model, the study analyzes shock wave formation, pressure distribution, drag, and drag coefficient in the two environments. The results indicate that, unlike open space where normal shock waves only form at supersonic speeds ($M > 1$), in the Hyperloop tube, shock waves can appear at subsonic speeds ($M \approx 0.43$) due to the flow obstruction effect. The peak drag coefficient in the tube occurs at $M \approx 0.65$ – 0.80 , significantly lower than $M \approx 1.60$ in open space. Furthermore, the initial shock wave propagation speed in the tube always exceeds the speed of sound and increases with pod speed. These results provide an important theoretical basis for the design and optimization of future Hyperloop systems.

Keywords: Hyperloop system; vacuum tube; shock wave; aerodynamic drag; sphere in the tube.

SO SÁNH CÁC CẤU HÌNH CÁNH TẢN NHIỆT TRÊN TƯỜNG NÓNG TRONG KHOANG KÍN GIA NHIỆT KHÔNG ĐỀU

Lê Xuân Hoàng Khoa

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: khoa.lxh@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Bài nghiên cứu này so sánh các cấu hình của các cánh tản nhiệt dạng rắn được gắn lên trên tường nóng của khoang kín được gia nhiệt không đồng đều. Năm cấu hình cánh tản nhiệt khác nhau được giới thiệu trong bài báo này là: 1 cánh đơn ($l = 0.5$), 2 cánh ($l = 0.25$), 3 cánh ($l = 0.17$), 4 cánh ($l = 0.125$) và 5 cánh ($l = 0.1$). Chiều cao của cánh được cố định ở $h = 0.1L$ trong tất cả các cấu hình để cho tổng thể tích của cánh được giữ nguyên. Phương pháp sai phân hữu hạn được sử dụng để giải các phương trình vi phân. Kết quả cho thấy cấu hình cánh đơn cho hiệu suất truyền nhiệt tốt hơn các cấu hình khác đối với tất cả các số Rayleigh lớn hơn $Ra = 10^4$.

Từ khóa: đối lưu tự nhiên, phương pháp sai phân hữu hạn, cánh tản nhiệt dạng rắn, cấu hình cánh tản nhiệt

1. MỞ ĐẦU

Đối lưu tự nhiên với cánh tản nhiệt đã thu hút sự quan tâm của nhiều nhà nghiên cứu do tính dễ sử dụng và ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực kỹ thuật, chẳng hạn như ống có gân, bộ trao đổi nhiệt trong kỹ thuật lạnh, tản nhiệt các thiết bị điện tử và nhiều lĩnh vực khác. Một trong số nghiên cứu về chủ đề này có thể kể đến như bài báo của Saleh và các đồng tác giả [1]. Ông đã trình bày một nghiên cứu về tác động của cánh tản nhiệt dẹt lên đối lưu tự nhiên trong một khoang được gia nhiệt không đều, một phần của khoang chứa vật liệu xốp. Người ta đã chứng minh rằng việc tăng biên độ dao động của cánh sẽ làm tăng tốc độ truyền nhiệt theo hàm mũ. Ảnh hưởng của số Rayleigh, chiều dài và vị trí của cánh rắn lên quá trình truyền nhiệt đối lưu trong khoang được gia nhiệt không đều đã được Shi và Khodadadi [2] nghiên cứu bằng mô phỏng số. Người ta nhận thấy rằng trường dòng chảy trở nên độc lập với chiều dài và vị trí của cánh ở số Rayleigh cao. Các nghiên cứu khác về sự trao đổi nhiệt đối lưu trong khoang kín có thể tìm thấy ở các tài liệu [3-5]. Mặc dù đã có nhiều nghiên cứu sâu rộng về đối lưu tự nhiên bên trong các khoang được gia nhiệt không đồng đều có sự hiện diện của các cánh tản nhiệt dạng rắn, vẫn chưa có nghiên cứu nào so sánh các cấu hình cánh tản nhiệt khác nhau với số lượng cánh khác nhau trong điều kiện tổng thể tích cánh không đổi

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Mục tiêu nghiên cứu

Trong nghiên cứu này, năm cấu hình vây tản nhiệt khác nhau đã được giới thiệu và so sánh với nhau để tìm ra quy luật phân bố vận tốc và nhiệt độ không khí trong khoang, đồng thời tìm ra cấu hình cho hiệu suất truyền nhiệt lớn nhất trong các điều kiện đối lưu khác nhau.

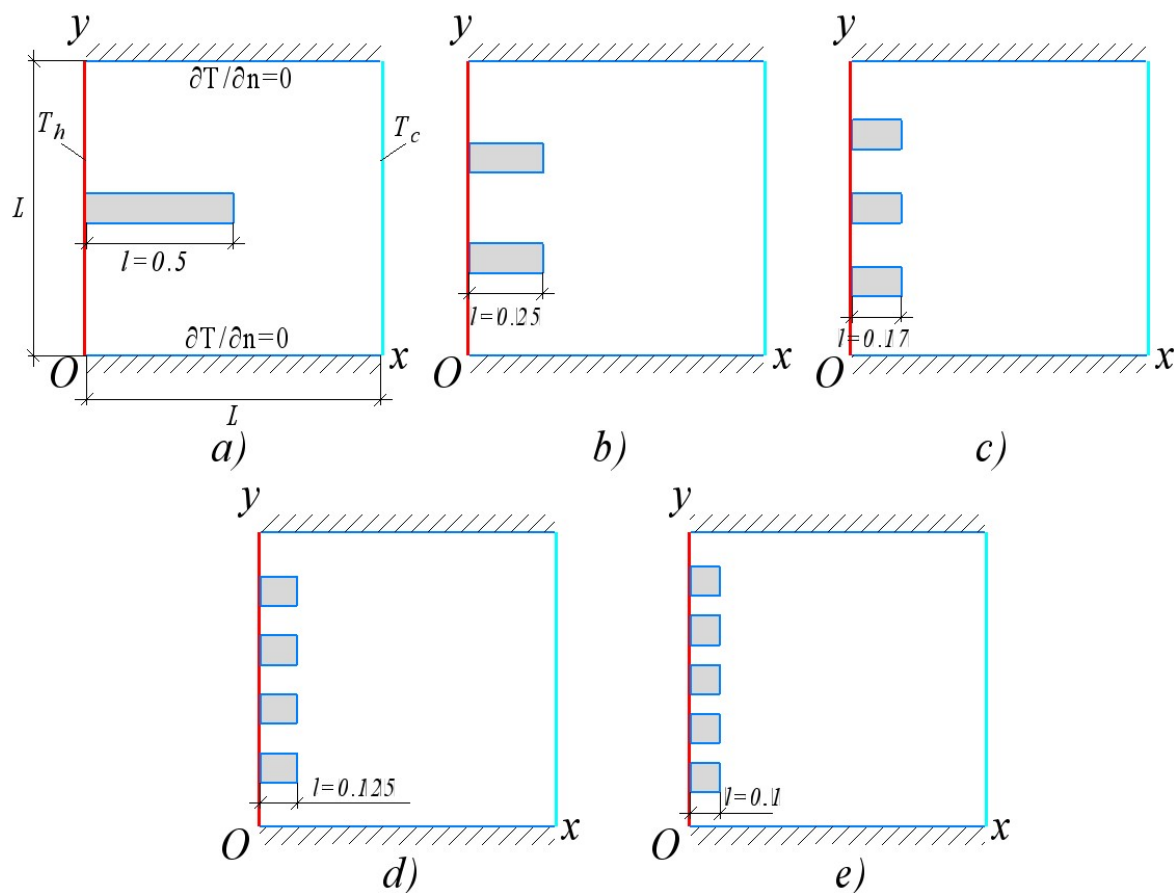
2.2. Phương pháp nghiên cứu

Phương pháp sai phân hữu hạn được sử dụng trong bài nghiên cứu này. Các vi phân riêng phần được xấp xỉ với độ chính xác bậc 2. Phương trình năng lượng và chuyển động được giải bằng ma trận tam giác trong khi phương trình đường dòng được giải bằng phương pháp lặp (điều kiện hội tụ $<10^{-6}$)

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thiết lập bài toán

Bài báo này nghiên cứu về khoang kín 2 chiều hình vuông có cạnh là L (hình 1). Môi chất ở đây là không khí ($Pr=0,71$). Tường bên trái được giữ ở nhiệt độ không đổi T_h còn tường bên phải được giữ ở nhiệt độ thấp hơn T_c . 2 tường trên và dưới được cách nhiệt hoàn toàn. Trên tường nóng có gắn các cánh tản nhiệt dạng rắn. Số lượng và chiều dài cánh được thay đổi sao cho tổng thể tích cánh không đổi. Chọn hướng của gia tốc trọng trường là từ trên xuống dưới theo trục y .



Hình 1 Các cấu hình cánh tản nhiệt

a) 1 cánh, b) 2 cánh, c) 3 cánh, d) 4 cánh, e) 5 cánh

3.2 Các phương trình điều khiển

Hệ phương trình điều khiển được tạo ra từ 3 phương trình: phương trình liên tục, phương trình chuyển động và phương trình bảo toàn năng lượng. Một số giả thiết được sử dụng trong bài này như là:

- Không khí được xem như là không nén được và chảy tầng
- Bỏ qua bức xạ nhiệt
- Xấp xỉ Boussinesq được áp dụng

Ở dạng không thứ nguyên các phương trình này có dạng như sau:

- Đối với không khí:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = -\omega \quad (1)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} = \sqrt{\frac{\text{Pr}}{\text{Ra}}} \cdot \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{1}{\sqrt{\text{Pr} \cdot \text{Ra}}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

- Đối với cánh tản nhiệt:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{a_s/a_f}{\sqrt{\text{Pr} \cdot \text{Ra}}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

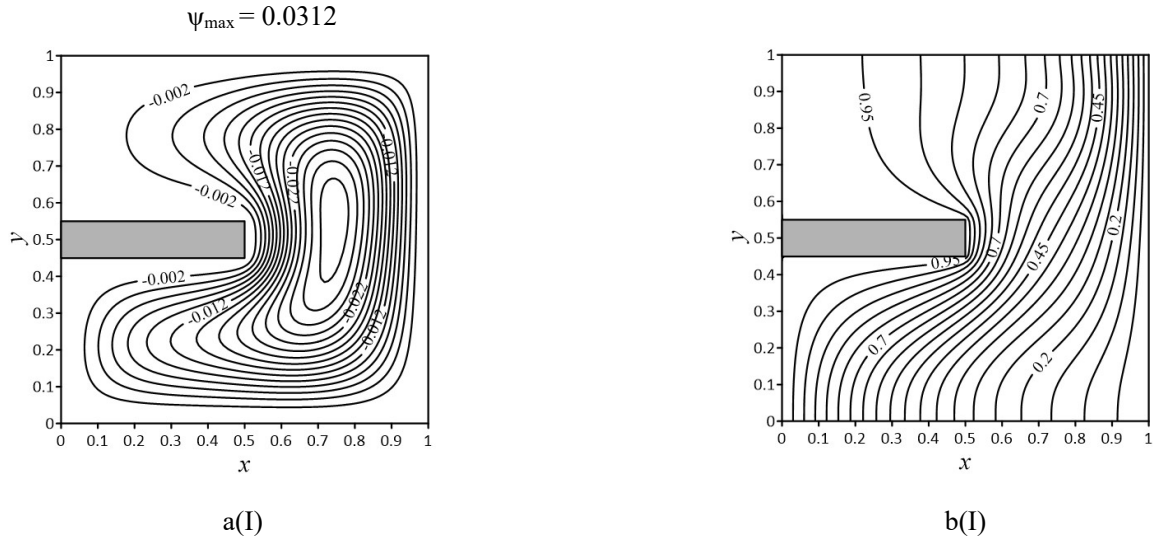
Các hằng số và biến số ở dạng không thứ nguyên trong các phương trình trên được tính như sau (dấu “~” biểu thị cho đại lượng ở dạng có thứ nguyên):

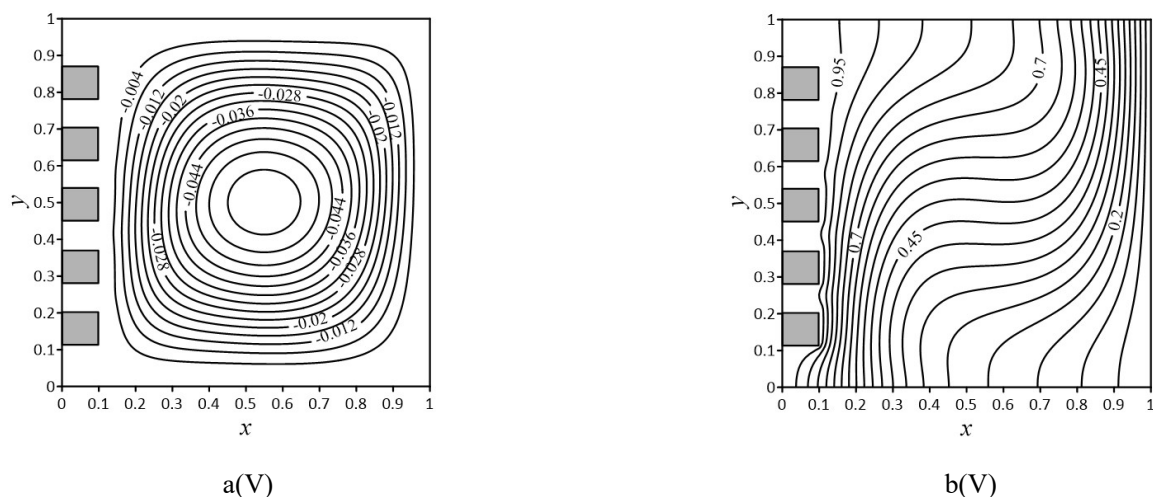
$$(x, y) = \frac{(\tilde{x}, \tilde{y})}{L}, (u, v) = \frac{(\tilde{u}, \tilde{v})}{V_0}, \tau = \tilde{\tau} \frac{V_0}{L}, \psi = \frac{\tilde{\psi}}{V_0 L}, \omega = \frac{L}{V_0} \tilde{\omega},$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad \text{Ra} = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu a}$$

3.3 Kết quả nghiên cứu

Hình 2 thể hiện đường dòng và phân bố nhiệt độ của không khí trong khoang. Ta thấy rõ ràng trong trường hợp $\text{Ra} = 10^4$ thì mô hình 5 cánh cho giá trị đường dòng cực đại lớn hơn mô hình 1 cánh (hình 2a(I) và 2a(V)). Điều này chứng tỏ không khí trong khoang với 5 cánh lưu thông với vận tốc lớn hơn trường hợp 1 cánh. Trên trường nhiệt độ thì sự phân lớp của các đường đẳng nhiệt theo chiều ngang chỉ xảy ra ở trường hợp 5 cánh (sự phân lớp này biểu thị cho sự đối lưu mạnh của không khí trong khi sự phân lớp của các đường đẳng nhiệt theo chiều dọc biểu thị cho sự đối lưu kém). Các điều trên thể hiện rằng sự tăng cường trao đổi nhiệt diễn ra mạnh mẽ hơn trong trường hợp khoang có 5 cánh tản nhiệt (hình 2a(V) và hình 2b(V)). Ngoài ra chúng ta có thể nhận thấy trong trường hợp 5 cánh ngấn nhiệt độ và vận tốc phân bố trong khoang tương tự như trong trường hợp khoang không có cánh tản nhiệt nhưng bị hẹp đi một đoạn bằng đúng với chiều dài cánh (không thể hiện trong bài).



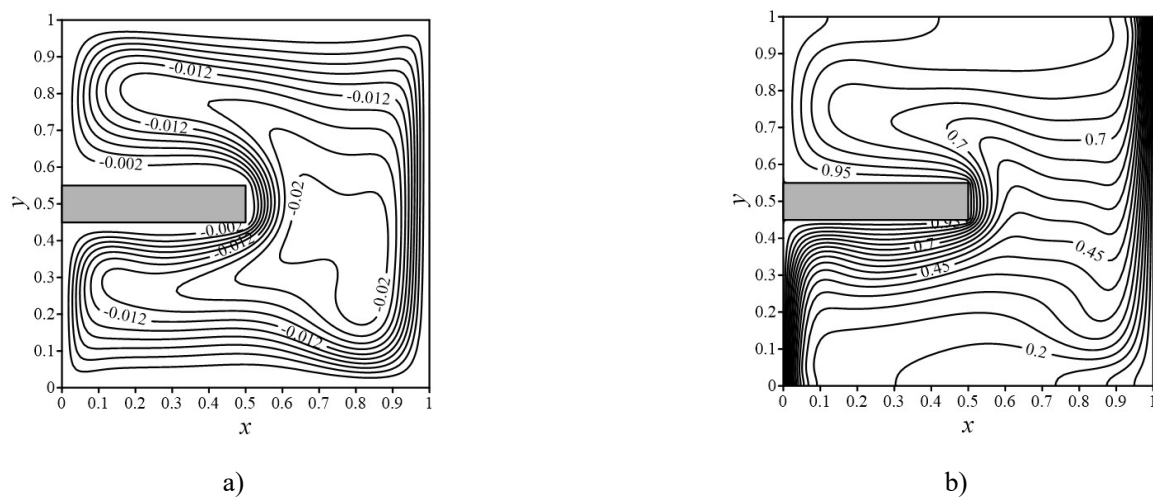


Hình 2 Đường dòng a) và trường vận tốc b) cho $Ra=10^4$

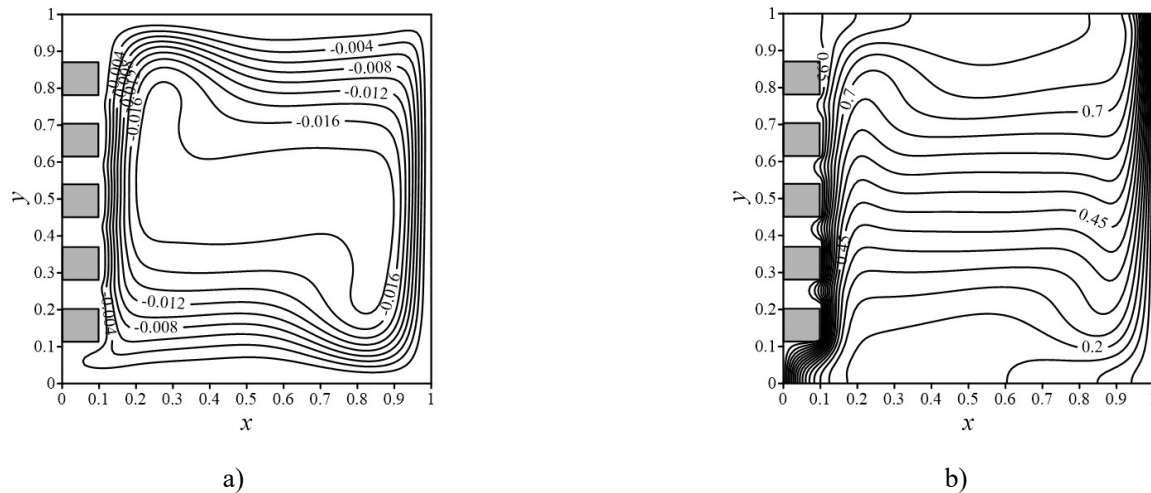
(I) – một cánh, (V) – năm cánh

Khi số Rayleigh tăng lên 10^6 , đối lưu phát triển mạnh. Điều này thể hiện qua việc phân lớp của các đường đẳng nhiệt của trường nhiệt độ trong cả 2 trường hợp (hình 3b(I) và 3b(V)). Tuy nhiên trong trường hợp này cấu hình 1 cánh lại cho giá trị đường dòng cực đại cao hơn cấu hình 5 cánh (hình 3a(I) và 3a(V)). Ở số Rayleigh cao này, sự gia tăng tốc độ chuyển động của không khí đủ mạnh để vượt qua hiệu ứng cản trở do các cánh tản nhiệt gây ra. Do đó, lợi thế của việc sử dụng một cánh đơn dài được thể hiện rõ, cụ thể là cánh lúc này hoạt động như một bộ tăng cường truyền nhiệt, giúp tăng cường đối lưu bằng cách tạo ra lực nổi dọc theo chiều dài của nó (hình 3b(I)). Đối với cấu hình 5 cánh, các cánh được tập trung rất gần với thành nóng (hình 3b(V)). Vì lý do này, cấu hình 5 cánh này tạo ra rất ít hoặc không tạo ra lực nổi, điều đó có nghĩa là khả năng tăng cường truyền nhiệt kém hơn so với trường hợp cánh đơn. Tương tự như trong trường hợp với số $Ra=10^4$, khi tăng số Rayleigh lên $Ra=10^6$ nhiệt độ và vận tốc phân bố trong khoang có 5 cánh gần giống như trong trường hợp khoang không có cánh tản nhiệt nhưng bị hẹp đi một đoạn bằng đúng với chiều dài cánh (không thể hiện trong bài).

$$\psi_{\max} = 0.0211$$



$$\psi_{\max} = 0.01957$$



Hình 3 Đường dòng a) và trường vận tốc b) cho $Ra=10^6$

Bảng 1 thể hiện số Nusselt trung bình cho các điều kiện đối lưu (số Rayleigh) và cấu hình cánh tản nhiệt khác nhau. Ta thấy rất rõ trường hợp cánh đơn dài tăng cường trao đổi nhiệt tốt hơn 4 cấu hình đa cánh ngắn còn lại. Sử dụng đúng cấu hình cánh có thể làm tăng hiệu quả trao đổi nhiệt lên khoảng 10%.

Bảng 1. Số Nusselt trung bình cho các điều kiện đối lưu và cấu hình cánh tản nhiệt khác nhau

Ra	Fin configuration (constant fin height)				
	(I)	(II)	(III)	(IV)	(V)
10^4	2.131	2.227	2.265	2.281	2.288
5×10^4	3.772	3.536	3.580	3.631	3.664
10^5	4.772	4.344	4.363	4.432	4.484
5×10^5	7.932	7.193	7.021	7.062	7.139
10^6	9.734	8.934	8.619	8.630	8.701

5. KẾT LUẬN

Trong bài nghiên cứu này 5 cấu hình cánh tản nhiệt được so sánh trong các điều kiện đối lưu mạnh yếu khác nhau bằng phương pháp số. Kết quả thu được cho ta thấy cấu hình 1 cánh đơn cho hiệu quả trao đổi nhiệt cao hơn so với các cấu hình đa cánh còn lại, trừ trường hợp $Ra=10^4$. Chọn đúng cấu hình cánh có thể tăng cường trao đổi nhiệt lên khoảng 10%.

Nghiên cứu thêm ảnh hưởng của bức xạ nhiệt lên kết quả nghiên cứu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. H. Saleh, et al. (2020). *Effects of flexible fin on natural convection in enclosure partially filled with porous medium*. *Alexandria Engineering Journal*, 59, 3515–3529. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.05.034>
2. X. Shi, et al. (2003). *Laminar natural convection heat transfer in a differentially heated square cavity due to a thin fin on the hot wall*. *Journal of Heat Transfer*, 125(4). <https://doi.org/10.1115/1.1571847>
3. A. Elatar, et al. (2016). *Numerical study of laminar natural convection inside square enclosure with single horizontal fin*. *International Journal of Thermal Sciences*, 99, 41–51. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.08.003>
4. E. Bilgen (2005). *Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 3493–3505. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.03.016>

5. A. Ben-Nakhi & A. J. Chamkha (2007). *Conjugate natural convection in a square enclosure with inclined thin fin of arbitrary length*. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(5), 467–478.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.07.008>

ABSTRACT

This study compares the configurations of solid fins mounted on the hot wall of a non-uniformly heated enclosed cavity. Five different fin configurations are presented in this paper: single fin ($l = 0.5$), double fin ($l = 0.25$), triple fin ($l = 0.17$), quadruple fin ($l = 0.125$), and quadruple fin ($l = 0.1$). The fin height is fixed at $h = 0.1L$ in all configurations so that the total fin volume is kept constant. Finite difference method is used to solve the differential equations. The results show that the single fin configuration provides better heat transfer performance than the other configurations for all Rayleigh numbers greater than $Ra = 104$.

Keywords: natural convection, finite difference method, solid fins, fin configuration

TỐI ƯU HÓA CÁNH TUABIN ĐIỆN GIÓ NGOÀI KHƠI SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP EDAS

Nguyễn Minh Huy

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: huynm@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Nghiên cứu tập trung tối ưu hóa thiết kế cánh tuabin gió thông qua việc khảo sát các thông số hình học (góc nghiêng, bề dày cánh) và vật liệu chế tạo. Bằng cách kết hợp phương pháp Taguchi để thiết lập 27 mô hình thí nghiệm và mô phỏng khí động lực học trên phần mềm Inventor, các đặc tính về vận tốc dòng khí và độ bền cơ học đã được phân tích ở các vận tốc đầu vào khác nhau (50–60 m/s). Để lựa chọn phương án tối ưu nhất, nghiên cứu sử dụng phương pháp Entropy để xác định trọng số của các tiêu chí và phương pháp EDAS (Evaluation based on Distance from Average Solution) để xếp hạng các cấu hình. Kết quả xác định được mô hình tối ưu bao gồm: bề dày 640 mm, góc nghiêng 12° , vận tốc đầu vào 55 m/s và vật liệu hợp kim nhôm. Cấu hình này giúp cân bằng giữa hiệu suất khí động học (vận tốc qua cánh 107 m/s) và độ bền (ứng suất 31.228 MPa), đồng thời giảm 5% trọng lượng so với các thiết kế tiền nhiệm.

Từ khóa: Tối ưu hóa cánh tuabin gió, Phương pháp Taguchi, Phương pháp EDAS, Mô phỏng khí động lực học, Hợp kim nhôm nhẹ

1. GIỚI THIỆU

Việt Nam đang tích cực đẩy mạnh ngành điện gió thông qua việc kết hợp giữa hoạch định chính sách và nghiên cứu kỹ thuật chuyên sâu, tiêu biểu là các khảo sát về tác động của mưa đến hiệu suất tuabin trực đứng [1] và đánh giá độ tin cậy hệ thống nguồn phát bằng phương pháp Monte Carlo trên lưới điện IEEE-RTS 1979 [2]. Để cung cấp cơ sở tham khảo cho các nhà khoa học trong nước, nhiều nghiên cứu đã tập trung mô phỏng máy phát nam châm vĩnh cửu (PMSG) công suất 2 MW trên phần mềm PSIM [3], đồng thời phân tích chi tiết đặc tính khí động học của cánh tuabin S1210 bằng phương pháp CFD tại số Reynolds thấp nhằm xác định góc tấn công tối ưu [4]. Ngoài ra, giải thuật mạng nơ-ron mờ hồi quy cũng được ứng dụng mạnh mẽ trong việc điều khiển góc cánh để duy trì công suất ổn định dưới các kịch bản gió biến động [5].

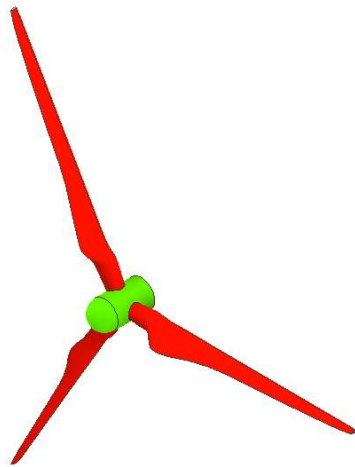
Trên thế giới, các quốc gia tiên tiến đã đầu tư mạnh mẽ vào vật liệu composite và các giải pháp kỹ thuật cao như máy phát xoay nhằm giảm ảnh hưởng của độ nhám bề mặt, giúp nâng hệ số công suất lên tới 47,8% [6]. Các nghiên cứu hiện đại còn tập trung tối ưu cấu trúc phần gốc cánh với hàng nghìn biến số về độ dày để giảm thiểu khối lượng và xử lý vấn đề mỏi phi tuyến [7], cũng như kết hợp thuật toán di truyền với mô hình Kriging trong thiết kế đa ngành để cải thiện hiệu suất kết cấu cánh quạt [8]. Về mặt vận hành và bảo trì, việc ứng dụng trí tuệ nhân tạo như mô hình DCW-YOLO giúp phát hiện hư hỏng qua ảnh UAV với độ chính xác vượt trội [9], song song với thuật toán RPSO trong tối ưu hóa bố trí trang trại gió để đạt hiệu suất chuyển đổi công suất trung bình 98,68% [10]. Cuối cùng, phương pháp kiểm tra không phá hủy (NDT) dựa trên phân tích độ rung và máy đo laser Doppler đã chứng minh tính hiệu quả trong việc phát hiện vết nứt tiềm ẩn trên vật liệu GFRP [11], tạo nền tảng cho các mô hình cánh tối ưu giúp giảm 5% trọng lượng và đảm bảo sai số dự báo dưới mức 2,5% trong thực tế.

2. THIẾT KẾ MÔ HÌNH

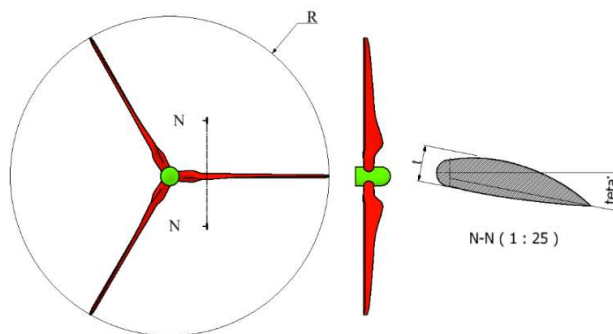
Mô hình chân đế điện gió được thiết kế bằng phần mềm INVENTOR với 27 mô hình khác nhau về kích thước mà sẽ được phân tích lựa chọn trong khi thiết kế các biến. Phân tích phần tử hữu hạn trong ANSYS CFD sau đó chuyển trường áp suất vào môi trường phân tích tĩnh để xác định vận tốc và ứng suất của cánh tuabin điện gió. Toàn bộ dữ liệu mô phỏng 27 trường hợp được sử dụng để tối ưu bằng phương

pháp EDAS và phương pháp MAIRCA dựa trên phương pháp Taguchi và phương pháp phân tử hữu hạn để lựa chọn một mô hình tối ưu trong 27 mô hình thiết kế.

Cánh tuabin gió ngoài khơi trong nghiên cứu này được thiết kế bằng phần mềm Inventor như thể hiện trong Hình 2.1. Hình 2.2 là hình chiếu của tuabin gió ngoài khơi. bán kính của cánh tuabin thiết kế là 59 m. Góc nghiêng của cánh so với đường thẳng nằm ngang được gọi góc Teta thay đổi theo 3 mức 12^0 , 14^0 và 16^0 . Bề dày của cánh tuabin ký hiệu là t và thay đổi là 650 mm, 640 mm và 630 mm. Vật liệu được lựa chọn cho cánh tuabin để mô phỏng là 3 loại hợp kim nhôm, hợp kim ma giê, hợp kim titan.



Hình 1. Cánh tuabin gió ngoài khơi

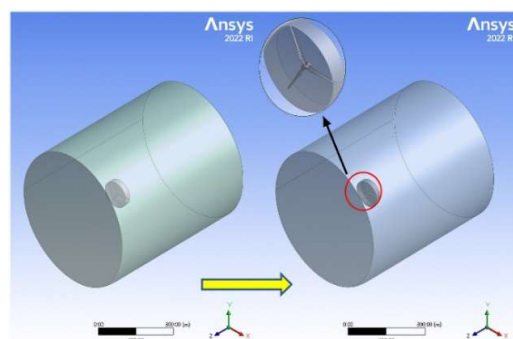


Hình 2. Hình chiếu của cánh tuabin gió ngoài khơi

2.2 Mô hình khí động lực học tác động lên cánh tuabin gió ngoài khơi

Bảng 1 Sử dụng lệnh Boolean để tạo chương ngại vật trong môi trường

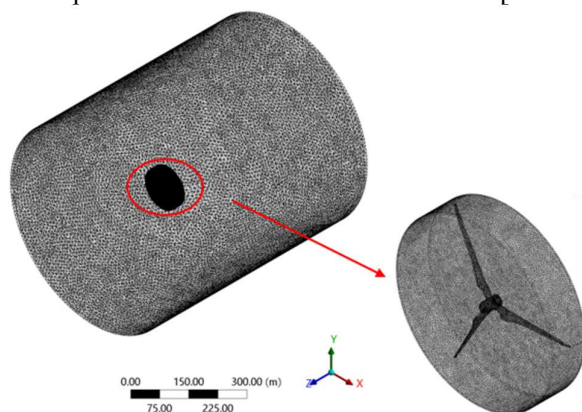
Details of Boolean1	
Boolean	Boolean1
Operation	Subtract
Target Bodies	2 Bodies
Tool Bodies	1 Body
Tool Bodies?	No



Hình 3. Kết quả tạo miền tính toán

Miền lưu chất sau phép trừ Boolean như thể hiện trong Hình 3, giúp dễ dàng phân biệt giữa các kênh dòng chảy lưu chất và ranh giới cấu trúc. Đây chính là miền tính toán thu được. Để tạo lưới chính xác và thiết lập điều kiện biên trong suốt quá trình mô phỏng, bước này rất quan trọng.

Sự tích hợp chi tiết của lưới rotor trong phạm vi tính toán toàn cầu được mô tả trong Hình 4. Phần bên trái của hình làm nổi bật vùng lưới tinh chỉnh xung quanh rotor bằng một hình elip màu đỏ, nhấn mạnh các phần tử có độ phân giải cao, nơi dự kiến sẽ có tương tác dòng chảy phức tạp. Phần bên phải hiển thị chế độ xem phóng to của cánh quạt ba cánh dạng lưới, mô tả rõ ràng sự phân bố lưới dày đặc dọc theo bề mặt cánh quạt. Chiến lược lưới tích hợp này đảm bảo sự kết hợp chính xác giữa các cánh quạt quay và chất lỏng xung quanh, điều này rất quan trọng để nắm bắt hiệu suất khí động học của hệ thống tuabin gió ngoài khơi. Kích thước miền tính toán được chia là bao nhiêu. Kích thước lưới của miền tính toán được chia 0.7 m. Kết quả chia lưới cho miền tính toán là 1890732 phần tử tam giác và 2612046 nodes. Cánh tuabin được chia lưới tự động với kích thước lưới Kết quả chia lưới cho cánh tuabin là 50234 phần tử tam giác 89737 nodes

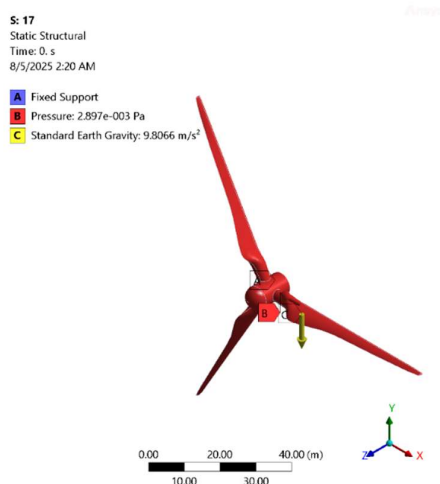


Hình 4. Kết quả chia lưới

Sử dụng phần mềm MiniTab để thiết kế 27 thí nghiệm với các thông số thiết kế như sau: vận tốc đầu vào của gió thay đổi theo 3 mức 50 m/s, 55 m/s và 60 m/s. Vật liệu được sử dụng trong nghiên cứu này là 3 loại hợp kim nhôm hợp, kim Titan và hợp kim magiê. Các hợp kim này được đại diện là các hệ số poisson 0.33, 0.34 và 0.35. Bề dày của cánh tuabin được lựa chọn là 3 mức để mô phỏng 650 mm, 640 mm và 630 mm, góc nghiêng của cánh cũng được thiết kế 3 mức 12° , 14° và 16° . Tất cả các giá trị của các thông số thiết kế như được ghi nhận trong Bảng 2.3.

Bảng 2. Các thông số thiết kế và các mức

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Mức 1	Mức 2	Mức 3
Vận tốc ban đầu của gió	v	m/s	50 m/s	55 m/s	60 m/s
Hệ số poisson	p		0.33	0.34	0.35
Bề dày của cánh tuabin	t	mm	650	640	630
Góc nghiêng của cánh tuabin	Teta	Độ	12	14	16



Hình 2. Thiết lập điều kiện biên và tải

3. PHƯƠNG PHÁP TỐI ƯU

3.1 Xác định trọng số bằng Kỹ thuật Entropy

Kỹ thuật **Entropy** là một phương pháp định lượng được dùng để xác định **trọng số khách quan** của các tiêu chí trong bài toán ra quyết định đa tiêu chí (**MCDM**). Phương pháp này dựa trên **lý thuyết thông tin Entropy**, đo lường **mức độ không chắc chắn (entropy)** của từng tiêu chí.

Các bước tính trọng số bằng kỹ thuật **Entropy** [12-16]

Chuẩn hóa ma trận quyết định

Dữ liệu thí nghiệm hay mô phỏng thu được cần phải chuẩn hóa theo phương trình sau:

Tiêu chí càng lớn càng tốt:

$$r_{ij} = \frac{x_{ij} - \min(x_j)}{\max(x_j) - \min(x_j)} \quad (1)$$

Tiêu chí càng nhỏ càng tốt

$$r_{ij} = \frac{\max(x_j) - x_{ij}}{\max(x_j) - \min(x_j)} \quad (2)$$

$$\omega_e(x) = x.e^{(1-x)} + (1-x)e^x - 1 \quad (3)$$

Trong đó $\omega_e(x)$ là hàm ánh xạ trong phép đo entropy và hàm này có giá trị cực đại khi $x=0.5$, và

$e^{0.5} - 1 = 0.6487$ và giá trị ánh xạ trong đoạn $[0,1]$ đạt được như sau:

$$w = \frac{1}{(e^{0.5} - 1)} \sum_{i=1}^m \omega_e(x) \quad (4)$$

Xác định hệ số chuẩn hóa

$$k = \frac{1}{(e^{0.5} - 1) \times m} = \frac{1}{0.6487 \times m} \quad (5)$$

Xác định entropy

$$e_j = k \sum_{i=1}^m \omega_e\left(\frac{r_{ij}}{D_j}\right), j=1,2,\dots,n \quad (6)$$

Trong đó, $\omega_e(x)$ dùng công thức. (3.9)

Tính tổng entropy theo công thức (3.12)

$$E = \sum_{j=1}^n e_j \quad (7)$$

Tính trọng số

$$w_j = \frac{1}{n-E} \cdot \frac{[1-e_j]}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{n-E} \cdot [1-e_j]}, j=1,2,\dots,n. \quad (8)$$

3.2 Xác định mô hình cánh tuabin tối ưu bằng phương pháp EDAS

Phương pháp EDAS (Evaluation based on Distance from Average Solution) là phương pháp ra quyết định đa tiêu chí. Với mong muốn mô hình đề xuất có độ khuếch đại cao và ứng suất thấp. Đây là bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu. Do đó, việc áp dụng phương pháp EDAS là cần thiết để xác nhận trường hợp tối ưu của các biến thiết kế. Các bước thực hiện phương pháp EDAS [17-19] ối với các quyết định đa tiêu chí như sau:

- *Bước 1: Xây dựng ma trận quyết định là tập hợp tất cả các tiêu chí hay mục tiêu được xây dựng thành ma trận:*

$$X = [x_{ij}]_{m \times n} = \begin{bmatrix} x_{11} & \cdots & x_{1n} \\ x_{21} & \cdots & x_{2n} \\ \vdots & \cdots & \vdots \\ x_{m1} & \cdots & x_{mn} \end{bmatrix} \quad (9)$$

m là số lượng thí nghiệm hay mô phỏng, n là số tiêu chí hay mục tiêu, x_{ij} là giá trị của tiêu chí j tại tùy chọn i.

- Bước 2: Giá trị trung bình (AVG) của các phương án được xác định:

$$AVG = \frac{\sum_{i=1}^m x_i}{m} \quad (10)$$

Bước 3: Tính giá trị tốt (PD) và giá trị xấu (ND):

$$PD_{ij} = \frac{\max[0, (x_{ij} - AVG_j)]}{AVG_j} \quad (11)$$

$$PD_{ij} = \frac{\max[0, (AVG_j - x_{ij})]}{AVG_j} \quad (12)$$

$$ND_{ij} = \frac{\max[0, (AVG_j - x_{ij})]}{AVG_j} \quad (13)$$

$$ND_{ij} = \frac{\max[0, (x_{ij} - AVG_j)]}{AVG_j} \quad (14)$$

Bước 4: Tổng giá trị tốt (SoP) và tổng giá trị xấu (SoN) được xác định.

$$SoP_i = \sum_{j=1}^m w_j \cdot PD_{ij} \quad (15)$$

$$SoN_i = \sum_{j=1}^m w_j \cdot ND_{ij} \quad (16)$$

w_j là trọng số của tiêu chí j.

Bước 5: Những giá trị SoP và SoN đã được chuẩn hóa theo công thức:

$$SSoP_i = \frac{SoP_i}{\max(SoP_i)} \quad (17)$$

$$SSoN_i = \frac{SoN_i}{\max(SoN_i)} \quad (18)$$

Bước 6: Điểm đánh giá (APS_i) của các tùy chọn được tính theo công thức:

$$APS_i = \frac{1}{2}(SSoP_i + SSoN_i) \quad (19)$$

Bước 7: Các phương án được xếp hạng theo nguyên tắc phương án có giá trị APS_i cao nhất là phương án tốt nhất.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1 Kỹ thuật ENTROPY

Kết quả xác định trong số bằng kỹ thuật ENTROPY được ghi nhận trong Bảng 4.3. Trong bảng này cột thứ 1 là cột mô hình, cột thứ hai và cột thứ ba đạt được bằng cách chuẩn hóa dữ liệu thu được bằng phân tích khí động lực học và phân tích bền có nghĩa là chuẩn hóa vận tốc qua cánh tuabin và ứng suất của cánh tuabin bằng cách thay các giá trị này lần lượt vào phương trình (3.7) và (3.8). Ảnh xạ và giá trị của hàm ảnh xạ được xác định bằng phương trình (3.9), (3.10) và được ghi nhận trong cột thứ 4 và thứ 6. Hiệu suất hiệu quả sau khi loại bỏ các tiêu chí đơn lẻ được xác định bằng phương trình (3.4) và được ghi nhận trong cột thứ 5 và thứ 6. Độ lệch của hai tiêu chí vận tốc và ứng suất được xác định bằng phương trình (3.5) và

được ghi nhận trong cột thứ 7 và 8. Cuối cùng trọng số của vận tốc và ứng suất đạt được lần lượt là 0.5001 và 0.4999 bởi phương trình (3.6).

Bảng 3. Kết quả xác định trọng số bằng kỹ thuật ENTROPY

Mô hình	n_{ij}		w_{ev}	w_{es}	$w_{e^*}(r_j/d_j)$	$w_{e^*}(r_j/d_j)$
1	0.0620	0.6492	0.1564	0.5934	0.0039	0.0239
2	0.1983	0.5735	0.4196	0.6353	0.0115	0.0235
3	0.1033	0.5864	0.2475	0.6302	0.0063	0.0236
4	0.1653	0.5605	0.3656	0.6397	0.0098	0.0233
5	0.3182	0.5363	0.5665	0.6455	0.0171	0.0229
6	0.2901	0.5605	0.5388	0.6397	0.0159	0.0233
7	0.2562	0.6596	0.5000	0.5854	0.0143	0.0238
8	0.3595	0.6200	0.5997	0.6130	0.0187	0.0238
9	0.1322	0.6241	0.3053	0.6105	0.0080	0.0238
10	0.3926	0.6697	0.6201	0.5771	0.0199	0.0238
11	0.2273	0.5710	0.4621	0.6362	0.0129	0.0234
12	0.4339	0.5755	0.6379	0.6346	0.0213	0.0235
13	0.1942	0.6353	0.4132	0.6033	0.0113	0.0239
14	0.1488	0.5395	0.3363	0.6449	0.0089	0.0230
15	0.3595	0.9493	0.5997	0.1297	0.0187	0.0081
16	0.0000	0.8765	0.0000	0.2884	0.0000	0.0158
17	0.4380	1.0000	0.6392	0.0000	0.0214	0.0000
18	0.4711	0.9672	0.6264	0.0885	0.0204	0.0057
19	0.7066	0.1293	0.5423	0.2997	0.0243	0.0075
20	0.7521	0.2204	0.4896	0.4524	0.0233	0.0121
21	0.7893	0.0769	0.4384	0.1905	0.0220	0.0046
22	0.7975	0.0628	0.4261	0.1583	0.0216	0.0038
23	0.8554	0.1368	0.3286	0.3141	0.0182	0.0079
24	0.8802	0.0000	0.2811	0.0000	0.0162	0.0000
25	1.0000	0.0216	0.0000	0.0572	0.0000	0.0013
26	0.9380	0.1263	0.1564	0.2939	0.0099	0.0073
27	0.6364	0.0418	0.6025	0.1081	0.0249	0.0025

Kết quả tiếp theo của kỹ thuật ENTROPY còn được ghi nhận trong Bảng 4.4. Giá trị entropy được xác định bằng phương trình (3.12) và được ghi nhận trong cột 2 và cột 3 của Bảng 4.4. Tổng entropy được xác định bằng phương trình (3.13) và được ghi nhận trong cột 4. Trọng số được xác định bằng phương trình (3.14) và được ghi nhận trong cột thứ 7 và 8. Trọng số của vận tốc và ứng suất đạt được lần lượt là 0.5001 và 0.4999

Bảng 4. Giá trị entropy và trọng số

e_1	e_2	E	$(1/(m-E))*(1-e_1)$	$(1/(m-E))*(1-e_2)$	W_1	W_2
0.0229	0.0232	0.0460	0.5001	0.4999	0.5001	0.4999

4.2 Kết quả EDAS với trọng số đạt được bằng kỹ thuật ENTROPY

Tương tự, khi dùng trọng số đạt được từ kỹ thuật ENTROPY, các giá trị tốt và giá trị xấu của hai tiêu chí vận tốc qua cánh tuabin và ứng suất được xác định bằng phương trình (3.21) đến (3.24) và được ghi nhận trong Bảng 4.10.

Bảng 5. Giá trị tốt và giá trị xấu

Mô hình	PDij		NDij	
	V	St	V	St
1	0.00000	0.13933	0.11635	0.00000
2	0.00000	0.07688	0.07421	0.00000
3	0.00000	0.08751	0.10358	0.00000
4	0.00000	0.06619	0.08443	0.00000
5	0.00000	0.04617	0.03718	0.00000
6	0.00000	0.06619	0.04587	0.00000
7	0.00000	0.14797	0.05634	0.00000
8	0.00000	0.11527	0.02441	0.00000
9	0.00000	0.11867	0.09465	0.00000
10	0.00000	0.15631	0.01420	0.00000
11	0.00000	0.07481	0.06528	0.00000
12	0.00000	0.07857	0.00143	0.00000
13	0.00000	0.12787	0.07549	0.00000
14	0.00000	0.04881	0.08954	0.00000
15	0.00000	0.38700	0.02441	0.00000
16	0.00000	0.32692	0.13551	0.00000
17	0.00000	0.42888	0.00015	0.00000
18	0.00000	0.40092	0.01037	0.00000
19	0.08285	0.00000	0.00000	0.28971
20	0.09690	0.00000	0.00000	0.21454
21	0.10839	0.00000	0.00000	0.33290
22	0.11094	0.00000	0.00000	0.34457
23	0.12882	0.00000	0.00000	0.28349
24	0.13648	0.00000	0.00000	0.39640
25	0.17351	0.00000	0.00000	0.37861
26	0.15436	0.00000	0.00000	0.29212
27	0.06114	0.00000	0.00000	0.36194

Tiếp theo kết quả của phương pháp EDAS con ghi nhận trong Bảng 5 Tổng giá trị tốt được xác định bằng phương trình (3.25) và được ghi nhận trong cột thứ 2, tổng giá trị xấu được xác định bằng phương trình (3.26) được ghi nhận trong cột thứ 3. Sau đó chuẩn hóa có trọng số của các giá trị này bằng phương trình (3.27) và (3.28) được ghi nhận trong cột thứ 4, 5. Tiêu chí tối ưu được xác định bằng phương trình (3.29) và được ghi nhận trong cột thứ 6. Cuối cùng là cột xếp hạng. Giá trị lớn nhất của APSi được xếp hạng 1 và tiếp theo cho đến giá trị nhỏ nhất là hạng 27. Giá trị hạng 1 là trường hợp thứ 17 chỉ ra trường hợp tối ưu. Kết quả đạt được mô hình cánh tuabin tối ưu là mô hình sử dụng vật liệu là hợp kim nhôm có bề dày là 640 mm có góc nghiêng là 12° . Khi đó vận tốc qua cánh tuabin đạt được là 107 m/s. Ứng suất của cánh tuabin đạt được là 31.228 MPa. Vận tốc tương đối cao trong khi cánh tuabin có ứng suất rất thấp nhỏ hơn giới hạn bền. Trọng lượng trước khi tối ưu là 3 tấn. Trọng lượng sau khi tối ưu là 2.25 tấn. Và mô hình cũng giảm được trọng lượng là 25%.

Bảng 6. Tổng giá trị tốt, tổng giá trị xấu, chuẩn hóa, tiêu chí tối ưu và xếp hạng

Mô hình	SoPi	SoNi	SSoPi	SSoNi	APSi	Xếp hạng
1	0.06965	0.05819	0.32488	0.70635	0.51562	12
2	0.03843	0.03711	0.17925	0.81270	0.49598	15
3	0.04374	0.05180	0.20403	0.73858	0.47131	16
4	0.03309	0.04222	0.15433	0.78692	0.47063	17
5	0.02308	0.01860	0.10765	0.90616	0.50690	13
6	0.03309	0.02294	0.15433	0.88425	0.51929	10
7	0.07397	0.02817	0.34502	0.85782	0.60142	7
8	0.05762	0.01221	0.26877	0.93839	0.60358	6

9	0.05932	0.04733	0.27670	0.76114	0.51892	11
10	0.07814	0.00710	0.36447	0.96417	0.66432	5
11	0.03740	0.03264	0.17442	0.83526	0.50484	14
12	0.03928	0.00071	0.18320	0.99640	0.58980	8
13	0.06392	0.03775	0.29815	0.80948	0.55381	9
14	0.02440	0.04478	0.11381	0.77403	0.44392	18
15	0.19346	0.01221	0.90237	0.93839	0.92038	3
16	0.16343	0.06777	0.76228	0.65801	0.71015	4
17	0.21440	0.00008	1.00000	0.99962	0.99981	1
18	0.20042	0.00518	0.93482	0.97384	0.95433	2
19	0.04143	0.14483	0.19326	0.26914	0.23120	22
20	0.04846	0.10725	0.22602	0.45876	0.34239	19
21	0.05421	0.16642	0.25283	0.16019	0.20651	24
22	0.05548	0.17225	0.25879	0.13075	0.19477	25
23	0.06442	0.14171	0.30049	0.28484	0.29266	21
24	0.06825	0.19816	0.31836	0.00000	0.15918	26
25	0.08677	0.18927	0.40474	0.04487	0.22480	23
26	0.07719	0.14603	0.36006	0.26305	0.31155	20
27	0.03058	0.18093	0.14262	0.08693	0.11477	27

Kết quả tối ưu đạt được vận tốc cực đại qua cánh tuabin là 107 m/s. như được trình bày trong Hình 4.38. Vận tốc rất lớn gây ra biến dạng 82.464 mm như ghi nhận trong Hình 4.39 và ứng suất 31.228 MPa như trình bày trong Hình 4.40. Tuy rằng biến dạng rất lớn nhưng ứng suất thấp đảm bảo cánh tuabin đủ bền trước bão lớn.

5. KẾT LUẬN

Từ các kết quả phân tích và tính toán tối ưu hóa, nghiên cứu rút ra các kết luận chính sau:

- Sự ảnh hưởng của các thông số: Vận tốc dòng khí đầu vào và góc nghiêng cánh là hai yếu tố quyết định nhất đến đặc tính khí động học và ứng suất cơ học. Trong khi đó, bề dày cánh và hệ số Poisson của vật liệu có mức độ ảnh hưởng thấp hơn.
- Hiệu quả của phương pháp EDAS và Entropy: Việc ứng dụng phương pháp Entropy giúp loại bỏ tính cảm tính trong việc chia trọng số, kết hợp cùng thuật toán EDAS đã chỉ ra cấu hình tối ưu một cách chính xác. Sai số giữa mô phỏng thực tế và dự báo đạt mức rất thấp (dưới 2.5%), khẳng định độ tin cậy của quy trình tính toán.
- Thông số tối ưu: Cấu hình lý tưởng được xác định tại mức góc nghiêng 12° và vật liệu hợp kim nhôm. Tại đây, cánh tuabin không chỉ đảm bảo sản lượng điện năng cao nhất mà còn tối ưu hóa về mặt kết cấu khi giảm được 5% khối lượng.
- Giá trị thực tiễn: Mô hình nghiên cứu tích hợp giữa Taguchi, mô phỏng số và ra quyết định đa tiêu chí (MCDM) là hướng tiếp cận hiệu quả, giúp rút ngắn thời gian thiết kế và giảm chi phí sản xuất, góp phần thúc đẩy sự phát triển bền vững của ngành năng lượng gió.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Tuấn Anh & N. H. Đức (2018). *Mô phỏng công suất phát điện của tuabin gió trực đứng dưới ảnh hưởng của mưa*. 48, 33–37.
2. Phạm Mạnh Hải, et al. (2018). *Đánh giá độ tin cậy của mô hình tuabin gió bốn trạng thái dựa trên mô phỏng Monte-Carlo*. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ Năng lượng – Trường Đại học Điện lực*, 18, 43–55.
3. P. Đ. Thắng, et al. (2020). *Mô phỏng máy phát điện tuabin gió PMSG sử dụng phần mềm PSIM*. *Can Tho University Journal of Science*, 56(1). <https://doi.org/10.22144/ctu.jvn.2020.001>
4. Đinh Văn Thìn, Nguyễn Hữu Đức, & L. Q. Sáng (2022). *Phân tích khí động học mẫu cánh tuabin điện gió S1210 trong điều kiện số Reynolds thấp*. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ – Đại học Đà Nẵng*, 20(10.1), 77–81.
5. N. Nguyễn Thị Xuân, et al. (2022). *Ứng dụng mạng nơ-ron mờ hồi quy trong điều khiển góc cánh tuabin gió*. *Journal of Military Science and Technology*, 80, 3–12. <https://doi.org/10.54939/1859-1043.j.mst.80.2022.3-12>

6. Y. Yang, et al. (2025). *Enhancing aerodynamic performance of horizontal axis wind turbine blade under rough wall condition using vortex generators*. *Journal of Marine Science and Engineering*, 13(3). <https://doi.org/10.3390/jmse13030397>
7. S. M. Hermansen, T. Macquart, & E. Lund (2025). *Gradient-based structural optimization of a wind turbine blade root section including high-cycle fatigue constraints*. *Engineering Optimization*, 1–32. <https://doi.org/10.1080/0305215X.2024.2428678>
8. F. He, et al. (2025). *Collaborative optimization of aerodynamics and wind turbine blades*. *Applied Sciences*, 15(2). <https://doi.org/10.3390/app15020834>
9. L. Zou, A. Chen, C. Li, X. Yang, & Y. Sun (2024). *DCW-YOLO: An improved method for surface damage detection of wind turbine blades*. *Applied Sciences*, 14(19). <https://doi.org/10.3390/app14198763>
10. Z. Zhang, J. Li, Z. Lei, Q. Zhu, J. Cheng, & S. Gao (2024). *Reinforcement learning-based particle swarm optimization for wind farm layout problems*. *Energy*, 313. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.134050>
11. A. Zabihi, F. Aghdasi, C. Ellouzi, N. K. Singh, R. Jha, & C. Shen (2024). *Non-contact wind turbine blade crack detection using laser Doppler vibrometers*. *Energies*, 17(9). <https://doi.org/10.3390/en17092165>
12. K. Vasantha Lakshmi & K. N. Udaya Kumara (2025). *Fuzzy MCDM techniques for portfolio selection in the post-COVID Indian mutual fund market: A comparative study of FAHP and entropy methods*. *Journal of Ambient Intelligence and Humanized Computing*, 16(1), 97–107. <https://doi.org/10.1007/s12652-024-04886-9>
13. Y. Wang, Y. Li, H. Li, W. Dang, & A. Zheng (2025). *Study on the correlation between soil resistivity and multiple influencing factors using the entropy weight method and genetic algorithm*. *Electric Power Systems Research*, 246, 111692. <https://doi.org/10.1016/j.epsr.2025.111692>
14. H. Huang, et al. (2025). *Comprehensive evaluation of peptides quality using a “quantity-activity integration” approach with a portable NIR spectrometer and entropy weighted TOPSIS method: A case study in sea cucumber peptides*. *Microchemical Journal*, 213, 113673. <https://doi.org/10.1016/j.microc.2025.113673>
15. L. Jing, L. Ke, Z. Lei, Y. Xiaoya, J. Yuanyuan, & J. Huinan (2024). *Geohash coding location privacy protection scheme based on entropy weight TOPSIS*. *The Journal of Supercomputing*, 81(1), 85. <https://doi.org/10.1007/s11227-024-06511-0>
16. S. G. Ghalme, I. Momohjimoh, Y. Falak, & R. K. Thakur (2025). *Investigation of mechanical properties of groundnut-based composite using the entropy-weighted TOPSIS approach*. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 22(1), 12062–12073. <https://doi.org/10.15282/ijame.22.1.2025.9.0926>
17. G. Wei, C. Wei, & Y. Guo (2021). *EDAS method for probabilistic linguistic multiple attribute group decision making and their application to green supplier selection*. *Soft Computing*, 25(14), 9045–9053. <https://doi.org/10.1007/s00500-021-05842-x>
18. C. Wei, J. Wu, R. Wang, G. Wei, F. Lei, & Y. He (2019). *EDAS method for multiple attribute group decision making with probabilistic uncertain linguistic information and its application to green supplier selection*. *International Journal of Computational Intelligence Systems*, 12(2). <https://doi.org/10.2991/ijcis.d.191028.001>
19. D. Peng, J. Wang, D. Liu, & Z. Liu (2022). *An improved EDAS method for the multi-attribute decision making based on the dynamic expectation level of decision makers*. *Symmetry*, 14(5). <https://doi.org/10.3390/sym14050979>

ABSTRACT

This study focuses on optimizing wind turbine blade design by investigating geometric parameters (inclination angle, blade thickness) and materials. By combining the Taguchi method to establish 27 experimental models and aerodynamic simulations in Inventor software, airflow velocity and mechanical strength characteristics were analyzed at different inlet velocities (50–60 m/s). To select the most optimal solution, the study used the Entropy method to determine the weights of the criteria and the EDAS (Evaluation based on Distance from Average Solution) method to rank the configurations. The results identified the optimal model with: a thickness of 640 mm, an inclination angle of 12°, an inlet velocity of 55 m/s, and an aluminum alloy material. This configuration balances aerodynamic performance (velocity over the blade 107 m/s) and strength (stress 31,228 MPa), while reducing weight by 5% compared to previous designs.

Keywords: Wind turbine blade optimization, Taguchi method, EDAS method, Aerodynamic simulation, Lightweight aluminum alloy

TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU CHÂN ĐẾ ĐIỆN GIÓ SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP SAW

Hoàng Trọng Tấn Huy

*Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn,
Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam*

*Email của tác giả liên hệ: huyhtt@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Nghiên cứu thực hiện thiết kế và tối ưu hóa 27 mô hình chân đế điện gió ngoài khơi thông qua sự kết hợp giữa phần mềm Inventor và mô phỏng đa vật lý CFD – FEA để đánh giá tương tác thủy - khí động lực học và phản ứng kết cấu. Để giải quyết bài toán tối ưu hóa, phương pháp **MEREC** đã được áp dụng để xác định trọng số khách quan cho các tiêu chí dựa trên hiệu ứng loại bỏ biên số, đảm bảo tính chính xác trong việc đánh giá mức độ quan trọng của ứng suất và biến dạng. Tiếp đó, phương pháp **SAW** được sử dụng để tổng hợp điểm số và xếp hạng các phương án thiết kế, từ đó xác định được mô hình thứ 24 là cấu trúc tối ưu nhất. Kết quả cho thấy sự tương thích đặc biệt giữa mô phỏng phần tử hữu hạn và giá trị dự đoán với sai số cực thấp (dưới 0.55%), cụ thể mô hình tối ưu đạt biến dạng 8.0258 mm và ứng suất 70.503 MPa, khẳng định độ tin cậy của quy trình tính toán trong điều kiện vận hành khắc nghiệt.

Từ khóa: Chân đế điện gió ngoài khơi, Mô phỏng CFD–FEA, Phương pháp MEREC, Phương pháp SAW, Tối ưu hóa kết cấu

1. GIỚI THIỆU

Hiện nay trên thế giới, việc nghiên cứu về kết cấu chân đế điện gió ngoài khơi rất phổ biến. Điển hình như Wenzhe Zhang và cộng sự [1] đã ứng dụng CFD để phân tích thủy – khí động lực học cho FOWT. Một nghiên cứu khác của Huang và Chen (2020) [2] về việc kết hợp 2 mô hình CFD – FEM để đánh giá ảnh hưởng hiệu ứng giảm chấn neo đối với chuyển động do dòng xoáy gây ra trên FOWT. Zhe Tian và các cộng sự của ông [3] đã ứng dụng thành công phương pháp tương tác chất lỏng phân vùng (Fluid – Structure Interaction – FSI) để phân tích động lực học cho các kết cấu ngoài khơi, ở phương pháp FSI, ông đã cung cấp sự tác động lên kết cấu của các thành phần lưu chất khác nhau. Một điều quan trọng hơn, với phương pháp này đã cải thiện hơn được độ chính xác sự tác động của môi trường lên kết cấu, điều này là cần thiết cho lĩnh vực mô phỏng thiết kế. Bằng việc ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) kết hợp với thuật toán di truyền (Genetic Algorithm), Lin Wang và các cộng sự [4] đã đưa ra được mô hình kết cấu đỡ tubines với 19.8% là khối lượng giảm trong khi đó vẫn đảm bảo về mọi ràng buộc về thiết kế, vốn khối lượng vật liệu chiếm 25% trong tổng chi phí đầu tư cho một OWT. Ali Marjan và cộng sự [5] bằng kết quả đã chứng minh được kết cấu Jacket ban đầu vẫn còn nhiều hạn chế, từ đó bằng việc lựa chọn hình học được tối ưu hoá của Jacket, đã giảm được 35.2% về khối lượng và đồng thời cũng nhận ra tuổi thọ của kết cấu tốt hơn 37.2%. Mục tiêu giảm khối lượng sau khi kết cấu được tối ưu cũng được Shen-Haw Ju [6] đưa ra con số 15% với phương pháp Powell's.

Ngoài các thuật toán tối ưu hoá được kể đến từ những nghiên cứu trên, thì còn rất nhiều các phương pháp tối ưu hoá trong thiết kế cơ khí, kết cấu. Điển hình đó là các thuật toán Taguchi và các phương pháp ra quyết định đa mục tiêu. Bằng phân tích Taguchi, Mohammad Hassan Khanjanpour và cộng sự [7] cho thấy thông số ảnh hưởng đáng kể đến hiệu suất thủy động lực học của turbines là góc xoắn, bên cạnh đó thông số ít ảnh hưởng là tỷ lệ dây cung và bán kính. Cũng trong nghiên cứu đó, phân tích tương tác ANOVA chỉ ra rằng góc xoắn, vị trí độ cong và độ cong tối đa có tương tác đáng kể với nhau. Với tiềm năng, cũng ngày càng phát triển và mở rộng của ngành năng lượng điện gió ngoài khơi đã đưa ra được nhiều hướng nghiên cứu chuyên sâu của nhiều chuyên gia và nhà khoa học trong lĩnh vực này. Một phương pháp tiếp cận kết hợp CFD–FEA [8] đã được triển khai để mô phỏng toàn diện phản ứng của tua-bin gió ngoài khơi nổi (FOWT) dưới tác động của gió và sóng: CFD sử dụng VOF, DFBI và lưới trượt để nắm bắt dòng khí-nước và tính toán các lực, trong khi FEA động phi tuyến tính rõ ràng đánh giá biến dạng kết cấu, và dữ liệu tải trọng từ CFD sau đó được đưa vào FEA một chiều. Trên mô hình NREL 5MW với hệ thống neo đầu, các mô phỏng trong nhiều điều kiện gió, sóng và hướng sóng khác nhau cho thấy tải trọng khí động học ảnh hưởng đáng kể đến phản ứng chuyển động (sóng dâng, sóng nhô, độ cao) và biến dạng - cung cấp thông tin đáng tin cậy để tối ưu hóa thiết kế kết cấu FOWT. Một mô hình động lực học mới [9] đã được phát triển

cho các tua-bin gió ngoài khơi nổi (FOWT) tích hợp tương tác neo-neo-đất, thách thức giả định truyền thống về một neo cố định dưới đáy biển. Sử dụng phương pháp CEL trong Abaqus, nghiên cứu này thể hiện hành vi phức tạp của neo-xích-đất thông qua độ cứng và độ giảm chấn tương đương, đồng thời kết hợp hoàn toàn với các mô hình khí động học-thủy động học trong OpenFAST và Orcaflex. Kết quả cho thấy các mô hình thông thường đánh giá thấp chuyển động ngang cực đại của giàn và đánh giá quá cao độ căng của dây neo, trong khi mô hình kết hợp mới nắm bắt chính xác hơn hành vi động lực học của FOWT bằng cách bao gồm ảnh hưởng của móng neo. Tính toán vệt về cấu trúc của tua-bin gió. Tính toán vệt về cấu trúc của tua-bin gió [10] dưới tải trọng gió sử dụng phương pháp tiếp cận hai hướng: đầu tiên là với mô hình tỷ lệ 1/100 được xây dựng tỉ mỉ trong đường hầm gió và thứ hai là với mô phỏng CFD nâng cao. Cả hai phương pháp đều tính đến khoảng cách giữa các tua-bin. Thiết kế tháp được đánh giá dưới tải trọng ngang, trọng lực và tải trọng cánh quạt quay đáng kể, sau này được phân tích trong Abaqus bằng cách áp dụng vận tốc góc để tính toán phản ứng hỗ trợ phụ thuộc thời gian thông qua phương pháp Newmark. Các lực tính tương đương đã được suy ra và kết quả cho thấy độ dịch chuyển tối đa phù hợp với pha ban đầu của chuyển động rô-to, cung cấp những hiểu biết có giá trị về phản ứng cấu trúc của tua-bin dưới tải trọng gió.

2. PHƯƠNG PHÁP TỐI ƯU

2.1 Xác định trọng số bằng phương pháp MEREC

Với các ưu điểm chính của phương pháp MEREC so với các phương pháp trọng số khách quan khác như dễ hiểu, dễ tính toán và là nền tảng toán học vững chắc [11]. Vậy nên, trong nghiên cứu này, tác giả lựa chọn việc tính toán trọng số theo phương pháp MEREC.

Trọng lượng của từng mục tiêu được xác định bằng phương pháp MEREC [12-14] như sau:

Xác định các giá trị chuẩn hóa của hàm mục tiêu

$$h_{ij} = \frac{\min u_{ij}}{u_{ij}} \quad \text{Nếu mục tiêu càng lớn thì càng tốt} \quad (1)$$

$$h_{ij} = \frac{u_{ij}}{\max u_{ij}} \quad \text{Nếu mục tiêu càng nhỏ thì càng tốt} \quad (2)$$

u_{ij} là các giá trị dịch chuyển và ứng suất thu được từ kết quả phân tích phần tử hữu hạn. Trong nghiên cứu này, Eq (3.5) sẽ được sử dụng cho trường hợp mục tiêu càng nhỏ càng tốt.

Xác định hiệu suất cho từng trường hợp

$$S_i = \ln \left[1 + \left(\frac{1}{n} \sum_j |\ln(h_{ij})| \right) \right] \quad (3)$$

Xác định hiệu suất hiệu quả sau khi loại bỏ các tiêu chí đơn lẻ

$$S'_{ij} = \ln \left[1 + \left(\frac{1}{n_{k,k \neq j}} \sum |\ln(h_{ij})| \right) \right] \quad (4)$$

Xác định độ lệch của các tiêu chí

$$E_j = |S'_{ij} - S_i| \quad (5)$$

Xác định trọng số cho từng mục tiêu

$$w_j = \frac{E_j}{\sum_k E_k} \quad (6)$$

2.2 Phương pháp SAW

Phương pháp SAW (Simple Additive Weighting) là một trong những phương pháp ra quyết định đa tiêu chí đơn giản nhưng hiệu quả. Phương pháp này được sử dụng để cộng các giá trị của các tiêu chí chuẩn hóa, có tính đến trọng số của từng tiêu chí [15]. Với ưu điểm của phương pháp này là có khả năng cung cấp đánh giá khách quan dựa trên dữ liệu hiện có và trọng số được cung cấp trước.

Trong nghiên cứu này, việc xác nhận các giá trị tối ưu của dịch chuyển và ứng suất được thực hiện bằng phương pháp SAW [16-19] như sau:

Bước 1: Xác định giá trị chuẩn hóa của mọi tiêu chí

$$n_{ij} = \frac{y_{ij}}{\max y_{ij}} \quad \text{nếu mục tiêu càng lớn càng tốt} \quad (7)$$

$$n_{ij} = \frac{\min y_{ij}}{y_{ij}} \quad \text{nếu mục tiêu càng nhỏ càng tốt} \quad (8)$$

Bước 2: Xác định tổng các giá trị chuẩn hóa trọng số

$$v_i = \sum_{j=1}^n w_j \cdot n_{ij} \quad (9)$$

Bước 3: Xác định thứ hạng của giá trị v_i để xác nhận các giá trị tối ưu theo nguyên tắc giá trị nhỏ nhất là giá trị tốt nhất.

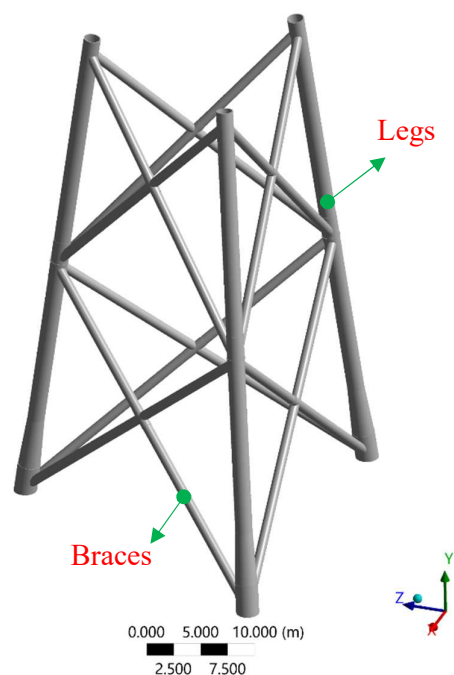
3. THIẾT KẾ MÔ HÌNH KẾT CẤU VÀ MÔ HÌNH KHÍ ĐỘNG LỰC HỌC

3.1 Thiết kế mô hình kết cấu chân đế điện gió

Mô hình chân đế điện gió ngoài khơi OWTs trong luận văn này tham khảo từ mô hình chân đế điện gió ngoài khơi của dự án Changhua – CHW2204. Dự án này đang được triển khai thiết kế, thi công tại Trung tâm Năng lượng Quốc gia Việt Nam tại thành phố Vũng Tàu, với quy mô 33 chân đế điện gió dạng Suction Bucket Jacket (SBJ) với các loại B, C, D và E tương ứng cho các vùng nước sâu và nước nông, tổng khối lượng vật liệu thép ước tính lên đến 75.000 tấn. Chiều cao lớn nhất cho SBJ loại E với 83.4 m và thấp nhất loại B với 73.5 m tương ứng với độ sâu thiết kế đáy biển (DSBL) lần lượt là -40.1 m và -31.5 m. Cấu hình chân đế điện gió OWTs trong nghiên cứu này gồm 3 legs chính và 2 tầng X – bracing, mô hình này được thiết kế trên phần mềm Autodesk Inventor Professional. Sau đó các mô hình này được đưa vào phần mềm ANSYS để thiết lập FEM, mô phỏng Fluent, phân tích Strutural Static. Phần kết cấu dạng ống (Jacket) có chiều cao 60 m, với chiều rộng phần đỉnh và đáy lần lượt là 19 m và 32 m như minh họa trong Hình 3.1. Kết cấu được đặt ở độ sâu đáy biển là -31 m. Vật liệu dùng cho kết cấu chính là thép S355 (ngoại trừ các kết cấu phụ như giá đỡ cập tàu – boat landing, cầu thang...) với các thuộc tính cơ học như khối lượng riêng $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, mô đun đàn hồi – Young's $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, mô đun cắt $G = 8.0 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$. Trong nghiên cứu này sẽ tập trung tối ưu hóa cho phần kết cấu Jacket, cụ thể các biến thiết kế được lựa chọn để tối ưu hóa bao gồm đường kính cũng như chiều dày của ống Legs và ống Braces. Các biến thiết kế này được thay đổi theo 3 mức khác nhau và tương ứng cho từng biến, được chi tiết ở Bảng 3.1. Đối với biến D_1 mức thay đổi lần lượt là 1500mm, 1600mm, 1700mm; tiếp theo, biến T_1 là 80mm, 100mm, 120mm; tương tự cho biến D_2 là 700mm, 800mm, 900mm và sau cùng là biến T_2 có các mức lần lượt là 30mm, 50mm và 70mm.

Bảng 1 Biến thiết kế của khung kết cấu chân đế điện gió ngoài khơi

Biến số thiết kế	Thông số	Đơn vị	Mức 1	Mức 2	Mức 3
Đường kính ống legs	D_1	mm	1500	1600	1700
Độ dày ống legs	T_1	mm	80	100	120
Đường kính ống braces	D_2	mm	700	800	900
Độ dày ống braces	T_2	mm	30	50	70



Hình 1 Mô hình khung kết cấu chân đế điện gió ngoài khơi OWT

3.2 Mô hình khí động lực học

Mô hình phần tử hữu hạn là vùng không gian bao quanh vật thể được giới hạn nhất định. Theo lý thuyết, vùng không gian giới hạn dòng lưu chất chuyển động xung quanh vật thể là vô hạn.

Một trong số các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền của các kết cấu ngoài khơi đó là tải dòng chảy của nước và gió. Và cách phân tích sự tương tác giữa lưu chất và kết cấu (Fluid – Structure Interaction) được lựa chọn trong phân tích kết cấu. Việc đánh giá tác động lẫn nhau gây ra bởi sự tương tác giữa lưu chất và kết cấu trong động lực học kết cấu cần thiết lập miền tính toán cho lưu chất gọi là miền không gian tính toán.

Vùng không gian mô phỏng như thể hiện trong Hình 3.2 là vùng bao quanh giới hạn vật thể trong quá trình mô phỏng. Do sự phức tạp của mô phỏng, tài nguyên máy tính còn hạn chế và thời gian mô phỏng nên không gian mô phỏng cần được chia một cách hợp lý nhất với chiều cao, chiều rộng và chiều dài của miền tính toán có kích thước cụ thể như hình dưới, nhằm đảm bảo toàn bộ kết cấu chân đế nằm trong môi trường lưu chất và đúng với thực tế. Vì kết cấu chân đế chịu ảnh hưởng bởi 2 dòng chảy lưu chất nước biển và không khí vậy nên vùng không gian mô phỏng được chia làm 2 thành phần chính gồm mô phỏng nước biển và không khí.

Thiết lập điều kiện biên cho mô hình giúp bộ giải của phần mềm đọc được và áp dụng tự động và hệ thống:

Kiểu biên Inlet: Là vùng dòng chảy “đi vào” miền tính toán

Kiểu biên Outlet: Là vùng dòng chảy “đi ra” miền tính toán

Kiểu biên Walls: Là vùng bao quanh mô hình

Trong nghiên cứu này sẽ tập trung phân tích sự ảnh hưởng của dòng chảy lưu chất lên kết cấu chân đế. Khi đó ảnh hưởng của Tower turbine sẽ được quy đổi thành tải tác dụng lên kết cấu chân đế tại vị trí interface.

Chia lưới là một trong những bước quan trọng nhất của quá trình mô phỏng kỹ thuật khí động lực học. Chia lưới giúp xác định hình dạng vật lý của đối tượng. Ở dạng hình học thực tế máy tính không thể áp dụng phương trình chủ đạo vì vậy các phần tử lưới cho phép giải các phương trình chủ đạo trên các thể tích có hình dạng và được xác định về mặt toán học.

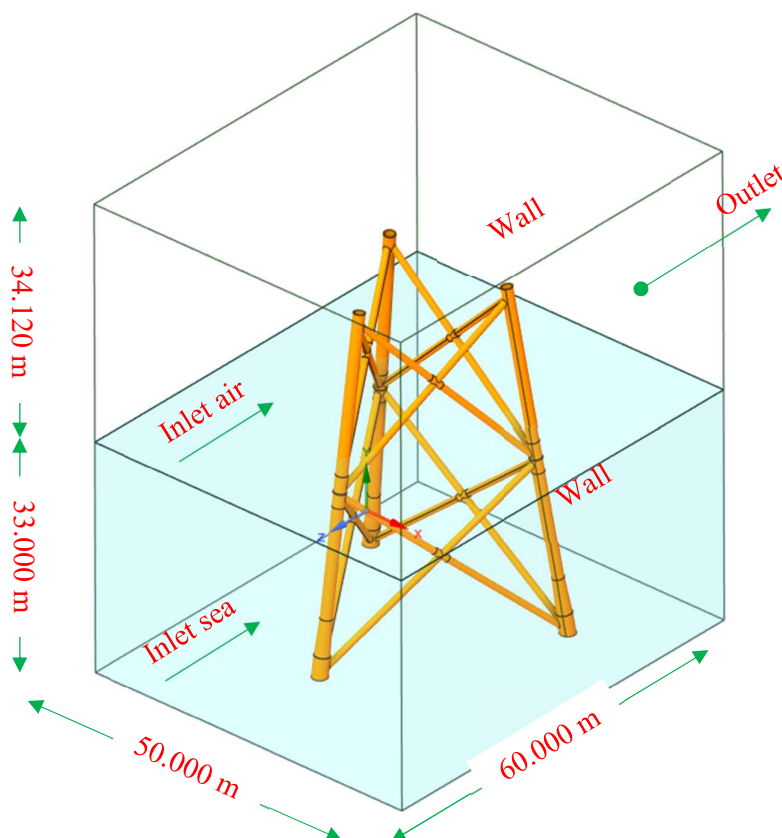
Độ dày của lưới ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác và thời gian của kết quả mô phỏng. Nếu lưới được chia quá thưa, kết quả của quá trình mô phỏng sẽ kém sự chính xác và thiếu độ tin cậy, còn độ dày của lưới quá lớn cũng làm cho thời gian cho ra kết quả lâu hơn nhưng độ chính xác lớn hơn.

Các loại phương pháp chia lưới phổ biến hiện nay:

Chia lưới phần tử tứ diện “tet”: Dùng để chia lưới ở mô hình 3D có bề mặt từ đơn giản đến phức tạp với số lượng phần tử lớn.

Chia lưới phần tử lục diện “hex”: Cho phép tạo các lưới 3D từ một vật thể có bề mặt đơn giản đến phức tạp ở định dạng Stereolithography (STL) hoặc Wavefont Object (OBJ).

Ngoài ra còn có phương pháp lưới kết hợp “Hybrid” là phương pháp kết hợp giữa hai phần tử “tet” và “hex”, phương pháp này giúp giảm việc thực hiện thao tác chuẩn bị hình học và có nhiều kiểm soát lưới cục bộ hơn.



Hình 2 Thiết lập miền không gian tính toán và điều kiện biên

Chức năng ANSYS Meshing được sử dụng để thiết lập việc chia lưới. Mục đích để chia nhỏ mô hình CAD thành các miền nhỏ hơn và được liên kết với nhau một cách liên tục thông qua các nút và cạnh được gọi là các phần tử, trên đó một tập hợp các phương trình được giải quyết. Công việc chia lưới được thực hiện thông qua các cài đặt trong phần mềm. Lưới trong nghiên cứu này được thiết lập cho 2 giai đoạn, giai đoạn đầu được thiết lập để mô phỏng Fluent, giai đoạn 2 được thiết lập cho phân tích tĩnh kết cấu. Phần mềm sử dụng phương pháp chia lưới tứ diện.

Trong nghiên cứu này, bằng việc ứng dụng FEM, mô hình được chia thành các miền tính toán nhỏ gọi là lưới bao gồm các phần tử hình học và các phần tử nodes như thể hiện trong Bảng 3.2 từ chức năng Meshing trong phần mềm Ansys. Trong nghiên cứu này, các thông thiết lập cho việc tạo lưới của mô hình được chi tiết như sau:

Đối với thành phần lưu chất (Sea – Air): kích thước lưới là 1000mm, được chia tự động theo phần mềm.

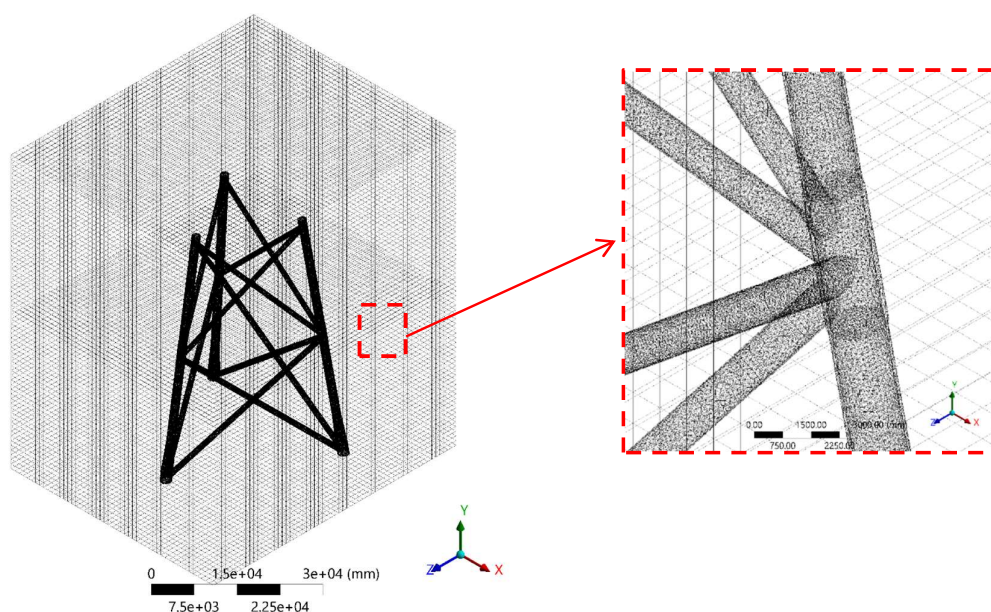
Phần kết cấu chân đế điện gió, cần sự chính xác cao hơn, do vậy kích thước lưới là 100mm và theo phương pháp chia lưới tứ diện (Tetrahedrons):

Phương pháp chia lưới tứ diện: *Tetrahedrons*

Thuật toán bản vá độc lập: *Patch Independent*

Kích thước lưới phần tử lớn nhất: *100 mm*

Khi đó lượng phần tử nodes và phần tử hình học lần lượt là: 1212033 và 3087908 như thể hiện trong Hình 3



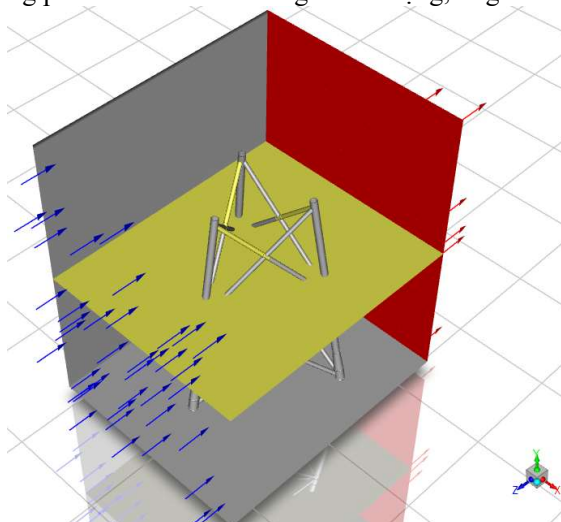
Hình 3 Kết quả của thiết lập lưới phần tử

Điều kiện môi trường và thiết lập mô phỏng Fluent trong ANSYS

Sự lựa chọn các thông số để đưa vào bài toán thực chất là gán đặt các điều kiện, thuộc tính để giải bài toán. Các thông số được đưa vào sẽ quyết định đến độ chính xác và tối ưu cho bài mô phỏng.

Các thông số môi trường tại vị trí lắp đặt chân để được sử dụng trong nghiên cứu này là các giá trị cực hạn trong điều kiện bão (chu kỳ 100 năm) trong Bảng 3.3, Hình 3.4 và Hình 3.5.

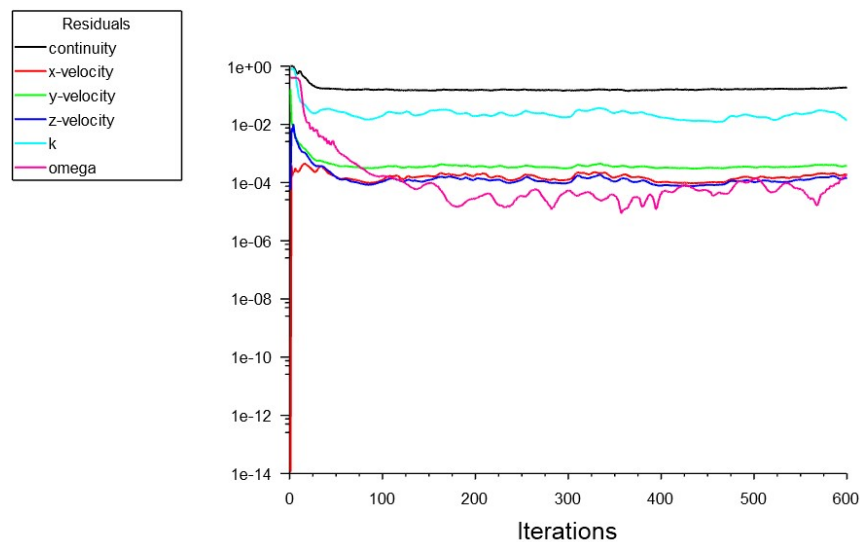
Thay đổi kích thước, hình dạng của chân để so với ban đầu để ra được 27 mô hình khác nhau của chân đến điện gió. Khảo sát trong cùng điều kiện để đánh giá áp suất của môi trường lên kết cấu. Sau đó chuyển trường áp suất vào môi trường phân tích tĩnh để đánh giá biến dạng, ứng suất của kết cấu chân đế.



Hình 4 Mô phỏng trong Ansys Fluent

Các thiết lập bài toán mô phỏng Fluent bao gồm thiết lập các thuộc tính và điều kiện biên của mô hình CFD, các thông số thiết lập được chi tiết ở Bảng 4.

Điều kiện biên được thiết lập theo trường độ lớn thượng nguồn vuông góc với biên tường, với điều này sẽ tạo ra được trường thủy động lực học phù hợp với sự tương tác giữa lưu chất và kết cấu. Phương pháp giải sẽ là “Pressure – velocity coupling”. Bộ giải dựa trên áp suất, được lựa chọn trong bài toán này để thực hiện hiệu chỉnh áp suất. Biểu đồ mô phỏng được minh họa trong Hình 5

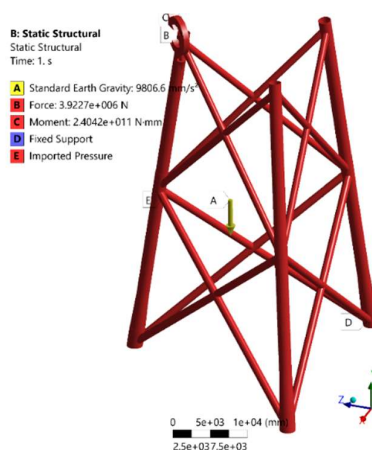


Hình 5. Biểu đồ mô phỏng trong Ansys Fluent

Theo như cấu trúc mô phỏng FSI ở Hình 6. Sau khi mô phỏng Fluent, kết quả là trường áp suất sẽ được chuyển qua module phân tích tĩnh kết cấu dưới dạng áp suất lên bề mặt kết cấu. Kết cấu chân đế tiếp tục được phân tích tĩnh để có được dữ liệu ứng suất và biến dạng mô hình với các điều kiện như sau:

- Vật liệu được dùng cho kết cấu chân đế điện gió là thép với biến dạng dẻo là 200 Gpa, khối lượng riêng là 7850 kg/m^3 và tỷ số Poisson là 0.3
- Mô hình được tạo lưới với các thông số thiết lập cụ thể như sau: phương pháp chia lưới được dùng là “Tetrahedrons” là các phần tử tam giác với kích thước phần tử là 100mm. Khi đó số lượng phần tử nodes là 900006 và 438474 phần tử tam giác.

Điều kiện tải trong bài toán phân tích tĩnh cho kết cấu chân đế điện gió ngoài khơi như sau: trong nghiên cứu này chỉ tập trung vào phân tích thủy – khí động lực học kết cấu lên chân đế điện gió ngoài khơi, vậy nên sự tương tác của địa chất với sự neo giữ của OWTs chưa được kể đến trong bài báo này. Khi đó các điểm dưới đáy “D” của chân đế được thiết lập là các điểm cố định như hình dưới. Tải trọng bản thân của khối thượng tầng bao gồm cả hệ thống turbine là tải “B” được đặt tại vị trí trên đỉnh khung kết cấu. Ngoài ra trong quá trình vận hành của turbine cũng như tác động của môi trường lên tower tạo ra moment xoắn “C”. Trường áp suất có được từ việc phân tích CFD là “E” được ghi nhận trong Hình 3.8. Kết quả của phân tích tĩnh kết cấu chân đế điện gió ngoài khơi là biến dạng và ứng suất của 27 trường hợp, được ghi tại Bảng 4.1.



Hình 6 Tải trọng tác động lên kết cấu chân đế điện gió

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết cấu chân đế điện gió ngoài khơi dạng liên kết cọc đòi hỏi độ bền cao nên cần thiết kế kết cấu đảm bảo yêu cầu làm việc. Kết cấu làm việc trong môi trường áp suất cao và mô hình rất lớn nên chi phí chế tạo rất cao. Do đó, không thể chế tạo và thử nghiệm mà chỉ có thể mô phỏng bằng phần mềm để xác định độ bền

của kết cấu và lựa chọn mô hình tối ưu đáp ứng yêu cầu làm việc. Do đó, mô hình kết cấu điện gió ngoài khơi trong nghiên cứu này được thiết kế dựa trên việc lựa chọn kích thước thiết kế và được phân tích độ bền sau đó lựa chọn mô hình đáp ứng điều kiện biến dạng và ứng suất thấp. Kích thước thiết kế của mô hình nghiên cứu được lựa chọn là đường kính thanh chân ký hiệu là D_1 với kích thước thay đổi theo 3 mức là 1500 mm, 1600 mm và 1700 mm, độ dày thanh chân T_1 có kích thước là 80 mm, 100 mm và 120 mm. Đường kính các thanh giằng D_2 là 600 mm, 700 mm và 800 mm. Độ dày của thanh giằng T_2 là 30 mm, 50 mm và 70 mm. Các kích thước đã chọn được sử dụng để thiết kế 27 mô hình như được liệt kê trong Bảng 4.1. Trong bảng này, 27 mô hình có kích thước thiết kế khác nhau và kết quả phân tích phân tử hữu hạn của 27 trường hợp được trình bày.

Bảng 4. 1 Kết quả biến dạng và ứng suất

TT	D_1 (mm)	T_1 (mm)	D_2 (mm)	T_2 (mm)	De (mm)	St (MPa)
1	1500	80	700	30	9.9691	85.269
2	1500	80	800	50	9.3788	96.439
3	1500	80	900	70	8.8255	74.270
4	1500	100	700	50	10.2127	100.111
5	1500	100	800	70	9.5045	88.267
6	1500	100	900	30	8.3275	99.486
7	1500	120	700	70	10.4136	91.150
8	1500	120	800	30	8.8303	116.329
9	1500	120	900	50	8.4475	96.108
10	1600	80	700	30	9.8664	109.753
11	1600	80	800	50	9.2654	95.509
12	1600	80	900	70	8.8246	86.266
13	1600	100	700	50	10.1073	91.853
14	1600	100	800	70	9.3955	83.488
15	1600	100	900	30	8.1217	94.564
16	1600	120	700	70	11.5261	89.010
17	1600	120	800	30	8.6988	77.962
18	1600	120	900	50	8.2649	85.365
19	1700	80	700	30	9.7831	97.893
20	1700	80	800	50	9.1761	82.835
21	1700	80	900	70	8.5995	78.819
22	1700	100	700	50	10.0234	77.561
23	1700	100	800	70	9.3090	72.022
24	1700	100	900	30	8.0258	70.503
25	1700	120	700	70	10.2280	108.746
26	1700	120	800	30	8.5874	98.153
27	1700	120	900	50	8.1636	87.473

4.1 Kết quả xác định trọng số

Thông qua phương pháp MEREC, trọng số của các tiêu chí được xác định với mục đích để lựa chọn trường hợp tối ưu. Kết quả thể hiện trong Bảng 4.2 được tính từ các công thức Eq. (2.17) đến Eq. (2.22). Trong bảng này, cột 2 và 3 là giá trị chuẩn hoá của biến dạng và ứng suất được tính theo Eq. (2.17). Kế đến, cột 3 trong bảng này được xác định theo Eq. (2.19) dành cho giá trị S_i . Tiếp theo, các giá trị S_{ij} tương ứng cột 5, 6 trong bảng này được tính theo Eq. (2.20). Lúc này, Eq. (2.21) được xác định cho giá trị độ lệch giữa S_{ij} và S_i ứng với cột 7 và 8 lần lượt cho De và St. Sau cùng, trọng số của 2 tiêu chí biến dạng và ứng suất được xác định bằng Eq. (22) trong phương pháp MEREC.

Bảng 4. 2 Trọng số tính theo phương pháp MEREC

TT	h_{ij}		S_i	S_{ij}		E_i	
	De	St		De	St	De	St
1	0.9402	0.7330	0.1707	0.0304	0.1444	0.1403	0.1140
2	0.8608	0.8290	0.1559	0.0723	0.0896	0.0836	0.0173
3	0.7863	0.6384	0.2961	0.1135	0.2024	0.1826	0.0889

4	0.9730	0.8606	0.0850	0.0136	0.0724	0.0714	0.0588
5	0.8777	0.7588	0.1850	0.0632	0.1293	0.1218	0.0661
6	0.7193	0.8552	0.2175	0.1525	0.0753	0.0650	0.0772
7	1.0000	0.7835	0.1151	0.0000	0.1151	0.1151	0.1151
8	0.7870	1.0000	0.1131	0.1131	0.0000	0.0000	0.1131
9	0.7355	0.8262	0.2224	0.1429	0.0912	0.0795	0.0517
10	0.9264	0.9435	0.0652	0.0375	0.0287	0.0276	0.0088
11	0.8455	0.8210	0.1676	0.0806	0.0940	0.0871	0.0135
12	0.7862	0.7416	0.2388	0.1136	0.1393	0.1253	0.0257
13	0.9588	0.7896	0.1303	0.0208	0.1116	0.1095	0.0908
14	0.8630	0.7177	0.2147	0.0711	0.1535	0.1437	0.0824
15	0.6916	0.8129	0.2530	0.1692	0.0986	0.0838	0.0706
16	0.9866	0.7652	0.1315	0.0067	0.1256	0.1248	0.1189
17	0.7693	0.6702	0.2861	0.1232	0.1824	0.1629	0.0592
18	0.7109	0.7338	0.2817	0.1575	0.1439	0.1242	0.0137
19	0.9152	0.8415	0.1227	0.0434	0.0828	0.0794	0.0394
20	0.8335	0.7121	0.2318	0.0872	0.1568	0.1446	0.0697
21	0.7559	0.6775	0.2886	0.1310	0.1778	0.1576	0.0469
22	0.9475	0.6667	0.2067	0.0266	0.1846	0.1801	0.1579
23	0.8514	0.6112	0.2826	0.0774	0.2201	0.2053	0.1427
24	0.6787	0.6140	0.3630	0.1771	0.2182	0.1859	0.0411
25	0.9750	0.9348	0.0453	0.0126	0.0331	0.0327	0.0206
26	0.7543	0.8438	0.2037	0.1319	0.0815	0.0718	0.0504
27	0.6973	0.7519	0.2798	0.1658	0.1333	0.1140	0.0325

4.2 Kết quả của phương pháp SAW

Kết quả phân tích quan hệ xám đã ghi nhận trường hợp thứ 24 là trường hợp tối ưu. Để biết kết quả này có đáng tin cậy hay không. Tiếp tục áp dụng phương pháp SAW để xác thực điều này. Kết quả của phương pháp này được ghi lại trong Bảng 4.4. Cột thứ 2 và thứ 3 là các giá trị chuẩn hóa thu được bằng cách thay các giá trị biến dạng (De) và ứng suất (St) vào công thức (2.30) và (2.31). Cột thứ 4 là giá trị chuẩn hóa có trọng số thu được theo Công thức (2.32) bằng cách nhân giá trị chuẩn hóa với trọng số. Cột cuối cùng là bậc của các giá trị V_i . Theo phương pháp xếp hạng, giá trị lớn nhất của V_i là bậc 1 và là giá trị tối ưu. Và như vậy, trường hợp thứ 24 là trường hợp tối ưu vì giá trị V_i lớn nhất là 0,9983. Khi đó, kết cấu tối ưu của Jacket có đường kính chân là 1700 mm, độ dày chân là 100 mm, đường kính thanh giằng là 900 mm. Độ dày thanh giằng là 30 mm. Giá trị V_i của 27 trường hợp đều khác nhau, cho thấy kích thước thiết kế có ảnh hưởng đáng kể đến giá trị V_i . Kết quả của phương pháp SAW phù hợp với kết quả phân tích phân tử hữu hạn

Bảng 4. 3 Kết quả của phương pháp SAW

TT	n_{ij}		V_i	Rank
	De	St		
1	0.7219	0.8338	0.7635	20
2	0.7885	0.7372	0.7694	18
3	0.8631	0.9573	0.8981	5
4	0.6976	0.7102	0.7023	25
5	0.7733	0.8055	0.7853	16
6	0.9436	0.7146	0.8585	9
7	0.6787	0.7800	0.7164	24
8	0.8624	0.6112	0.7690	19
9	0.9228	0.7398	0.8548	10
10	0.7327	0.6478	0.7011	26
11	0.8027	0.7444	0.7810	17
12	0.8633	0.8242	0.8487	11
13	0.7079	0.7740	0.7325	22
14	0.7864	0.8516	0.8107	14
15	0.9813	0.7518	0.8960	6

16	0.6879	0.7988	0.7291	23
17	0.8823	0.9119	0.8933	7
18	0.9547	0.8329	0.9094	3
19	0.7416	0.7263	0.7359	21
20	0.8143	0.8583	0.8307	13
21	0.8979	0.9020	0.8994	4
22	0.7163	0.9167	0.7908	15
23	0.7972	1.0000	0.8726	8
24	1.0000	0.9954	0.9983	1
25	0.6961	0.6538	0.6804	27
26	0.8998	0.7244	0.8346	12
27	0.9734	0.8128	0.9137	2

5. KẾT LUẬN

Thông qua việc triển khai các phương pháp toán học hiện đại như MEREC và SAW, nghiên cứu đã chứng minh được tính hiệu quả trong việc lựa chọn cấu trúc chân đế điện gió tối ưu, giúp giảm thiểu đáng kể biến dạng và ứng suất so với các thiết kế thông thường. Mặc dù kết quả đạt được ở giai đoạn tiền thiết kế có độ chính xác rất cao và sai số dự đoán thấp, nghiên cứu vẫn chỉ ra những giới hạn cần khắc phục như việc mở rộng sang các dạng kết cấu nổi (Floating structures) cho vùng biển sâu hơn và bổ sung các phân tích về tương tác đất nền - cọc. Trong tương lai, việc thực hiện các thực nghiệm thực tế và xây dựng mô hình khí - thủy động lực học chi tiết sẽ là bước đi quan trọng để hiện thực hóa các thiết kế này, nhằm đánh giá sự phù hợp và triển khai lắp đặt tại các khu vực biển tiềm năng của Việt Nam.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. W. Zhang, J. Calderon-Sanchez, D. Duque & A. J. Souto-Iglesias (2024). Computational fluid dynamics (CFD) applications in floating offshore wind turbine (FOWT) dynamics: A review. *Ocean Engineering*, **150**, 104075.
2. H. Huang & H.-C. Chen (2020). Investigation of mooring damping effects on vortex-induced motion of a deep draft semi-submersible by coupled CFD-FEM analysis. *Ocean Engineering*, **210**, 107418.
3. Z. Tian, F. Liu, L. Zhou & C. Yuan (2020). Fluid-structure interaction analysis of offshore structures based on separation of transferred responses. *Ocean Engineering*, **195**, 106598.
4. T. Gentils, L. Wang & A. Kolios (2017). Integrated structural optimisation of offshore wind turbine support structures based on finite element analysis and genetic algorithm. *Automation in Construction*, **199**, 187–204.
5. A. Marjan & L. Huang (2023). Topology optimisation of offshore wind turbine jacket foundation for fatigue life and mass reduction. *Ocean Engineering*, **289**, 116228.
6. S.-H. Ju & C.-H. Hsieh (2022). Optimal wind turbine jacket structural design under ultimate loads using Powell's method. *Ocean Engineering*, **262**, 112271.
7. M. H. Khanjanpour & A. A. Javadi (2020). Optimization of the hydrodynamic performance of a vertical axis tidal (VAT) turbine using CFD-Taguchi approach. *Energy Conversion and Management*, **222**, 113235.
8. X. Song, X. Bi, W. Liu & X. Guo (2024). Numerical simulation of a floating offshore wind turbine in wind and waves based on a coupled CFD-FEA approach. *Journal of Marine Science and Engineering*, **12**(8). <https://doi.org/10.3390/jmse12081385>
9. D. Qiao *et al.* (2024). Dynamic response analysis of a fully coupled aerodynamic-hydrodynamic-mooring-anchor floating offshore wind turbine. *Ocean Engineering*, **312**. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2024.119085>
10. S. Mansoubi, H. Sadeghi, Y. Ma & R. Mohebbi (2024). An experimental and numerical investigation into the influence of wind effects on wind turbines with tubular towers. *Ocean Engineering*, **313**. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2024.119555>
11. F. Ecer & S. H. Zolfani (2022). Evaluating economic freedom via a multi-criteria MEREC-DNMA model-based composite system: Case of OPEC countries. *Technological and Economic Development of Economy*, **28**(4), 1158–1181.
12. B. Ayan, S. Abacioğlu & M. P. Basilio (2023). A comprehensive review of the novel weighting methods for multi-criteria decision-making. *Information*, **14**(5). <https://doi.org/10.3390/info14050285>

13. J. Fan, T. Lei & M. Wu (2024). MEREC-MABAC method based on cumulative prospect theory for picture fuzzy sets: Applications to wearable health technology devices. *Expert Systems with Applications*, **255**. <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2024.124749>
14. T. Hassan *et al.* (2024). Comparative analysis of nano-additives for enhanced photocatalytic hydrogen production: A hybrid approach using MEREC and sensitivity methods. *Nano-Structures & Nano-Objects*, **40**. <https://doi.org/10.1016/j.nanoso.2024.101353>
15. E. J. Naibaho (2024). Application of the SAW (Simple Additive Weighting) method in the selection of foundation scholarship recipients at STMIK Mulia Darma. *Jurnal Teknologi Informasi dan Komunikasi*, **6**(2), 102–108.
16. M. Tafazzoli, A. Hazrati, K. Shrestha & K. Kisi (2024). Enhancing contractor selection through fuzzy TOPSIS and fuzzy SAW techniques. *Buildings*, **14**(6). <https://doi.org/10.3390/buildings14061861>
17. A. Jazaudhi'fi, A. V. Vitianingsih, Y. Kristyawan, A. Lidya Maukar & V. Yasin (2024). Recommendation system to determine achievement students using naïve Bayes and simple additive weighting (SAW) methods. *Digital Zone: Jurnal Teknologi Informasi dan Komunikasi*, **15**(1), 67–79. <https://doi.org/10.31849/digitalzone.v15i1.19746>
18. H. Taherdoost (2023). Analysis of simple additive weighting method (SAW) as a multi-attribute decision-making technique: A step-by-step guide. *Journal of Management Science & Engineering Research*, **6**(1), 21–24. <https://doi.org/10.30564/jmsr.v6i1.5400>
19. F. Ciardiello & A. Genovese (2023). A comparison between TOPSIS and SAW methods. *Annals of Operations Research*, **325**(2), 967–994. <https://doi.org/10.1007/s10479-023-05339-w>

ABSTRACT

This study designed and optimized 27 Offshore wind turbine foundation models using a combination of Inventor software and CFD-FEA multi-physics simulation to evaluate hydrodynamic interactions and structural responses. To solve the optimization problem, the MEREC method was applied to determine objective weights for criteria based on variable elimination effects, ensuring accuracy in assessing the importance of stress and strain. Next, the SAW method was used to synthesize scores and rank design options, thereby identifying the 24th model as the most optimal structure. The results showed exceptional compatibility between finite element simulation and predicted values with extremely low error (below 0.55%). Specifically, the optimal model achieved a strain of 8.0258 mm and a stress of 70.503 MPa, confirming the reliability of the calculation process under harsh operating conditions.

Keywords: Offshore wind turbine foundation, CFD-FEA simulation, MEREC method, SAW method, Structural optimization

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN CỤM GIẢM TỐC BÁNH RĂNG HÀNH TINH TRÊN XE BÁNH XÍCH XCB

Đào Văn Dưỡng

Khoa công nghệ cơ khí, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh, 140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

*Email của tác giả liên hệ: duongdv@huit.edu.vn

Ngày nhận bài: 24/04/2026; Ngày chấp nhận đăng: 03/05/2026, ngày xuất bản: 08/05/2026

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu tính toán, thiết kế và chế tạo cụm giảm tốc cạnh xe bánh xích XCB-01. Cụm giảm tốc thuộc hệ thống truyền lực của xe và có công dụng làm tăng mô men xoắn trên các trục của bánh chủ động. Trong đó, bộ truyền bánh răng hành tinh là kết cấu chính của bộ giảm tốc. Bộ truyền bánh răng hành tinh là dạng truyền động được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống cơ khí chịu tải nặng, yêu cầu mật độ công suất cao, độ đồng trục tốt và độ bền cao. Trong nghiên cứu này, một bộ truyền hành tinh một cấp của bộ giảm tốc được khảo sát dựa trên các thông số thiết kế nhằm đánh giá ứng xử cơ học chính của các bánh răng điều kiện tải lớn và tốc độ cao. Cụ thể, các lực ăn khớp, độ bền uốn chân răng, ứng suất tiếp xúc mặt răng và các hệ số an toàn được xác định. Thêm vào đó, ảnh hưởng của việc thay đổi kích thước của bề rộng răng tới giá trị các ứng suất và hệ số an toàn cũng được xem xét. Kết quả nghiên cứu này là cơ sở để đánh giá điều kiện làm việc cũng như tuổi thọ của bộ truyền bánh răng hành tinh nói riêng và bộ giảm tốc nói chung trên hệ thống truyền lực của xe bánh xích XCB.

Từ khóa : xe bánh xích, bộ giảm tốc, bộ truyền bánh răng hành tinh, lực ăn khớp, ứng suất

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Xe bánh xích là loại xe mặt đất dùng dải xích (track) quấn quanh các bánh chịu tải (road wheels), bánh dẫn hướng và bánh sao chủ động (drive sprocket) để tạo lực kéo. Cấu hình này giúp giảm áp suất tiếp xúc nền (do diện tích tiếp xúc lớn), tăng khả năng vượt địa hình mềm/xấu và bám kéo tốt hơn so với bánh lốp trong nhiều điều kiện [1]. Loại xe này có ưu điểm rất lớn là cơ động địa hình (bùn/cát/tuyết) và khả năng leo dốc và vượt chướng ngại tốt, ổn định khi mang tải trọng lớn (phù hợp xe chiến đấu hạng nặng) [2]. Tuy nhiên, hạn chế điển hình của dòng xe này chính là tổn thất cơ khí nội tại (ma sát khớp xích, con lăn-xích...), tiếng ồn, rung động, chi phí bảo dưỡng và hao mòn xích cao; khi cơ động trên đường cứng có thể gây mài mòn và tiêu hao nhiên liệu tăng. Đặc điểm chính của hệ thống truyền động trên xe bánh xích là tích hợp mạnh chức năng lái – phanh - truyền động với các hệ bánh xe vi sai và khả năng tạo độ chênh lệch tốc độ, mô-men xoắn lớn giữa xích trái và phải thay vì cơ cấu lái góc bánh như xe bánh lốp [3]. Hệ thống xe bánh xích đã được nghiên cứu và phát triển từ rất lâu với quá trình tích lũy kinh nghiệm và khắc phục những hạn chế thiếu sót trong từng giai đoạn thiết kế, chế tạo cụ thể.

Hệ thống truyền lực trên xe bánh xích về cơ bản có thể được mô tả theo chuỗi dẫn động như sau: động cơ (diesel hoặc turbine hoặc dạng lai), hộp số, cụm lái, truyền động đầu ra, bánh chủ động và dải xích. Trong đó, hộp số cho xe bánh xích thường là loại chuyên dụng bởi nó không chỉ đổi số, mà còn phân phối công suất ra hai nhánh trái-phải và hỗ trợ tạo chênh lệch tốc độ để lái [4]. Ví dụ Hệ xe M113 (APC) có các tài liệu bảo dưỡng/khai thác mô tả hệ thống truyền động và các cụm liên quan ở mức chi tiết kỹ thuật (bảo dưỡng cấp đơn vị, lắp ráp bánh răng trục lái...) [5]. Hiện nay có ngày càng nhiều nghiên cứu mô hình hóa động lực học truyền lực-xe và điều khiển lái vi sai (đặc biệt với truyền động thủy tĩnh/điện-lai) để cải thiện ổn định khi quay vòng và hiệu suất [6].

Trong xe bánh xích, bộ giảm tốc là bộ phận quan trọng nhất và thường nằm ở truyền động cuối và đặt hai bên trái/phải gần bánh chủ động. Chức năng chính của nó là giảm tốc lớn (tăng mô-men) từ trục ra của bộ truyền động xuống bánh xe chủ động. Đồng thời nó chịu tải xung kích địa hình và truyền lực ổn định cho dải xích [7].

Truyền động cuối của xe bánh xích thường dùng bộ truyền bánh răng hành tinh vì nó cần tỷ số truyền lớn trong không gian hẹp [8]. Hơn nữa, bộ truyền này có khả năng chia tải (nhiều bánh răng cùng ăn khớp) để tăng bền và chịu mô-men lớn. Do đó, cấu trúc bánh răng hành tinh rất phổ biến trong các cấp giảm tốc trên xe bánh xích. Mặt khác, trên nhiều kiến trúc, truyền động cuối bằng bộ giảm tốc không chỉ giảm tốc

mà còn là mất xích cơ khí cuối cùng để thực thi hiệu quả các trạng thái tăng tốc – phanh - lái thông qua việc truyền mô - men trái/phải.

Bánh răng đóng vai trò then chốt trong các hệ thống cơ khí, trong đó độ bền và hiệu suất của chúng ảnh hưởng đáng kể đến hiệu năng của máy móc. Việc hiểu rõ ứng suất uốn trong bánh răng đòi hỏi phải xem xét các yếu tố như phân bố tải, tính chất vật liệu và hình học bánh răng. Các tiêu chuẩn tính toán cung cấp các hướng dẫn để xác định ứng suất uốn, cân bằng giữa độ chính xác và khả năng áp dụng thực tế thông qua các phương pháp đơn giản hóa dựa trên nghiên cứu và dữ liệu thực nghiệm. Các tiêu chuẩn tính toán đưa ra hướng dẫn xác định ứng suất uốn trong bánh răng bằng các phương pháp đơn giản hóa, đảm bảo sự cân bằng giữa độ chính xác và tính thực tiễn, dựa trên khối lượng lớn các nghiên cứu và dữ liệu. Các tiêu chuẩn AGMA 2001-D04 [9] và ISO 6336-3 [10] cung cấp chỉ dẫn chi tiết để đánh giá khả năng chịu tải của bánh răng trụ và bánh răng nghiêng. Tiêu chuẩn JIS B 1701-1 [11] và GB/T 3480-2008 [12] đưa ra các hướng dẫn mang tính khu vực, phù hợp với thực hành thiết kế và chế tạo tại từng quốc gia. Độ chính xác và độ tin cậy của các phép tính ứng suất bánh răng phụ thuộc mạnh mẽ vào sự phát triển liên tục và hoàn thiện của các tiêu chuẩn thiết kế. Các phương pháp tính ứng suất uốn theo ISO 6336: 2006, AGMA 2001-D04, phân tích phần tử hữu hạn bằng ANSYS, và kỹ thuật đo biến dạng bằng strain gauge đã được Timothy và cộng sự [13] so sánh, qua đó cho thấy sự cần thiết của việc không ngừng cải tiến các tiêu chuẩn thiết kế. Một dạng tải khó được tạo ra nhờ khe hở bộ truyền có thể tối ưu hóa tải tác dụng lên con lăn và tối đa hóa tuổi thọ ổ lăn [14]. Các ổ lăn được ứng dụng kỹ thuật này và kết hợp với trục bánh răng hành tinh đã giúp cải thiện độ đồng trục của bộ truyền hành tinh và đặc tính phân bố tải. Thiết kế ổ lăn hành tinh bán tích hợp cũng làm tăng khả năng chịu tải của bộ truyền. Các tính toán thiết kế trong [15], [16] đã cho phép dự đoán bộ giảm tốc hành tinh có tuổi thọ gấp ba lần so với hộp số ban đầu. Những ảnh hưởng bất lợi của mô men rô-to tới khả năng phân bố tải của bộ truyền hành tinh và tuổi thọ mỏi dự đoán, cũng như nguy cơ trượt của ổ lăn trong điều kiện mô men thấp đối với hệ truyền động được mô tả trong [17], [18]. Là một thành phần cốt lõi của hệ truyền động công suất trong các thiết bị tiên tiến, bộ truyền bánh răng hành tinh giữ vai trò không thể thay thế trong các lĩnh vực hàng không - vũ trụ, các loại xe bánh xích và hệ thống tuabin phát điện gió. Độ chính xác truyền động và độ tin cậy của chúng phải đối mặt với những thách thức, nghiêm trọng trong điều kiện làm việc khắc nghiệt, như dải nhiệt độ rộng, tải trọng lớn và tốc độ cao [19-21]. Các thiết kế cho bộ truyền hành tinh với hai cấp mắc nối tiếp cùng một cấp trục song song tốc độ cao được mô tả trong [22]. Theo đó, bộ truyền có ba, bốn và năm bánh răng hành tinh đều mang lại phân bố tải tốt và tỷ số truyền đủ lớn. Kết quả nghiên cứu cũng cho thấy, các công nghệ liên quan đến vật liệu (thép độ tinh khiết cao dùng cho ổ lăn và bánh răng), thiết kế bộ truyền hành tinh (sử dụng các kết cấu đàn hồi để cải thiện khả năng phân bố tải giữa các bánh răng), thiết kế ổ lăn (điều chỉnh độ lồi của con lăn cho phép sai lệch đồng trục lớn hơn), tích hợp vành răng trong vào bánh răng hành tinh, sử dụng ổ lăn thủy động, và kiến trúc hộp số (tăng số bánh răng hành tinh,

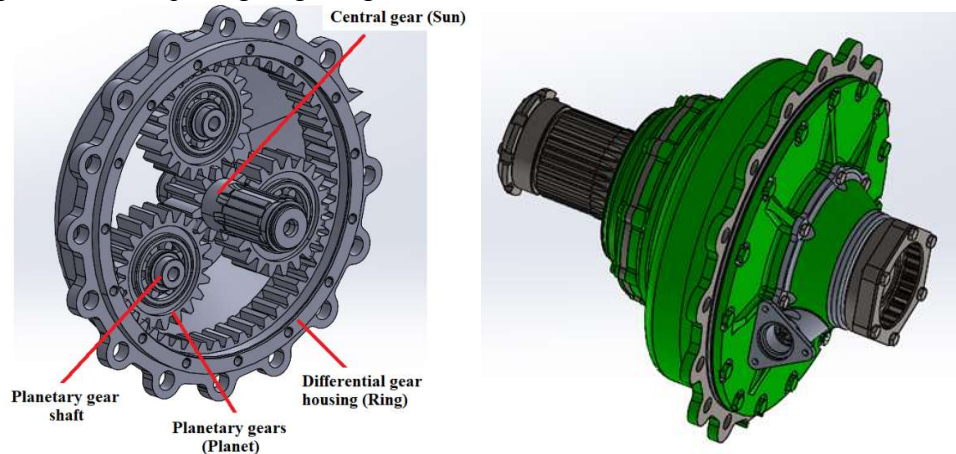
Các phương pháp giải tích mang lại sự cân bằng giữa hiệu quả tính toán và độ chính xác bằng cách sử dụng các mô hình đơn giản hóa để tính toán ứng suất uốn của bánh răng. Dựa trên dữ liệu thực nghiệm và cơ học cổ điển, các phương pháp này đóng vai trò thiết yếu trong việc xây dựng các tiêu chuẩn thiết kế bánh răng. Các nghiên cứu ban đầu của Nicoletto [23] đã sử dụng các thể năng phức để phân tích ứng suất răng bánh răng, đặt nền móng cho các mô hình tiên tiến hơn sau này. Kapovich và Shekhtman [24] đã giới thiệu thiết kế bánh răng trực tiếp nhằm giảm thiểu ứng suất uốn thông qua tối ưu hóa hình học, đánh dấu bước chuyển sang thiết kế chính xác hơn. Kawalec và cộng sự [25] đã so sánh độ bền chân răng bằng các tiêu chuẩn ISO và AGMA kết hợp với xác minh bằng FEM, qua đó nhấn mạnh tầm quan trọng của các mô hình giải tích trong phân tích ứng suất bánh răng. Arıkan [26], [27] đã đưa ra các biểu thức giải tích cho hệ số hình học AGMA J của bánh răng trụ ngoài, tạo cơ sở cho phân tích ứng suất bánh răng. Li [28], [29] đã nghiên cứu ảnh hưởng của sai số và các biện pháp sửa đổi đến tiếp xúc và độ bền uốn của bánh răng trụ, làm nổi bật tác động của sai số chế tạo và lắp ráp. Pedersen [30] đã nâng cao các phép tính ứng suất uốn thông qua bánh răng bất đối xứng và tối ưu hóa hình dạng, cho thấy tiềm năng giảm ứng suất bánh răng thông qua cải tiến thiết kế.

Bài báo này tập trung tính toán các thành phần lực ăn khớp dựa trên các thông số đầu vào của bộ giảm tốc nói chung và bộ truyền bánh răng hành tinh nói riêng. Các ứng xử cơ học chủ yếu được xác định bao gồm ứng suất tiếp xúc bề mặt răng, ứng suất uốn chân răng và các hệ số an toàn tương ứng. Trên cơ sở các kết quả tính toán, tính an toàn và khả năng đáp ứng yêu cầu của bộ truyền được khẳng định. Hơn nữa, yếu tố bề rộng chân răng cũng là thành phần được xác định trên vai trò là nhân tố chính khi đánh giá sự thay đổi của các chỉ tiêu ứng xử cơ học.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Mô hình hóa cụm giảm tốc

Cụm giảm tốc có dạng là bộ truyền bánh răng hành tinh bao gồm 1 bánh răng trung tâm (Sun), 3 bánh răng hành tinh (Planet) và Vỏ vi sai (Ring) cố định (hình 1). Theo đó, kiểu bộ truyền được xem xét là bộ truyền bánh răng hành tinh 1 cấp, dạng răng thẳng.



Hình 1 Bộ giảm tốc trên xe bánh xích XCB

Các thông số đầu vào phục vụ bài toán đánh giá ứng xử cơ học của hệ được mô tả như bảng 1 và bảng 2.

Bảng 1 Các thông số bộ truyền

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Tỉ số truyền	i	5.5	
Mô đun răng	m	6	mm
Góc ăn khớp	α	20	Độ
Số bánh răng hành tinh	n_p	3	cái
Số răng bánh răng trung tâm	Z_s	12	răng
Số răng bánh răng hành tinh	Z_p	21	răng
Số răng bánh răng vi sai	Z_R	54	răng
Bề rộng răng	b	43	mm

Bảng 2 Điều kiện làm việc của bộ truyền

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Mô men xoắn lớn nhất	$T_{\max}$	5250	Nm
Tốc độ quay đầu ra lớn nhất	n_c	950	Vòng/phút
Hiệu suất cơ học bộ truyền hành tinh	η	0.97	
Hệ số phân bố tải giữa các bánh răng hành tinh	K_γ	1.2	
Hệ số tải tổng hợp (chất lượng răng cấp 7, làm việc kín) thường và lớn nhất	$K, K_{\max}$	1.35 ; 1.55	
Số răng bánh răng vi sai	Z_R		
Bề rộng răng	b		
Vật liệu bánh răng hành tinh và trung tâm	18XGT - GOST 453-71		
Vật liệu bánh răng vi sai cố định	40XM - GOST 453-71		
Độ cứng các loại bánh răng		55-60	HRC
Giới hạn bền uốn ứng với các loại vật liệu	$\sigma_{F, \lim}$	600	MPa
Giới hạn bền tiếp xúc ứng với các loại vật liệu	$\sigma_{H, \lim}$	1800	MPa

Động cơ truyền động được xem xét là loại động cơ Diesel 6 xi-lanh, 4 kỳ, dạng chữ V UTD-20 phun nhiên liệu trực tiếp, làm mát bằng nước, đa nhiên liệu, dung tích 15.8 lít, công suất 300 HP (hay 224 kW) với tốc độ vòng quay tối đa 2600 vòng/phút. Bài toán đánh giá ứng xử cơ học đặt ra như sau : dựa trên các

thông số thiết kế đầu vào, cần xác định được các thông số truyền động của hệ thống, các lực ăn khớp, ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn trên các vị trí ăn khớp của bộ truyền. Từ đó xác định được các hệ số an toàn và đưa ra các kết luận về bộ thông số thiết kế ban đầu. Hơn nữa, với các thông số hình học quan trọng mang tính quyết định đến khả năng làm việc của bộ truyền như độ rộng răng, hệ số dịch chỉnh thì việc thay đổi chúng sẽ có ảnh hưởng ra sao đến ứng suất, hệ số an toàn và tuổi thọ của hệ thống. Điều này cũng cần được xem xét và phân tích cụ thể.

2.2. Tính toán và phân tích cơ học cụm giảm tốc

2.2.1. Xác định các thông số hệ truyền động

Đường kính vòng chia của các bánh răng:

$$d = m \times Z$$

Theo đó, đường kính vòng chia bánh răng trung tâm là:

$$d_s = m \times Z_s = 6 \times 12 = 72(mm)$$

Đường kính vòng chia bánh răng hành tinh:

$$d_p = m \times Z_p = 6 \times 21 = 126(mm)$$

Đường kính vòng chia bánh răng vi sai (vành răng trong):

$$d_R = m \times Z_R = 6 \times 54 = 324(mm)$$

Khoảng cách tâm giữa bánh răng trung tâm và bánh răng hành tinh là:

$$a_{SP} = \frac{m(Z_s + Z_p)}{2} = 99(mm)$$

Khoảng cách tâm giữa bánh răng hành tinh và bánh răng vi sai cố định là:

$$a_{SP} = \frac{m(Z_R - Z_p)}{2} = \frac{6(54 - 21)}{2} = 99(mm)$$

Mô men xoắn đầu ra của bánh răng trung tâm được xác định:

$$T_s = \frac{T_{\max}}{\eta \times i} = \frac{5250}{0.97 \times 5.5} \approx 984(Nm)$$

Đối chiếu các thông số động cơ Diesel V-UTD 20 với công suất định mức $P = 224(kW)$, $n = 2600(rpm)$ thì mô men xoắn định mức ở vùng có tốc độ cao nhất là:

$$T_{def} = \frac{P}{\omega_{\max}} = \frac{P}{2\pi \left(\frac{2600}{60}\right)} \approx 823(Nm)$$

So sánh giữa T_s và T_{def} thì nhận thấy sự phù hợp về mặt mô men xoắn khi trục trung tâm được giới hạn tốc độ $n_c \leq 950(rpm)$. Nói cách khác, ở nơi có tốc độ thấp thì giá trị mô men xoắn có thể đạt cao hơn nơi có tốc độ cao.

2.2.2. Xác định lực ăn khớp tại các bánh răng trung tâm và bánh răng hành tinh

Lực ăn khớp tiếp tuyến tổng trên các bánh răng hành tinh được xác định [31], [32]

$$F_t = \frac{2T_s}{d_s} = \frac{2 \times 984}{0.072} \approx 27335(N)$$

Thực hiện chia tải lên từng bánh răng hành tinh thì cần chú ý rằng, do có sai số trong việc chế tạo, lắp ghép trong thực tế nên việc chia tải này không đảm bảo đều tuyệt đối trên từng bánh răng hành tinh. Do đó, cần đưa thêm hệ số không đều tải K_γ [33], [34]. Giá trị này thường nằm trong khoảng (1.1 đến 1.25). Trong trường hợp này, với 3 bánh răng hành tinh, mỗi bánh răng được đỡ bởi 2 ổ lăn và độ chính xác răng đạt cấp 7 nên chọn $K_\gamma = 1.2$.

Lúc này, lực ăn khớp tiếp tuyến tính cho từng bánh răng được tính toán:

$$F_{t,p} = K_\gamma \frac{F_t}{3} = 1.2 \times \frac{27335}{3} \approx 10934(N)$$

Lực ăn khớp pháp tuyến ứng với từng bánh răng hành tinh được xác định:

$$F_{n,P} = \frac{F_{t,P}}{\cos \alpha} = \frac{10934}{\cos 20^0} \approx 11636(N)$$

Lực ăn khớp hướng tâm ứng với từng bánh răng hành tinh được tính toán như sau:

$$F_{r,P} = F_{t,P} \times \tan \alpha = 10934 \times \tan 20^0 \approx 3980(N)$$

2.2.3. Kiểm bền uốn chân răng

Theo công thức Lewis (dạng cơ bản) [35], [36], [37] khi xem mỗi răng như một dạng « dầm công xôn » thì ứng suất uốn xấp xỉ được xác định :

$$\sigma_F \approx \frac{F_{t,P} \times K}{b \times m \times Y}$$

Trong đó, K là hệ số tải tổng hợp (bao gồm các giả thiết cơ bản về yếu tố động lực học, va đập nhẹ và phân bố ứng suất theo bề rộng răng). Theo đó, giá trị kinh nghiệm thường lấy K=1.35. Hệ số dạng răng là Y. Hệ số này phụ thuộc vào số răng, hệ số dịch chỉnh và góc ăn khớp [38], [39], [40]. Với góc ăn khớp $\alpha = 20^0$ thì có thể xác định giá trị này như sau:

$$Y \approx 0.484 - \frac{2.87}{Z}$$

Theo đó, với bánh răng trung tâm thì:

$$Y_s \approx 0.484 - \frac{2.87}{Z_s} = 0.2448$$

Với bánh răng hành tinh thì:

$$Y_p \approx 0.484 - \frac{2.87}{Z_p} = 0.3473$$

Lúc này, ứng suất uốn của chân răng trung tâm được tính toán như sau:

$$\sigma_{F,s} \approx \frac{F_{t,P} \times K}{b \times m \times Y_s} = \frac{10934 \times 1.35}{43 \times 6 \times 0.2448} \approx 233.68(MPa)$$

Giá trị ứng suất uốn của chân răng hành tinh được xác định:

$$\sigma_{F,p} \approx \frac{F_{t,P} \times K}{b \times m \times Y_p} = \frac{10934 \times 1.35}{43 \times 6 \times 0.3473} \approx 164.74(MPa)$$

Dễ dàng thấy, độ bền uốn của các bánh răng trung tâm và hành tinh nhỏ hơn rất nhiều so với giới hạn bền uốn của vật liệu tương ứng $\sigma_{F,lim} = 600(MPa)$. Như vậy, thiết kế cho thấy các thông số đảm bảo điều kiện bền uốn [41].

2.2.4. Kiểm bền tiếp xúc mặt răng

Việc tính toán bền tiếp xúc theo bề mặt răng có thể xác định theo Hertz và AGMA [34] :

$$\sigma_H \approx Z_E \sqrt{\frac{F_{t,P} \times K}{b \times d \times I}} \quad (aa)$$

Trong đó, Z_E là hệ số đàn hồi (phụ thuộc vào hệ số Young (E), Poisson (ν) ứng với vật liệu chế tạo bánh răng). I là hệ số hình học tiếp xúc, giá trị này có thể lấy theo tiêu chuẩn AGMA 908-B89 [34].

Với cặp bánh răng ăn khớp ngoài - ngoài (Trung tâm và hành tinh) thì cặp vật liệu tương ứng là Thép-Thép, do đó có thể lấy $E = 210(GPa)$, $\nu = 0.3$. Lúc này, hệ số đàn hồi Z_E được xác định:

$$Z_E \approx \sqrt{\frac{1}{2\pi \left(\frac{1-\nu^2}{E} \right)}} \approx 191.6$$

Đào Văn Dưỡng

Đối với các bánh răng trung tâm có đường kính vòng chia $d = d_s = 72(mm)$ và tỉ số răng

$$m_G = \frac{Z_P}{Z_S} = \frac{21}{12} = 1.75 \text{ thì có thể chọn sơ bộ } I \approx 0.102. \text{ Theo đó, ứng suất tiếp xúc bề mặt răng của cặp}$$

bánh răng hành tinh và bánh răng trung tâm (tiếp xúc ngoài – ngoài) được tính toán:

$$\sigma_{H,SP} \approx Z_E \sqrt{\frac{F_{t,P} \times K}{b \times d_s \times I}} = 191.6 \sqrt{\frac{10934 \times 1.35}{43 \times 72 \times 0.102}} \approx 1309.94(MPa)$$

Với cặp bánh răng hành tinh và bánh răng vi sai cố định (dạng tiếp xúc ngoài – trong), đường kính vòng

$$\text{chia } d = d_p = 126(mm) \text{ và tỉ số răng } m_G = \frac{Z_R}{Z_p} = \frac{54}{21} = 2.571 \text{ thì có thể chọn sơ bộ } I \approx 0.116. \text{ Lúc này,}$$

ứng suất tiếp xúc mặt của cặp bánh răng hành tinh-vi sai được xác định:

$$\sigma_{H,PR} \approx Z_E \sqrt{\frac{F_{t,P} \times K}{b \times d_p \times I}} = 191.6 \sqrt{\frac{10934 \times 1.35}{43 \times 126 \times 0.116}} \approx 928.55(MPa)$$

Các giá trị ứng suất tiếp xúc nhỏ hơn giá trị ứng suất tiếp xúc giới hạn $\sigma_{H,lim} = 1800(MPa)$. Do đó, các thông số thiết kế đảm bảo điều kiện bền tiếp xúc.

2.2.5. Xác định tải lên các trục bánh răng hành tinh

Trong bộ truyền bánh răng hành tinh của bộ giảm tốc, vỏ vi sai cố định nên tải ổ và trục của các bánh răng hành tinh bị chi phối bởi thành phần lực ăn khớp hướng tâm [42] do 2 lần ăn khớp tạo ra (hành tinh với Vi sai và hành tinh với trung tâm). Do đó, tải trọng tác động lên ổ trục bánh răng hành tinh sơ bộ được xác định [43]:

$$F_{Pin} \approx 2 \times F_{r,P} = 2 \times 3980 = 7960(N)$$

Mỗi ổ lăn có 2 dãy nên tải cũng được chia đều trên các ổ với giá trị [14]:

$$F_{bearing} = \frac{F_{Pin}}{2} = 3980(N)$$

Với giá trị tải tác động lên ổ trục vừa xác định, kích thước ổ đĩa thẳng có thể được chọn tương ứng với tuổi thọ của nó đi kèm theo các tiêu chuẩn.

2.2.6. Tính toán hệ số an toàn

Hệ số an toàn uốn chân răng được xác định :

$$n_F = \frac{\sigma_{F,lim}}{\sigma_{F,S}} = \frac{600}{233.5} \approx 2.57$$

Hệ số an toàn tiếp xúc mặt răng được xác định :

$$n_H = \frac{\sigma_{H,lim}}{\sigma_{H,SP}} = \frac{1800}{1309.9} \approx 1.37 \text{ (bb)}$$

2.3. Khảo sát ảnh hưởng của bề rộng răng và hệ số dịch chỉnh tới ứng xử cơ học của bộ truyền

Từ công thức (aa), ứng suất tiếp xúc mặt răng phụ thuộc vào rất nhiều đại lượng khác nhau. Giả thiết các thông số $Z_E, F_{t,P}, K, d$ có giá trị cố định. Hệ số hình học tiếp xúc có thể được mô hình hóa theo quy luật sau [32] :

$$I(x_s) = I_0(1 + k_I x_s) \text{ (cc)}$$

Trong đó, x_s là hệ số dịch chỉnh biên dạng của bánh răng trung tâm (Profile Shift Coefficient), I_0 là hệ số tiếp xúc hình học khi $x_s=0$, và k_I là hệ số nhạy mô tả mức tăng của I theo x_s . Cần chú ý rằng, việc dịch chỉnh dương thường làm đường tiếp xúc hình học phù hợp hơn đối với ứng suất tiếp xúc bởi lúc này bán kính cong lớn hơn và sự trượt bề mặt ăn khớp giảm [44].

Như vậy, từ công thức (aa), giá trị ứng suất tiếp xúc hoàn toàn có thể được khảo sát ứng với sự thay đổi của giá trị bề rộng răng (b). Cụ thể :

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{\left(\frac{K_\gamma}{n_p}\right) \times \left(\frac{2}{d_s/1000}\right) \times \left(\frac{T_{\max}}{\eta \times i}\right) \times K}{b \times d_s \times I_0(1 + k_t x_s)}} \quad (\text{dd})$$

Từ công thức (bb), hệ số an toàn tiếp xúc có thể được xác định như sau :

$$n_H = \frac{\sigma_{H,\lim}}{\sigma_{H,SP}} = \frac{\sigma_{H,\lim}}{Z_E} \sqrt{\frac{b \times d_s \times I(x_s)}{F_{t,P} \times K}} \quad (\text{ee})$$

Thay (cc) vào (ee) thì hệ số này được tính như sau:

$$n_H = \frac{\sigma_{H,\lim}}{\sigma_{H,SP}} = \frac{\sigma_{H,\lim}}{Z_E} \sqrt{\frac{b \times d_s \times I_0(1 + k_t x_s)}{\left(\frac{K_\gamma}{n_p}\right) \times \left(\frac{2}{d_s/1000}\right) \times \left(\frac{T_{\max}}{\eta \times i}\right) \times K}}$$

Một số nhận xét chính có thể sơ bộ xác định như sau:

Ứng suất tiếp xúc mặt răng tỉ lệ nghịch với căn bậc hai giá trị của b, ngược lại, hệ số an toàn tỉ lệ thuận với căn bậc hai giá trị của b, nghĩa là:

$$\sigma_H \propto \frac{1}{\sqrt{b}}; n_H \propto \sqrt{b}$$

Như vậy, khi giá trị của b tăng thì tăng hệ số an toàn và giảm ứng suất tiếp xúc mặt răng.

Đối với hệ số dịch chỉnh x_s ứng với mô hình nhảy được lựa chọn [45], quan hệ của ứng suất tiếp xúc, hệ số an toàn tiếp xúc được xác định như sau:

$$\sigma_H \propto \frac{1}{\sqrt{I(x_s)}} = \frac{1}{\sqrt{I_0(1 + k_t x_s)}}; n_H \propto \sqrt{I_0(1 + k_t x_s)}$$

Như vậy, dịch chỉnh dương cũng sẽ làm tăng hệ số an toàn, nhưng giá trị này tăng theo hàm căn bậc hai. Ứng suất uốn và hệ số an toàn chân răng được xác định tương tự như sau:

$$\sigma_F = \frac{K}{b \times m \times Y} \times \frac{K_\gamma}{n_p} \times \frac{2}{d_s/1000} \times \frac{T_{\max}}{\eta \times i}$$

$$n_F = \frac{\sigma_{F,\lim}}{\sigma_F} = \sigma_{F,\lim} \times b \times m \times Y \times \frac{\eta \times i \times n_p}{2 \times K \times K_\gamma} \times \frac{d_s}{T_{\max}}$$

Hệ số hình học uốn Y khi có dịch chỉnh chỉ phụ thuộc số răng và hệ số dịch chỉnh biên dạng x_s . Đặc biệt, hệ số dịch chỉnh biên dạng ảnh hưởng mạnh tới độ dày chân răng, bán kính góc lượn chân răng, vị trí tiết diện nguy hiểm. Lúc này, hệ số hình học uốn hiệu dụng được xem xét như sau:

$$Y_{eff}(x_s) = Y_0(1 + c_F x_s)$$

Trong đó, Y_0 là hệ số Lewis cơ sở (khi hệ số dịch chỉnh $x_s=0$). c_F là hệ số nhảy và nhận giá trị dương khi $x_s>0$ (chân răng được làm dày hơn và tăng độ bền uốn chân răng).

Lúc này, ứng suất và hệ số an toàn uốn chân răng được xác định như sau:

$$\sigma_F = \frac{K \times F_{t,P}}{b \times m \times Y_0(1 + c_F x_s)}$$

$$n_F = \frac{\sigma_{F,\lim} \times b \times m \times Y_0(1 + c_F x_s)}{K \times F_{t,P}}$$

Như vậy có thể thấy mối quan hệ giữa ứng suất và hệ số an toàn tiếp xúc đối với bề rộng chân răng, hệ số dịch chỉnh biên dạng như sau:

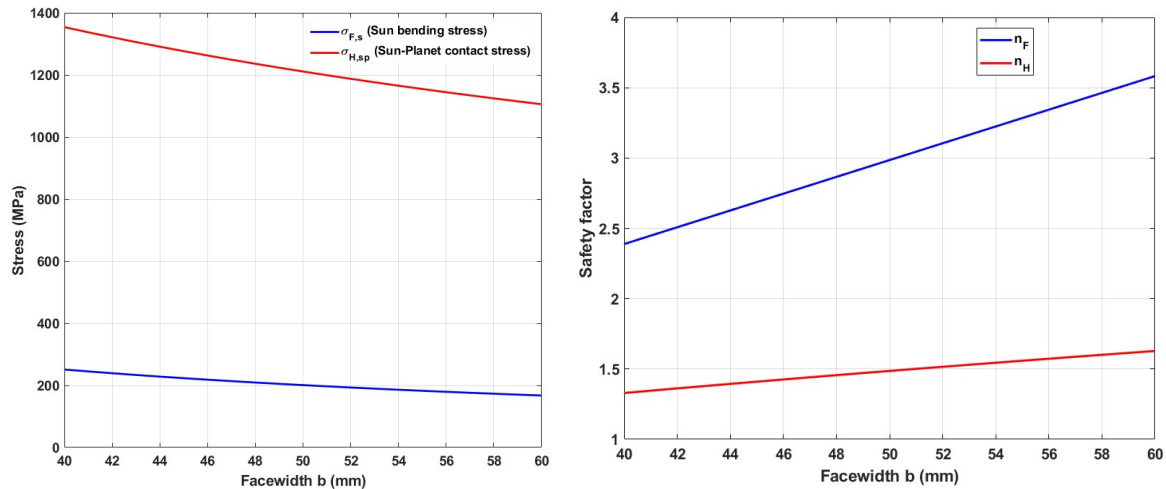
$$\sigma_F \propto \frac{K}{b(1 + c_F x_s)}; n_F \propto \frac{b(1 + c_F x_s)}{K}$$

Khi giá trị b tăng thì ứng suất tiếp giảm tuyến tính, hệ số an toàn tiếp xúc tăng tuyến tính. Tương tự với hệ số dịch chỉnh $x_s > 0$, khi dịch chỉnh dương thì độ bền uốn sẽ được cải thiện ứng với sự tăng của bề rộng chân răng.

Với các thông số thiết kế được mô tả trong bảng 1 và bảng 2, ảnh hưởng của bề rộng chân răng và hệ số dịch chỉnh biên dạng tới ứng suất và hệ số an toàn được thể hiện như hình 3, hình 4 và hình 5. Các giá trị tương ứng được thể hiện trong bảng 3.

Bảng 3. Giá trị ứng suất và hệ số an toàn ứng với bề rộng răng

b (mm)	σ_F (MPa)	σ_H (MPa)	n_F	n_H
40	251.2085	1353.927	2.388454	1.329466
41	245.0815	1337.313	2.448165	1.345982
42	239.2462	1321.297	2.507877	1.362298
43	233.6823	1305.843	2.567588	1.37842
44	228.3714	1290.918	2.6273	1.394356
45	223.2965	1276.494	2.687011	1.410112
46	218.4422	1262.543	2.746722	1.425694
47	213.7945	1249.04	2.806434	1.441107
48	209.3404	1235.96	2.866145	1.456358
49	205.0682	1223.283	2.925856	1.47145
50	200.9668	1210.989	2.985568	1.486389
51	197.0263	1199.058	3.045279	1.501179
52	193.2373	1187.472	3.10499	1.515825
53	189.5913	1176.216	3.164702	1.530331
54	186.0804	1165.274	3.224413	1.5447
55	182.6971	1154.632	3.284124	1.558938
56	179.4347	1144.277	3.343836	1.573046
57	176.2867	1134.195	3.403547	1.587029
58	173.2472	1124.375	3.463258	1.60089
59	170.3109	1114.805	3.52297	1.614631
60	167.4723	1105.476	3.582681	1.628257



Hình 2 Ảnh hưởng của bề rộng răng tới ứng suất và hệ số an toàn

Từ hình 1a nhận thấy, giá trị ứng suất uốn và ứng suất tiếp xúc giảm khi bề rộng răng tăng. Dạng của đường cong có tính chất tuyến tính. Giá trị ứng suất uốn giảm chậm hơn so với ứng suất tiếp xúc. Về giá trị, ứng suất uốn (khoảng 170-250 MPa) nhỏ hơn rất nhiều so với ứng suất tiếp xúc (1100-1350 MPa) theo chiều tăng của bề rộng chân răng. Theo đó, khi bộ giảm tốc làm việc ở trạng thái tải nặng, kín nước và tốc độ cao thì dạng hỏng tiếp xúc sẽ chi phối là chủ yếu mà không phải là do gãy uốn chân răng.

Giá trị hệ số an toàn được mô tả ở hình 1b cho thấy, chúng đều có dạng tăng tuyến tính. Hệ số an toàn tiếp xúc (khoảng giá trị từ 1.35 đến 1.6) tăng chậm hơn hệ số an toàn uốn (khoảng giá trị từ 2.4 đến 3.6). Ngay

cả khi $b=40\text{mm}$ thì $nF>2$, do đó bánh răng rất an toàn về uốn, việc tăng b sẽ không cần thiết nếu chỉ xét vấn đề uốn. Tuy nhiên, giá trị nH tăng chậm, ngưỡng nH ở khoảng (1.3; 1.4) thì bánh răng có nguy cơ rủi ro cao.

Có thể nhận thấy, khi tăng b trong khoảng hơn 10mm so với thiết kế thì ứng suất uốn giảm 20-25%, ứng suất tiếp xúc giảm 10-12%, hệ số an toàn uốn tăng mạnh, còn hệ số an toàn tiếp xúc tăng chậm. Rõ ràng, khi bề rộng răng nằm trong khoảng từ 50mm đến 55mm thì hệ số $nF=3$, $nH=1.5$. Đây là vùng giá trị tối ưu hơn cả về mặt kỹ thuật cũng như điều kiện làm việc của bộ giảm tốc.

2.4. Kết quả chế tạo và làm việc của bộ giảm tốc trong thực tế

Trên cơ sở đánh giá ứng xử cơ học của bộ giảm tốc với các thông số kỹ thuật được thiết kế ban đầu, kết cấu hoàn toàn đáp ứng được về điều kiện bền uốn chân răng, điều kiện bền tiếp xúc. Các giá trị an toàn đều lớn hơn 1.3, đặc biệt hệ số an toàn tiếp xúc cao hơn rất nhiều. Do đó, bộ truyền hoàn toàn đáp ứng được khả năng làm việc ở tốc độ cao, tải nặng và không gian kín. Việc chế tạo các bộ phận của bộ giảm tốc phải tuân thủ nghiêm ngặt về quy trình công nghệ và các yêu cầu kỹ thuật của hệ thống. Trước tiên, các công nghệ tạo phôi như rèn, dập, đúc được sử dụng để tạo phôi ban đầu. Phương pháp rèn, dập nhằm mục đích tạo ra phôi có hình dáng tương tự như hình dáng sản phẩm, do đó giúp tiết kiệm vật tư, thời gian gia công và cải thiện cơ tính vật liệu. Trong giai đoạn này, công nghệ rèn thép được sử dụng để thay thế cho công nghệ đúc thông thường nhằm để tăng cơ tính, chất lượng sản phẩm. Tiếp theo, các phương pháp gia công cắt gọt kim loại như: tiện, phay, mài răng, mài tròn, cắt dây được áp dụng. Đặc điểm của các phương pháp này là cắt gọt, tạo hình cho sản phẩm. Để nâng cao độ chính xác và chất lượng của sản phẩm, các thiết bị hiện đại, có độ chính xác cao như hệ thống máy tiện CNC, máy phay CNC được đưa vào sử dụng. Sau khi gia công cắt gọt, công nghệ xử lý nhiệt như thấm các bon ni tơ, tôi, ram, ủ được triển khai. Mục đích của công nghệ này nhằm để nâng cao cơ tính của vật liệu, từ đó nâng cao chất lượng sản phẩm. Cuối cùng, các công nghệ xử lý bề mặt như mạ, phun cát, bi, sơn được sử dụng. Những bước xử lý bề mặt này giúp bảo vệ bề mặt sản phẩm sau khi chế tạo khỏi các tác động của môi trường, ngoài ra còn nâng cao tính thẩm mỹ cho sản phẩm. Công nghệ mạ dùng để tạo một lớp oxit kẽm dùng để bảo vệ bề mặt các chi tiết bằng thép. Công nghệ phun cát dùng để xử lý bề mặt sản phẩm sau nhiệt luyện. Một số kết quả chế tạo được thể hiện trên hình 1, hình 2 và hình 3.



Hình 3 Trục và bánh răng trung tâm sau khi chế tạo



Hình 4 Các bánh răng hành tinh sau khi chế tạo



Hình 5 Bộ giảm tốc sau khi lắp ráp và trên xe bánh xích XCB.

3. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã thực hiện việc đánh giá ứng xử cơ học của bộ giảm tốc nằm trong hệ thống truyền lực xe bánh xích XCB với các thông số thiết kế đầu vào. Các ứng xử này được xác định với các tiêu chí chính bao gồm các ứng suất uốn chân răng, ứng suất tiếp xúc bề mặt răng, và các hệ số an toàn tương ứng. Ảnh hưởng của bề rộng chân răng - một trong những thông số thiết kế quan trọng nhất của bánh răng với các tính chất cơ học cũng được khảo sát chi tiết. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra được rằng, các thông số thiết kế ban đầu đáp ứng đầy đủ các tiêu chí về độ bền uốn, độ bền tiếp xúc. Chúng đáp ứng được điều kiện làm việc ở tốc độ cao, tải nặng và kín nước. Hơn nữa, việc tăng giá trị bề rộng chân răng làm tăng khả năng bền của bộ truyền ứng với hệ số an toàn tăng cao. Giá trị ứng suất tiếp xúc giảm chậm và ứng suất uốn giảm nhanh khi tăng giá trị bề rộng chân răng với các mức giảm tương ứng 10-12% và 20-25%. Dựa trên các kết quả đánh giá, bộ truyền đã được chế tạo và lắp ráp thử nghiệm đáp ứng được đầy đủ các tiêu chí và yêu cầu đặt ra ban đầu. Hơn nữa, việc chế tạo thành công bộ giảm tốc khẳng định được khả năng làm chủ được việc thiết kế, công nghệ chế tạo cụm giảm tốc lắp trên xe bánh xích XCB. Các tính năng kỹ thuật đều được kiểm tra và đáp ứng yêu cầu. Các sản phẩm đã được lắp ráp lên xe và được chạy thử nghiệm tại thực địa. Kết quả bước đầu đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật của sản phẩm trong điều kiện làm việc thực tế. Mặt khác, việc nghiên cứu và chế tạo thành công từ tính toán, thiết kế và chế tạo, đã góp phần tiến tới nội địa hóa hoàn toàn vật tư, phụ tùng xe bánh xích XCB, hạn chế việc phụ thuộc và nhập khẩu từ các nguồn nước ngoài.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- 1 Wong, J. Y. (2001). Theory of ground vehicles (3rd ed.). John Wiley & Sons. ISBN 9780471354611

- 2 Johnson, C. P. (2012). Comparative analysis of lightweight robotic wheeled and tracked vehicle (Master's thesis). Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA.
- 3 Han, J., Wang, F., & Wang, Y. (2022). A Control Method for the Differential Steering of Tracked Vehicles Driven Independently by a Dual Hydraulic Motor. *Applied Sciences*, 12(13), 6355. <https://doi.org/10.3390/app12136355>
- 4 <https://www.renk.com/en/products/vehicles/transmissions>
- 5 U.S. Department of the Army. (2012). TM 9-2520-272-40 (Transmission/Steering related maintenance for M113-family components). NSNlookup.
- 6 Qin, Z., Luo, Y., Cao, Z., and Li, K., "A Novel Three-Planetary-Gear Power-Split Hybrid Powertrain for Tracked Vehicles," SAE Technical Paper 2018-01-1003, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-1003>.
- 7 RENK Aktiengesellschaft. (n.d.). Technologies for superior mobility: Motion for missions—Transmissions for military tracked vehicles [Technical brochure]. <https://www.renk.eu>
- 8 <https://www.renk.com/en/products/vehicles/final-drives>
- 9 AGMA 2101-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods For Involute Spur and Helical Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, Alexandria, VA, 2004.
- 10 ISO 6336-3, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical gears. Part 3: Calculation of Tooth Bending Strength, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2019 (2019).
- 11 JIS B 1701-1, Involute Gear Tooth Profile and Dimensions, Japanese Industrial Standards, Tokyo, Japan, 1973.
- 12 GB/T 3480, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Standards Press of China, Beijing, China, 2021.
- 13 J.L. Timothy, B.A. Shaw, R.C. Frazer, External spur gear root bending stress: a comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS Finite Element Analysis and Strain Gauge Techniques, *Mech. Mach. Theory* 111 (2017) 1–9.
- 14 Oswald, F.B., E.V. Zaretsky and J.V. Poplawski. 2012. Effect of internal clearance on load distribution and life of radially loaded ball and roller bearings. *Tribology Transactions*, 55 (2): 245-65. doi: 10.1080/10402004.2011.639050.
- 15 Flamang, P. and P. Clement. 2003. Stresses and Load Distribution Factors in Bearings: A Tool to Compare Bearing Alternatives. *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium*, 289-302
- 16 Lucas, D. Planet Pac: Increasing Epicyclic Power Density and Performance through Integration (AGMA 05FTM18). AGMA Fall Technical Meeting Proceedings, 2005.
- 17 Keller, J. and R. Wallen. 2015. Gearbox Reliability Collaborative Phase 3 Gearbox 2 Test. NREL/TP-5000-63693. National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO (US). doi: 10.7799/1254154. <https://doi.org/10.7799/1254154>.
- 18 Keller, J. and R. Wallen. 2017. Gearbox Reliability Collaborative Phase 3 Gearbox 3 Test. NREL/TP-5000-67612. National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO (US). doi: 10.7799/1337868. <https://doi.org/10.7799/1337868>.
- 19 T. Chen, C. Zhu, J. Chen, H. Liu, A review on gear scuffing studies: theories, experiments and design, *Tribol. Int.* 196 (2024) 109741, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2024.109741>.
- 20 P. Gao, Q. Yan, H. Liu, C. Xiang, K. Chen, Research on fault characteristics and signal transfer path mechanism of the gear transmission system, *Mech. Syst. Signal Process.* 228 (2025) 112471, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2025.112471>.
- 21 K. Feng, J.C. Ji, Q. Ni, M. Beer, A review of vibration-based gear wear monitoring and prediction techniques, *Mech. Syst. Signal Process.* 182 (2023) 109605, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109605>.
- 22 ANSI/AGMA 6123-C16, Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives
- 23 G. Nicoletto, Gear tooth stress analysis by the complex potentials method, *Meccanica* 27 (1992) 105–110.
- 24 A. Kapelevich, Y.V. Shekhtman, Direct gear design: bending stress minimization, *Gear Technology* 20 (4) (2003) 44–47.

- 25 A. Kawalec, J. Wiktor, D. Ceglarek, Comparative analysis of tooth-root strength using ISO and AGMA Standards in spur and helical gears with FEM-based verification, *J. Mech. Des.* 128 (5) (2005) 1141–1158.
- 26 M.A.S. Arikan, Derivation of analytical expressions for calculation of AGMA geometry factor J for external spur gears, in: *Proc. ASME 2001 International Design*
- 27 *Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Pittsburgh, PA 2B, 2001, pp. 1033–1042.
- 28 S. Li, Finite element analyses for contact strength and bending strength of a pair of spur gears with machining errors, assembly errors and tooth modifications, *Mech. Mach. Theory* 42 (1) (2007) 88–114.

ABSTRACT

This paper presents the results of the computational design and fabrication of the XCB-01 tracked vehicle side reduction gear assembly. The reduction gear assembly is part of the vehicle's power transmission system and serves to increase torque on the drive wheel axles. The planetary gear set is the main component of the reduction gear. Planetary gear sets are widely used in heavy-duty mechanical systems requiring high power density, good concentricity, and high durability. In this study, a single-stage planetary gear set is investigated based on design parameters to evaluate the main mechanical behavior of the gears under high load and high speed conditions. Specifically, meshing forces, tooth root bending strength, tooth surface contact stress, and safety factors are determined. Additionally, the influence of changing tooth width on stress values and safety factors is also considered. This research provides a basis for evaluating the working conditions and lifespan of planetary gear sets in particular, and reduction gear sets in general, on the power transmission system of the XCB tracked vehicle.

Keywords: tracked vehicle, reduction gear set, planetary gear set, meshing force, stress