

THỂ LỆ VỀ CÔNG BỐ CÔNG TRÌNH KHOA HỌC VÀ ĐĂNG BÀI BÁO KHOA HỌC TRÊN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

1. Khái quát về Tạp chí Cơ khí Việt Nam:

Tạp chí Cơ khí Việt Nam là cơ quan báo chí thực hiện ngôn luận - lý luận của Tổng hội Cơ khí Việt Nam, đồng thời là tiếng nói, kênh thông tin chính thống của ngành Cơ khí Việt Nam. Tạp chí cũng còn là diễn đàn nghiên cứu khoa học của các nhà quản lý-khoa học-chuyên gia-nghiên cứu sinh, học viên cao học, ... trên cả nước, do đó đã được *Bộ Khoa học và Công nghệ cấp ISSN 2615 - 9910 (mã số chuẩn quốc tế đối với xuất bản phẩm nhiều kỳ) và Hội đồng Chức danh Giáo sư Nhà nước công nhận tính điểm công trình khoa học-bài báo khoa học.*

Tạp chí Cơ khí Việt Nam có nhiệm vụ tuyên truyền, phổ biến chủ trương chính sách của Đảng, pháp luật của Nhà nước và định hướng phát triển, hoạt động của ngành Cơ khí Việt Nam; công bố công trình khoa học, kết quả nghiên cứu và chuyển giao công nghệ, chuyên đề khoa học và công nghệ có hàm lượng khoa học và giá trị thực tiễn cao của nhà quản lý-khoa học-chuyên gia, giảng viên, nghiên cứu sinh, học viên cao học, ... trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí. Ngoài ra, Tạp chí cũng còn là nơi công bố những phát minh, sáng chế, kết quả, thành tích, điển hình tiên tiến trong hoạt động nghiên cứu khoa học, quản lý, đào tạo và sản xuất, kinh doanh lĩnh vực Cơ khí ở trong và ngoài nước tới đồng bào bạn đọc.

2. Việc công bố công trình khoa học/ đăng bài báo khoa học trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam:

Tạp chí Cơ khí Việt Nam nhận công bố công trình khoa học/ đăng bài báo khoa học trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí của nhà quản lý-khoa học-chuyên gia-nghiên cứu sinh, học viên cao học, ... trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam (bản in giấy), gồm: ¹Cơ khí Chế tạo máy, ²Cơ khí Quốc phòng, ³Cơ khí Giao thông, ⁴Cơ khí Nông-lâm nghiệp, ⁵Cơ khí Xây dựng, ⁶Cơ khí Thủy sản, ⁷Cơ khí Địa chất, ⁸Cơ khí Hóa chất, ⁹Cơ khí Bảo quản chế biến nông lâm thủy sản, ¹⁰Cơ khí Động cơ đốt trong, ¹¹Cơ khí Ô tô - Máy kéo, ¹²Cơ khí Máy thủy khí, ¹³Cơ khí Công nghệ nhiệt lạnh, ¹⁴Cơ khí máy năng lượng, ¹⁵Cơ khí Công nghệ dệt, ¹⁶Cơ khí Công nghệ cắt may, ¹⁷Cơ khí Cơ-điện tử, ¹⁸Cơ khí Kỹ thuật hệ thống công nghiệp, ¹⁹Cơ khí đào tạo nguồn nhân lực và nghiên cứu chuyển giao.

3. Thể lệ về công bố công trình khoa học/ đăng bài báo khoa học trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam. Do đó, công trình khoa học/ bài báo khoa học khi được đăng trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam phải đảm bảo các yêu cầu, như sau:

3.1. Yêu cầu chung: Công trình khoa học/ bài báo khoa học đăng trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam phải là kết quả nghiên cứu gốc; bài báo tổng quan hoặc bài viết thông tin khoa học (*short communications*).

3.2. Bản thảo: Bài báo đăng trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam, gồm có các phần:

1. Tên bài báo (bằng tiếng Việt và bằng tiếng Anh).

2. Tên tác giả, đồng tác giả (kèm theo ghi chú về chức danh khoa học, học hàm, học vị, tên cơ quan công tác, email).

3. Tóm tắt bài báo bằng tiếng Việt và tiếng Anh không quá 350 từ (bao gồm có từ khóa tiếng Việt và tiếng Anh, đối với cụm từ khóa có khoảng 5 - 15 từ khóa).

4. Đặt vấn đề.

5. Vật liệu và phương pháp nghiên cứu.

6. Kết quả và thảo luận (có thể tách thành 2 phần riêng biệt: Kết quả, Thảo luận).

7. Kết luận.

8. Tài liệu tham khảo (trích dẫn theo đúng quy định bài báo quốc tế).

Bản thảo được soạn trên máy vi tính, sử dụng Unicode, kiểu chữ Time New Roman, cỡ chữ 14, trên giấy A4 - một mặt, chế độ dẫn dòng: "1.5 lines spacing", căn lề trái phải mỗi bên: 3 cm, căn lề trên dưới: 2,5 cm, chế độ lề: "justified". Dung lượng mỗi bài báo khoảng 1.600-2.500 từ. Các đồ thị, hình và ảnh cần trình bày rõ ràng.

Các thuật ngữ khoa học nếu chưa được Việt hóa thì ưu tiên dùng nguyên bản tiếng Anh. Các ký hiệu viết tắt cần phải giải thích khi xuất hiện lần đầu.

Thứ tự bảng và hình được đánh số theo trình tự trong bài, không đánh theo thứ tự đề mục. Không được viết tắt các tiêu mục, tên bảng, hình vẽ. Tên bảng được ghi bên trên bảng, tên hình vẽ được ghi bên dưới hình. Chú thích in nghiêng.

Chỉ có những tài liệu được trích dẫn thực sự trong nội dung bài viết mới đưa vào phần tài liệu tham khảo. Tài liệu tham khảo được sắp xếp theo thứ tự trích dẫn (tài liệu tiếng nước ngoài được sắp xếp theo họ của tác giả, tài liệu tiếng Việt sắp xếp theo tên tác giả) và theo trình tự: tên tác giả, năm xuất bản trong ngoặc đơn (...), tên sách, tên nhà xuất bản, nơi xuất bản (đối với sách), hoặc tên bài báo, tên tạp chí, tập, số (đối với bài báo), trang đầu và trang cuối của tài liệu. Đối với những tài liệu không có tác giả thì xếp theo chữ cái của từ đầu tiên của cơ quan ban hành tài liệu. Trong bản thảo, ở những nội dung tác giả đã tham khảo hoặc sử dụng kết quả nghiên cứu từ các tài liệu khoa học khác, cần đánh dấu bằng số (đặt trong dấu [...]) - là số thứ tự của tài liệu xếp trong danh mục các tài liệu tham khảo. Tài liệu tham khảo cần ghi theo ngôn ngữ gốc, không phiên âm, không dịch.

3.3. Gửi hoặc nộp bài: Bản thảo gồm 2 bản in và 1 bản điện tử. Khi đăng ký nộp bài, các tác giả có thể đề xuất 2 phản biện. Việc chọn các phản biện chuyên môn phù hợp thuộc quyền của Hội đồng Biên tập Tạp chí Cơ khí Việt Nam.

3.4. Phản biện: Sau khi nhận bài viết gửi đăng đúng với Thể thức quy định của Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Hội đồng Biên tập sẽ gửi bài viết cho các phản biện.

Những bài viết được chấp nhận đăng, các tác giả sẽ nhận được thư phản hồi của Hội đồng Biên tập với thời gian sửa chữa được yêu cầu tùy theo chất lượng của bài viết. Bản sửa chữa lần cuối của tác giả sẽ được coi là bản gốc.

Bản thảo có thể nộp trực tiếp hoặc gửi qua E-mail của Tạp chí.

Quý tác giả muốn biết thêm thông tin, xin vui lòng liên hệ với **TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM**

Địa chỉ: Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội

Điện thoại: (024) 37 920 650 - 0904 177 637 / 0982 254 465

Email: Tockvn.bbk@gmail.com * **Website:** cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 317, tháng 7 năm 2024

cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

TỔNG BIÊN TẬP
DƯƠNG THANH BÌNH

PHÓ TỔNG BIÊN TẬP
HÀ DUY KHÁNH
ĐẶNG VĂN LONG

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP
TS. **ĐỖ HỮU HẢO** (Chủ tịch)
GS,TSKH. **BÀNH TIẾN LONG** (P. Chủ tịch)
KS. **TẠ QUANG MAI** (P. Chủ tịch)
TSKH. **PHAN XUÂN DŨNG**
PGS,TS. **HÀ MINH HÙNG**
PGS,TS. **TRƯỜNG VIỆT ANH**
GS,TS. **ĐINH VĂN CHIẾN**
GS,TSKH. **PHẠM VĂN LANG**
GS,TS. **CHU VĂN ĐẠT**
PGS,TS. **TRẦN VĨNH HƯNG**
PGS,TS. **ĐÀO QUANG KẾ**
PGS,TS. **NGUYỄN VĂN BẦY**
PGS,TS. **ĐÀO DUY TRUNG**
PGS,TS. **LÊ THU QUÝ**
PGS,TS. **BÙI TRUNG THÀNH**
PGS,TS. **LÊ VĂN ĐIỂM**
GS,TS. **LÊ ANH TUẤN**
GS,TS. **NGUYỄN HỮU LỘC**
PGS,TS. **DƯƠNG VĂN TÀI**
TS. **PHAN ĐĂNG PHONG**
TS. **TẠ NGỌC HẢI**
PGS,TS. **TRẦN NGỌC HIỀN**
PGS,TS. **TRƯỜNG HOÀNH SƠN**
TS. **HÒ TRẦN ANH NGỌC**

THIẾT KẾ MỸ THUẬT
NGÂN GIANG

*Tạp chí Cơ khí Việt Nam:
- In tại Công ty Cổ phần In Khoa học Công nghệ Hà Nội
- Khổ khổ 20,5cm x 28,5cm
- 48 trang
- Xuất bản mỗi tháng một kỳ
- Giá bán 60.000 đồng/quyển Tạp chí

TẠP CHÍ



ISSN 2615 - 9910 (bản in)
ISSN 2815 - 5505 (online)

CƠ KHÍ
VIỆT NAM

VIETNAM MECHANICAL ENGINEERING JOURNAL

CƠ QUAN CỦA TỔNG HỘI CƠ KHÍ VIỆT NAM

• <http://cokhivietnam.vn> / tapchicokhi.com.vn



- ❖ Nghiên cứu một số thiết bị cơ khí cắt và phục vụ trong ngành dệt may
- ❖ Nghiên cứu tính đàn hồi tấm thép dưới tác dụng nhiệt
- ❖ Ảnh hưởng của thành phần ứng suất đến đặc trưng bền mỏi của chi tiết có trạng thái ứng suất phức tạp

Số 317, tháng 7 năm 2024

Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 20 tháng 7 năm 2024

TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), P. Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội

Điện thoại: (024) 3792 0650 **Hotline:** 0904 177 637 - 0982 254 465

Email: tcckvietnam@gmail.com

Website: cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

* * *

Giấy phép hoạt động Tạp chí in và Tạp chí Điện tử của Bộ Thông tin và Truyền thông
Số 378/GP-BTTTT, ngày 22 tháng 6 năm 2021

Văn phòng đại diện:

1. Tại TP. Hồ Chí Minh:

- PGS,TS. **Bùi Trung Thành**
Phòng T4.0, Nhà T, Trường Đại học Công nghiệp
TP. Hồ Chí Minh
Số 12 Nguyễn Văn Bào, phường 4, quận Gò Vấp,
TP. Hồ Chí Minh
Điện thoại: 0913 921 407
Email: tcck.tphcm@gmail.com

2. Tại tỉnh Quảng Ninh:

- TS. **Hoàng Minh Thuận**
Trường Cao đẳng Công nghiệp và Xây dựng,
Liên Phường, Phường Đông, Uông Bí, Quảng Ninh
Điện thoại: 0904 116 189
Email: minhthuan.tcckvn@gmail.com

3. Tại Thái Nguyên:

- GS,TS. **Vũ Ngọc Pi**
Số 234 Phú Xá, TP. Thái Nguyên, tỉnh Thái Nguyên
Điện thoại: 0974 905 578
Email: vungocpi@tmut.edu.vn

- GS,TS. Nguyễn Hữu Lộc

Phòng 205, Nhà B11, Trường Đại học Bách khoa,
Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh,
số 268 Lý Thường Kiệt, phường 14, Quận 10,
TP. Hồ Chí Minh.
Điện thoại: 0913 603 264
Email: nhloc@hcmut.edu.vn

Phóng viên thường trú:

1. Tại Hải Phòng:

- Lê Thế Hiệp
Điện thoại: 0913 063 747
Email: daudenteck@gmail.com

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (5 – 41)

1. TS. Hoàng Sỹ Tuấn : Điều khiển chống giật cho chuyển động nâng hạ buồng thang máy với PLC S7-1200 và biến tần FR-E720.....	5
2. Lê Thị Tâm Thanh : Nghiên cứu một số thiết bị cơ khí cắt vải phục vụ trong ngành dệt may.....	10
3. Đỗ Văn Sĩ, Nguyễn Quang Trung : Ảnh hưởng của thành phần ứng suất đến đặc trưng bền mỏi của chi tiết có trạng thái ứng suất phức tạp.....	14
4. Trương Nam Hưng : Phân tích nhu cầu điện mặt trời áp mái tại Việt Nam theo định hướng quy hoạch điện 8.....	21
5. Trần Văn Mạnh : Nghiên cứu tính đàn hồi tấm thép dưới tác dụng nhiệt.....	28
6. Lê Xuân Thủy : Nghiên cứu đáp ứng động của hệ dầm cong - dây - tấm chịu tác dụng của khối lượng di động.....	32
7. Truong Dung Tuan, Nguyen Quoc Manh : Research on the microstructure of butt weld joints between 304 stainless steel and 201 stainless steel using the gtaw welding process.....	38

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (42-44)

- LILAMA10: Phát huy các nguồn lực cho mục tiêu tăng trưởng.....	42
--	----

DANH SÁCH
NHÀ KHOA HỌC THAM GIA PHẦN BIỆN KHOA HỌC CÁC BÀI BÁO
KHOA HỌC ĐĂNG TẢI TRÊN CHUYÊN MỤC NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, SỐ 317, THÁNG 7 NĂM 2024

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	PGS,TS. Phan Đức An	Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội
2	TS. Vũ Trung Tuyền	Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương
3	PGS,TS. Đỗ Anh Tuấn	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên
4	TS. Trương Thị Hương Huyền	Học viện Kỹ thuật Quân sự
5	TS. Lê Phạm Bình	
6	TS. Nguyễn Văn Hoan	
7	TS. Mai Đức Thuận	Tổng công ty Điện lực TKV

ĐIỀU KHIỂN CHỐNG GIẬT CHO CHUYỂN ĐỘNG NÂNG HẠ BUỒNG THANG MÁY VỚI PLC S7-1200 VÀ BIẾN TẦN FR-E720

ANTI-JERK CONTROL FOR ELEVATOR CABIN LIFTING MOVEMENT USING S7-1200 PLC AND FR-E720 INVERTER

TS. Hoàng Sỹ Tuấn

Khoa Cơ điện tử, Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này sẽ đưa ra phương pháp điều khiển chuyển động chống giật cho động cơ sử dụng biến tần nhằm điều chỉnh sự chuyển tiếp tốc độ giữa các giai đoạn thay đổi tốc độ chuyển động ứng dụng cho việc nâng/hạ buồng thang máy. Mô hình động cơ nâng hạ buồng thang máy đã được áp dụng để điều khiển tốc độ nhờ bộ điều khiển PLC S7-1200 kết nối truyền thông MODBUS RS485 với bộ biến tần FR-E720. Quy luật biến đổi tốc độ của động cơ được áp dụng với các hàm dạng lượng giác để giảm sự biến đổi đột ngột khi chuyển đổi trạng thái tăng hoặc giảm tốc độ. Đánh giá đáp ứng tốc độ đầu ra của động cơ đã được ước lượng nhờ một encoder kết nối trực tiếp với trục của động cơ, sự ảnh hưởng của tải đến đáp ứng tốc độ đầu ra của động cơ cũng được khảo sát đánh giá.

Từ khóa: PLC S7-1200; Biến tần FR-E720; Thang máy; Điều khiển chống giật.

ABSTRACT

In this study, a method of anti-shock motion control for motors using an inverter will be proposed to adjust the speed transition between stages of changing motion for application in lifting elevator cabin. The elevator cabin lifting motor model has been applied to control speed by the S7-1200 PLC controller to communicate the FR-E720 inverter by MODBUS RS485. The rule of changing the motor speed is applied by trigonometric functions to reduce a jerk during accelerating or decelerating. Evaluation of the output speed response of the motor was measured by using an encoder connected directly to the motor shaft, moreover the output speed response of the motor was also depend on the cabin load.

Keywords: Elevator Cabin; PLC S7-1200 Controller; FR-E720 Inverter; Elevator; Anti-jerk Control. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong nghiên cứu trước [1], chúng tôi đã tiến hành xây dựng một phương pháp lập trình điều khiển cho PLC S7-1200 theo cách tiếp cận hướng đối tượng dựa trên việc định nghĩa các khối hàm (Function Block), kết hợp với việc sử dụng truyền thông Profinet để thực hiện điều khiển song song hai mô hình thang máy 4 tầng (Hình 1) theo thứ tự ưu tiên gọi tầng, và chương trình điều khiển có thể mở rộng áp dụng cho các thang máy ở các tòa nhà cao tầng. Tuy nhiên, việc điều khiển các động cơ nâng hạ buồng thang mới chỉ thực hiện ở chế độ bật và tắt động cơ khi có tín hiệu gọi tầng hoặc tín hiệu dừng tầng, gây ra thang máy chuyển động bị rung lắc và giật tại các thời điểm thay đổi chế độ chuyển động như khi từ tăng tốc chuyển sang chuyển động đều, hoặc đang chạy với tốc độ không đổi thì giảm tốc, hoặc đang giảm tốc thì dừng đột ngột, gây ra cảm giác khó chịu cho người ở trong buồng thang. Do đó rất cần điều khiển tốc độ di chuyển của buồng thang chuyển tiếp trạng thái tăng hoặc giảm tốc một cách mượt mà tại các thời điểm chuyển đổi trạng thái hoạt động.



Hình 1. Mô hình thang máy 4 tầng

Đã có nhiều nghiên cứu quan tâm đến việc điều khiển động cơ để giảm sự giật khi tăng hoặc giảm tốc đột ngột như [2-3], có thể được ứng dụng trong việc nâng hạ buồng thang hoặc một chuyển động cần giảm độ giật cho hệ thống nào đó. Ở trong nghiên cứu [2] đã đề xuất quy luật điều khiển độ giật với hàm lượng giác sin theo thời gian và áp dụng tính toán, mô phỏng điều khiển PID cho mô hình để khảo sát các đại lượng động học như gia tốc, vận tốc và vị trí bằng phần mềm MATLAB/Simulink. Trong khi nghiên cứu [3] lại đề xuất một phương pháp thiết kế quỹ đạo tối ưu năng lượng và triệt tiêu giật, tối ưu cho động cơ bằng phương pháp biến phân và quỹ đạo đường cong chữ S.

Trong nghiên cứu này sẽ áp dụng quy luật điều khiển độ giật theo hàm lượng giác và triển khai trên mô hình động cơ nâng hạ buồng thang với bộ điều khiển PLC S7-1200 của hãng Siemens kết nối truyền thông MODBUS RS-485 với bộ động cơ biến tần FR-E720 của Mitsubishi nhằm mục đích truyền giá trị tần số thay đổi theo thời gian để điều khiển tốc độ động cơ theo yêu cầu.

2. PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN

• Quy luật đường đặc tính tốc độ của động cơ

Độ giật được định nghĩa là đạo hàm bậc nhất của gia tốc. Vì vậy, nếu dạng tốc độ hình thang được sử dụng thì gia tốc có dạng bậc thang, nó sẽ gây ra những cú giật mạnh có tác động tiêu cực đến hành khách và hệ thống cơ khí của thang máy. Do đó, để cải thiện độ giật, cần thay đổi gia tốc theo một đường cong trơn, điều này giúp giảm giật và loại bỏ những tác động có hại cho người và thiết bị. Việc điều khiển tốc độ động cơ qua biến tần chính là điều

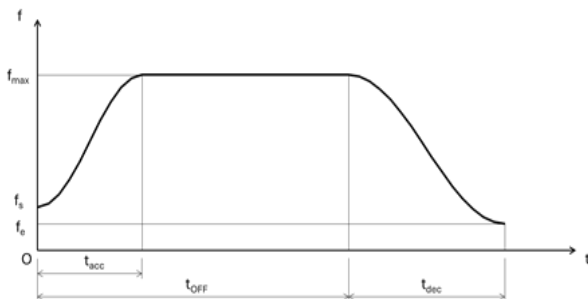
khiến tần số f [Hz], chúng tôi lựa chọn hàm biến đổi tần số điều khiển động cơ là một hàm có chứa hàm cosin phụ thuộc theo thời gian như sau:

$$f = \begin{cases} \frac{f_{\max} + f_s}{2} - \frac{f_{\max} - f_s}{2} \cos \frac{\pi t}{\Delta t_{\text{acc}}} & t \leq \Delta t_{\text{acc}} \\ f_{\max} & t_{\text{acc}} < t \leq t_{\text{OFF}} \\ \frac{f_{\max} + f_s}{2} + \frac{f_{\max} - f_s}{2} \cos \frac{\pi(t - t_{\text{OFF}})}{\Delta t_{\text{dec}}} & t_{\text{OFF}} < t \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó:

- f_s – Tần số khởi động động cơ;
- f_e – Tần số dừng động cơ;
- $f_{\max}$ – Tần số lớn nhất;
- Δt_{acc} – Khoảng thời gian tăng tốc;
- Δt_{dec} – Khoảng thời gian giảm tốc;
- t_{OFF} – Thời điểm giảm tốc bắt đầu quá trình dừng động cơ.

Khi đó, đường đặc tính của tần số điều khiển động cơ biến đổi theo thời gian sẽ có dạng như Hình 2.



Hình 2. Đường đặc tính của tần số điều khiển động cơ

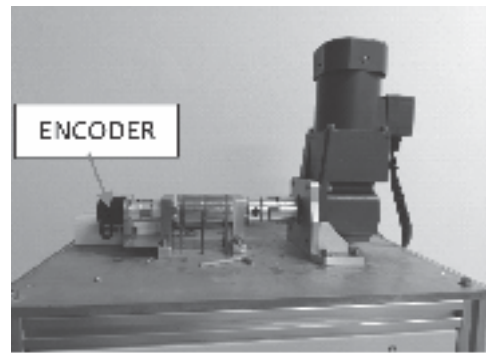
• Đo tốc độ thực tế của động cơ bằng Encoder

Trong Hình 3 thể hiện cách gá lắp encoder đồng trục với trục pully cũng là đầu ra của hộp giảm tốc của động cơ (có tỷ số truyền 1/50) nhờ đó có thể tính toán được tốc độ quay thực tế của trục động cơ. Dựa trên số xung mà bộ điều khiển PLC đọc được từ Encoder, ta có thể xác định được tần số quay của trục Encoder theo công thức:

$$f_{\text{En}} = \frac{(N_2 - N_1)}{N_{\text{En}} \times T_{\text{Sampling}}} \quad (2)$$

Trong đó:

- N_1, N_2 là số xung đọc được ở hai thời điểm cách nhau một chu kỳ lấy mẫu;
- N_{En} : Độ phân giải của Encoder;
- T_{Sampling} : Chu kỳ lấy mẫu.



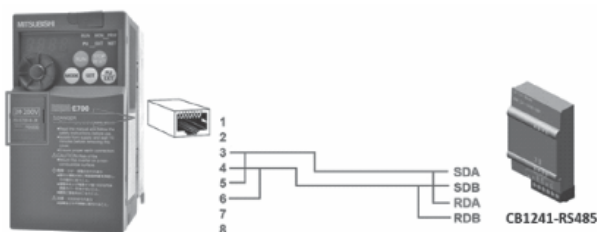
Hình 3. Đo tốc độ bằng Encoder

• Hàm “Cyclic Interrupt”

Trong phần mềm TIA Portal của Siemens có cung cấp một số hàm ngắt theo thời gian định sẵn “Cyclic Interrupt”, cho phép chúng ta thiết lập chu kỳ lấy mẫu để thực hiện tính toán tần số điều khiển động cơ theo công thức (1), đồng thời xác định tốc độ quay thực tế của động cơ từ Encoder theo công thức (2), qua đó giúp ta có thể dễ dàng so sánh giữa giá trị cài đặt và giá trị hoạt động thực tế của hệ thống, ở đây cài đặt $T_{\text{Sampling}} = 100\text{ms}$.

• Kết nối truyền thông Modbus RS485 giữa PLC S7-1200 và biến tần FR-E720

Sử dụng mô-đun truyền thông CB1241-RS485 để kết nối truyền thông Modbus RS485 giữa PLC S7-1200 và biến tần FR-E720, và thực hiện kết nối các dây tín hiệu TX-RX giữa hai thiết bị theo sơ đồ như Hình 4.



Hình 4. Kết nối truyền thông Modbus RS485 giữa PLC và biến tần

3. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ

Để thực hiện việc điều khiển PLC thiết lập tần số thay đổi cho biến tần, đồng thời đọc dữ liệu từ Encoder để tính toán tốc độ quay thực tế của động cơ cần tổ chức chương trình điều khiển với các hàm Function và Function Block để thực hiện mỗi chức năng riêng như trong Hình 5, trong đó:

- **Chương trình chính “Main (OB1)”** bao gồm hai hàm:

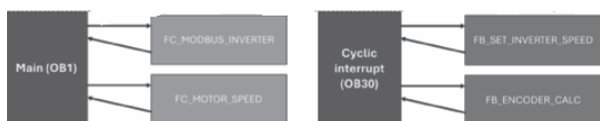
- “FC_MODBUS_INVERTER” thiết lập truyền thông và truyền nhận dữ liệu giữa PLC và biến tần;

- “FC_MOTOR_SPEED” thực hiện điều khiển động cơ theo tốc độ.

- **Chương trình ngắt theo chu kỳ “Cyclic Interrupt”** gồm hai khối hàm:

- “FB_SET_INVERTER_SPEED” tính toán tốc độ cài đặt biến tần;

- “FB_ENCODER_CALC” tính toán tốc độ thực tế từ Encoder.

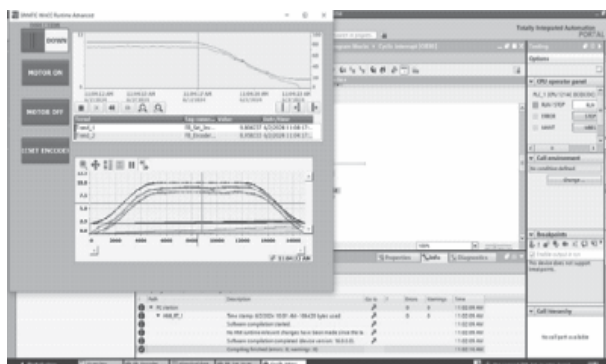


Hình 5. Tổ chức các chương trình điều khiển của PLC

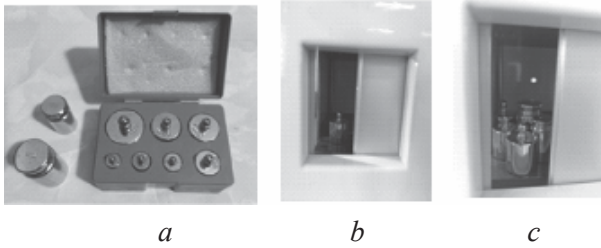
Hình 6 thể hiện giao diện điều khiển với các nút ấn và công tắc có chức năng điều khiển bật/tắt động cơ và đảo chiều lên xuống của buồng thang, thêm vào đó còn sử dụng chức năng “Trend View” để hiển thị sự thay đổi tốc độ theo thời gian, giúp dễ dàng theo dõi và đánh giá ảnh hưởng của chiều chuyển động cũng như tải trọng đặt lên buồng thang đến tốc độ di chuyển thực tế của buồng thang.

Để tiến hành đánh giá ảnh hưởng của tải đến đáp ứng tốc độ đầu ra của động cơ, chúng ta sử dụng bộ cân tiêu chuẩn gồm các quả nặng có khối lượng 50g, 100g và 200g để gia tăng tải đặt vào buồng thang, Hình 7.

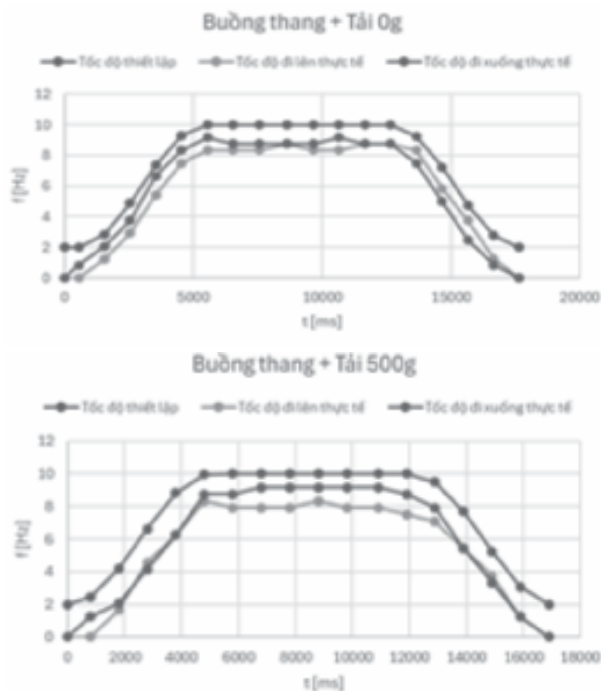
Trong suốt quá trình thử nghiệm, chúng tôi duy trì tần số khởi động cũng như dừng động cơ với $f_s = f_c = 2\text{Hz}$ và tần số lớn nhất $f_{\max} = 10\text{Hz}$. Trong Hình 8 là các đồ thị biểu diễn tốc độ quay của trục động cơ so với giá trị đầu vào được thiết lập và tốc độ thực tế được tính toán từ tín hiệu của Encoder với buồng thang khi không có tải và khi chịu tải 500g. Có thể nhận thấy, do ảnh hưởng của tải nên đường đáp ứng tốc độ thực tế của động cơ bị thay đổi theo độ lớn của tải và hướng chuyển động của buồng thang. Rõ ràng, với tải càng lớn và chiều đi lên thì đáp ứng tốc độ đầu ra càng cách xa đường tốc độ đầu vào và ngược lại với chiều đi xuống thì độ chênh lệch được thu hẹp lại.



Hình 6. Giao diện điều khiển cho PC Station



Hình 7. a - Bộ quả cân tiêu chuẩn và b, c - Đặt tải cho buồng thang



Hình 8. Tốc độ đầu ra của động cơ phụ thuộc vào tải và chiều di chuyển

4. KẾT LUẬN

Việc điều khiển động cơ nâng hạ buồng thang để chống giật và rung lắc với một quy luật biến đổi tốc độ theo hàm lượng giác đã được trình bày. Tuy nhiên, ảnh hưởng của tải và chiều chuyển động lên hoặc xuống của buồng thang đã tác động lên tốc độ của động cơ, nó sẽ làm ảnh hưởng mạnh mẽ đến cảm nhận của hành khách khi sử dụng thang máy, nguyên nhân cốt lõi là do chúng ta mới đang áp

dụng phương pháp điều khiển hờ cho hệ thống nâng hạ buồng thang, điều này sẽ cần được giải quyết trong nghiên cứu tiếp theo. ❖

Ngày nhận bài: 22/5/2024

Ngày phản biện: 20/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Si-Tuan Hoang, Duc An Pham (2022). "A Multi-Floor Elevator Control Based on Oriented-Object Programming by Using Function Block". Proceedings of the 3rd Annual International Conference on Material, Machines and Methods for Sustainable Development (MMMS2022), pp. 513-519.
- [2]. Bojan Knežević, Branko Blanuša, Darko Mareti (2011). "Model of Elevator Drive With Jerk Control". XXIII International Symposium on Information, Communication and Automation Technologies.
- [3]. Inoue, K., Asano, Y., Kotera, K., & Kato, T. (2014). "Optimal energy saving trajectories of induction motor with suppression of sudden acceleration and deceleration". IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), pp. 3219-3223.

NGHIÊN CỨU MỘT SỐ THIẾT BỊ CƠ KHÍ CẮT VẢI PHỤC VỤ TRONG NGÀNH DỆT MAY

STUDY ON SOME FABRIC CUTTING MECHANICAL EQUIPMENT SERVING IN
THE TEXTILE AND GARMENT INDUSTRY

Lê Thị Tâm Thanh

Khoa Dệt may và Thời trang, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Hiện nay, có rất nhiều loại máy cắt vải phục vụ trong ngành dệt may sử dụng các công nghệ khác nhau như cắt bằng cơ khí, cắt bằng tia lazer, cắt bằng tia nước... Nhưng trong nghiên cứu này, tác giả tập trung vào nghiên cứu các thiết bị cơ khí phục vụ cắt vải trong các nhà máy công nghiệp gia công hiện nay. Qua nghiên cứu này, tác giả cũng đưa ra các khuyến cáo, cách nhìn tư duy rộng nhất để phù hợp với doanh nghiệp, đơn vị sản xuất cụ thể nhằm nâng cao hiệu quả cho quá trình đầu tư.

Từ khóa: *Cắt vải; Thiết bị cơ khí; Máy cắt đẩy tay; Dao tròn; Máy cắt vòng.*

ABSTRACT

Currently, there are many types of fabric cutting machines serving the textile industry using different technologies such as mechanical cutting, laser cutting, waterjet cutting... But in this study, the author Focusing on researching mechanical equipment for fabric cutting in today's industrial processing factories. Through this research, we also provide recommendations and the broadest thinking perspective to suit specific businesses and production units to improve the efficiency of the investment process.

Keywords: *Cut fabric; Mechanical equipment; Hand push mower; Round knife; Ring cutter.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy cắt vải là thiết bị hỗ trợ hữu ích cho ngành công nghiệp may mặc hiện nay, nhiều chủng loại máy khác nhau, đáp ứng nhu cầu sử dụng của người dùng như: Máy cắt đầu bàn, máy cắt dạng đứng, máy cắt vải mẫu... Phổ biến hiện nay là máy cắt tự động và bán tự động.

Máy cắt tự động là các thiết bị hoạt động tự động theo bản thiết kế có sẵn. sản phẩm này hoạt động khá hiệu quả, nhanh chóng nhưng có mức giá bán khá cao. Có nhiều loại máy cắt tự động khác nhau như, [1]:

- Máy cắt vải bằng laser được sản xuất hoàn toàn bởi công nghệ laser tiên tiến bậc nhất hiện nay. Sản phẩm hoạt động bằng tia laser nên đường cắt khá mịn và mềm.

- Máy cắt bằng tia nước với áp suất cao với áp lực của nước lên tới 60.000 pounds mỗi inch. Sản phẩm cho lớp cắt có độ chính xác cao, đường cắt sắc nét, mềm mịn.

- Máy cắt bằng sóng siêu âm là thiết bị hiện đại đem lại năng suất cao hơn trong sản xuất. Sản phẩm cho độ chính xác cao, giảm thiểu tỷ lệ phế phẩm. Thiết bị hoạt động êm ái, không gây ồn nhiều.

Máy cắt bán tự động được nhiều doanh nghiệp vừa và nhỏ chọn lựa sử dụng. Thiết bị có giá thành hợp lý, phù hợp nhu cầu sản xuất nhỏ. Có các loại máy cắt bán tự động như sau, [2]:

- Máy cắt vải cầm tay với kích thước nhỏ gọn, kiểu dáng tay cầm vừa với tay người dùng. Máy cắt cầm tay có thể dùng để cắt cùng lúc nhiều lớp vải với nhiều loại vải khác nhau.

- Máy cắt vải đứng thường có công suất lớn, khoảng 1000W, phù hợp cho đơn vị may mặc quy mô trung bình. Thiết bị có thể cắt cùng lúc được nhiều lớp vải khác nhau.

- Máy cắt vải mẫu là máy chuyên dùng cắt các mẫu vải răng cưa hay tròn để tạo hoa văn cho quần áo.

2. MỘT SỐ MÁY CỤ THỂ

2.1. Máy cắt đẩy tay dao tròn



Hình 1. Máy cắt đẩy tay dao tròn, [3]

Sử dụng cắt các điểm chi tiết uốn lượn của sản phẩm.

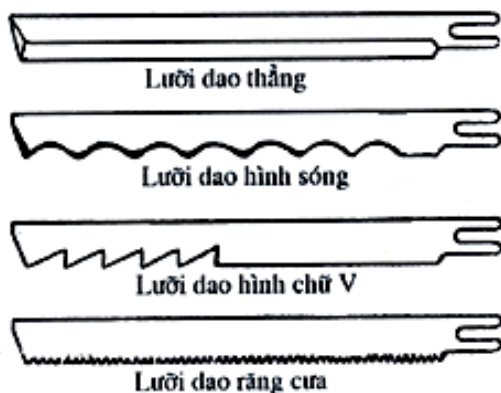
- Bán kính đường cong nhỏ, tiếng ồn thấp, sử dụng ổn định; Phù hợp cắt các loại cotton, vải sợi, len, lụa, sợi hóa học, xốp da, v.v...

- Máy sử dụng liên tục khoảng 30 phút, sau đó dừng nghỉ khoảng 5 phút rồi mới cắt tiếp, để đảm bảo tuổi thọ cho máy.



Giá thành từ 1 đến 30 triệu trên một máy nên dễ đầu tư, phù hợp cho các mô hình doanh nghiệp đặc biệt các đơn vị sản xuất nhỏ, [4].

2.2. Máy cắt đẩy tay dao thẳng



Hình 2. Một số dạng lưỡi dao, [3]

Cắt êm với công suất lớn nhất và nhiệt độ động cơ thấp; Dầu được cung cấp tự động với các cơ cấu cần được bôi trơn, chắn dầu giữ các bộ phận trong máy sạch sẽ. Dao mỏng và phẳng đủ độ bền cắt vật liệu mỏng và dày, hành trình cắt của lưỡi dao êm. Lưỡi dao cắt có các dạng: Lưỡi dao thẳng, lưỡi dao hình lượn sóng, lưỡi dao hình chữ V, lưỡi dao răng cưa (Hình 2).



Hình 3. Hình ảnh máy cắt đẩy tay dao thẳng, [3]

- Máy di chuyển trên bàn cắt nhờ giá đỡ máy dạng mặt bàn, ép với mặt bàn cắt và được dịch chuyển theo quỹ đạo cắt nhờ tay người vận hành.

- Máy có trang bị mài dao để có thể làm sắc lại dao trong quá trình cắt bị cùn đi. Dao mòn quá phải thay dao khác. Dao có nhiều kiểu khác nhau như đã trình bày ở trên, để nguyên liệu cắt không bị kéo lên.

Giá trên thị trường thường từ 5 đến trên 50 triệu đồng trên một máy nên việc đầu tư cũng cần cân nhắc khi đưa vào từng doanh nghiệp cụ thể, từng đơn vị theo yêu cầu sản xuất, [4].

2.3. Máy cắt vòng



Hình 4. Máy cắt vòng, [3]

Khi bánh đai dẫn động quay nhờ động cơ sẽ làm cho dao chạy theo. Các bánh đai bị động có tác dụng định hướng cho dao đồng thời tạo độ căng nhất định cho dao. Dao dịch chuyển tịnh tiến theo phương thẳng đứng. Mặt bàn đỡ nguyên liệu bố trí vuông góc với dao. Như vậy, chuyển động quay tròn của động cơ được biến thành chuyển động tịnh tiến của dao để cắt nguyên liệu.

Dòng máy cắt vòng trong công nghiệp không thể thiếu trong các xưởng sản xuất, xưởng may thời trang lớn, nhỏ. Với có công suất hoạt động mạnh mẽ, khả năng làm việc liên tục đáp ứng được những đơn hàng sản xuất lớn.

Giá thành thường từ 50 đến 500 triệu nên cần cân nhắc trước khi đầu tư sao cho hiệu quả với doanh nghiệp, [4].

3. KẾT LUẬN

Đã phân tích được tính ưu việt và hạn chế của từng loại máy cụ thể. Bên cạnh đó, tác giả cũng đưa ra sự lựa chọn phù hợp nhất cho

doanh nghiệp khi quyết định đầu tư vào các nhóm máy cơ khí sử dụng trong việc cắt vải cho ngành may công nghiệp hiện nay. ❖

Ngày nhận bài: **29/4/2024**

Ngày phản biện: **28/5/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phòng Tư vấn Kỹ thuật may Juki Corporation; *Các kiến thức cơ bản về may mặc*, năm 2000.
- [2]. Tạ Thị Ngọc Dung; *Thiết bị may*. NXB. Lao động, năm 2010.
- [3]. Chu Sĩ Dương; *Máy may công nghiệp nguyên lý và sửa chữa*. NXB. Khoa học Kỹ thuật, năm 1996.
- [4]. <https://sieuthinganhmay.vn/>

ẢNH HƯỞNG CỦA THÀNH PHẦN ỨNG SUẤT ĐẾN ĐẶC TRƯNG BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT CÓ TRẠNG THÁI ỨNG SUẤT PHỨC TẠP

AFFECTING OF STRESS COMPONENTS ON FATIGUE CHARACTERISTICS PART WITH COMPLEX STRESS STATES

Đỗ Văn Sĩ, Nguyễn Quang Trung

Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu ảnh hưởng của các thành phần ứng suất đến đặc trưng bền mỏi của chi tiết trên cơ sở tính toán và đánh giá bằng kết quả thí nghiệm đã công bố. Phương pháp phần tử hữu hạn được sử dụng để mô phỏng và xây dựng chương trình tính đặc trưng bền mỏi của mẫu. Trường ứng suất theo các phương và trường ứng suất quy đổi được sử dụng để đánh giá đặc trưng bền mỏi của chi tiết. Kết quả tính toán làm rõ ảnh hưởng của thành phần ứng suất tới đặc trưng bền mỏi của chi tiết, qua đó định hướng cho tối ưu kết cấu khi chịu trạng thái ứng suất phức tạp.

Từ khóa: Thành phần ứng suất; Giới hạn bền mỏi; Ứng suất phức tạp.

ABSTRACT

This article presents research on the influence of stress components on the fatigue characteristics of parts based on calculations and evaluation by published experimental results. The finite element method is used to simulate and develop a program to calculate the fatigue characteristics of the sample. The stress field in all directions and the converted stress field are used to evaluate the fatigue characteristics of the part. The calculation results clarify the influence of stress components on the fatigue characteristics of the part, thereby guiding the optimization of the structure when subjected to complex stress states.

Keywords: Vibratory stress relief; Fatigue life; Welded joint; Random.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Nghiên cứu đánh giá đặc trưng bền mỏi của kết cấu đã đạt được nhiều kết quả quan trọng. Các mô hình đánh giá đặc trưng bền mỏi được đề xuất ngày càng phản ánh sát thực hơn về hiện tượng mỏi và giá trị đặc trưng bền mỏi của chi tiết, kết cấu. Các mô hình có thể kể đến như: mô hình ứng suất – biến dạng đơn, mô hình ứng suất – biến dạng tương đương [1], mô hình năng lượng [2] và mô hình mặt phẳng tới hạn [3]. Mô hình ứng suất – biến dạng tương đương chủ yếu tập trung vào việc tìm kiếm các thông số phá hủy tương đương, xây dựng các công thức thực nghiệm hoặc bán thực nghiệm để mở rộng lý thuyết độ bền tĩnh cho độ bền đa trục và giả định rằng các thông số này tạo ra phá hủy mỗi tương tự như do tải đơn trục. Tuy nhiên, các thông số tương đương mà phương pháp này đưa ra không thể giải thích được cơ chế của sự phá hủy mỏi mà chỉ đưa ra dự đoán tuổi thọ mỏi với giả định tương ứng như dưới tải đơn trục hoặc đa trục tỷ lệ. Mô hình dựa trên năng lượng phần nào cũng giải thích được một số tính chất vật lý của sự phá hủy và cũng được ứng dụng rộng rãi trong dự đoán tuổi thọ mỏi của kết cấu. Mặc dù tiêu chí dựa trên năng lượng có thể áp dụng trong đánh giá hỏng hóc kết cấu do tích lũy tổn thất mỏi, nhưng năng lượng là một đại lượng vô hướng trong khi phá hủy do mỏi liên quan mật thiết với các mặt phẳng tới hạn (mặt phẳng trong đó có sự hình thành và phát triển vết nứt mỏi). Do vậy, mô hình năng lượng không thể phản ánh tốt cơ chế hỏng hóc do mỏi ở trạng thái ứng suất biến dạng phức tạp. Mô hình mặt phẳng tới hạn do Findley [4] đề xuất dựa trên cơ chế bắt đầu nứt và hỏng do mỏi. Do có sự giải thích tốt về cơ chế bắt đầu xuất hiện và lan truyền vết nứt mỏi trong trạng thái ứng suất – biến dạng phức tạp, mô hình mặt phẳng tới hạn có nhiều lợi thế hơn trong việc xây dựng các thông số hư hỏng thích hợp

trên một mặt phẳng cụ thể của vật liệu. Thực tế, vết nứt mỏi thường xuất hiện trên mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất và sau đó được mở rộng, phát triển bởi ứng suất pháp trên mặt phẳng ấy [5, 6]. Mô hình mặt phẳng tới hạn thường được sử dụng và cho kết quả khá sát với thực tế, đặc biệt là mô hình dựa trên ứng suất [3].

Các mô hình tính toán đặc trưng bền mỏi của chi tiết ngày càng phát triển và phản ánh sát thực hiện tượng thực tế. Tuy nhiên, phương án thay đổi cấu trúc của chi tiết để nó trở nên bền hơn trước các tải trọng lại liên quan tới phương cụ thể, việc nghiên cứu ảnh hưởng của các thành phần ứng suất tới đặc trưng bền mỏi của chi tiết là cần thiết để tối ưu hóa cấu trúc của chi tiết.

2. PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN XÁC ĐỊNH ĐẶC TRƯNG BỀN MỎI

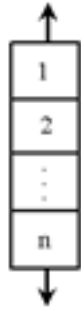
2.1. Cơ sở lý thuyết

Theo mô hình phá hủy giòn – mô hình chuỗi các khâu liên kết nối tiếp nhau, chuỗi sẽ bị phá hủy tại khâu yếu nhất do Weibull đề xuất [7]. Theo mô hình này, chi tiết được coi là các khâu nối tiếp nhau, sự phá hủy bất kỳ một khâu nào thì đều làm chi tiết phá hủy, hình 1a. Có thể xem vật thể là tập hợp của nhiều phần thể tích ΔV_i nối tiếp nhau, mỗi phần thể tích ΔV_i có ứng suất không đổi là σ_i , trong phần thể tích này lại chứa n_i khâu có thể tích đơn vị là V_0 , nối tiếp nhau như hình 1b.

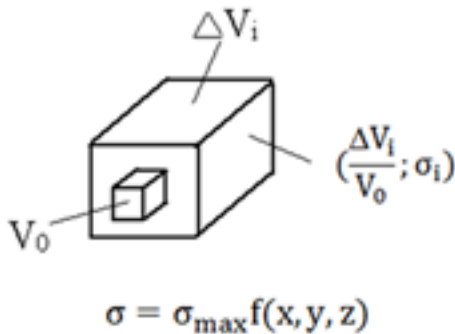
Giá trị $\sigma_{\max}$ trên hình 1b là ứng suất lớn nhất đặt tại một điểm nào đó trong chi tiết, $f(x,y,z)$ là hàm phân bố không thứ nguyên thỏa mãn $0 \leq f(x,y,z) \leq 1$ có thể xác định được khi biết trường ứng suất trong chi tiết khảo sát. Khi đó, phân bố ứng suất trong toàn bộ thể tích của chi tiết được thể hiện qua công thức:



$$\sigma = \sigma_{\max} \cdot f(x, y, z) \quad (1)$$



a) Chuỗi các khâu nối tiếp



b) Phân chia vật thể thành khâu nối tiếp
Hình 1. Sơ đồ tính xác suất phá hủy của chi tiết

Theo đó thì xác suất phá hủy của chi tiết chịu ứng suất lớn nhất $\sigma_{\max}$ được xác định theo công thức [7]:

$$P(\sigma_{\max} \geq u) = 1 - \exp \left\{ - \int_{V_u > 0} \left[\frac{\sigma_{\max} \cdot f(x, y, z) - u}{\sigma_0} \right]^\alpha \frac{dV}{V_0} \right\} \quad (2)$$

Trong đó: u là giá trị nhỏ nhất của mức ứng suất có thể gây tổn thương mỗi cho chi tiết (thường lấy $u = 0$); σ_0 là tham số tỉ lệ liên quan đến quy luật phân bố xác suất Weibull có thể tra trong các bảng tiêu chuẩn tùy thuộc vào giá trị của hai đại lượng u và α ; α được xác định theo công thức sau [7]:

$$\alpha = \frac{1}{v_\sigma} - 0.64 \quad (3)$$

Trong đó, v_σ là một đặc trưng cơ học của vật liệu, thể hiện độ nhạy của vật liệu đối

với hiện tượng tập trung ứng suất và kích thước chi tiết, giá trị của v_σ cũng được tra trong các bảng thuộc hệ thống tiêu chuẩn tùy theo loại vật liệu cụ thể.

Theo [8], khi giả sử rằng ứng suất nhỏ nhất có thể gây tổn thương mỗi là bằng 0, thì kỳ vọng toán ứng suất phá hủy (giới hạn bền mỗi) sẽ có dạng:

$$\bar{\sigma} = \sigma_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V^*} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \cdot \Gamma \left(1 + \frac{1}{\alpha} \right) \quad (4)$$

Trong đó, $V^* = \int_V [f(x, y, z)]^\alpha dV$ là thể tích quy đổi của chi tiết, Γ – Hàm Gama.

Từ phương trình (4), ta có thể thành lập tỷ số kỳ vọng toán ứng suất phá hủy đối với hai chi tiết có kích thước, hình dáng và trạng thái ứng suất khác nhau nhưng chế tạo từ cùng một loại vật liệu như sau:

$$\frac{\bar{\sigma}_1}{\bar{\sigma}_2} = \left(\frac{V_2^*}{V_1^*} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (5)$$

Theo [9], $\bar{\sigma}_1$ được xem là giá trị trung bình của giới hạn bền mỗi của mẫu tiêu chuẩn σ_{-1} , còn $\bar{\sigma}_2$ là giá trị trung bình của giới hạn bền mỗi của chi tiết máy và kết cấu σ_{-1d} , nếu xét tới ảnh hưởng của công nghệ gia công bề mặt K_F , ảnh hưởng của việc giảm tính chất cơ học của vật liệu do sự tăng lên kích thước phôi khi chế tạo chi tiết máy so với mẫu thí nghiệm chuẩn qua hệ số K_v , và ảnh hưởng của ứng suất trung bình σ_m (ứng suất dư) [10] thì từ phương trình (5), ta có:

$$\sigma_{-1d} = K_F \cdot K_v \cdot \left(\frac{V_0^*}{V_d^*} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{\sigma_B - \sigma_m}{\sigma_B} \cdot \sigma_{-1} \quad (6)$$

Trong đó, V_0^* , V_d^* là thể tích quy đổi của mẫu thí nghiệm và của chi tiết máy và σ_B là giới hạn bền của vật liệu làm mẫu.

2.2. Phương pháp phần tử hữu hạn

Có thể dùng phương pháp phần tử hữu hạn để tính V^* như sau [9]:

$$V_0^* = \sum_{m=1}^N V_{ELm}^0 \text{ và } V_d^* = \sum_{m=1}^N V_{ELm}^d \quad (7)$$

Trong đó, N là số lượng phần tử hữu hạn được sử dụng để mô hình hóa mẫu và chi tiết, V_{ELm}^0 và V_{ELm}^d là thể tích quy đổi của phần tử hữu hạn thứ m của mẫu và của chi tiết, theo [9] chúng được xác định phụ thuộc và dạng phần tử hữu hạn, theo dạng phần tử 3 chiều được xác định nhờ công thức tính tích phân theo phương pháp cầu phương Gauss bằng biểu thức sau:

$$V_{ELm}^{0(d)} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [f_{ELm}^{0(d)}(x, y, z)]^\alpha \det J_m(\xi, \eta, \iota) d\xi d\eta d\iota = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sum_{k=1}^3 W_i W_j W_k [f_{ELm}^{0(d)}(x, y, z)]^\alpha \det J_m(\xi, \eta, \iota) \quad (8)$$

Trong đó, W_i , W_j , W_k là các trọng số Gauss theo các trục ξ, η, ι trong hệ trục tọa độ địa phương của phần tử hữu hạn, $J_m(\xi, \eta, \iota)$ - Ma trận Jacobi trong phép chuyển đổi véc-tơ từ hệ tọa độ đề các (x, y, z) sang hệ tọa độ địa phương (ξ, η, ι) . Chỉ số “0” ứng với mẫu và chỉ số “d” ứng với chi tiết.

$f_{ELm}^{0(d)}(x, y, z)$ là hàm tọa độ không thứ nguyên đối với mỗi phần tử hữu hạn của mẫu và chi tiết được xác định theo công thức sau:

$$f_{ELm}^{0(d)}(x, y, z) = \sum_{i=1}^n N_i^{0(d)} \frac{\sigma_i^{0(d)}}{\sigma_{max}^{0(d)}} \quad (9)$$

Trong đó, $N_i^{0(d)}$ là hàm dạng của phần

tử hữu hạn ứng với nút thứ i , $\sigma_i^{0(d)}$ là giá trị ứng suất tại nút thứ i của phần tử hữu hạn đối với mẫu và chi tiết, $\sigma_{max}^{0(d)}$ là ứng suất lớn nhất trong mẫu và chi tiết, n là số lượng nút của mỗi phần tử.

2.3. Trường ứng suất quy đổi của chi tiết

Để sử dụng công thức (6), ta cần phải tính ứng suất tại mỗi nút của vật thể theo công thức (9). Do trường ứng suất của chi tiết là phức tạp nên cần phải đánh giá và quy đổi thành trường ứng suất tương đương. Bài báo tiến hành khảo sát các trường ứng suất quy đổi bao gồm: ứng suất chính lớn nhất σ_1 , ứng suất tương đương Von Mises σ_{td}^{vm} và ứng suất trên mặt phẳng tới hạn σ_{td}^{th} , đồng thời ứng suất theo các phương cũng được dùng để đánh giá đặc tính bền mỏi của mẫu.

- Ứng suất tương đương Von Mises tại mỗi nút được tính theo công thức [11]:

$$\sigma_{td}^{vm} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (10)$$

Trong đó, σ_1 , σ_2 , σ_3 lần lượt là các ứng suất chính, với $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

- Trên mặt phẳng có ứng suất tiếp lớn nhất, ứng suất tiếp τ_{ij} và ứng suất pháp σ_{ij}^n được tính theo ứng suất chính theo các công thức:

$$\tau_{ij} = \frac{\sigma_i - \sigma_j}{2}; \sigma_{ij}^n = \frac{\sigma_i + \sigma_j}{2} \text{ với } i, j = 1, 2, 3 \text{ và } i < j \quad (11)$$

Khi đó, ứng suất tương đương trên mặt phẳng này được tính theo biểu thức sau [3]:

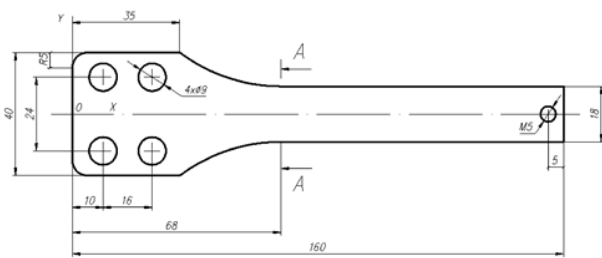
$$\sigma_{td}^{th} = \tau_{ij} (1 + n \frac{\sigma_{ij}^n}{\sigma_{ch}}) \quad (12)$$

Trong đó, n là hệ số phụ thuộc vào vật liệu và được xác định từ các số liệu khi chi tiết

chịu ứng suất đơn trục, đối với vật liệu của chi tiết nghiên cứu, lựa chọn $n = 1$ [3].

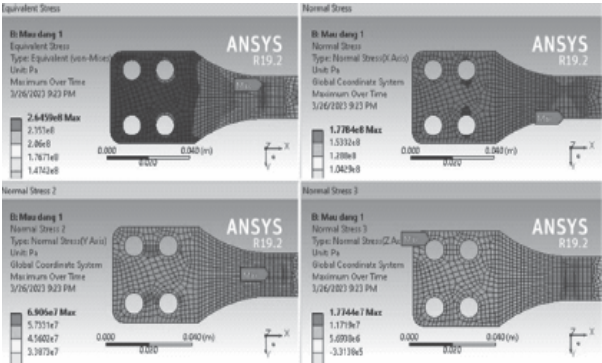
3. MÔ PHỎNG SỐ

Mẫu dùng cho mô phỏng tính toán và thí nghiệm được thiết kế theo tiêu chuẩn, hình dạng mẫu được thể hiện như hình 2, vật liệu của mẫu là thép CT3, thành phần như bảng 1 [12].



Hình 2. Hình dạng, kích thước của mẫu (mm)

Mẫu được mô phỏng quá trình nhiệt hàn, thông số mô phỏng nguồn nhiệt như bảng 2. Sau quá trình nhiệt, trường ứng suất của mẫu được thể hiện như hình 3 [12].



Hình 3. Trường ứng suất của mẫu sau quá trình nhiệt hàn

Bảng 1. Thành phần hóa học của mẫu thí nghiệm

C	Si	Mn	P(max)	S(max)	σ_{ch} (Mpa)	σ_B (Mpa)
0.14-0.22	0.12-0.30	0.40-0.60	0.045	0.045	296	402

Bảng 2. Thông số quá trình hàn

Cường độ dòng điện (A)	Hiệu điện thế (V)	Vận tốc hàn (cm/phút)
120-160	17-19	25-30

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả tính giới hạn bền mỏi của mẫu theo các trường ứng suất tương đương và các thành phần ứng suất được thể hiện trên bảng 3 và bảng 4.

Bảng 3. Giới hạn mỏi của chi tiết được tính theo các trường ứng suất

TT	Trường ứng suất để tính giới hạn bền mỏi σ_{-1d}	Giá trị ứng suất lớn nhất (MPa)	Giá trị tính toán số (MPa)	Thí nghiệm [13] (MPa)	Sai lệch so với thí nghiệm
1	Ứng suất chính lớn nhất	226	116	137	-15,4%
2	Ứng suất Von Mises	348	155		+13,4%
3	Ứng suất trên mặt phẳng tới hạn	157	135		+1,45%

Các thành phần ứng suất ảnh hưởng đến giá trị giới hạn bền mỗi của chi tiết mẫu được thể hiện như bảng 4.

Bảng 4. Giới hạn bền mỗi của chi tiết được tính theo các thành phần ứng suất

TT	Trường ứng suất để tính giới hạn bền mỗi σ_{-1d}	Giá trị ứng suất lớn nhất (MPa)	Giá trị giới hạn bền mỗi tính toán số (MPa)
1	Ứng suất theo phương x	220	113
2	Ứng suất theo phương y	226	219
3	Ứng suất theo phương z	34	116
4	Ứng suất theo phương xy	50	129
5	Ứng suất theo phương yz	84	141
6	Ứng suất theo phương xz	70	117

Kết quả tính toán trong bảng 3 cho thấy, việc sử dụng các trường ứng suất tương đương dùng để tính giới hạn bền mỗi của chi tiết cho các kết quả khác nhau, trong đó mô hình trường ứng suất trong mặt phẳng tới hạn cho kết quả khá chính xác so với thí nghiệm (sai khác +1,45%). Mô hình trường ứng suất tương đương Von Mises và trường ứng suất chính lớn nhất cho giá trị sai lệch khá lớn (lần lượt là +13,4% và -15,4%). Điều đó có nghĩa rằng các thành phần ứng suất có ảnh hưởng nhất định tới kết quả tính giá trị giới hạn bền mỗi. Nếu như trong mô hình trường ứng suất chính lớn nhất là chưa kể hết các thành phần ứng suất, còn mô hình trường ứng suất tương đương Von Mises lại chỉ kể đến ảnh hưởng của độ lớn của thành phần ứng suất tới kết quả tính giới hạn bền mỗi của chi tiết.

Bảng 4 thể hiện giá trị tính giới hạn bền mỗi của chi tiết khi chỉ sử dụng từng thành phần ứng suất. Qua đó cho thấy, theo phương y có ứng suất cực đại lớn nhất (226MPa) đồng thời kết quả tính cho giá trị giới hạn bền mỗi là lớn nhất ($\sigma_{-1d} = 219\text{MPa}$). Tuy nhiên, thành phần ứng suất theo phương z là nhỏ nhất (34MPa) nhưng kết quả tính giới hạn bền mỗi lại cho giá

trị khá cao ($\sigma_{-1d} = 116\text{MPa}$). Điều đó cho thấy, không những giá trị của ứng suất mà còn sự phân bố của trường ứng suất cũng ảnh hưởng rất lớn tới giá trị giới hạn bền mỗi của chi tiết.

5. KẾT LUẬN

- Khi chi tiết có trường ứng suất phức tạp thì các thành phần ứng suất có những ảnh hưởng nhất định tới các đặc trưng bền mỗi của chi tiết, những mô hình có tính tới yếu tố thành phần ứng suất cả về phương chiều và độ lớn cho kết quả tính toán sát với kết quả của thí nghiệm hơn.

- Sự phân bố của cùng với giá trị lớn nhất của trường ứng suất là hai yếu tố ảnh hưởng căn bản tới giá trị giới hạn bền mỗi của chi tiết, việc thiết kế các thiết diện nguy hiểm của chi tiết cần đảm bảo trường ứng suất phân bố đều trên các phương và có diện tích thiết diện lớn để có khả năng giảm giá trị ứng suất cực đại theo các phương. ❖

Ngày nhận bài: 25/5/2024

Ngày phản biện: 20/6/2024



Tài liệu tham khảo:

- [1]. Yang, W.H. (1980), “*A generalized von mises criterion for yield and fracture*”, Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME, Vol. 47 No. 2, pp. 297-300.
- [2]. Mrozinski, S. (2019), “*Energy-based method of fatigue damage cumulation*”, International Journal of Fatigue, Vol. 121, pp. 73-83.
- [3]. Fatemi, A. and Socie, D.F. (1988), “*A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading*”, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 11 No. 3, pp. 149-165.
- [4]. Findley, W.N. (1959), “*A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending*”, Journal of Engineering for Industry, Vol. 81 No. 4.
- [5]. Skibicki, D., Lipski, A. and Pejkowski (2018), “*Evaluation of plastic strain work and multiaxial fatigue life in CuZn37 alloy by means of thermography method and energy-based approaches of Ellyin and Garud*”, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 41 No. 12.
- [6]. Findley, W.N. (1959), “*A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending*”, Journal of Engineering for Industry, Vol. 81 No. 4.
- [7]. MW Brown, KJ Miller (1973), “*A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions*”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Volume 187, Issue 1, https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1973_187_161_02.
- [8]. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. (1985), “*Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность*”, М.: Машиностроение.
- [9]. Репецкий О, Буй Мань Кыонг (2012), “*Прогнозирование усталостной прочности рабочих лопаток турбомашин*”, Дюссельдорф: Palmarium academic publishing.
- [10]. Андрей В. С (2004), “*Метод определения характеристик сопротивления усталости деталей сложной формы*”. Транспорт Урала, 3, С.39-43.
- [11]. L.Susmel, R.Tovo, P.Lazzarin. “*The mean stress effect on the high-cycle fatigue strength from a multiaxial fatigue point of view*”. International Journal of Fatigue, Volume 27, Issue 8, August 2005.
- [12]. Hoàng Xuân Lượng (2003); “*Sức bền vật liệu*”, Học viện Kỹ thuật Quân sự, 471 trang.
- [13]. Bùi Mạnh Cường; “*Phương pháp số và thực nghiệm đánh giá đặc trưng bền mỏi của chi tiết máy khi chịu trạng thái ứng suất phức tạp*”, Tạp chí Khoa học và Kỹ thuật, 8-2023.
- [14]. Cuong Bui Manh, Duong Nguyen Van, Si Do Van, Manh Phan Van, Van Thao Le, “*Effects of the Vibration Amplitude in Vibratory Stress Relief on the Fatigue Life of Structures*”, Advances in Technology Innovation, vol. 7, no. 1, 2022, pp. 56-65.

PHÂN TÍCH NHU CẦU ĐIỆN MẶT TRỜI ÁP MÁI TẠI VIỆT NAM THEO ĐỊNH HƯỚNG QUY HOẠCH ĐIỆN 8

ANALYZING THE DEMAND FOR ROOFTOP SOLAR POWER IN VIETNAM
ACCORDING TO THE DIRECTION OF POWER PLANNING 8

Trương Nam Hưng
Trường Đại học Điện lực

TÓM TẮT

Quy hoạch điện 8 đặt mục tiêu phát triển các nguồn năng lượng tái tạo, trong đó nguồn điện mặt trời đáp ứng nhu cầu năng lượng của đất nước. Cụ thể, đặt mục tiêu ít nhất 50% mái nhà được trang bị các hệ thống điện mặt trời. Với định hướng thực hiện Quy hoạch điện 8 và cam kết COP 26 của Chính phủ, xu hướng phát triển điện mặt trời tại Việt Nam trong thời gian tới là rất lớn. Tuy nhiên, các thông tư, văn bản hướng dẫn triển khai cụ thể hiện đang trong giai đoạn dự thảo. Vì vậy, việc nghiên cứu nhu cầu lắp đặt nguồn điện mặt trời mái nhà (ĐMTMN) nổi lưới đáp ứng nhu cầu phụ tải tại chỗ và cơ chế, chính sách khuyến khích phát triển ĐMTMN ở khu vực miền Bắc là một nhiệm vụ cấp thiết nhằm đáp ứng kịp thời nhu cầu thực tiễn hiện nay. Do vậy, bài báo trình bày phân tích đánh giá nhu cầu triển khai điện mặt trời mái nhà theo tinh thần Quy hoạch điện 8 và cam kết COP 26 của Chính phủ với định hướng net-zero vào năm 2050.

Từ khóa: Điện mặt trời áp mái; Nhu cầu năng lượng; Năng lượng bền vững.

ABSTRACT

Power Plan 8 aims to develop renewable energy sources, in which solar power meets the country's energy needs. Specifically, Power Plan 8 sets a goal of at least 50% of roofs being equipped with solar power systems. With the orientation of implementing Power Plan 8 and the Government's COP 26 commitment, the trend of developing solar power in Vietnam in the coming time is huge. However, circulars and documents guiding specific implementation are currently in the draft stage. Therefore, researching the need to install grid-connected rooftop solar power sources to meet local load needs and mechanisms and policies to encourage the development of rooftop solar power in the Northern region is an urgent task to promptly meet the needs current practical needs. Therefore, the article presents an analysis and assessment of the need to deploy rooftop solar power in the spirit of Power Plan 8 and the Government's COP 26 commitment with a net-zero orientation by 2050.

Keywords: Rooftop solar; Energy needs; Sustainable energy.



1. GIỚI THIỆU

Nhìn lại sự phát triển của khoa học công nghệ và kỹ thuật năng lượng ở những cường quốc trên thế giới, họ phát triển trong lĩnh vực Điện - Điện tử; Năng lượng mới và tái tạo như: ở Anh, lĩnh vực Điện - Điện tử và năng lượng mới bắt đầu phát triển từ những năm thập niên 40 cho đến nay, còn ở Mỹ phát triển mạnh vào những năm 1956 và những năm tiếp theo, và những năm 1960 trở lại đây thì một số nước như: Đức, Pháp, Nga, Trung Quốc, Hàn Quốc,... cũng đã phát triển vượt bậc với nhiều kỹ thuật công nghệ mới và năng lượng mới đã được ứng dụng trực tiếp vào sản xuất, tiêu dùng và cả trong công nghiệp, quân sự đang được quan tâm nhiều; năng lượng tái tạo; năng lượng hạt nhân, điện gió, năng lượng mặt trời, thủy điện, v.v...

Với định hướng thực hiện Quy hoạch điện 8 và cam kết COP 26 của Chính phủ, xu hướng phát triển điện mặt trời mái nhà tại Việt Nam là mạnh mẽ.

Nghị quyết số 55-NQ/TW của Bộ Chính trị ngày 11 tháng 02 năm 2020 đã khuyến khích và tạo mọi điều kiện thuận lợi để các thành phần kinh tế, đặc biệt là kinh tế tư nhân tham gia phát triển năng lượng, trong đó có phát triển điện gió và điện mặt trời (ĐMT).

Sau khi Quyết định số 13/2020/QĐ-TTg ngày 6 tháng 4 năm 2020 của Thủ tướng Chính phủ về cơ chế khuyến khích phát triển ĐMT tại Việt Nam được ban hành thay thế Quyết định số 11/2017/QĐ-TTg ngày 11 tháng 4 năm 2017, việc lắp đặt ĐMTMN đã phát triển mạnh mẽ hơn.

Việc nghiên cứu nhu cầu lắp đặt nguồn ĐMTMN nổi trội đáp ứng nhu cầu phụ tải tại

chỗ và cơ chế, chính sách khuyến khích phát triển ĐMTMN ở khu vực miền Bắc là một nhiệm vụ cấp thiết nhằm đáp ứng kịp thời nhu cầu thực tiễn hiện nay.

Do vậy, bài báo trình bày phân tích đánh giá nhu cầu triển khai điện mặt trời mái nhà theo tinh thần Quy hoạch điện 8 và cam kết COP 26 của Chính phủ với định hướng net-zero vào năm 2050.

2. CHÍNH SÁCH PHÁT TRIỂN ĐIỆN MẶT TRỜI TẠI VIỆT NAM

Đảm bảo định hướng phát triển năng lượng tái tạo, Đảng và Chính phủ đã ban hành nhiều văn bản, chính sách khuyến khích phát triển năng lượng tái tạo, cụ thể như:

- Chiến lược phát triển năng lượng tái tạo (NLTT) của Việt Nam đến năm 2030, tầm nhìn đến năm 2050.

- Nghị quyết số 55-NQ/TW ngày 11/02/2020 của Bộ Chính trị.

- Quy hoạch điện VIII.

Đồng thời, Chính phủ cũng đã ban hành nhiều cơ chế khuyến khích khác nhau cho các loại hình điện NLTT được đánh giá có tiềm năng lớn. Về điện mặt trời, cơ chế khuyến khích được chia làm hai giai đoạn:

• Giai đoạn 1: Áp dụng biểu giá mua điện (FIT 1) đến hết ngày 30/6/2019:

- Quyết định số 11/2017/QĐ-TTg ngày 11/4/2017 của Thủ tướng Chính phủ về cơ chế khuyến khích phát triển các dự án điện mặt trời tại Việt Nam.

- Quyết định số 02/2019/QĐ-TTg ngày 8/1/2019 của Thủ tướng Chính phủ sửa đổi, bổ sung một số điều của Quyết định số 11/2017/QĐ-TTg.

- Thông tư số 16/2017/TT-BCT ngày 12/9/2017 của Bộ Công Thương quy định về phát triển dự án và hợp đồng mua bán điện mẫu áp dụng cho các dự án điện mặt trời.

- Thông tư số 05/2019/TT-BCT ngày 11/3/2019 của Bộ Công Thương sửa đổi, bổ sung một số điều của Thông tư số 16/2017/TT-BCT.

• Giai đoạn 2: Áp dụng biểu giá mua điện (FIT 2) đến ngày 31/12/2020:

- Quyết định số 13/2020/QĐ-TTg ngày 6/4/2020 của Thủ tướng Chính phủ về cơ chế khuyến khích phát triển điện mặt trời tại Việt Nam.

- Thông tư số 18/2020/TT-BCT ngày 17/7/2020 của Bộ Công Thương quy định về phát triển dự án và hợp đồng mua bán điện mẫu áp dụng cho dự án điện mặt trời.

- Công văn số 7088/BCT-ĐL ngày 22/9/2020 của Bộ Công Thương về việc hướng dẫn thực hiện phát triển ĐMTMN.

Ở cấp độ vĩ mô, rủi ro quan trọng nhất liên quan đến thực tế là một số phần lưới điện còn hạn chế trong khả năng hấp thụ/giải tỏa lượng lớn công suất NLTT biến đổi. Hầu hết các dự án ĐMT chủ yếu tập trung ở khu vực miền Trung và miền Nam. Trong khi điều này góp phần giảm thiểu tình trạng thiếu hụt năng lượng ở khu vực miền Nam, đặc biệt là ở TP. Hồ Chí Minh, thì việc vận hành hệ thống lưới điện quốc gia đang đối mặt với những thách thức mới, do tỷ trọng NLTT biến đổi tăng lên

trong cơ cấu năng lượng.

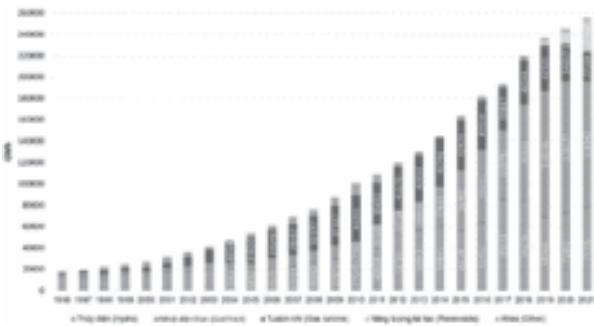
Ở cấp độ dự án, việc Việt Nam chuyển từ hiện trạng không có một dự án nổi lưới nào trong năm 2017 lên gần 9,6 GWp ĐMTMN chỉ trong 4 năm cũng tạo ra thách thức. Ví dụ: việc thiếu lực lượng lao động dày dặn kinh nghiệm, có kiến thức chuyên môn về thiết kế, lắp đặt, vận hành và bảo trì nhà máy ĐMT, cùng với tình trạng thiếu các tiêu chuẩn và kiểm soát chất lượng, chắc chắn làm tăng nguy cơ sai sót hoặc trục trặc về kỹ thuật trong quá trình vận hành. Điều này có thể khiến các dự án phải chịu thiệt hại và ngừng hoạt động một cách không cần thiết, ảnh hưởng tiêu cực đến lợi tức đầu tư và lợi nhuận tổng.

3. THỰC TRẠNG SỬ DỤNG VÀ KHAI THÁC NGUỒN ĐIỆN MẶT TRỜI TẠI VIỆT NAM

Những năm gần đây, sự phát triển của nguồn năng lượng mới và tái tạo đang được quan tâm và phát triển cho lưới điện quốc gia. Việt Nam được đánh giá là quốc gia có nhiều tiềm năng để phát triển năng lượng tái tạo. Việc khai thác các nguồn năng lượng tái tạo có ý nghĩa hết sức quan trọng cả về kinh tế, xã hội, an ninh năng lượng và phát triển bền vững.

Quy hoạch điện 8 đặt ra mục tiêu và định hướng phát triển điện mặt trời mái nhà: 50% mái nhà dân và công sở được lắp đặt hệ thống điện mặt trời; ưu tiên phát triển nguồn điện sử dụng năng lượng tái tạo, tạo đột phá trong việc bảo đảm an ninh năng lượng quốc gia, góp phần bảo tồn tài nguyên năng lượng, giảm thiểu tác động tiêu cực tới môi trường trong sản xuất điện; Mục tiêu cụ thể là ưu tiên phát triển nguồn năng lượng tái tạo cho sản xuất điện; tăng tỷ lệ điện năng sản xuất từ các nguồn năng lượng tái tạo.

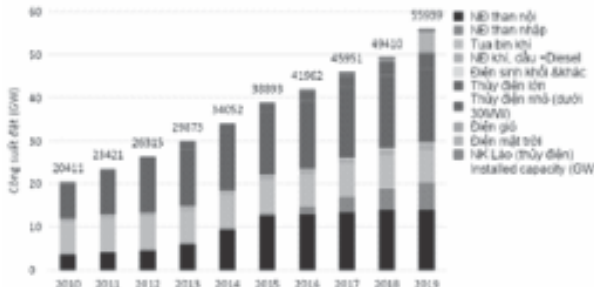




Hình 1. Biểu đồ huy động nguồn năng lượng điện đến năm 2021

Vì vậy, trong thời gian tới sẽ tập trung vào phát triển tiềm năng lớn về các nguồn năng lượng mới và tái tạo như: thủy điện, năng lượng gió, năng lượng mặt trời, năng lượng sinh khối, năng lượng địa nhiệt, v.v.

Thống kê công suất đặt nguồn điện đến năm 2020



Hình 2. Sự phát triển của nguồn điện Việt Nam được đánh giá là có tiềm năng lớn phát triển năng lượng tái tạo từ gió và mặt trời, đây là yếu tố chính tạo ra sự thay đổi.

Bảng 1. Các hệ thống ĐMTMN đã ký hợp đồng PPA với EVN năm 2023

Nguồn: Tổng hợp từ báo cáo của EVN tháng 01/2024.

Đơn vị	Tổng số dự án/hệ thống ĐMTMN	Tổng công suất đặt (kWp)	Tổng sản lượng bán cho EVN (kWh)
EVN	103.509	9.595.853	11.135.338.198
EVNNPC	8.703	582.381	513.256.724
EVNSPC	53.701	5.559.869	6.569.559.245
EVNCPC	24.935	3.066.389	3.761.801.769
EVNHANOI	2.088	33.350	17.879.217
EVNHCMC	14.082	353.864	272.841.243

Việt Nam cũng được xem là một quốc gia có tiềm năng rất lớn về năng lượng mặt trời, đặc biệt ở các vùng miền Trung và miền Nam của đất nước với tổng số giờ nắng trong năm dao động trong khoảng 1.400-3.000 giờ, cường độ bức xạ mặt trời trung bình khoảng 4-5 kWh/m²/ngày. Năng lượng mặt trời ở Việt Nam có sẵn quanh năm, khá ổn định và phân bố rộng rãi trên các vùng miền khác nhau của đất nước. Đặc biệt, số ngày nắng trung bình trên các tỉnh của miền Trung và miền Nam là khoảng 300 ngày/năm.

Tính đến ngày 31/12/2023 các tổng công ty điện lực, công ty điện lực đang thực hiện hợp đồng mua bán ĐMTMN với các tổ chức, cá nhân tại 103.509 hệ thống, với công suất lắp đặt khoảng 9.595.853 kWp được lắp đặt theo cơ chế khuyến khích phát triển các dự án điện mặt trời tại Việt Nam (theo Quyết định số 11/2017/QĐ-TTg và Quyết định số 13/2020-QĐ-TTg của Thủ tướng Chính phủ). Theo số liệu tổng hợp, tổng sản lượng điện phát lên hệ thống điện quốc gia trong năm 2023 là 11,135 tỷ kWh, chiếm 3,97% tổng sản lượng điện sản xuất và nhập khẩu toàn hệ thống.

Cụ thể, các hệ thống ĐMTMN đã ký hợp đồng mua bán điện (PPA) với EVN năm 2023 như bảng tổng hợp dưới đây:

Sau khi quy định về mua điện theo giá FIT 2 hết hiệu lực vào 30 tháng 12 năm 2020. Do ưu điểm của nguồn điện mặt trời, các cá nhân, tổ chức tiếp tục triển khai lắp đặt các hệ thống điện mặt trời theo nhu cầu sản xuất điện đáp ứng nhu cầu phụ tải điện tại chỗ. Đây là xu hướng theo định hướng của Quy hoạch điện 8 là khuyến khích phát triển điện mặt trời theo tiêu chí “tự sản, tự tiêu” và lắp đặt trên các mái nhà dân, mái công sở,... Thống kê sơ bộ đến tháng 7 năm 2023 có khoảng 1.030 hệ thống ĐMTMN với tổng công suất khoảng 399,96 MWp đã được các tổ chức, cá nhân lắp đặt (chủ yếu là các công ty TNHH, khu công nghiệp) với mục đích tự dùng tại chỗ. Các hệ thống ĐMTMN trên có liên kết với lưới điện, nhưng không bán điện cho các đơn vị của EVN (các hệ thống này sử dụng thiết bị chống phát ngược – Zero Export). Các hệ thống lớn cơ bản được thống kê như sau:

Bảng 2. Thống kê các hệ thống ĐMTMN lắp đặt sau năm 2020

TT	Tỉnh/Thành phố	Số lượng hệ thống	Tổng công suất lắp đặt (kWp)
Ở Miền Nam			
1	TP.Hồ Chí Minh	429	27.610,00
2	Gia Lai	14	1.564,34
3	Cà Mau	6	818,85
4	Sóc Trăng	11	1.198,41
5	Đồng Tháp	3	2.390,24
6	Cần Thơ	11	11.571,10
7	Quảng Ngãi	7	3.459,64
8	Long An	2	27.100,00
9	Bến Tre	4	5.212,00
10	Đà Nẵng	32	15.350,84
11	Khánh Hòa	45	3.155,64
12	Ninh Thuận	7	1.607,42

13	Bạc Liêu	2	1.039,12
14	Bình Phước	4	4.030,67
15	Bà Rịa – Vũng Tàu	42	520,08
Ở Miền Bắc			
1	Hà Nội	80	32.018,00
2	Thái Bình	14	15.836,23
3	Bắc Ninh	14	12.821,84
4	Vĩnh Phúc	114	16.218,67
5	Hà Nam	11	23.037,00
6	Ninh Bình	1	3.800,00
7	Nam Định	23	2.781,81
8	Hải Dương	16	18.179,00
9	Nghệ An	19	19.199,46
10	Phú Thọ	1	1.144,00
11	Hà Tĩnh	16	9.700,20
12	Hải phòng	1	2.151,68
		17	637,48
		3	15.268,00

Nguồn: Tổng hợp từ các Sở Công Thương của nhóm nghiên cứu thực hiện nhiệm vụ

4. PHÂN TÍCH VÀ ĐÁNH GIÁ THỰC TRẠNG SỬ DỤNG VÀ KHAI THÁC NGUỒN ĐIỆN MẶT TRỜI TẠI VIỆT NAM

* Phân tích hiện trạng lắp đặt:

Thứ nhất: Các chủ đầu tư phát triển ĐMTMN chủ yếu lắp đặt trên mái nhà trang trại chăn nuôi, trồng trọt (chiếm 59,73% công suất đặt). Tiếp theo đến lắp đặt trên mái nhà kho, nhà xưởng khu công nghiệp (chiếm 23,19%). Còn lại lắp đặt trên mái nhà ở riêng lẻ, công trình dân dụng như: Văn phòng công ty, đơn vị hành chính sự nghiệp, trung tâm thương mại dịch vụ, cơ sở tôn giáo, bệnh viện, trường học, công trình hạ tầng kỹ thuật (chỉ chiếm 17,07%).

Thứ hai: Tổng công suất đặt của các hệ 

thống ĐMTMN trong cả nước lớn hơn 500 kWp chiếm tỷ lệ khoảng 76% (chủ yếu tập trung ở miền Nam và miền Trung), trong khi đó đối với các hệ thống < 50 kWp (chiếm 10,96%).

Thứ ba: Về đầu nối – các hệ thống ĐMTMN công suất đặt lớn đầu nối chủ yếu vào lưới điện trung áp (chiếm 83,15% về công suất), nối hạ áp (chiếm 16,85% về công suất).

Thứ tư: Về phân bố công suất đặt theo khu vực – các hệ thống ĐMTMN đều tập trung ở tại các khu vực miền Nam (57,94%) và miền Trung (31,96%), Thành phố Hồ Chí Minh (3,69%). Còn tỷ lệ công suất lắp đặt ĐMTMN tại miền Bắc chỉ đạt 6,07%, Hà Nội đạt 0,35%.

Thứ năm: Về tỷ lệ bán điện lên lưới hệ thống điện quốc gia cho EVN – các hệ thống ĐMTMN do các Tổng công ty Điện lực miền Nam, miền Trung quản lý đều cơ bản bán điện lên hệ thống điện quốc gia tương ứng với tỷ lệ 59% (tại miền Nam) và 33,78% (tại miền Trung).

* Phân tích đánh giá lợi ích:

Bao gồm lợi ích cho người dân (chủ đầu tư) và cho cả hệ thống điện quốc gia vốn đang trong tình trạng khan hiếm nguồn cung cấp do nhiều nguồn điện dự kiến xây mới không được ủng hộ của công chúng nên chưa khởi công và nhiều nguồn đang xây dựng, nhưng chậm tiến độ theo quy hoạch.

- Giảm chi phí tiền điện hàng tháng do điện được sản xuất và sử dụng trực tiếp vào giờ cao điểm buổi trưa, hoặc giảm giá mua điện bậc cao (giá của bậc 5, 6).

- Tăng thu nhập nhờ bán lại phần sản lượng điện dư, không sử dụng cho EVN với giá

8,38 Uscent quy đổi sang VNĐ (áp dụng đối với các dự án ĐMTMN có thời gian nghiệm thu đưa vào vận hành và phát điện từ 1/7/2019 đến 31/12/2020). Hợp đồng mua bán ĐMTMN được ký với đơn vị điện lực được EVN ủy quyền trong 20 năm (kể từ ngày vận hành phát điện), tỷ giá đô la quy đổi được lấy theo số liệu công bố của Ngân hàng Nhà nước Việt Nam công bố ngày cuối cùng của năm trước để tính cho năm tiếp theo.

- Không tốn diện tích đất khi lắp đặt (ĐMTMN chiếm 5-6 m² mái/1kWp, trong khi điện mặt trời trên mặt đất chiếm khoảng 11-13 m² mặt đất/1kWp).

- Chống nóng hiệu quả cho công trình.

- Tận dụng tối đa tài nguyên bức xạ mặt trời, với quy mô phân tán, trực tiếp tại hộ tiêu thụ nên giảm bớt được phụ tải đỉnh của hệ thống điện tại các giờ cao điểm buổi trưa, do đó giảm áp lực huy động nguồn cung cấp cho hệ thống điện vào giờ cao điểm này. Mặt khác, phát huy hết hiệu suất của nguồn phát vào giờ thấp điểm, giảm áp lực cho cơ quan điều độ hệ thống điện, tăng khả năng thu hồi vốn đầu tư, đảm bảo an sinh xã hội.

- Giảm quá tải cho đường dây truyền tải trong giờ cao điểm buổi trưa, giảm bớt áp lực đầu tư nâng cấp đường dây truyền tải.

- Góp phần bảo vệ môi trường.

- Giảm áp lực trong quy hoạch sử dụng đất tại các địa phương.

5. KẾT LUẬN

Bài báo phân tích nhu cầu điện mặt trời tại Việt Nam hiện nay đặt trong bối cảnh Quy

hoạch điện 8 và định hướng net zero trước năm 2050. Thực trạng phát triển điện mặt trời mái nhà hiện nay chỉ ra được tiềm năng và nhu cầu rất lớn, xét cả góc độ đem lại lợi ích cho người dân và nhà nước, xã hội.

Tuy nhiên, sự phát triển điện mặt trời mái nhà cũng đặt ra các thách thức từ kỹ thuật vận hành lưới điện phân phối, điều độ lưới điện quốc gia. Ngoài ra, cơ chế, chính sách cụ thể về thúc đẩy điện mặt trời cần được hoàn thiện, qua đó giúp đạt được mục tiêu 50% mái nhà dân và công sở trang bị điện mặt trời theo Quy hoạch điện 8 và cam kết COP26. ❖

Ngày nhận bài: **15/6/2024**

Ngày phản biện: **02/7/2024**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Đặng Đình Thông, Lê Danh Liên; “*Cơ sở năng lượng mới và tái tạo*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2012.

- [2]. Ngô Đức Minh, Lê Tiên Phong; “*Năng lượng tái tạo trong hệ thống điện*”, NXB. Đại học Thái Nguyên, 2016.
- [3]. Hoàng Dương Hùng; “*Năng lượng mặt trời lý thuyết và ứng dụng*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2005.
- [4]. Baiano Reeves, “*Solar Power DIY Handbook: So, You Want To Connect Your Off-Grid Solar Panel to a 12 Volts Battery*”. Publishing by Publishing by CreateSpace Independent Publishing Platform, ISBN:1720431647,9781720431640, USA, 2018.
- [5]. A. F. Zobaa, A. Vaccaro, “*Computational Intelligence Applications in Smart Grids Enabling Methodologies for Proactive and Self Organizing Power Systems*”, World Scientific Publishing Co. Pte.Ltd. United Kingdom, 2015.
- [6]. Stuart Bolarse, “*Smart Grids Infrastructure Technology and Solutions*”, Publishing by Taylor & Francis Group, LLC, 2015.

NGHIÊN CỨU TÍNH ĐÀN HỒI TẤM THÉP DƯỚI TÁC DỤNG NHIỆT

STUDY ON THE ELASTICITY OF STEEL SHEETS UNDER HEAT

Trần Văn Mạnh

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Nghiên cứu này trình bày một phương pháp để dự đoán chính xác xu hướng đàn hồi khi uốn tấm thép dưới nhiệt độ cao. Nghiên cứu tận dụng dữ liệu thử nghiệm độ bền kéo mở rộng để xác định các tham số cho định luật độ cứng động học và đẳng hướng thuần túy ở các nhiệt độ khác nhau. Mặc dù chỉ sử dụng các định luật làm cứng đẳng hướng hoặc động học thuần túy cũng có những hạn chế, đặc biệt là ở nhiệt độ cao. Để giải quyết vấn đề này, tác giả sử dụng tỷ lệ đường cong ứng suất dòng chảy giữa nhiệt độ cao và nhiệt độ phòng như một hàm của các tham số biến dạng tương đương để rút ra định luật làm cứng kết hợp.

Từ khóa: Định luật làm cứng; FEM; Đàn hồi ngược; Mô hình dự đoán.

ABSTRACT

This study presents a method to accurately predict the elastic trend when bending steel plates under high temperature. The study takes advantage of extensive tensile test data to determine the parameters for the pure isotropic and kinematic stiffness laws at different temperatures. Although using only isotropic or purely kinematic hardening laws has its limitations, especially at high temperatures. To solve this problem, the author uses the flow stress curve ratio between high temperature and room temperature as a function of equivalent deformation parameters to derive the combined hardening law.

Keywords: Hardening law; FEM; Reverse elastic; Prediction model.

1. GIỚI THIỆU

Mô phỏng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) đã được chứng minh là một công cụ có giá trị trong việc dự đoán độ đàn hồi trong các quá trình tạo hình kim loại. Các nhà nghiên

cứu [1-3] đã đề xuất nhiều phương pháp khác nhau để dự đoán khả năng tạo hình và giảm độ đàn hồi, bao gồm kết hợp dữ liệu thử nghiệm uốn với kết quả FEM, thay đổi hình dạng của dụng cụ, tối ưu hóa kích thước tấm và sử dụng mô phỏng FEM linh hoạt.

Thép tạo hình kim loại được sử dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp khác nhau, hiện tượng đàn hồi ngược ảnh hưởng lớn đến độ chính xác cuối cùng của sản phẩm trong quá trình uốn và bị ảnh hưởng bởi các yếu tố như bán kính uốn, vật liệu, độ dày, tốc độ uốn và nhiệt độ gia nhiệt [4]. Nhiệt độ làm nóng có ảnh hưởng đặc biệt đến việc ảnh hưởng đến độ đàn hồi. Nhiều nghiên cứu [5] đã chỉ ra rằng nhiệt độ cao làm giảm độ đàn hồi trở lại.

Nghiên cứu này để xác định các thông số độ cứng trong tấm thép uốn ở nhiệt độ cao, dựa trên công thức ứng suất ngược tương quan với tỷ lệ ứng suất dòng chảy giữa nhiệt độ cao và nhiệt độ phòng.

2. MÔ HÌNH VẬT LIỆU VÀ ĐỘ CỨNG

Để áp dụng trong mô phỏng FEM, các tham số độ cứng của định luật độ cứng đẳng hướng và định luật làm cứng động học được mô tả bằng sự gia tăng ứng suất ngược (α) là một hàm của biến dạng dẻo tương đương:

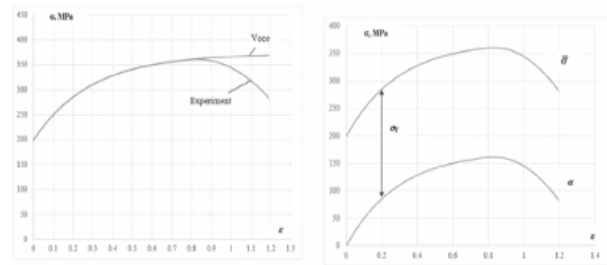
$$\bar{\sigma} = \sigma_Y + A(1 - \exp(-B\varepsilon_{eq}^{pl})) \quad (1)$$

Trong đó, σ_Y là cường độ chảy; A và B là các thông số độ cứng, $\bar{\sigma}$ là ứng suất tương đương và ε_{eq}^{pl} là chủng tương đương.

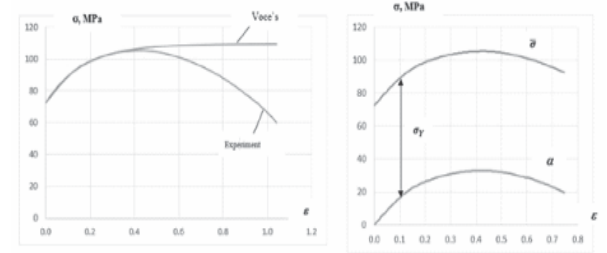
$$\alpha = \frac{C}{\gamma} (1 - e^{-\gamma \varepsilon_{eq}^{pl}}) \quad (2)$$

Trong đó, C và γ là các tham số vật liệu mô tả hành vi động.

Quy trình thực hiện và các tham số thu được lần lượt được thể hiện trong Hình 2 và Bảng 1. Các thông số vật liệu này sẽ được sử dụng làm dữ liệu đầu vào trong mô phỏng FEM được thực hiện bằng phần mềm Abaqus.



(a) 300°C



(b) 600°C

Hình 1. Đường cong ứng suất và ứng suất ngược dựa trên các định luật làm cứng động học đối với (a) Nhiệt độ 300°C và (b) 600°C.

Trong nghiên cứu này, vật liệu thép tấm SS400, theo tiêu chuẩn JISG 3101 [37], được sử dụng để thử kéo.

Bảng 1. Thành phần hóa học của thép tấm SS400

C	Si	Mn	P	S	Cr
0,19-0,21	0,05-0,17	0,4-0,6	0,04	0,05	30,3

3. THÍ NGHIỆM VÀ MÔ PHỎNG UỐN THÉP Ở NHIỆT ĐỘ CAO

3.1. Quy trình mô phỏng

Để dự đoán độ đàn hồi sau khi uốn chữ V của tấm thép SS400, cả định luật làm cứng đẳng hướng và động học thuần túy đều được sử dụng bằng phần mềm ABAQUS. Các tham số đầu vào cho mô phỏng được trình bày trong Bảng 2. Độ lệch của góc đo ($\Delta\theta$) sau khi đàn hồi ngược được tính:



$$\Delta\theta = \theta_{\text{sim}} - \theta_{\text{exp}} \quad (3)$$

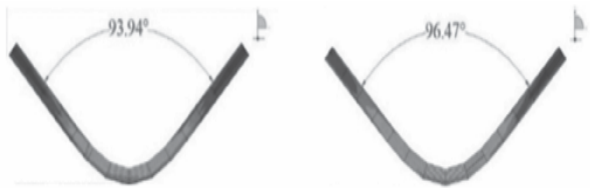
Trong đó, θ_{sim} và θ_{exp} lần lượt là các góc đo mô phỏng và thử nghiệm.



(a) Đẳng hướng động học



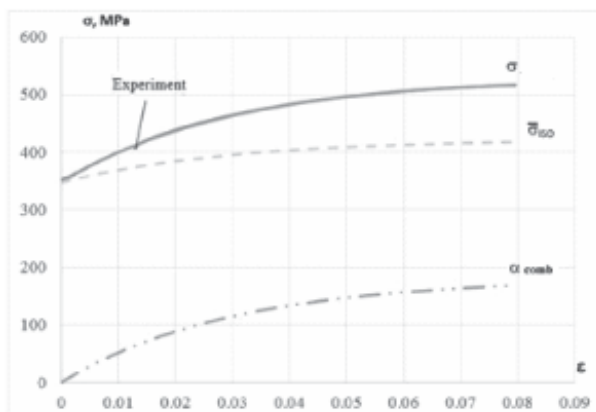
(b) Đẳng hướng động học



(c) Đẳng hướng động học

Hình 2. Kết quả mô phỏng với các chuyển vị dọc chày khác nhau

3.2. Định luật làm cứng kết hợp



Hình 3. Thiết lập các thông số của định luật tăng cứng kết hợp ở nhiệt độ phòng

Dự đoán đàn hồi ngược sử dụng định luật làm cứng đẳng hướng thuần túy lớn hơn thí nghiệm tương ứng khoảng $1,6^\circ$, trong khi dự đoán sử dụng định luật làm cứng động học thuần túy nhỏ hơn thí nghiệm tương ứng khoảng $2,8^\circ$. Một mô hình mới đã được đề xuất bằng cách kết hợp các định luật làm cứng đẳng hướng và động học như trong phương trình:

$$\bar{\sigma} = \sigma_Y + A_1(1 - \exp(-B_1 \epsilon_{eq}^{pl})) + \frac{C_1}{\gamma_1}(1 - e^{-\gamma_1 \epsilon_{eq}^{pl}}) \quad (4)$$

$$\alpha_{comb} = \left(\frac{\Delta\alpha_{iso}}{\Delta\alpha_{iso} - \alpha_{kine}} \right) \times \alpha = 0,583 \times \alpha \quad (5)$$

Mối quan hệ giữa ứng suất lưng mới (α_{comb}) và biến dạng tương đương (ϵ_{eq}^{pl}) được sử dụng để xác định các tham số của định luật độ cứng mới được đề xuất C_1 và γ_1 sử dụng phần mềm tính toán Excel 2013 theo phương pháp bình phương bé nhất.

$$\bar{\sigma}_{iso}(\epsilon_{eq}^{pl}) = \bar{\sigma}(\epsilon_{eq}^{pl}) - \alpha(\epsilon_{eq}^{pl}) \quad (6)$$

Kết quả mô phỏng uốn chữ V thực hiện trên tấm thép SS400 sử dụng định luật độ cứng tổng hợp được đề xuất được mô tả ở trên và chứng minh rằng định luật độ cứng tổng hợp được đề xuất có độ chính xác cao hơn trong việc dự đoán đàn hồi ngược trong uốn chữ V so với các định luật làm cứng đẳng hướng và động học thuần túy. Độ lệch tối đa giữa kết quả mô phỏng và kết quả thử nghiệm đối với góc đàn hồi ngược được tìm thấy là $0,668^\circ$.

Bảng 2. So sánh kết quả uốn chữ V trước và sau khi đàn hồi ở nhiệt độ cao 300°C và 600°C

H (mm)	Góc uốn (°)	Đo góc (°)							
		300°C				600°C			
		Mức độ			Trung bình	Mức độ			Trung bình
		Đầu tiên	2	3		Đầu tiên	2	3	
10	136	139,1	140,15	138,9	139,38	137	137,45	137,2	137,22
16	112	116,2	115,5	115,2	115,63	113,15	114	113,5	113,55
22	88	93,5	93,0	93,0	93,167	90,5	90	90	90,167

Để mô phỏng hiện tượng đàn hồi ngược ở nhiệt độ cao, nghiên cứu này sử dụng định luật làm cứng được đề xuất ở nhiệt độ phòng kết hợp với việc xác định hàm ứng suất ngược ở nhiệt độ cao.

Bảng 3. Các thông số độ cứng của định luật độ cứng tổng hợp ở nhiệt độ cao.

Nhiệt độ (°C)	σ_y (MPa)	A_1 (MPa)	B_1	C_1 (Mpa)	$\gamma_{\text{Đầu tiên}}$
300	199,3	53,3422	6,9049	280,9023	2,0133
600	72,43	29,2536	6,3814	36,5690	4,7288

4. KẾT LUẬN

Phương pháp này đã được chứng minh thông qua phân tích so sánh nghiêm ngặt, bao gồm phân tích phần tử hữu hạn bằng phần mềm ABAQUS và kết quả thử nghiệm thu được từ các thử nghiệm uốn.

Đã đề xuất là một công cụ mạnh mẽ để mô phỏng các dự đoán đàn hồi qua các quá trình uốn khác nhau liên quan đến các tấm thép ở nhiệt độ cao.

Các kết quả có thể áp dụng cho việc tối ưu hóa quy trình uốn trong các ứng dụng công nghiệp thực tế, trong đó dự đoán độ đàn hồi chính xác có thể ảnh hưởng đáng kể đến hiệu suất quy trình và chất lượng sản phẩm, đánh dấu sự đóng góp khác biệt và sáng tạo cho lĩnh vực này.❖

Ngày nhận bài: 26/4/2024
Ngày phản biện: 30/5/2024

Tài liệu tham khảo:

[1]. S. Nishino, K. Ohya, and K. Naruishi (2003), “Proposal for reducing press working load and highly accurate evaluation of springback error in bending automobile sheet metal”, JSAE Review, vol. 24, no. 3, pp. 283-288.

[2]. I. N. Chou and C. Hung (1999), “Finite element analysis and optimization on springback reduction”, International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 39, no. 3, pp. 517-536.

[3]. A. P. Karafillis and M. C. Boyce (1992), “Tooling design in sheet metal forming using springback calculations”, International Journal of Mechanical Sciences, vol. 34, no. 2, pp. 113-131.

[4]. G. M. S. Ahmed, H. Ahmed, M. V. Mohiuddin, and S. M. S. Sajid, “Experimental Evaluation of Springback in Mild Steel and its Validation Using LS-DYNA”, Procedia Materials Science, vol. 6, no. Icmpc, pp. 1376-1385, 2014.

[5]. F. Yoshida and T. Uemori (2002), “A model of large-strain cyclic plasticity describing the Bauschinger effect and work hardening stagnation”, International Journal of Plasticity, vol. 18, no. 5-6, pp. 661-686.

NGHIÊN CỨU ĐÁP ỨNG ĐỘNG CỦA HỆ DÀM CONG - DÂY - TẤM CHỊU TÁC DỤNG CỦA KHỐI LƯỢNG DI ĐỘNG

STUDY THE DYNAMIC RESPONSE OF A CURVED BEAM - WIRE - PLATE
SYSTEM SUBJECTED TO MOVING MASS

Lê Xuân Thùy

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn

TÓM TẮT

Nghiên cứu trình bày kết quả phân tích động lực học hệ liên hợp dầm cong – dây – tấm mô tả hình dạng cầu vòm chịu tác dụng của khối lượng di động. Quá trình phân tích đáp ứng của hệ được thực hiện trên cơ sở phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH), khối lượng di động được mô phỏng nhờ kỹ thuật phần tử Sinh – Diệt với việc sử dụng ngôn ngữ lập trình ANSYS APDL cho phép khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu, tải trọng đến đáp ứng động của hệ. Kết quả nghiên cứu là tài liệu tham khảo khi tính toán thiết kế kết cấu cầu và các kết cấu chịu tác dụng của tải trọng di động khác.

Từ khóa: Cầu vòm; Dầm cong; Khối lượng di động; Phần tử sinh – diệt; ANSYS.

ABSTRACT

This paper presents the results of dynamic analysis of the curved beam-wire-plate system describing the shape of an arch bridge under the influence of moving mass. The process of analyzing the response of the system is carried out on the basis of the finite element method. The moving mass is simulated using the Birth and Dead element technique with the use of the ANSYS APDL programming language for allowing to investigate the influence of structural parameters and loads on the dynamic response of the system. The research results are reference documents when calculating the design of bridge structures and other structures affected by moving loads.

Keywords: Arch bridge; Curved beam; Moving mass; Birth and dead element; ANSYS.

1. MỞ ĐẦU

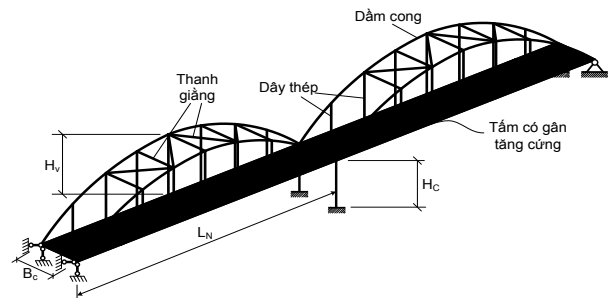
Trong thiết kế các công trình cầu giao thông, ngoài việc phải đảm bảo kết cấu phải chịu được tải trọng cho phép, việc đảm bảo tính thẩm mỹ của công trình cũng là một trong những yếu tố quan trọng cần được xem xét. Do vậy, trong thực tế, khi triển khai các ý tưởng thiết kế khác nhau, việc thay đổi hình dạng, kích thước kết cấu thường xuyên được thực hiện. Lấy ý tưởng từ việc tính toán kết cấu cầu vòm, trong nghiên cứu này, các tác giả hướng đến việc giải quyết bài toán tính toán hệ liên hợp dầm cong – dây – tấm chịu tác dụng của khối lượng di động. Việc xây dựng chương trình tính toán được thiết lập trên nền ngôn ngữ lập trình ANSYS APDL chạy trên phần mềm ANSYS. Với chương trình thiết lập, người tính toán có thể dễ dàng thay đổi kích thước kết cấu cũng như tải trọng, tùy biến để giải quyết nhiều lớp bài toán khác nhau.

Bài toán kết cấu chịu tác dụng của tải trọng di động không phải là một bài toán quá mới, đã có nhiều công trình công bố liên quan nhóm bài toán này với những cách tiếp cận khác nhau: Wen-Yu He và cộng sự [1], Zhang [2], Ahmad M. [3], C. Johansson [4], Ladislav Frysba [5]; Trong bài báo này, trên cơ sở phương pháp PTHH, tác giả sử dụng kỹ thuật phần tử Sinh – Diệt và phần mềm ANSYS để mô phỏng khối lượng di động tác dụng lên kết cấu và xem xét đáp ứng động của hệ. Kết quả bài báo là nền tảng để hướng đến giải quyết các bài toán phức tạp hơn cả về tải trọng tác dụng và kết cấu.

2. MÔ HÌNH BÀI TOÁN

Xét hệ liên hợp dầm cong – dây – tấm như hình 1. Hệ gồm tấm có gân tăng cứng gắn với dầm cong thông qua các dây cáp và liên kết

ngàm tại đầu dầm. Các dầm cong được nối với nhau nhờ các thanh giằng. Phía dưới tấm là hai cột thẳng đứng có nhiệm vụ đỡ hệ tấm – dầm cong. Ngoài trọng lượng bản thân, tải trọng tác dụng lên hệ là khối lượng m di chuyển dọc theo chiều dài tấm.



Hình 1. Mô hình hệ dầm cong – dây – tấm

3. PHƯƠNG PHÁP PTHH VÀ GIẢI THUẬT PHẦN TỬ SINH DIỆT

Quá trình phân tích đáp ứng động của hệ được thực hiện trên cơ sở phương pháp PTHH, đặc biệt, tải trọng di động được mô phỏng nhờ phân kỹ thuật phần tử Sinh – Diệt.

Phương trình vi phân chuyển động của hệ [6,7]:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{R\}$$

Trong đó, $\{q\}, \{\dot{q}\}, \{\ddot{q}\}$ lần lượt là véc tơ chuyển vị, vận tốc, gia tốc nút của hệ;

$$[M] = \sum_e ([M^e] + [M_p^e]),$$

$$[K] = \sum_e ([K^e] + [K_p^e]),$$

$$[C] = \sum_e ([C^e] + [C_p^e]), [R] = \sum_e \{P(t)\}_e$$

Tương ứng là ma trận khối lượng tổng thể, ma trận độ cứng tổng thể, ma trận cản tổng thể của hệ và véc tơ ngoại lực nút tổng

thể của hệ. Ma trận cản của kết cấu được xác định thông qua các hằng số cản Rayleigh: $[C]_e = \alpha[M]_e + \beta[K]_e$, trong đó, các hằng số cản Rayleigh được xác định thông qua tỷ số cản ξ và hai tần số dao động riêng đầu tiên ω_1, ω_2 của kết cấu. Các đại lượng $[M_p^e], [C_p^e], [K_p^e]$ tương ứng là thành phần ma trận khối lượng, ma trận cản, ma trận độ cứng sinh ra do khối lượng m chuyển động với các thành phần vận tốc và gia tốc $\dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}$ trên phần tử tám.

Tận dụng tối đa kỹ thuật giải bài toán theo phương pháp PTHH trong phần mềm ANSYS, tác giả lập trình giải bài toán đặt ra với việc sử dụng ngôn ngữ APDL và sử dụng các dạng phần tử khác nhau để mô phỏng kết cấu:

Để mô tả tấm chịu uốn, các tác giả sử dụng phần tử SHELL63, đây là phần tử vỏ tứ giác 4 điểm nút, mỗi nút có 6 bậc tự do $u_i, v_i, w_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}$. Với phần tử SHELL63, ta có thể mô tả cho kết cấu tấm, vỏ có độ dày thay đổi. Tải trọng tác dụng có thể là tải cơ, nhiệt.

Kết cấu dầm cong, thanh giằng, cột và các dầm đỡ được mô tả bởi phần tử dầm BEAM188 có 2 nút, mỗi nút 6 bậc tự do. Đây là phần tử rất đa năng với khả năng mô tả kết cấu thanh với nhiều loại mặt cắt ngang khác nhau tương ứng mỗi lựa chọn Sectype, điều này cho phép người tính toán thử nghiệm với kết cấu có những dạng mặt cắt ngang khác nhau chỉ với việc điều chỉnh một vài câu lệnh trong chương trình.

Dây cáp được mô tả nhờ phần tử link10. Phần tử này có 2 nút, mỗi nút có 3 chuyển vị thẳng là u_i, v_i, w_i . Phần tử LINK10 với lựa chọn keyopt(3) có giá trị 0 hoặc 1 tương ứng với phần tử chỉ chịu kéo hoặc chịu nén. Lựa chọn keyopt(3) = 0, ta có mô tả phần tử đúng với tính chất chịu tải của dây cáp.

Khối lượng di động được mô phỏng bởi phần tử khối lượng MASS21, phần tử này được đặt vào mọi vị trí mà tải trọng di động đi qua. Kỹ thuật phần tử Sinh – Diệt được áp dụng với nhóm phần tử MASS21 này. Quy tắc hoạt động của kỹ thuật sinh diệt này như sau:

1) Tất cả các phần tử MASS21 trên quỹ đạo di chuyển của khối lượng di động được diệt đi (kill - inactive phần tử).

2) Tùy thuộc vào vận tốc và thời gian xét, phần tử MASS21 tương ứng vị trí có mặt của khối lượng di động được active, sau khi khối lượng di động đi qua, phần tử lại được inactive.

Thuật toán này được cụ thể hóa bằng ngôn ngữ APDL trong ANSYS.

4. KHẢO SÁT SỐ

Thông số mô hình tính: Chiều dài nhịp $L_N = 50\text{m}$, hệ có 2 nhịp, bề rộng tấm $B_C = 8\text{m}$, chiều dày tấm $t_h = 0,3\text{m}$, chiều cao đỉnh vòm so với mặt tấm $H_v = L_N/5$. Dầm cong và các thanh giằng nối dầm cong hai bên nhịp được làm từ thép mặt cắt ngang hình vành khăn, thứ tự thông số kích thước mặt cắt ngang: Đường kính ngoài $D_v = 0,3\text{m}$, $D_{th} = 0,15\text{m}$, bề dày $t_{th} = 0,05\text{m}$, $t_{tg} = 0,04\text{m}$. Từ các dầm cong ở hai bên mỗi nhịp, nối 7 đoạn dây cáp với khoảng cách chia đều đến tấm theo phương thẳng đứng, các dây cáp có đường kính $D_c = 0,08\text{m}$. Vị trí nối dầm cong và tấm (ở chính giữa tấm) được đỡ bởi các cột có chiều cao $H_c = 10\text{m}$, kích thước mặt cắt ngang $a \times a = 1,0\text{m} \times 1,0\text{m}$. Nối hai đỉnh của hai cột chống giữa tấm và 2 góc tấm (theo kích thước B_C) là dầm chính có kích thước mặt cắt ngang $H_{dc} \times B_{dc} = 0,8\text{m} \times 0,5\text{m}$; Nối giữa vị trí nối các dây cáp với tấm là dầm phụ có kích thước $H_{dp} \times B_{dp} = 0,4\text{m} \times 0,2\text{m}$, các dầm chính

và dầm phụ này liên kết chặt với tấm với vai trò các gân tăng cứng (hình 1).

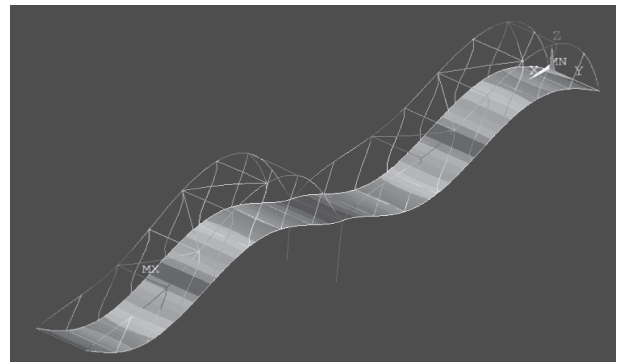
Thông số vật liệu: Vật liệu làm tấm, các dầm đỡ và cột: Mô đun đàn hồi $E_1 = 2,9.10^{10} \text{ N/m}^2$, hệ số poisson $\mu_1 = 0,18$, khối lượng riêng $\rho_1 = 2500 \text{ kg/m}^3$. Vật liệu làm dầm cong và thanh giằng: $E_2 = 2,1.10^{11} \text{ N/m}^2$, $\mu_2 = 0,28$, $\rho_2 = 7850 \text{ kg/m}^3$. Vật liệu làm dây cáp: $E_3 = 2,5.10^{11} \text{ N/m}^2$, $\mu_3 = 0,3$, $\rho_3 = 7850 \text{ kg/m}^3$.

Thông số tải trọng: Trọng lượng bản thân hệ P_{bt} tác dụng lên mỗi phần tử (lấy gia tốc trọng trường $g = 9,8 \text{ m/s}^2$); Khối lượng M di động tác dụng lên hệ kết cấu có giá trị $M = 10^4 \text{ kg}$ di chuyển dọc chiều dài từ đầu phải qua đầu trái, chính giữa tấm với vận tốc 30 km/giờ .

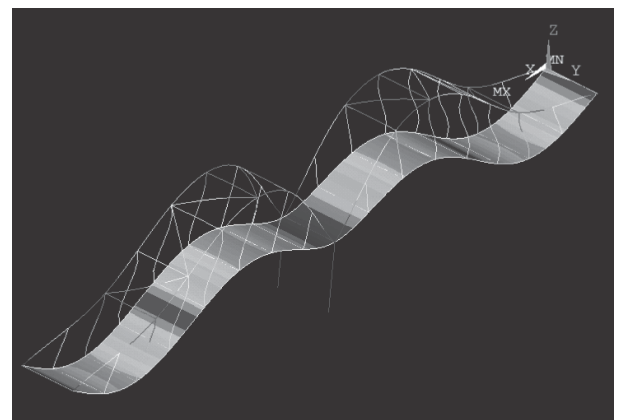
Giải bài toán dao động riêng, các tác giả thu được các tần số dao động riêng đầu tiên của hệ và dạng riêng tương ứng như hình 2.

Giải bài toán dao động cưỡng bức với khối lượng di động M tác dụng, tác giả lấy thời gian tính là $T_t = T_0 + 2s$, với T_0 là thời gian tải trọng đi hết quãng đường 2 nhịp dầm cong. Điểm xuất kết quả: Điểm A: Chính giữa dầm nổi 2 cột giữa 2 nhịp; điểm B: Chính giữa tấm trong nhịp bên phải; điểm C: Chân cột gần phía

người quan sát; vị trí nổi dây cáp dài nhất trên 2 nhịp với tấm mô phỏng mặt cầu (xuất lực căng dây cáp).



a) Dạng riêng thứ nhất



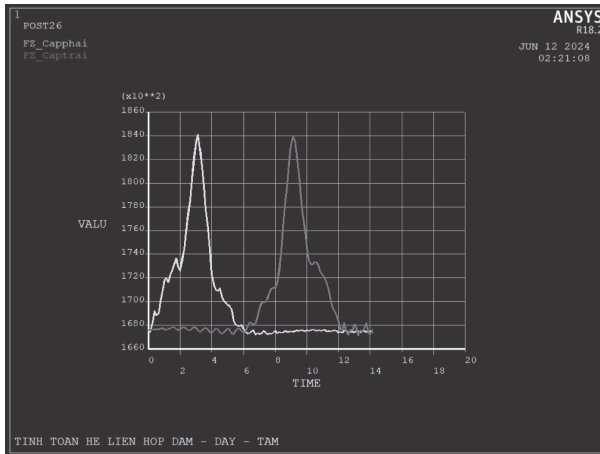
b) Dạng riêng thứ hai

Hình 2. Các dạng riêng đầu tiên của hệ kết cấu ($f_1 = 0,9558 \text{ Hz}$, $f_2 = 0,9962 \text{ Hz}$)

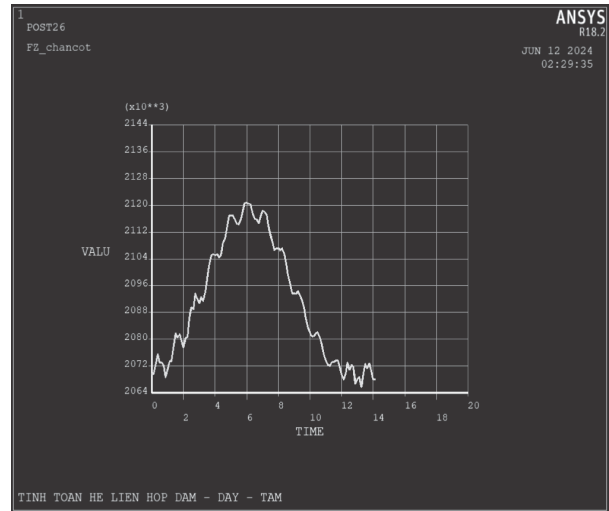
Bảng 1. Giá trị cực trị đáp ứng tại điểm tính:

	$W_A^{\max} [\text{cm}]$	$W_B^{\max} [\text{cm}]$	$F_{\text{Cap}}^{\text{Phai max}} [\text{N}]$	$F_{\text{Cap}}^{\text{trai max}} [\text{N}]$	$F_z^{\text{C max}} [\text{N}]$
Giá trị	0,162	6,922	184087	183945	$2,1207.10^6$

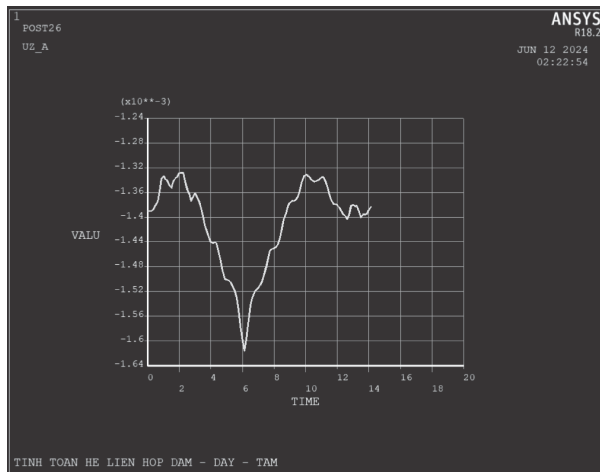




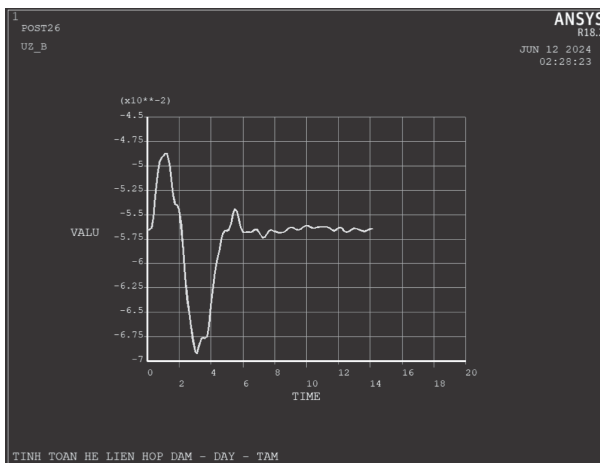
Hình 3. Lực căng dây cáp dài nhất trên 2 nhịp dầm [N]



Hình 6. Phản lực F_z^{Cot} tại chân cột chống [N]



Hình 4. Chuyển vị thẳng đứng tại điểm A [m]



Hình 5. Chuyển vị thẳng đứng tại điểm B [m]

Nhận xét

Chuyển vị thẳng đứng tại điểm B (giữa đoạn nhịp phải) lớn hơn khá nhiều so với chuyển vị tại điểm A, do A là vị trí giữa đoạn có cột chống ở hai bên, còn ở B không có cột chống. Lực căng lớn nhất xuất hiện trong dây cáp trên 2 nhịp là gần bằng nhau, đạt giá trị cực trị khi tải trọng đi qua vị trí mặt tẩm có gắn dây cáp. Khi tải trọng đi qua hoặc trước khi tải trọng đi đến, dao động tại điểm xét là khá nhỏ (giảm dao động nhanh). Có điều này là do tải tác dụng ở đây là trọng lượng bản thân hệ và khối lượng di động chứ không phải là một dạng tải trọng có tần số kích thích.

5. KẾT LUẬN

Trong phạm vi nội dung nghiên cứu, tác giả đã sử dụng ngôn ngữ lập trình ANSYS APDL và kỹ thuật phần tử Sinh – Diệt để giải bài toán hệ kết cấu chịu tác dụng của khối lượng di động. Kết quả cho ra đáp ứng động của hệ và chương trình tính cho phép khảo sát nhiều thông số kết cấu, tải trọng, giúp đánh giá được ảnh hưởng của các thông số đó đến đáp ứng động của hệ. Kết quả cũng đã chỉ ra được:

- Kỹ thuật phần tử Sinh – Diệt hoàn toàn giải quyết được bài toán kết cấu chịu tác dụng của tải trọng di động.

- Với trường hợp tải trọng tác dụng là khối lượng di động, sự dao động của hệ là không nhiều. Tại các điểm tính, giá trị cực trị của đáp ứng tăng lên nhanh khi tải đi đến, giảm đi nhanh khi tải đi qua.

Với những kết quả đạt được trong nghiên cứu, đây sẽ là nền tảng tốt để tác giả phát triển tính toán với bài toán có dạng kết cấu, tải trọng phức tạp hơn (hệ chịu tác dụng của đoàn tải trọng di động, chịu tác dụng của hệ dao động di động, ...).

Lời cảm ơn: Nghiên cứu này được tài trợ bởi Quỹ hỗ trợ nghiên cứu khoa học của Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn với mã số đề tài “23.1.09”.❖

Ngày nhận bài: **15/5/2024**

Ngày phản biện: **09/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Wen-Yu He, Peng Liu, Hua-Cai Cheng, Zi-Bing Li, Jian-Qing Bu (2022), *Displacement reconstruction of beams subjected to moving load using data fusion of acceleration and strain response*, Engineering Structures Volume 268, 1 October 2022, 114693.

[2]. Zhang, Yuntai; Jiang, Lizhong; Zhou, Wangbao; Liu, Shaohui; Feng, Yulin; Liu, Xiang; Lai, Zhipeng (2022), *Dynamic response analysis of a multiple-beam structure subjected to a moving load*, Earthquake Engineering and Engineering Vibration, Volume 21, Issue 3, p.769-784, July 2022.

[3]. Ahmad M., Ruhollah M., Mohammad H. K. (2015), *Nonlinear Dynamic Analysis of a Rectangular Plate Subjected to Accelerated/Decelerated Moving Load*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 53, 1, pp.151-166.

[4]. C. Johansson, C. Pacoste, R. Karoumi (2013), *Closed-form solution for the mode superposition analysis of the vibration in multi-span beam bridges caused by concentrated moving loads*, Computers and Structures 119 (2013) 85–94.

[5]. Ladislav Frysba; *Vibration of solid and structures under moving loads*, Thomas Telford, ISBN 0-7277-2741-9 (1999).

[6]. Bathe K. J., *Numerical Methods in Finite Element Analysis*, Prentice - Hall, Inc., New Jersey (1976).

[7]. Nguyễn Hoài Sơn, Vũ Như Phan Thiện, Đỗ Thanh Việt; *Phương pháp phần tử hữu hạn với Matlab*, NXB. Đại học Quốc gia TP.Hồ Chí Minh, (2001).

[8]. Saeed Moaveni; *Finite element analysis: theory and application with ANSYS*, Pearson Prentice Hall., Pearson Education, Inc, (2008).

[9]. Erdogan Madenci, Ibrahim Guven; *The finite element method and applications in engineering using ANSYS*, Springer International Publishing, (2015).

[10]. Release 11.0 Documentation for ANSYS.

RESEARCH ON THE MICROSTRUCTURE OF BUTT WELD JOINTS BETWEEN 304 STAINLESS STEEL AND 201 STAINLESS STEEL USING THE GTAW WELDING PROCESS

NGHIÊN CỨU CẤU TRÚC TẾ VI LIÊN KẾT HÀN GIÁP MỐI GIỮA THÉP KHÔNG GỈ 304 VỚI THÉP KHÔNG GỈ 201 BẰNG QUÁ TRÌNH HÀN GTAW

Truong Dung Tuan, Nguyen Quoc Manh

Faculty of Mechanical Engineering, Hung Yen University of Technology and Education

ABSTRACT

Stainless steel is commonly used in many industries because of its mechanical properties and benefits. The non-melting electrode welding method in a protective inert gas environment is always the first choice when welding different materials because of this method's good weld quality and flexibility. In this study, the non-melting electrode welding method in a protective inert gas environment (GTAW) is used to perform butt welding joints between 304 stainless steel and 201 stainless steel with ER-compensating welding wire 308L. The tensile strength of the welded joint is evaluated by a universal tensile-compression device, and the microstructure (OM) of the welded joint is checked by an electronic optical device. The test results showed the compatibility of the welding method with the selected materials and welding parameters; the maximum tensile strength of the weld achieved was 630 MPa.

Keywords: GTAW process; Butt-joint; 304 Stainless Steel; 201 Stainless Steel; ER-308L welding rod.

TÓM TẮT

Thép không gỉ được sử dụng rất phổ biến trong nhiều ngành công nghiệp bởi các đặc tính cơ học và những lợi ích mà chúng mang lại. Phương pháp hàn điện cực không nóng chảy trong môi trường khí trơ bảo vệ luôn là lựa chọn đầu tiên khi hàn khác vật liệu vì chất lượng mối hàn tốt, cũng như khả năng linh hoạt của phương pháp này. Trong nghiên cứu này, phương pháp hàn điện cực không nóng chảy trong môi trường khí trơ bảo vệ (GTAW) được sử dụng để thực hiện liên kết hàn giáp mối giữa thép không gỉ 304 với thép không gỉ 201 với dây hàn bù ER-308L. Độ bền kéo của liên kết hàn được đánh giá bằng thiết bị kéo – nén vạn năng, cấu trúc tế vi (OM) của liên kết hàn được kiểm tra bằng thiết bị quang học điện tử. Các kết quả kiểm tra đã cho thấy sự phù hợp của phương pháp hàn với các vật liệu và thông số chế độ hàn đã lựa chọn, độ bền kéo lớn nhất liên kết hàn đạt được là 630 MPa.

Từ khóa: Quá trình hàn GTAW; Liên kết hàn giáp mối; Thép không gỉ 304; Thép không gỉ 201; Que hàn bù ER-308L.

1. INTRODUCTION

Stainless steel is a type of steel with a very high resistance to corrosion in working environments, especially chemical corrosion, the Chromium element in steel, which was developed from the early stages. World War I by British expert in steel industry research: Harry Brearley [1]. Welding of different materials has been commonly used in the last three decades because of the benefits this method brings to various industrial fields such as petrochemicals [2] and shipbuilding [3]. Many welding methods have been used for welding different materials, such as in research [4]; author Behzad Sadeghian and his colleagues used finite element methods and experiments to simulate and predict. Weld joint microstructure between stainless steel and carbon steel by spot welding process. In their research, the authors studied the microstructure and tensile strength and evaluated the corrosion potential of the welded joint. In the study [5], author Junhao Sun and his colleagues used laser welding

method to study butt welding joints between aluminum alloy and steel. The study results have shown that the intermetallic layer formed during the welding process has a thickness varying from 1.8 μ m to 6.2 μ m with different welding parameters when welding at a laser power of 2.85kW. In addition, the welded joints failed the tensile test, and the maximum tensile strength of the welded joints only reached 635MPa. This article studies the microstructure and tensile strength of butt-joint between 304 stainless steel and 201 stainless steel by GTAW process with ER-308L compensation welding wire.

2. MATERIALS AND PROCEDURES

2.1. Base materials and welding rod

The basic materials used in the study are plate 304 stainless steel and 201 stainless steel with a fixed thickness of 3mm. The welding rod used in the experiment is ER-308L. Tables 1 and 2 [6-8] introduce the composition of the two base metals and auxiliary welding rods.

Table 1. Chemical composition of base materials (wt. %)

Materials	C	Si	Mn	Ni	Mo	Cr	Fe
304 steel	0.08	≤ 1.0	≤ 2.0	8.0-10.5	-	18-20	Balance
201 steel	0.004	0.64	1.129	10.028	2.035	16.316	Balance

Table 2. Chemical composition of ER-308L (wt. %)

C	Si	Mn	Ni	Mo	Cr	Fe
0.01	0.45	1.65	13.78	0.08	23.9	Balance

Table 3. Welding parameters

Welding rod diameter (mm)	Welding current (A)	Welding voltage (V)	Gas shield (l/min)	Welding velocity (m/s)	Ceramic Nozzle size
2.4	105	17.5	10	4.5	6



2.2. Procedure for performing the experiment

The base metal plates used in the experiment were all cut with a hydraulic cutting machine at the Faculty of Mechanical Engineering, Hung Yen University of Technical Education, to a fixed size (length x width) of 150mm x 80mm with a thickness fixed is 3mm. After cutting, the surface of the metal sheet is cleaned by sandpaper. A Miller Syncrowave 400 TIG welder from Miller was used to weld all models. The parameters of the welding mode are shown in Table 3. Figure 1 describes the type of weld connection made during the experimental welding process and the protective gas conditions during the welding process. After successful welding, seven samples with the best shape, carefully chosen to ensure the most accurate results, are selected for cutting and tensile testing. A representative sample is selected for microstructure analysis and is taken from the cutout of these seven tensile test samples.

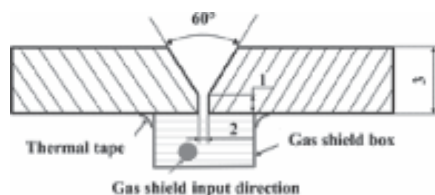


Figure 1. Typical joint and reverse side gas-shield

3. RESULTS AND DISCUSSION

The Unitest-H2-Extra Universal Tensile-Compression Machine at the mechanical processing workshop, Hung Yen University of Technology and Education was selected to test the tensile strength of seven welded samples. The tensile performance conditions of the five samples were similar. Figure 1 shows the dimensions of the butt weld tensile test specimen between 304 and

201 stainless steel; the tensile test results of seven welded specimens are present in Figure 2. Observe the results in Figure 2. We can see that the maximum tensile strength obtained after pulling five samples reaches 635 MPa in sample 5; the sample using the welding mode parameters tends to be the highest among the three parameters. The sample with the lowest tensile strength reached a value of 605 MPa in welded sample No. 2; this sample used the lowest set of welding mode parameters among the three selected parameters. The tensile test results described in Figure 2 show that the maximum tensile strength is about 12.3% greater than the tensile strength of stainless steel 304 and 201, as reported [9]. This shows that the butt weld connection between 304 and 201 stainless steel was successful in terms of tensile strength limit after welding.

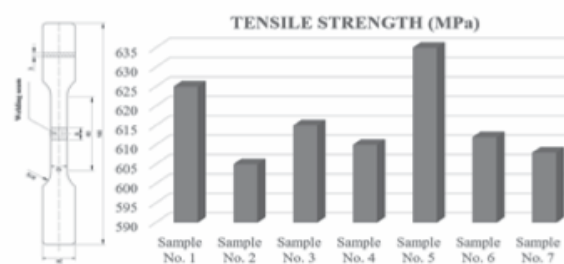


Figure 2. Dimensions and the tensile test results of seven samples



Figure 3. Microstructure of butt welded joint between 304 and 201 stainless steel using GTAW welding process

Figure 3 presents the microstructure of the areas in the butt weld joint between 304 and 201 stainless steel. Figure 3a shows the microstructure in the welding process in the heat-affected area (HAZ). In the connection area between the welding-seam and the 304 stainless steel plate, delta-ferrite fibers are interwoven on the Austenite background. The size of the Delta-Ferrite fibers in this area is short and spread evenly throughout the points. Figure 3b describes the microstructure of the weld metal area. Observing the microstructure in this area, we can see mainly the appearance of the Delta-Ferrite phase structure, in which the weld metal is formed as long fibers interwoven throughout the entire survey area. Figure 3(c) shows the adjacent between the weld metal and SUS-316L stainless steel, forming a long, branch-shaped Delta-ferrite structure interwoven and distributed relatively evenly throughout the area.

4. CONCLUSION

- With the selected welding parameters, the butt weld connection between stainless steel 304 and 201 can be successfully performed by the GTAW welding process when using ER-308L welding rods;

- The maximum tensile strength of the welded joint tested is significantly higher than that of stainless steel 304 and 201. Fractures often occur at SUS-201 stainless steel plates when tested for tensile strength. ❖

References:

- [1]. Cobb, Harold M. *The history of stainless steel*. ASM International, 2010.
- [2]. Naffakh, H., M. Shamanian, and F. Ashrafizadeh. "Dissimilar welding of AISI 310 austenitic stainless steel to nickel-based alloy

- Inconel 657*." Journal of Materials Processing Technology 209.7 (2009): 3628-3639..
- [3]. Sun J., Yan Q., Gao W., Huang J., "Investigation of laser welding on butt joints of Al/steel dissimilar materials". Mater. Des. 2015, 83, 120-128.
- [4]. Liu, Liming, Daxin Ren, and Fei Liu. "A review of dissimilar welding techniques for magnesium alloys to aluminum alloys." Materials 7.5 (2014): 3735-3757.
- [5]. Kaushik Pankaj, and Dheerendra Kumar Dwivedi. "Effect of tool geometry in dissimilar Al-steel friction stir welding". Journal of Manufacturing Processes 68 (2021): 198-208.
- [6]. Liying Li, et al. "Microstructure and mechanical properties of welded joints of L415/201 bimetal composite pipe using post internal-welding process". International Journal of Pressure Vessels and Piping 179 (2020): 104026.
- [7]. Nguyen Quoc Manh, and Shyh-Chour Huang. "An investigation of the microstructure of an intermetallic layer in welding aluminum alloys to steel by MIG process". Materials 8.12 (2015): 8246-8254.
- [8]. Thang Nguyen Duc, Trinh Van The, and Nguyen Van Duc. "WPS Design of Dissimilar Metal Welds between Austenitic Stainless Steel and Carbon Steel for Building Thermal Power Plants". Advanced Materials Research 1157 (2020): 1-14.
- [9]. Nguyen Quoc Manh, Pham Van Duoc, "Dissimilar butt joint of sus-304 stainless steel and sus-316l stainless steel by GTAW process". Vietnam Mechanical, 11 (2021): 98-103.

LILAMA10:

Phát huy các nguồn lực cho mục tiêu tăng trưởng

Công ty Cổ phần LILAMA10 cùng doanh nghiệp cả nước vừa đi qua chặng đường nửa đầu năm 2024 trong bối cảnh đối diện nhiều khó khăn, thách thức nhưng đã thu về những kết quả đáng ghi nhận, tạo nền tảng quan trọng cho kết quả hoạt động sản xuất kinh doanh (SXKD) trong 6 tháng cuối năm 2024 và tạo bước đệm cho các năm sau.

Trong 6 tháng đầu năm 2024, những tác động bởi sự cạnh tranh khốc liệt trên thị trường xây lắp, chế tạo cơ khí giữa các doanh nghiệp trong và ngoài nước, áp lực tái cơ cấu của nền kinh tế, đặc biệt là sự chuyển đổi xanh ngành công nghiệp, sự leo thang của cuộc chiến Ukraina gây khó khăn cho nhiều quốc gia trong đó có Việt Nam, khiến cho doanh nghiệp nói chung và nhất là doanh nghiệp xây lắp, chế tạo cơ khí nói riêng đối mặt với rất nhiều khó khăn, đặc biệt là về thị trường đầu ra, thiếu đơn hàng... Nhận định thực tế trên, cũng như xuất phát từ mục tiêu và nhu cầu tự thân của mình, ngay từ đầu năm 2024, Hội đồng Quản trị (HĐQT) và Ban Tổng Giám đốc Công ty đã điều hành hoạt động doanh nghiệp hết sức linh hoạt, thận trọng, chỉ đạo các đơn vị, phòng, ban tập trung đẩy mạnh các giải pháp thực hiện kế hoạch SXKD, đồng thời đảm bảo ổn định việc làm, đời sống cán bộ công nhân viên (CBCNV). Ước kết quả thực hiện kế hoạch SXKD 6 tháng đầu năm 2024 của Công ty tương đối khả quan, với giá trị sản lượng 532,4 tỷ đồng; đạt 53,2% KH; doanh thu 512,7 tỷ đồng, đạt 51,3% KH. Các chỉ tiêu tài chính như lợi nhuận trước thuế đạt 9,5 tỷ đồng; tỷ suất lợi nhuận/vốn điều lệ là 9,6% đạt mục tiêu đề ra.

Bên cạnh việc duy trì hoạt động SXKD ổn định, có lợi nhuận, tăng trưởng, Công ty vẫn luôn đảm bảo đời sống CBCNV, thực hiện thanh toán tiền lương, trích nộp bảo hiểm xã hội, giải quyết chế độ ốm đau, thai sản, hưu trí... đầy đủ, kịp thời cho người lao động theo quy định của Nhà nước.

Điểm sáng nổi bật, có ý nghĩa quan trọng của doanh nghiệp trong 6 tháng đầu năm 2024 đó là đảm bảo tiến độ thi công tại các công trình trọng điểm đáp ứng yêu cầu của Chủ đầu tư. Cụ thể:

Thủy điện Hòa Bình mở rộng: Giá trị hợp đồng đã ký 805 tỷ đồng, bao gồm: Gói thầu 1XL-HB “Thi công xây lắp công trình thủy điện Hòa Bình mở rộng” (giá trị ~ 468 tỷ đồng), hiện đang thi công theo tiến độ của dự án; Gói thầu 6TB-HB “Chế tạo và cung cấp thiết bị cơ khí thủy công đường ống áp lực” (giá trị ~ 327 tỷ đồng), đã chế tạo hoàn thành 100% khối lượng hợp đồng.

Thủy điện Ialy mở rộng: Giá trị hợp đồng đã ký là 341 tỷ đồng, bao gồm: Gói thầu số 37 (XL-05): “Thi công xây lắp công trình” (giá trị ~ 276 tỷ đồng), hiện tại đang triển khai công tác thi công. Giá trị thực hiện lũy kế đến 6 tháng đầu năm 2024 là ~166 tỷ đồng, đáp ứng tiến độ của dự án; Gói thầu số 41 (TB-02): “Cung cấp thiết bị cơ khí thủy công và dịch vụ kỹ thuật” (giá trị ~ 65 tỷ đồng) đã hoàn thành công tác giao hàng theo tiến độ hợp đồng.

Dự án chế tạo cho Thyssenkrupp: Giá trị hợp đồng đã ký 696 tỷ đồng, gồm 2 gói: Gói WCGH2 (giá trị ~ 21 tỷ đồng), hiện đã hoàn thành chế tạo; Gói Neom (giá trị ~ 675 tỷ đồng), hiện tại đã chế tạo được giá trị khối lượng quy đổi khoảng 493 tỷ đồng, đạt ~73% khối lượng hợp đồng, đáp ứng tiến độ của Chủ đầu tư.

Nhiệt điện Vũng Áng 2: Giá trị hợp đồng đã ký 253 tỷ đồng, gồm 2 gói: Gói lắp đặt thiết bị cơ khí có giá trị ~ 200 tỷ đồng, hiện đã thi công đạt 85% khối lượng hợp đồng, các công việc chính dự kiến sẽ cơ bản hoàn thành trong năm 2024; Gói lắp đặt thiết bị điện có giá trị ~ 53 tỷ đồng, hiện đã thi công đạt 35% khối lượng hợp đồng, các công việc chính dự kiến sẽ cơ bản hoàn thành trong năm 2024.

Điện khí LNG Nhơn Trạch 3&4: Giá trị hợp đồng đã ký là 235 tỷ đồng, hiện đã thi công lắp đặt đạt ~70% khối lượng hợp đồng, đáp ứng yêu cầu của Chủ đầu tư và tổng thầu.



Các kỹ sư, công nhân có trình độ cao và lành nghề của LILAMA 10 đang thi công lắp đặt tại Nhà máy điện Nhơn Trạch 4.

Ngoài ra, còn một số dự án đang trong giai đoạn triển khai, như: Nhiệt điện Quảng Trạch 1, Hòa Phát Dung Quất, Thủy điện Nậm Pak...

Tất cả các công trình và hạng mục công trình do Công ty đảm nhận thi công đều được lập biện pháp kỹ thuật thi công, biện pháp an toàn lao động, tổ chức chỉ đạo thi công hợp lý, khoa học; giám sát kỹ thuật thi công chặt chẽ, thực hiện nghiêm ngặt các quy trình kỹ thuật – công nghệ....

Từ đầu năm 2024 đến nay, tình hình thế giới tiếp tục biến động phức tạp, bất ổn, khó lường hơn, có những yếu tố thay đổi rất nhanh, nằm ngoài khả năng dự báo của các nước và tổ chức quốc tế, tạo sức ép lớn đến doanh nghiệp. Kết quả trên của Công ty Cổ phần LILAMA10 là rất quan trọng và đáng ghi nhận.

Nhận định nền kinh tế nước ta đã phục hồi tích cực, tuy nhiên, khó khăn trong sản xuất còn tiềm ẩn do cầu trong nước và quốc tế chưa khôi phục hoàn toàn, áp lực cạnh tranh ngày càng gia tăng đối với hàng hóa Việt Nam ở cả thị trường trong nước và quốc tế, theo xu thế toàn cầu về chuyển đổi số, chuyển đổi xanh,... Đặc biệt, đối với doanh nghiệp xây lắp, chế tạo cơ khí vẫn đối diện một số khó khăn, bất lợi, gây cản trở quá trình tăng trưởng. Với sự năng động, đoàn kết trong chỉ đạo, điều hành linh hoạt của HĐQT và Ban Tổng Giám đốc; với tinh thần trách nhiệm, nỗ lực của mỗi CBCNV, người lao động, Công ty Cổ phần LILAMA10 đang quyết tâm hoàn thành xuất sắc nhiệm vụ SXKD quý III, 6 tháng cuối năm và kế hoạch cả năm 2024, phấn đấu giá trị sản lượng và giá trị doanh thu cả năm 2024 đều đạt và vượt 1.000 tỷ đồng.

Công ty đã yêu cầu các đơn vị tiếp tục thi công, hoàn thiện các công trình đảm bảo an toàn, chất lượng, tiến độ, hiệu quả các dự án đã được ký kết. Cùng với việc đẩy mạnh công tác tiếp thị tìm kiếm việc làm trong nước và nước ngoài để đảm bảo đủ việc làm, ổn định cho người lao động là một loạt các biện pháp nâng cao chất lượng sản phẩm, từng bước nâng cao năng lực cạnh tranh của sản phẩm, dịch vụ của Công ty. Đặc biệt, Công ty tiếp tục xây dựng đội ngũ người lao động có tay nghề cao, tác phong chuyên nghiệp và xây dựng văn hoá doanh nghiệp chuyên nghiệp, thân thiện. Đó là cách khơi dậy, phát huy tối đa các nguồn lực hướng tới mục tiêu tăng trưởng ở mức cao nhất của LILAMA10. ❖

VĂN SƠN