

TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU THANH TRUYỀN DỰA TRÊN VIỆC KẾT HỢP DỮ LIỆU CAD-CAE VÀ PHƯƠNG PHÁP RSM

OPTIMIZATION OF CONNECTING ROD STRUCTURE BASED ON COMBINING CAD-CAE DATA AND RSM METHOD

Trần Công Chi*

Trường Đại học Lâm nghiệp, Việt Nam¹

*Tác giả liên hệ / Corresponding author: trancongchi_bk@yahoo.com

(Nhận bài / Received: 02/5/2024; Sửa bài / Revised: 04/9/2024; Chấp nhận đăng / Accepted: 05/9/2024)

Tóm tắt - Bài báo này trình bày kết quả tối ưu hóa thiết kế thanh truyền dựa trên việc kết hợp dữ liệu CAD-CAE và phương pháp bề mặt đáp ứng (RSM). Nghiên cứu khảo sát ảnh hưởng của bốn kích thước chính (D1, D2, D3, D4) đến ứng suất Von Mises (V, MPa) lớn nhất, chuyển vị (D, mm) lớn nhất và khối lượng (m, kg) của thanh truyền. Các mô hình hồi quy được phát triển cho thấy, giá trị R² lần lượt là 0,9896; 0,9972 và 0,9999 đối với V, D và m. Kết quả tối ưu hóa đa mục tiêu thu được tại D1=33mm; D2=74mm; D3=10,11mm và D4=8,0mm thu được ứng suất V=122,57 MPa; chuyển vị D=0,093mm và khối lượng m=0,157kg, tương ứng hàm mục tiêu là 0,8. Để xác minh hiệu quả của phương pháp tối ưu, thanh truyền đã được thiết kế lại và phân tích với cùng điều kiện. Kết quả phân tích V, D và m cho thấy sai lệch không quá 2,26%; 1,06% và 0% so với các giá trị tối ưu thu được, cung cấp bằng chứng cho thấy độ tin cậy của phương pháp nghiên cứu được đề xuất.

Từ khóa - Tối ưu hóa; CAD-CAE; Thanh truyền; Phương pháp bề mặt đáp ứng

1. Đặt vấn đề

Việc tối ưu hóa kết cấu là một phần quan trọng trong thiết kế kỹ thuật, đặc biệt là trong lĩnh vực cơ khí chế tạo. Tối ưu hóa không chỉ giúp cải thiện hiệu suất của các bộ phận máy móc, thiết bị mà còn đóng vai trò quan trọng trong việc giảm thiểu chi phí sản xuất và vận hành. Với sự phát triển của công nghệ thông tin, việc áp dụng các phần mềm CAD (Computer-Aided Design) và CAE (Computer-Aided Engineering) vào quá trình thiết kế và phân tích đã trở nên phổ biến. Công nghệ này cung cấp khả năng mô phỏng và phân tích tương đối chính xác các yếu tố liên quan đến kết cấu, từ đó giúp nhà thiết kế đưa ra những quyết định đúng đắn và tối ưu hóa kết cấu một cách hiệu quả.

Tác giả Wang và cộng sự đã thực hiện tối ưu hóa thiết kế kết cấu bằng cách kết hợp thuật toán tối ưu hóa xấp xỉ tuần tự cải tiến với kỹ thuật tích hợp CAD/CAE. Kết quả cho thấy, phương pháp đề xuất đã tạo ra điều kiện thuận lợi cho quá trình cấu trúc tối ưu và giảm đáng kể chi phí tính toán so với các phương pháp khác [1]. Tác giả Ma và cộng sự giới thiệu phương pháp tích hợp CAD-CAE để phân tích tĩnh và động của các máy động học song song. Họ đã xây dựng mô hình FEA (Finite Element Analysis) với các cấu hình khác nhau và được cập nhật tự động. Ngoài ra, một loạt thí nghiệm cũng được thực hiện để kiểm chứng tính hiệu quả của phương pháp đề xuất [2]. Tác giả Afolabi và cộng sự đã xây dựng mô hình 3D và nghiên cứu các tham số ảnh hưởng đến tuổi thọ mỏi của trục bằng phần mềm Inventor®.

Abstract - This article presents the optimized design of a connecting rod using CAD-CAE data and the Response Surface Method (RSM). The study investigated the influence of four main dimensions (D1, D2, D3, D4) on maximum Von Mises stress (V), maximum displacement (D), and mass (m) of the connecting rod. Regression models achieved high accuracy (R² values of 0.9896, 0.9972, and 0.9999 for V, D, and m, respectively). Multi-objective optimization resulted in dimensions of D1 = 33mm, D2 = 74mm, D3 = 10.11mm, and D4 = 8.0mm, yielding V = 122.57 MPa, D = 0.093mm, and m = 0.157kg, with an objective function value of 0.8. The connecting rod model was redesigned and analyzed, showing deviations of less than 2.26%, 1.06%, and 0% for V, D, and m, respectively, compared to the optimized values. These results provide strong evidence for the reliability of the proposed method.

Key words - Optimization; CAD-CAE; Connecting rod; Response surface methodology

Sau đó, nghiên cứu đã đề xuất một thiết kế tối ưu cho trục nhằm đảm bảo tính an toàn và hiệu quả về chi phí [3]. Trong một nghiên cứu được thực hiện bởi Chan và cộng sự, một mô hình ảo của máy công cụ được tạo bằng phần mềm CAD và tiến hành phân tích mô hình bằng phần mềm ANSYS Workbench với mục tiêu là xác định biến dạng và độ cứng. Nghiên cứu đã cho thấy, sự hiện diện của các tần số và loại rung động khác nhau, đồng thời cho thấy sự tồn tại của các mối liên kết yếu trong kết cấu máy [4]. Nhiều nghiên cứu khác cũng đã sử dụng CAE để phân tích và tối ưu hóa cấu trúc máy đã được công bố [5-8].

Hiện nay, nhiều nghiên cứu tối ưu hóa cấu trúc đã được thực hiện thông qua việc kết hợp dữ liệu CAE và các phương pháp toán học như phương pháp Taguchi, phương pháp bề mặt đáp ứng (RSM), trí tuệ nhân tạo, thuật toán di truyền (GA) và các thiết kế thống kê khác [9]. Tác giả Ali và cộng sự đã phát triển một quy trình FEA dựa trên GA để tối ưu hóa kích thước và hình dạng của các giàn phẳng và không gian [10]. Tác giả Mai và cộng sự đã phát triển một mô hình thay thế dựa trên mạng nơ-ron sâu (DNN) tích hợp với thuật toán tối ưu tiến hóa vi phân (DE) [11]. Tác giả Abbassi và cộng sự đã trình bày một phương pháp thiết kế kết hợp mô hình FEA và mạng nơ-ron nhân tạo (ANN) để ước tính các thông số tạo hình của các ống hình chữ T. Nghiên cứu thiết lập mối tương quan chặt chẽ giữa các kết quả bằng số thu được từ FEA và các dự đoán do mô hình ANN tạo ra [12]. Sự kết hợp giữa dữ liệu CAE và ANN

¹ Vietnam National University of Forestry, Vietnam (Tran Cong Chi)

cũng được áp dụng trong nhiều nghiên cứu khác [13-15].

Thanh truyền là một chi tiết quan trọng hệ thống động cơ ô tô, nhiệm vụ thanh truyền là biến chuyển động lên xuống của piston thành chuyển động quay tròn của trục khuỷu. Quá trình làm việc, thanh truyền chịu tải tuần hoàn cường độ cao khoảng từ 10^8 đến 10^9 chu kỳ, lực kéo, nén thay đổi theo chu kỳ của động cơ nên tiềm ẩn nhiều nguy cơ hỏng do mỏi. Do đó, đã có nhiều công trình nghiên cứu liên quan đến việc thiết kế, tối ưu hóa và kiểm tra các điều kiện bền được thực hiện [3, 16-18]. Tuy nhiên, việc kết hợp dữ liệu CAD-CAE với các thuật toán tối ưu vẫn còn nhiều hạn chế.

Do đó, nghiên cứu này tập trung vào việc sử dụng phương pháp RSM để tối ưu hóa kết cấu thanh truyền dựa trên dữ liệu CAD-CAE. Phương pháp RSM là một kỹ thuật tối ưu hóa mạnh mẽ được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực khác nhau, không chỉ giúp đơn giản hóa quá trình tối ưu hóa bằng cách giảm thiểu số lượng thí nghiệm cần thiết mà còn tăng cường hiệu quả của quá trình thiết kế bằng cách cung cấp một cái nhìn sâu sắc về mối quan hệ giữa các thông số đầu vào và yêu cầu đầu ra [19]. Trong bối cảnh yêu cầu ngày càng cao về hiệu quả và độ tin cậy của sản phẩm cơ khí, việc tối ưu hóa kết cấu thanh truyền không chỉ mang lại lợi ích về mặt kỹ thuật mà còn giúp tăng cường sự cạnh tranh của doanh nghiệp trên thị trường

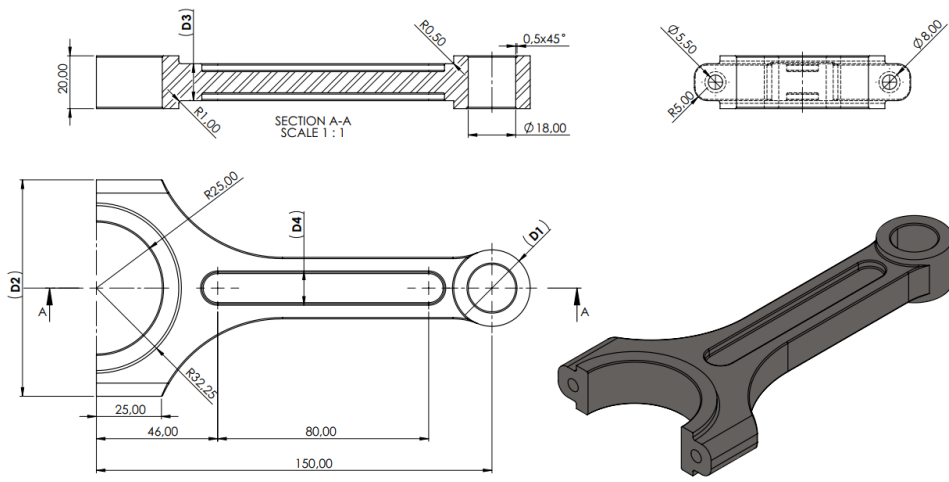
toàn cầu. Kết quả nghiên cứu này sẽ cung cấp một ví dụ trong lĩnh vực tối ưu hóa kết cấu cơ khí và mở ra những triển vọng có ích trong việc áp dụng phương pháp RSM vào các ứng dụng thực tế.

2. Phương pháp nghiên cứu

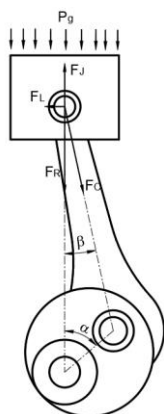
2.1. Mô hình 3D và phân tích tĩnh bằng FEA

Đối với kết cấu của thanh truyền, đường kính lỗ, chiều dày hai đầu và khoảng cách tâm hai lỗ là kích thước quan trọng liên quan đến quá trình lắp ráp, phụ thuộc vào yêu cầu kỹ thuật khi làm việc. Do đó trong nghiên cứu này, đường kính ngoài của đầu nhỏ (D1), chiều rộng của đầu to (D2), chiều dày thân (D3) và chiều rộng của rãnh thân thanh truyền (D4) được chọn làm thông số đầu vào để tối ưu vì chúng là những kích thước có thể dễ dàng điều chỉnh mà không ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình lắp ráp (Hình 1). Các thông số ứng suất Von Mises (V, MPa) lớn nhất, chuyển vị (D, mm) lớn nhất và khối lượng (m, kg) được chọn làm tham số đầu ra cần quan tâm. Mô phỏng FEA được thực hiện để xác định giá trị của các tham số đầu ra trong cùng điều kiện cho từng tổ hợp các tham số đầu vào.

Vật liệu thanh truyền là hợp kim nhôm 7075-T6 với mô đun đàn hồi $E=72000\text{MPa}$; hệ số poisson = 0,33; khối lượng riêng 2810kg/m^3 ; giới hạn bền 570MPa ; giới hạn chảy 505MPa .



Hình 1. Mô hình 3D và các kích thước chính của thanh truyền



Hình 2. Động lực học của cơ cấu thanh truyền động cơ

Hình 2 giới thiệu mô hình động lực học cơ cấu thanh truyền động cơ. Trong đó, P_g là áp suất khí thể tác dụng lên

đỉnh piston (MPa); F_R là lực khí thể (N), F_J là lực quán tính của khối lượng các chi tiết chuyển động thẳng của cụm piston và đầu nhỏ thanh truyền (N); F_L là lực ngang tác dụng lên vách xi lanh. Tổng lực tác dụng lên đầu nhỏ thanh truyền (F_C) được tính bằng công thức (1):

$$F_C = \frac{F_R}{\cos\beta} \tag{1}$$

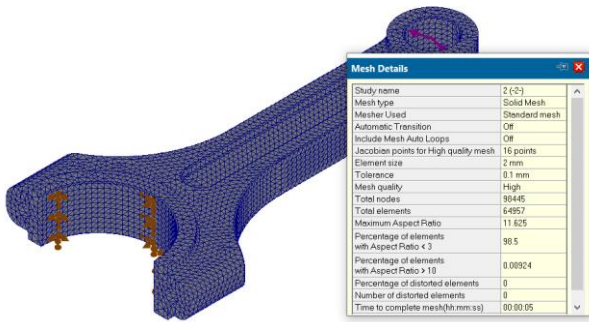
$$F_R = P_G \cdot S + F_J; F_J = -m_j \cdot a \tag{2}$$

Trong đó, S là diện tích đỉnh piston (m^2); m_j là khối lượng tịnh tiến của cụm piston và đầu nhỏ thanh truyền (kg), β là góc giữa thanh truyền và trục xi lanh, α là góc quay trục khuỷu.

Nghiên cứu này xây dựng mô hình bài toán tối ưu kích thước thanh truyền dựa trên việc kết hợp dữ liệu CAD-CAE và phương pháp RSM. Lực tác dụng lên thanh

truyền được giả thiết bằng lực tác dụng cục đại lên piston do áp suất khí thể gây ra mà không xét đến các thành phần lực khác khi piston ở vị trí điểm chết trên của piston ($\beta=0$). Ngoài ra, giá trị này được lựa chọn cố định $\approx 20000N$ do nghiên cứu không cụ thể hóa kích thước của các chi tiết khác trong cụm piston nên không tính toán được chính xác được giá trị của F_c do khối lượng của đầu nhỏ thanh truyền sẽ thay đổi [16, 20].

Mô đun Simulation của phần mềm SolidWorks được sử dụng để phân tích. Ràng buộc cố định được thiết lập bên trong đầu to và lực tác dụng phân bố trong đầu nhỏ thanh truyền. Dựa trên yêu cầu phân tích và đặc điểm hình học của thanh truyền, loại lưới tam giác được sử dụng để chia lưới với kích thước lưới được thiết lập là 2,0 mm, dung sai 0,1mm, 16 điểm Jacobian. Kết quả thiết lập lưới với các thông số khác được giới thiệu trên Hình 3.



Hình 3. Thiết lập và tạo lưới cho kết cấu thanh truyền

2.2. Thiết kế Box-Behnken và phương pháp tối ưu bề mặt đáp ứng

Nghiên cứu này sử dụng phương pháp qui hoạch thực nghiệm để khảo sát xác định hàm tối ưu của các kích thước D1, D2, D3, D4 với 3 hàm mục tiêu là V, D và m. Bốn thông số kích thước thanh truyền và ba mức được thiết kế 27 mô hình phân tích bằng phương pháp Box-Behnken được trình bày trong Bảng 1. Các mức trên và dưới của bốn kích thước này được lựa chọn đảm bảo không làm ảnh hưởng đến ràng buộc các kích thước khác của thanh truyền.

Phương pháp bề mặt đáp ứng (RSM) là một kỹ thuật thống kê được sử dụng để nghiên cứu tương tác giữa các biến độc lập và đáp ứng đầu ra trong quá trình sản xuất hoặc nghiên cứu. RSM được phát triển để tối ưu hóa hiệu suất và chất lượng sản phẩm thông qua việc tìm ra điểm tối ưu của một hàm đầu ra dựa trên các thử nghiệm thực nghiệm. Phương pháp này dựa trên việc tạo ra một mô hình toán học để mô phỏng mối quan hệ giữa các biến độc lập và đáp ứng đầu ra.

Bảng 1. Giá trị mã hóa và giá trị thực các kích thước chính của thanh truyền

| Kích thước | Đơn vị | Thấp | Tâm | Cao |
|------------|--------|------|-----|-----|
| | | -1 | 0 | +1 |
| D1 | mm | 25 | 29 | 33 |
| D2 | mm | 74 | 82 | 90 |
| D3 | mm | 10 | 14 | 18 |
| D4 | mm | 8 | 12 | 16 |

Mô hình hồi quy đầy đủ có dạng:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{ij}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (3)$$

Trong đó:

y - Hàm mục tiêu, mô hình nghiên cứu mô tả quy luật tìm được tương ứng với V, D và m;

x_i - Nhân tố hoặc sự kiện hay yếu tố ảnh hưởng lên hàm mục tiêu tương ứng với các kích thước D1, D2, D3, D4 của thanh truyền;

β_i - Hệ số hồi quy bậc 1, mô tả ảnh hưởng của các nhân tố x_i lên hàm mục tiêu;

β_{ij} - Hệ số hồi quy bậc 1, mô tả ảnh hưởng đồng thời của 2 nhân tố x_i và x_j ;

β_{ii} - Hệ số hồi quy bậc 2, mô tả ảnh hưởng bậc 2 của nhân tố x_i lên kết quả thực nghiệm;

β_0 - Hệ số tự do trong mô hình;

ε - Sai số thống kê liên quan đến giá trị trung bình.

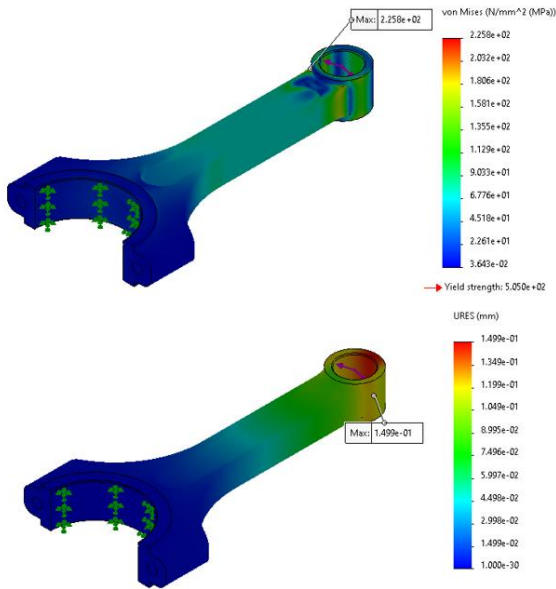
3. Kết quả và thảo luận

3.1. Kết quả phân tích FEA

FEA được tiến hành cho tổng cộng 27 mô hình thanh truyền được thiết kế và kết quả phân tích tương ứng V, D và m được trình bày trong Bảng 2. Hình 4 thể hiện cụ thể kết quả phân tích cho mô hình số 01. Kết quả phân tích thanh truyền cho thấy, nơi tập trung ứng suất Von Mises lớn nhất tại vị trí vành ngoài đầu nhỏ nối với thân thanh truyền, trong khi đó vị trí chuyển vị lớn nhất là vành ngoài đầu nhỏ của thanh truyền.

Bảng 2. Thông số đầu vào và kết quả phân tích FEA

| Std | Run | D1 (mm) | D2 (mm) | D3 (mm) | D4 (mm) | Max V (MPa) | Max D (mm) | m (kg) |
|-----|-----|---------|---------|---------|---------|-------------|------------|--------|
| 11 | 1 | 25 | 82 | 14 | 16 | 225,8 | 0,149 | 0,152 |
| 21 | 2 | 29 | 74 | 14 | 8 | 148,9 | 0,088 | 0,176 |
| 15 | 3 | 29 | 74 | 18 | 12 | 142,9 | 0,074 | 0,210 |
| 8 | 4 | 29 | 82 | 18 | 16 | 144,8 | 0,077 | 0,219 |
| 24 | 5 | 29 | 90 | 14 | 16 | 147,8 | 0,098 | 0,187 |
| 19 | 6 | 25 | 82 | 18 | 12 | 194,9 | 0,113 | 0,199 |
| 16 | 7 | 29 | 90 | 18 | 12 | 142,9 | 0,073 | 0,241 |
| 4 | 8 | 33 | 90 | 14 | 12 | 118,7 | 0,071 | 0,217 |
| 27 | 9 | 29 | 82 | 14 | 12 | 146,8 | 0,092 | 0,182 |
| 1 | 10 | 25 | 74 | 14 | 12 | 226,0 | 0,140 | 0,147 |
| 25 | 11 | 29 | 82 | 14 | 12 | 146,8 | 0,092 | 0,182 |
| 26 | 12 | 29 | 82 | 14 | 12 | 146,8 | 0,092 | 0,182 |
| 6 | 13 | 29 | 82 | 18 | 8 | 143,1 | 0,071 | 0,232 |
| 20 | 14 | 33 | 82 | 18 | 12 | 117,0 | 0,056 | 0,252 |
| 22 | 15 | 29 | 90 | 14 | 8 | 150,0 | 0,087 | 0,200 |
| 14 | 16 | 29 | 90 | 10 | 12 | 179,9 | 0,131 | 0,146 |
| 10 | 17 | 33 | 82 | 14 | 8 | 119,1 | 0,068 | 0,212 |
| 9 | 18 | 25 | 82 | 14 | 8 | 229,4 | 0,132 | 0,166 |
| 2 | 19 | 33 | 74 | 14 | 12 | 118,5 | 0,072 | 0,193 |
| 23 | 20 | 29 | 74 | 14 | 16 | 145,2 | 0,099 | 0,163 |
| 5 | 21 | 29 | 82 | 10 | 8 | 163,2 | 0,119 | 0,144 |
| 12 | 22 | 33 | 82 | 14 | 16 | 118,4 | 0,076 | 0,198 |
| 13 | 23 | 29 | 74 | 10 | 12 | 179,5 | 0,133 | 0,129 |
| 18 | 24 | 33 | 82 | 10 | 12 | 128,9 | 0,102 | 0,158 |
| 3 | 25 | 25 | 90 | 14 | 12 | 225,1 | 0,139 | 0,171 |
| 17 | 26 | 25 | 82 | 10 | 12 | 286,6 | 0,196 | 0,119 |
| 7 | 27 | 29 | 82 | 10 | 16 | 179,0 | 0,148 | 0,131 |



Hình 4. Ứng suất von Mises và chuyển vị của mô hình 01

3.2. Mô hình RSM

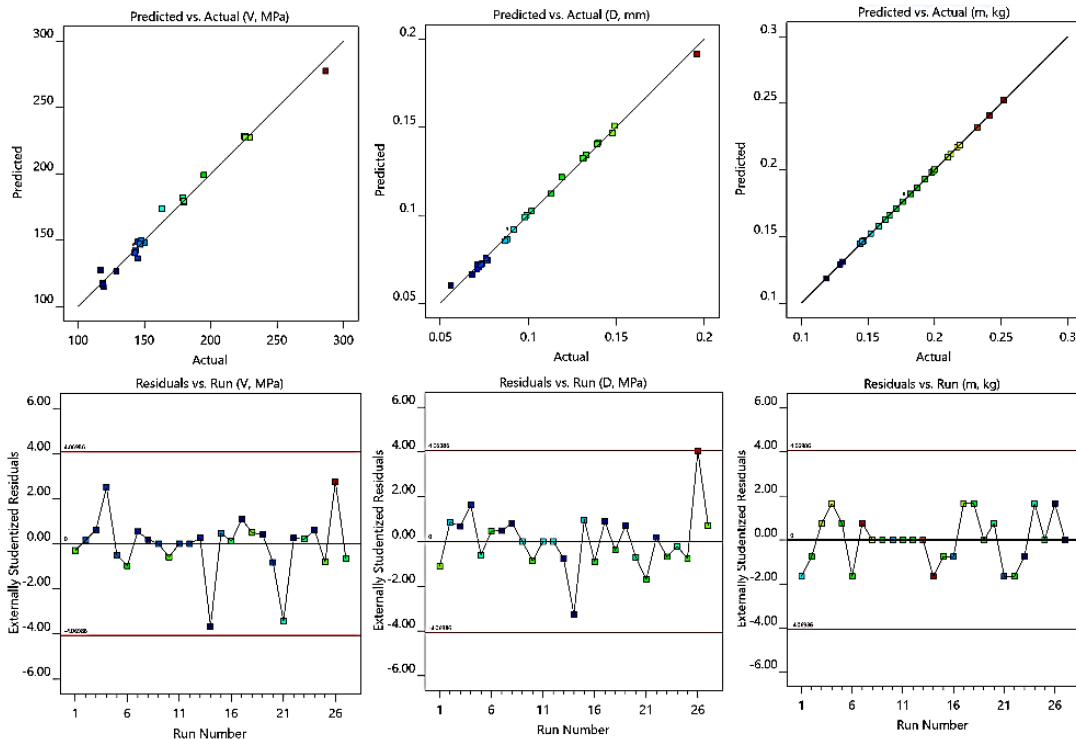
Phương pháp RSM đã được áp dụng để xây dựng các mô hình dự đoán cho các biến phụ thuộc V, D và m. Hiệu quả của các mô hình được đánh giá bằng hệ số xác định (R²). Các phương trình (4), (5) và (6) tương ứng với V, D và m đã được tạo ra từ phân tích hồi quy và thu được giá

trị R² tương ứng là 0,9896; 0,9972 và 0,9999. Ngoài ra, Hình 5 giới thiệu các biểu đồ thực nghiệm và dự đoán (predicted and actual value plots) và các biểu đồ phân bố ngẫu nhiên của các lần thí nghiệm (residuals versus runs models) để đánh giá mô hình có tương thích tốt với kết quả thực nghiệm hay không. Kết quả cho thấy mô hình dự báo của V, D và m đều có sự tương quan tốt khi các điểm tập trung theo dạng đường thẳng và phân bố của các điểm thí nghiệm là ngẫu nhiên.

$$V = 2725 - 121,4 D1 - 4,47 D2 - 57,8 D3 + 0,5 D4 + 1,531 D1 \times D1 + 0,0254 D2 \times D2 + 0,705 D3 \times D3 + 0,018 D4 \times D4 + 0,009 D1 \times D2 + 1,247 D1 \times D3 + 0,045 D1 \times D4 - 0,003 D2 \times D3 + 0,012 D2 \times D4 - 0,220 D3 \times D4 \quad (4)$$

$$D = 1,426 - 0,06448 D1 - 0,00008 D2 - 0,03987 D3 + 0,00957 D4 + 0,000849 D1 \times D1 - 0,000001 D2 \times D2 + 0,000685 D3 \times D3 + 0,000052 D4 \times D4 - 0,000000 D1 \times D2 + 0,000578 D1 \times D3 - 0,000141 D1 \times D4 + 0,000008 D2 \times D3 + 0,000000 D2 \times D4 - 0,000359 D3 \times D4 \quad (5)$$

$$m = -0,0452 + 0,001781 D1 + 0,000609 D2 - 0,003917 D3 - 0,001292 D4 + 0,000016 D1 \times D1 - 0,000004 D2 \times D2 - 0,000016 D3 \times D3 - 0,000016 D4 \times D4 - 0,000219 D1 \times D3 + 0,000109 D2 \times D3 \quad (6)$$



Hình 5. Biểu đồ giá trị thực nghiệm - dự đoán và phân bố ngẫu nhiên của các kết quả phân tích của V, D và m

Phân tích ANOVA cho ứng suất Von Mises V được trình bày trong Bảng 3. Kết quả cho thấy giá trị P của phương trình hồi quy là rất nhỏ so với 0,05. Giá trị V bị ảnh hưởng đáng kể bởi kích thước D1 (77,84%), D3 (9,37%), trong khi kích thước D2 và D4 là không đáng kể. Đối với giá trị chuyển vị lớn nhất D, kết quả trong Bảng 4 cho thấy D cũng chịu ảnh hưởng lớn nhất từ

D1 (52%) và D3 (38,54%). Điều này là do kết quả phân tích cho thấy ứng suất tập trung lớn nhất tại vị trí chuyển tiếp giữa đầu nhỏ và thân của thanh truyền, trong khi chuyển vị lớn nhất là vành ngoài đầu nhỏ thanh truyền, do đó đường kính đầu nhỏ (D1) và chiều dày thân thanh truyền (D3) có ảnh hưởng trực tiếp đến các giá trị này.

Bảng 3. Phân tích ANOVA cho mô hình hồi quy của V

| Nguồn | Bậc tự do (DF) | Tổng các bình phương (SS) | Đóng góp | Tổng bình phương điều chỉnh (SS) | Trung bình bình điều chỉnh (MS) | Giá trị F | Giá trị P |
|--------------|----------------|---------------------------|----------|----------------------------------|---------------------------------|-----------|-----------|
| Mô hình | 14 | 47160,5 | 98,96% | 47160,5 | 3368,6 | 81,81 | 0,000 |
| D1 | 1 | 37096,3 | 77,84% | 37096,3 | 37096,3 | 900,97 | 0,000 |
| D2 | 1 | 1,0 | 0,00% | 1,0 | 1,0 | 0,02 | 0,881 |
| D3 | 1 | 4466,0 | 9,37% | 4466,0 | 4466,0 | 108,47 | 0,000 |
| D4 | 1 | 4,4 | 0,01% | 4,4 | 4,4 | 0,11 | 0,748 |
| D1×D1 | 1 | 3185,7 | 6,69% | 3201,3 | 3201,3 | 77,75 | 0,000 |
| D2×D2 | 1 | 10,3 | 0,02% | 14,1 | 14,1 | 0,34 | 0,569 |
| D3×D3 | 1 | 751,5 | 1,58% | 679,5 | 679,5 | 16,50 | 0,002 |
| D4×D4 | 1 | 0,4 | 0,00% | 0,4 | 0,4 | 0,01 | 0,919 |
| D1×D2 | 1 | 0,3 | 0,00% | 0,3 | 0,3 | 0,01 | 0,933 |
| D1×D3 | 1 | 1592,0 | 3,34% | 1592,0 | 1592,0 | 38,67 | 0,000 |
| D1×D4 | 1 | 2,1 | 0,00% | 2,1 | 2,1 | 0,05 | 0,825 |
| D2×D3 | 1 | 0,0 | 0,00% | 0,0 | 0,0 | 0,00 | 0,976 |
| D2×D4 | 1 | 0,6 | 0,00% | 0,6 | 0,6 | 0,01 | 0,909 |
| D3×D4 | 1 | 49,7 | 0,10% | 49,7 | 49,7 | 1,21 | 0,293 |
| Sai số | 12 | 494,1 | 1,04% | 494,1 | 41,2 | | |
| LOF | 10 | 494,1 | 1,04% | 494,1 | 49,4 | * | * |
| Sai số thuần | 2 | 0,0 | 0,00% | 0,0 | 0,0 | | |
| Tổng | 26 | 47654,5 | 100,00% | | | | |

Bảng 4. Phân tích ANOVA cho mô hình hồi quy của D

| Nguồn | Bậc tự do (DF) | Tổng các bình phương (SS) | Đóng góp | Tổng bình phương điều chỉnh (SS) | Trung bình bình điều chỉnh (MS) | Giá trị F | Giá trị P |
|--------------|----------------|---------------------------|----------|----------------------------------|---------------------------------|-----------|-----------|
| Mô hình | 14 | 0,029 | 99,72% | 0,029 | 0,002 | 308,78 | 0,000 |
| D1 | 1 | 0,015 | 52,00% | 0,015 | 0,015 | 2254,24 | 0,000 |
| D2 | 1 | 0,000 | 0,01% | 0,000 | 0,000 | 0,61 | 0,448 |
| D3 | 1 | 0,011 | 38,54% | 0,011 | 0,011 | 1670,53 | 0,000 |
| D4 | 1 | 0,001 | 1,94% | 0,001 | 0,001 | 84,31 | 0,000 |
| D1×D1 | 1 | 0,001 | 2,92% | 0,001 | 0,001 | 148,07 | 0,000 |
| D2×D2 | 1 | 0,000 | 0,20% | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 0,971 |
| D3×D3 | 1 | 0,001 | 2,38% | 0,001 | 0,001 | 96,37 | 0,000 |
| D4×D4 | 1 | 0,000 | 0,01% | 0,000 | 0,000 | 0,56 | 0,470 |
| D1×D2 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 1,000 |
| D1×D3 | 1 | 0,000 | 1,19% | 0,000 | 0,000 | 51,50 | 0,000 |
| D1×D4 | 1 | 0,000 | 0,07% | 0,000 | 0,000 | 3,05 | 0,106 |
| D2×D3 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 0,04 | 0,849 |
| D2×D4 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 1,000 |
| D3×D4 | 1 | 0,000 | 0,46% | 0,000 | 0,000 | 19,90 | 0,001 |
| Sai số | 12 | 0,000 | 0,28% | 0,000 | 0,000 | | |
| LOF | 10 | 0,000 | 0,28% | 0,000 | 0,000 | * | * |
| Sai số thuần | 2 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | | |
| Tổng | 26 | 0,029 | 100,00% | | | | |

Bảng 5. Phân tích ANOVA cho mô hình hồi quy của m

| Nguồn | Bậc tự do (DF) | Tổng các bình phương (SS) | Đóng góp | Tổng bình phương điều chỉnh (SS) | Trung bình bình điều chỉnh (MS) | Giá trị F | Giá trị P |
|---------|----------------|---------------------------|----------|----------------------------------|---------------------------------|-----------|-----------|
| Mô hình | 14 | 0,032 | 100,00% | 0,032 | 0,002 | 20420,57 | 0,000 |
| D1 | 1 | 0,006 | 19,98% | 0,006 | 0,006 | 57132,00 | 0,000 |
| D2 | 1 | 0,002 | 5,44% | 0,002 | 0,002 | 15552,00 | 0,000 |
| D3 | 1 | 0,023 | 72,58% | 0,023 | 0,023 | 207507,00 | 0,000 |
| D4 | 1 | 0,001 | 1,68% | 0,001 | 0,001 | 4800,00 | 0,000 |
| D1×D1 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 3,00 | 0,109 |
| D2×D2 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 3,00 | 0,109 |

| | | | | | | | |
|--------------|----|-------|---------|-------|-------|--------|-------|
| D3×D3 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 3,00 | 0,109 |
| D4×D4 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 3,00 | 0,109 |
| D1×D2 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 1,000 |
| D1×D3 | 1 | 0,000 | 0,15% | 0,000 | 0,000 | 441,00 | 0,000 |
| D1×D4 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 1,000 |
| D2×D3 | 1 | 0,000 | 0,15% | 0,000 | 0,000 | 441,00 | 0,000 |
| D2×D4 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 1,000 |
| D3×D4 | 1 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 1,000 |
| Sai số | 12 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | | |
| LOF | 10 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | * | * |
| Sai số thuần | 2 | 0,000 | 0,00% | 0,000 | 0,000 | | |
| Tổng | 26 | 0,032 | 100,00% | | | | |

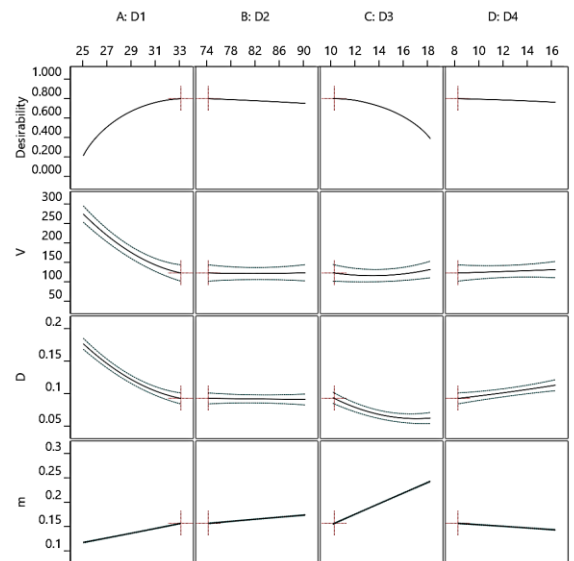
Tuy nhiên, Bảng 5 cho thấy giá trị khối lượng (m) lại chịu ảnh hưởng lớn nhất từ D3 (72,58%) trong khi D1 thấp hơn (19,98%). Điều này có thể được giải thích bởi thân thanh truyền chiếm thể tích lớn nhất của thanh truyền, do đó, thay đổi kích thước này sẽ ảnh hưởng lớn nhất đến khối lượng của chi tiết.

3.3. Tối ưu hóa

Để có được kết cấu thanh truyền có các thông số đầu ra tốt cân bằng giữa các yếu tố, phương pháp tối ưu đa mục tiêu được thực hiện với các thông số đầu vào, ràng buộc và các mục tiêu được trình bày trong Bảng 6.

Bảng 6. Các thông số kích thước và mục tiêu tối ưu

| Thông số | Mục tiêu | Giới hạn dưới | Giới hạn trên | Trọng số | Mức |
|----------|----------|---------------|---------------|----------|-----|
| D1 | Khoảng | 25 | 33 | 1 | 3 |
| D2 | Khoảng | 74 | 90 | 1 | 3 |
| D3 | Khoảng | 10 | 18 | 1 | 3 |
| D4 | Khoảng | 8 | 16 | 1 | 3 |
| V | Min | 117,0 | 286,6 | 1 | 3 |
| D | Min | 0,056 | 0,196 | 1 | 3 |
| m | Min | 0,119 | 0,252 | 1 | 3 |



Hình 6. Đồ thị tối ưu hóa đa mục tiêu bằng RSM

Hình 6 giới thiệu kết quả tối ưu sau khi phân tích bằng phương pháp RSM. Kết quả cho thấy, tại các giá trị D1=33mm; D2=74mm; D3=10,11mm; D4=8,00 mm thì ứng suất Von Mises lớn nhất V=122,57 MPa; chuyển vị lớn nhất D=0,093mm và khối lượng chi tiết m=0,157kg, tương ứng với giá trị kỳ vọng hàm mục tiêu là 0,8. Các giá trị trên được tính toán từ mô hình tối ưu đã được xây dựng

dựa trên dữ liệu thí nghiệm và phương pháp RSM. Với giá trị kỳ vọng hàm mục tiêu 0,8 cho thấy rằng mô hình tối ưu này đáp ứng tốt yêu cầu và đạt được hiệu suất mong đợi.

Để xác minh hiệu quả của các tham số đã tối ưu hóa, một mô hình thanh truyền đã được thiết kế lại theo các kích thước tối ưu và phân tích lại với cùng điều kiện. Kết quả cho thấy ứng suất Von Mises lớn nhất, chuyển vị lớn nhất và khối lượng của thanh truyền lại lần lượt là 125,4MPa và 0,094 mm và 0,157 kg. Các giá trị này sai lệch 2,26%; 1,06% và 0% so với các giá trị tối ưu thu được thông qua phương pháp RSM. Những kết quả này cung cấp bằng chứng độ tin cậy cao của phương pháp tối ưu hóa được sử dụng trong nghiên cứu cụ thể này.

4. Kết luận

Nghiên cứu này tập trung vào việc tối ưu hóa thiết kế thanh truyền bằng cách kết hợp dữ liệu CAD-CAE và phương pháp RSM. Phương pháp thiết kế thử nghiệm Box-Behnken được sử dụng để mô phỏng FEA và RSM được sử dụng để phát triển mô hình toán học và tối ưu hóa bốn kích thước chính của thanh truyền. Các thông số cần tối ưu bao gồm ứng suất Von Mises (V, MPa) lớn nhất, chuyển vị (D, mm) lớn nhất và khối lượng (m, kg). Kết quả cho thấy, các mô hình hồi quy dựa trên phương pháp RSM có giá trị R^2 cao đáng kể cho V, D và m, cho thấy độ chính xác dự đoán cao. Ngoài ra, tối ưu hóa đa mục tiêu bằng RSM đã tìm được giá trị tối ưu cho kết cấu của thanh truyền. Kết quả phân tích lại của kết cấu tối ưu cho thấy sai lệch không quá 2,43% cho ứng suất Von Mises, 0,77% cho chuyển vị và 0,62% cho khối lượng so với các giá trị tối ưu thu được từ phương pháp tối ưu hóa. Những kết quả này cung cấp bằng chứng cho thấy độ tin cậy cao của phương pháp tối ưu hóa được sử dụng trong nghiên cứu này.

Lời cảm ơn: Tác giả xin gửi lời cảm ơn tới các chuyên gia đã phản biện và có những nhận xét, góp ý rất có giá trị để bản thảo được chỉnh sửa đảm bảo chất lượng theo yêu cầu.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] D. Wang, F. Hu, Z. Ma, Z. Wu, and W. Zhang, "A CAD/CAE integrated framework for structural design optimization using sequential approximation optimization", *Advances in Engineering Software*, vol. 76, pp. 56-68, 2014.
- [2] Y. Ma, W. Niu, Z. Luo, F. Yin, and T. Huang, "Static and dynamic performance evaluation of a 3-DOF spindle head using CAD-CAE integration methodology", *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 41, pp. 1-12, 2016.
- [3] S. O. Afolabi, B. I. Oladapo, C. O. Ijagbemi, A. O. Adeoye, and J. F. Kayode, "Design and finite element analysis of a fatigue life prediction for safe and economical machine shaft", *Journal of Materials Research and Technology*, vol. 8, no. 1, pp. 105-111, 2019.
- [4] T.-C. Chan, A. Ullah, B. Roy, and S.-L. Chang, "Finite element analysis and structure optimization of a gantry-type high-precision machine tool", *Scientific Reports*, vol. 13, no. 1, p. 13006, 2023.
- [5] A. H. Ertas and F. O. Sonmez, "Design optimization of spot-welded plates for maximum fatigue life", *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 47, no. 4, pp. 413-423, 2011.
- [6] B. Zheng, X. Wang, and J. Zhang, "Structure optimization design for brake drum based on response surface methodology", *Manufacturing Technology*, vol. 21, no. 3, pp. 413-420, 2021.
- [7] J. Ling, W. Wang, L. Cheng, Q. Wang, and H. Zhang, "Life prediction and optimal design of flange structure of tire unloader", *Journal of Mechanical Science and Technology*, pp. 1-11, 2023.
- [8] L.-I. Scurtu, S. M. Bodea, and A. N. Jurco, "Design optimization method used in mechanical engineering", *Journal of Industrial Design and Engineering Graphics*, vol. 11, no. 2, pp. 13-17, 2016.
- [9] C. C. Tran, V. T. Pham, V. T. Nguyen, S. Hoang, T. T. Nguyen, and Q. N. Giang, "Computational and Experimental Investigation of a Portable Pneumatic Extinguisher for Forest Fires", *International Review of Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 8, pp. 366-376, 2023.
- [10] N. Ali, K. Behdinin, and Z. Fawaz, "Applicability and viability of a GA based finite element analysis architecture for structural design optimization", *Engineering Structures*, vol. 81, no. 22-23, pp. 2259-2271, 2003.
- [11] H. T. Mai, J. Kang, and J. Lee, "A machine learning-based surrogate model for optimization of truss structures with geometrically nonlinear behavior", *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 196, p. 103572, 2021.
- [12] F. Abbassi, F. Ahmad, S. Gulzar, T. Belhadj, A. Karrech, and H. S. Choi, "Design of T-shaped tube hydroforming using finite element and artificial neural network modeling", *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 34, pp. 1129-1138, 2020.
- [13] X. Liu, J. Qin, K. Zhao, C. A. Featherston, D. Kennedy, Y. Jing, and G. Yang, "Design optimization of laminated composite structures using artificial neural network and genetic algorithm", *Composite Structures*, vol. 305, p. 116500, 2023.
- [14] P. Senthil, V. A. Sirushti, and T. Sathish, "Equivalent stress prediction of Automobile structural member using FEA-ANN Technique", *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, vol. 9, no. 2, pp. 757-768, 2019.
- [15] S. V. Subramanian and N. Umamaheswari, "Numerical and analytical investigations on cold-formed steel stud wall system using FEA and validation using ANN and RSM", *Asian Journal of Civil Engineering*, vol. 25, no. 2, pp. 1899-1919, 2024.
- [16] A. A. Haider, A. Kumar, A. Chowdhury, M. Khan, and P. Suresh, "Design and structural analysis of connecting rod", *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol. 5, no. 5, pp. 282-285, 2018.
- [17] M. S. A. Naik, "Design & shape optimization of connecting rod using FEA: a review", *International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR)*, vol. 2, no. 8, pp. 95-100, 2014.
- [18] E. I. Ramirez, O. Ruiz, C. Reyes-Ruiz, and A. Ortiz, "Preform geometry determination for a connecting rod forging by CEL model in Abaqus™", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 127, no. 11-12, pp. 5569-5576, 2023.
- [19] J. P. Kleijnen, "Response surface methodology", in *Handbook of simulation optimization*: Springer, 2014, pp. 81-104.
- [20] G. N. M. Rao and M. Naga, "Design optimization and analysis of a connecting rod using ANSYS", *International Journal of Science and Research*, vol. 2, no. 7, pp. 225-229, 2013.