

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 313, tháng 3 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 Hào** (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. **ĐÌNH 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



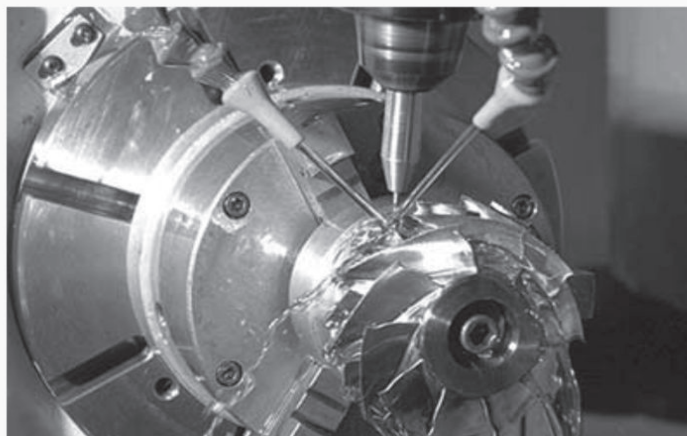
ISSN 2615 - 9910 (bản in)
ISSN 2815 - 5505 (online)

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 chế tạo hệ thống treo ghế lái trên ô tô bán tải nhằm nâng cao độ êm dịu
- ❖ Khảo sát động lực học của hệ thống tự động phun thuốc cho cây thanh long
- ❖ Nghiên cứu lựa chọn tải trọng hợp lý trên thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ dùng trong nhà xưởng

Số 313, tháng 3 năm 2024

Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 20 tháng 3 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

- 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

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

Phóng viên thường trú:

1. Tại Hải Phòng:

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

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (4 – 42)

1. ThS. Đồng Văn Ngọc : Khảo sát động lực học của hệ thống tự động phun thuốc cho cây thanh long.....	4
2. Nguyễn Xuân Tuấn, Đinh Thị Thanh Huyền : Nghiên cứu mô phỏng bộ điều khiển RISE bảo hòa điều khiển đồng bộ góc quay bánh xe dẫn hướng và góc quay vành tay lái trong hệ thống lái Steer-by-wire.....	11
3. Nguyễn Trịnh Nguyên, Quách Dương, Dương Quốc Đông, Hoàng Bá Khoa : Nghiên cứu chế tạo hệ thống treo ghế lái trên ô tô bán tải nhằm nâng cao độ êm dịu.....	17
4. KS. Nguyễn Mạnh Hùng, TS. Đào Mạnh Quyền : Nghiên cứu lựa chọn tải trọng hợp lý trên thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ dùng trong nhà xưởng.....	22
5. Dương Công Định : Ứng dụng máy tính vào tính toán điều chỉnh động học máy mài ren để nâng cao độ chính xác gia công.....	29
6. Le Pham Binh, Nguyen Thi Hong : Design, manufacturing, and testing an A-shape hydroponic vegetable growing system using solar energy.....	32
7. Luyen Van Hieu, Nguyen Ba Chinh : A study on an energy harvesting system from speed bump.....	37

DOANH NGHIỆP - DOANH NHÂN (43-44)

- Tiên phong trong chuỗi cung ứng năng lượng xanh toàn cầu: Bước đi đúng đắn và thành công của LILAMA và LILAMA 10.....	43
---	----

DANH SÁCH
NHÀ KHOA HỌC THAM GIA PHẢN BIỆN KHOA HỌC CÁC BÀI BÁO
KHOA HỌC ĐĂNG TẢI TRÊN CHUYÊN MỤC NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, SỐ 313, THÁNG 3 NĂM 2024

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	TS. Hoàng Sơn	Trường Đại học Lâm nghiệp
2	TS. Lê Thanh Tuấn	Trường Đại học Công nghệ Thành phố Hồ Chí Minh
3	TS. Bùi Văn Trầm	Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải
4	TS. Đặng Đức Thuận	
5	TS. Nguyễn Thành Công	Trường Đại học Giao thông Vận tải
6	TS. Nguyễn Văn Trang	Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên
7	TS. Lê Trường Sơn	Học viện Kỹ thuật Quân sự
8	TS. Trần Văn Thoan	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC CỦA HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG PHUN THUỐC CHO CÂY THANH LONG

DYNAMICS SURVEY OF AUTOMATIC SPRAYING DRUG SYSTEM FOR DRAGON TREE

ThS. **Đông Văn Ngọc**
Trường Cao đẳng Cơ điện Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu kết quả khảo sát động lực học của hệ thống tự động phun thuốc bảo vệ thực vật cho cây thanh long bao gồm: phương trình vi phân dao động của cụm thiết bị phun thuốc khi di chuyển trên đường cáp. Từ quá trình hoạt động thực tế của cụm thiết bị phun thuốc, tiến hành xây dựng mô hình động lực học, thiết lập các hệ phương trình vi phân dao động. Sử dụng phần mềm Matlab để mô phỏng và khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của cụm thiết bị phun thuốc, từ kết quả khảo sát thu được, đề xuất giải pháp hạn chế dao động của cụm thiết bị phun thuốc lắp trên đường cáp.

Từ khóa: *Khảo sát dao động cụm thiết bị phun thuốc; Khảo sát động lực học đường cáp; Mô hình dao động của cụm thiết bị phun thuốc.*

ABSTRACT

The article introduces the results of the survey on the dynamics of Automatic system for spraying plant protection chemicals for dragon trees including: oscillatory differential equation of the spray equipment cluster when moving on the cable. From the actual operation of the spray equipment cluster, build a dynamic model and establish systems of oscillating differential equations. Using Matlab software to simulate and survey factors affecting the vibration of spraying equipment, from the survey results, propose solutions to limit the vibration of spraying equipment installed on the cable line.

Keywords: *Spraying equipment cluster oscillation survey; Oscillation model of spray equipment cluster.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Việt Nam là nước có điều kiện về khí hậu, đất đai và thổ nhưỡng cho việc phát triển các loại cây ăn quả, hiện Việt Nam có nhiều loại cây đặc sản có giá trị cao, đã được công nhận chỉ dẫn địa lý và đã xuất khẩu sang một số nước như

Nhật Bản, Mỹ, các nước trong khối ASEAN, trong các loại cây ăn quả có cây thanh long.

Quả thanh long của Việt Nam được xuất khẩu sang nhiều nước trên thế giới mang lại giá trị kinh tế cho một số địa phương trồng loại cây này, song trong quá trình canh tác, loại cây này

thường xuyên phải phun thuốc để kích thích cây ra bông kết trái, phòng trừ sâu bệnh hại, quá trình phun thuốc hiện nay chủ yếu bằng thủ công, năng suất thấp, tốn nhiều nhân lực, lãng phí thuốc, ảnh hưởng đến sức khỏe của người lao động.

Xuất phát từ những vấn đề nêu trên, Công ty cổ phần Thiết bị Chuyên dùng Việt Nam phối hợp với các nhà khoa học của Trường Đại học Lâm nghiệp đã thiết kế chế tạo mô hình đường cáp tự động phun thuốc cho cây thanh long nhằm nâng cao năng suất, tiết kiệm thuốc phun, giảm chi phí lao động.

Trong quá trình hoạt động thực tế của đường cáp thì phát sinh dao động của cụm thiết bị phun thuốc, từ đó làm cho đường cáp bị rung lắc, dẫn đến độ chính xác của đầu phun bị ảnh hưởng. Để tìm ra giải pháp hạn chế những ảnh hưởng xấu của các yếu tố đến dao động của cụm thiết bị phun thuốc, đồng thời khắc phục tồn tại nêu trên cần tiến hành khảo sát tìm ra quy luật ảnh hưởng của các yếu tố đến động lực học của cụm thiết bị phun thuốc khi di chuyển trên đường cáp. Trên cơ sở kết quả khảo sát thu được là cơ sở khoa học để đưa ra các giải pháp kỹ thuật để hạn chế dao động của cụm thiết bị phun thuốc và đường cáp.

2. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng và thiết bị nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu là đường cáp tự động phun thuốc cho cây thanh long do Công ty cổ phần Thiết bị Chuyên dùng Việt Nam thiết kế và chế tạo.

2.2. Phương pháp nghiên cứu

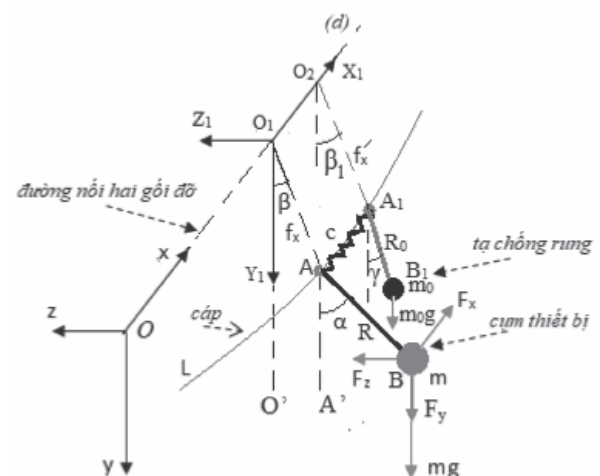
Phương pháp nghiên cứu được sử dụng là áp dụng lý thuyết cơ học hệ nhiều vật, lý

thuyết cơ học dây mềm để thiết lập mô hình động lực học và hệ phương trình vi phân dao động của cụm thiết bị phun thuốc. Sử dụng phần mềm Matlab để mô phỏng và khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của cụm thiết bị phun thuốc, để từ đó rút ra kết luận cần thiết.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ THẢO LUẬN

3.1. Mô hình và phương trình vi phân dao động của cụm thiết bị phun thuốc lắp trên đường cáp

Mô hình dao động của cụm thiết bị phun thuốc có cơ cấu chống rung, được thể hiện trên Hình 1. Khi đó, hệ phương trình vi phân dao động của cụm thiết bị:



Hình 1. Mô hình tính toán dao động của cụm thiết bị phun thuốc khi có cơ cấu chống rung

Hệ phương trình dao động của cụm thiết bị:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\beta} \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 + Q_\beta \\ B_2 + Q_\alpha \\ B_3 + Q_\gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} \quad (1)$$



Với:

$$\begin{aligned} A_{11} &= J_d + (m + m_0)f_x^2; A_{12} = mRf_x \cos(\beta - \alpha); A_{13} = m_0 R_0 f_x \cos(\beta - \gamma); \\ A_{21} &= mRf_x \cos(\beta - \alpha); A_{22} = mR^2; A_{23} = 0 \\ A_{31} &= m_0 R_0 f_x \cos(\beta - \gamma); A_{32} = 0; A_{33} = m_0 R_0^2 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} B_1 &= -mRf_x \sin(\beta - \alpha)\dot{\alpha}^2 - 2f_x f_x' \dot{\alpha} \dot{\beta} (m + m_0) - (m + m_0)(f_x'^2 + f_x f_x'') \dot{\alpha}^2 \sin 2\beta \\ &\quad - (m + m_0)f_x f_x' \dot{\alpha} \sin 2\beta - (m + m_0)g f_x' \sin \beta - 2mRf_x' \dot{\alpha} \dot{\alpha} \sin \beta \sin \alpha \\ &\quad - 2m_0 R_0 f_x' \dot{\alpha} \dot{\gamma} \sin \beta \sin \gamma - m_0 R_0 f_x \sin(\beta - \gamma) \dot{\gamma}^2 \\ B_2 &= mRf_x \dot{\beta}^2 \sin(\beta - \alpha) - mgR \sin(\alpha) - c(\alpha - \gamma) \\ &\quad - mR(f_x'' \dot{\alpha}^2 + f_x' \ddot{\alpha}) \sin(\beta + \alpha) - 2mRf_x' \dot{\alpha} \dot{\beta} \cos(\beta) \cos(\alpha) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} B_3 &= m_0 R_0 f_x \dot{\beta}^2 \sin(\beta - \gamma) - m_0 g R_0 \sin(\gamma) + c(\alpha - \gamma) \\ &\quad - m_0 R_0 (f_x'' \dot{\alpha}^2 + f_x' \ddot{\alpha}) \sin(\beta + \gamma) - 2m_0 R_0 f_x' \dot{\alpha} \dot{\beta} \cos(\beta) \cos(\gamma) \\ Q_\beta &= -f_x [(F_y + F_{y1}) \sin \beta + (F_z + F_{z1}) \cos \beta] \\ Q_\alpha &= -R [F_y \sin \alpha + F_z \cos \alpha] \\ Q_\gamma &= -R_0 [F_{y1} \sin \gamma + F_{z1} \cos \gamma] \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{Đặt: } \beta = y_1, \dot{\beta} = y_2, \alpha = y_3, \dot{\alpha} = y_4, \gamma = y_5, \dot{\gamma} = y_6 \quad (5)$$

Khi đó có:

$$\dot{y}_1 = \dot{\beta} = y_2, \dot{y}_2 = \ddot{\beta}, \dot{y}_3 = \dot{\alpha} = y_4, \dot{y}_4 = \ddot{\alpha}, \dot{y}_5 = \dot{\gamma} = y_6, \dot{y}_6 = \ddot{\gamma} \quad (6)$$

Và (1) được chuyển thành hệ phương trình vi phân cấp 1:

$$\bar{M}(Y) \cdot \dot{Y} = \bar{P}(Y) \quad (7)$$

Trong đó:

$$Y = [y_1 \ y_2 \ \dots \ y_6]^T; \dot{Y} = [\dot{y}_1 \ \dot{y}_2 \ \dots \ \dot{y}_6]^T \quad (8)$$

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{11} & 0 & A_{12} & 0 & A_{13} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{21} & 0 & A_{22} & 0 & A_{23} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & A_{31} & 0 & A_{32} & 0 & A_{33} \end{bmatrix}; \bar{P} = \begin{bmatrix} y_2 \\ P_1 \\ y_4 \\ P_2 \\ y_6 \\ P_3 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Trong các biểu thức của A_{ij} và P_i đều có chứa giá trị của f_x và các đạo hàm bậc 1 và 2 của nó. Ở đây, f_x là độ võng của cáp tại điểm treo cụm thiết bị và chỉ có được dưới dạng số.

Do vậy, trong tính toán ta sẽ thực hiện như sau:

Chia nhịp cáp OA thành n đoạn bằng nhau theo chiều ngang tại các điểm:

$$x_0 \equiv O, x_1, x_2, \dots, x_n \equiv A.$$

$$\text{Đặt } \Delta x = \frac{x_n}{n}, \text{ khi } x \in [x_{i-1}, x_i] \text{ thì}$$

$$f'_x = \frac{\partial f_x}{\partial x} \approx \frac{f_x(x_i) - f_x(x_{i-1})}{\Delta x} = f'_{x_i}; i = \overline{1 \div n}$$

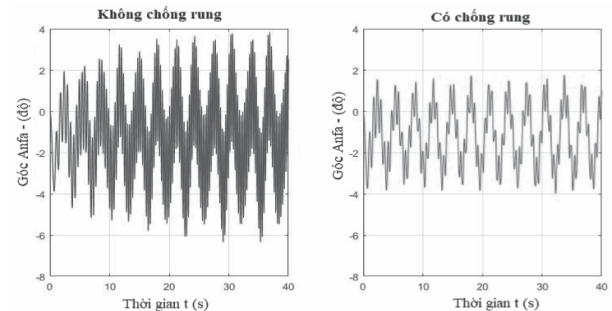
và

$$f''_x = \frac{\partial^2 f_x}{\partial x^2} \approx \frac{f'_{x_{i+1}} - f'_{x_i}}{\Delta x} = f''_{x_i}; i = \overline{1 \div (n-1)};$$

$$f''_{x_n} = 0. \quad (10)$$

3.2. Kết quả khảo sát hệ phương trình dao động của cụm thiết bị

Kết quả khảo sát dao động của cụm thiết bị khi có hoặc không có cơ chế chống rung được thể hiện trên Hình 2.



Hình 2. Đồ thị dao động cụm thiết bị khi có và không có chống rung

Nhận thấy rằng, biên độ dao động của cụm thiết bị đạt max khi không có cơ cấu chống rung là 6,2 độ, trong khi nó sẽ chỉ đạt max 4 độ khi có chống rung. Như vậy, việc có thêm cơ cấu chống rung là cần thiết, nó sẽ làm tăng tính ổn định của hệ thống phun thuốc trong quá trình cấp di chuyển.

Ở đây, ta cần khảo sát để tìm ra giá trị tối ưu các thông số về độ cứng lò xo, khoảng cách R_0 treo tạ, vùng tần số dao động riêng của cụm thiết bị để tránh hiện tượng phách, cộng hưởng khi tần số gió rơi vào vùng giá trị này.

3.3. Xác định tần số dao động riêng của cụm thiết bị có chống rung

Hệ phương trình dao động (1) khi không có lực gió kích động có dạng:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\beta} \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{bmatrix} = 0 \quad (11)$$

Trong đó, các B_i đều chứa các đại lượng β, α, γ và các đạo hàm của nó cùng với f_x, f_x', f_x'' . Tần số dao động riêng trong (11) chính là các nghiệm của phương trình đặc trưng tương ứng. Để có thể tính gần đúng giá trị các tần số này, ta có thể lấy $f_x = f_x(*)$ là trị trung bình của độ võng nhịp cáp theo quỹ đạo di chuyển của cụm thiết bị, dẫn đến các trị $f_x' = f_x'' = 0$; các đại lượng β, α, γ nhỏ nên có thể coi $\sin \beta \approx \beta, \sin \alpha \approx \alpha, \sin \gamma \approx \gamma$. Dẫn đến hệ phương trình thuần nhất:

$$\bar{A}\ddot{X} + \bar{C}X = 0 \quad (12)$$

Bảng 1. Bảng cho kết quả về vùng cộng hưởng của tần số gió

Giá trị k	2,41	3,5	10,75	12	24	24,5
$Det(\bar{C} - k^2\bar{A}) \cdot 10^{-4}$	81	-89	-49	661	1145	-1670

Nhận thấy giá trị của $Det(\bar{C} - k^2\bar{A}) = 0$ với k nằm trong các khoảng: (2,41 ÷ 3,5); (10,75 ÷ 12); (24 ÷ 24,25). Đó cũng là các khoảng tần số sẽ xảy ra hiện tượng phách hoặc cộng hưởng.

Trong đó:

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} \bar{A}_{11} & \bar{A}_{12} & \bar{A}_{13} \\ \bar{A}_{21} & \bar{A}_{22} & \bar{A}_{23} \\ \bar{A}_{31} & \bar{A}_{32} & \bar{A}_{33} \end{bmatrix}; \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix}; \quad X = \begin{bmatrix} \beta \\ \alpha \\ \gamma \end{bmatrix}; \quad (13)$$

Với:

$$\begin{aligned} \bar{A}_{11} &= J_d + (m + m_0) f_x^2; \quad \bar{A}_{12} = mRf_x; \quad \bar{A}_{13} = m_0R_0f_x; \\ \bar{A}_{21} &= mRf_x; \quad \bar{A}_{22} = mR^2; \quad \bar{A}_{23} = 0 \\ \bar{A}_{31} &= m_0R_0f_x; \quad \bar{A}_{32} = 0; \quad \bar{A}_{33} = m_0R_0^2 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} C_{11} &= (m + m_0)gf_x; \quad C_{12} = 0; \quad C_{13} = 0; \\ C_{21} &= 0; \quad C_{22} = mgR + c; \quad C_{23} = -c; \\ C_{31} &= 0; \quad C_{32} = -c; \quad C_{33} = m_0R_0 \cdot g + c \end{aligned}$$

Hệ phương trình (12) có phương trình đặc trưng:

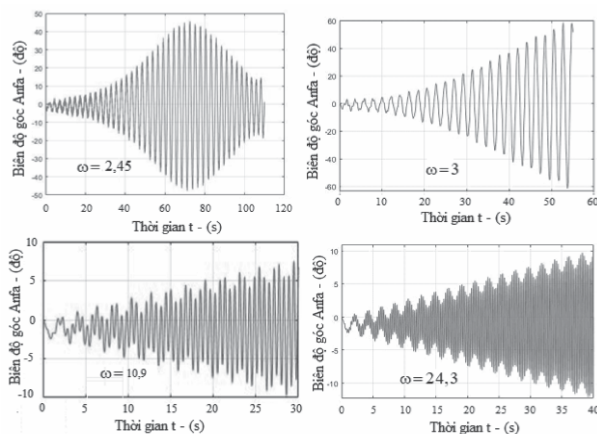
$$Det(\bar{C} - k^2\bar{A}) = 0 \quad (15)$$

Phương trình (15) là phương trình đại số bậc 3 đối với k^2 , nó được gọi là phương trình đặc trưng hay còn gọi là phương trình tần số.

Các nghiệm k_i của (15) được gọi là các tần số riêng. Do (15) là phương trình bậc 3 đối với k^2 nên sẽ có tối đa 3 nghiệm thực đối với k^2 . Việc giải bằng số phương trình (15) với các thông số đã biết được thực hiện trên Matlab. Kết quả tính toán cho giá trị của vế trái (15) theo k được cho trên Bảng 1:

Để kiểm chứng, giải hệ phương trình dao động (1) với các tần số gió nằm trong các vùng cộng hưởng: $\omega = 2,45$; $\omega = 3$; $\omega = 10,9$; $\omega = 24,3$ được các đồ thị trong Hình 3.

Nhận thấy vùng tần số gió thấp nhất có hiện tượng phách và cộng hưởng là vùng trong khoảng: $\omega \in (2,41 \div 3,5)$. Thực tế khi tác nghiệp phun thuốc trong điều kiện gió trời thường ở tần số thấp, vì vậy ta sẽ chỉ khảo sát, xác định các thông số của cụm thiết bị để đảm bảo cho sự ổn định của hệ thống làm việc khi các tần số gió $\omega \leq 2,4$.



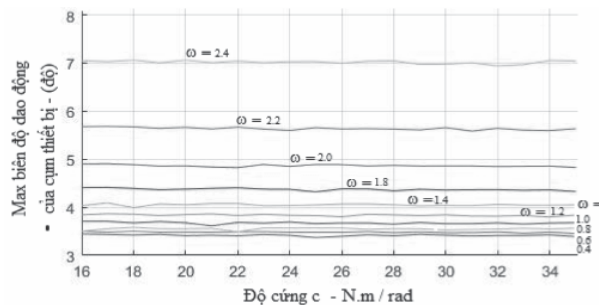
Hình 3. Hiện tượng phách và cộng hưởng trong dao động của cụm thiết bị ứng với các tần số gió khác nhau

3.4. Xác định độ cứng chống xoắn của lò xo trong cơ cấu chống rung

Lò xo là một bộ phận liên kết giữa cụm thiết bị và tạ chống rung. Cùng với khối lượng, độ dài treo của cụm thiết bị và tạ chống rung, độ cứng chống xoắn của lò xo góp phần tạo nên các dao động lệch pha giữa cụm thiết bị và tạ. Để xác định giá trị độ cứng chống xoắn của lò xo, ta sẽ khảo sát biên độ lớn nhất của cụm thiết bị khi hệ thống phun thuốc chịu lực tác động của gió trời ở các tần số ω thay đổi từ 0 đến 2,4.

Khảo sát hệ (1) với các tần số gió ω thay đổi từ 0,4 đến 2,4; với mỗi tần số cho độ cứng chống xoắn của lò xo c thay đổi từ 16 đến 36 N.m/rad và thời gian 60 giây (bằng thời gian cụm thiết bị chạy hết một nhịp cấp 20 m). Với mỗi bộ hai thông số trên lấy max biên độ dao

động của cụm trên toàn nhịp. Kết quả được cho trên đồ thị Hình 4 về hình ảnh biên độ lớn nhất của cụm thiết bị theo độ cứng chống xoắn của lò xo, ứng với các tần số gió ω và $R_0 = 0,23$ m.

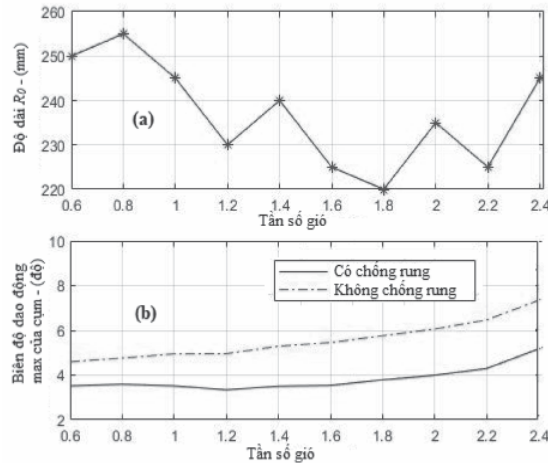


Hình 4. Đồ thị biên độ lớn nhất của cụm thiết bị theo độ cứng chống xoắn của lò xo, ứng với các tần số gió ω và $R_0 = 0,23$ m.

Kết quả nhận thấy, ở cùng một tần số gió thì biên độ dao động max của cụm thiết bị không thay đổi nhiều khi độ cứng chống xoắn của lò xo thay đổi từ 16 đến 36 (Nm/rad); nhưng nó sẽ tăng lên khi tần số gió tăng lên. Như vậy, độ cứng chống xoắn của lò xo không ảnh hưởng nhiều đến biên độ max của dao động cụm thiết bị. Trong các tính toán của luận án, sẽ lấy độ cứng chống xoắn lò xo $c = 22$ Nm/rad.

3.5. Xác định độ dài treo tạ chống rung theo tần số gió

Một trong các thông số dễ điều khiển thay đổi để làm thay đổi tần số dao động riêng của cụm thiết bị, đó là làm thay đổi khoảng cách treo tạ chống rung. Ở mỗi tần số kích động của gió, ta cần làm thay đổi tần số dao động riêng của cụm thiết bị để tránh bị hiện tượng phách hay cộng hưởng, đồng thời tạo lệch pha dao động để biên độ dao động của tạ và cụm thiết bị khử lẫn nhau. Điều này dẫn đến cần xác định độ dài khoảng treo tạ tốt nhất ứng với mỗi tần số gió để biên độ dao động lớn nhất của cụm thiết bị trong quá trình di chuyển trên nhịp cấp là nhỏ nhất.



Hình 5. Đồ thị biểu diễn:

(a) – Giá trị R_0 tốt nhất theo giá trị tần số gió; (b) – Biên độ lớn nhất của cụm thiết bị (trong nhịp cáp) ứng với trị các tần số gió và với trị R_0 tương ứng trên (a).

Bảng 2. Kết quả khảo sát giá trị R_0 theo tần số gió ω , làm cho biên độ dao động lớn nhất cụm thiết bị trên nhịp là nhỏ nhất.

Tần số gió	0.6	0.8	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.2	2.4
R_0 tốt nhất (mm)	250	255	245	230	240	225	220	235	225	245
Max Biên độ (có chống rung – độ)	3.52	3.59	3.52	3.34	3.50	3.54	3.79	3.99	4.30	5.17
Max Biên độ (không chống rung – độ)	4.60	4.76	4.95	4.96	5.29	5.46	5.76	6.06	6.47	7.35

Từ kết quả khảo sát được ghi trên Bảng 3.4 và trên đồ thị Hình 3.6, có thể nhận thấy rằng: Với cơ cấu chống rung khi R_0 được điều chỉnh và làm việc trong điều kiện gió trời có tần số trong khoảng $\omega \in (0,6 \div 2,4)$ thì biên độ góc lớn nhất của dao động cụm thiết bị $\alpha_{\text{Max}} = 5,17^\circ < \alpha_{\text{cp}} = 5,73^\circ$, thỏa mãn giới hạn cho phép, trong khi đó, biên độ cụm thiết bị dao động luôn lớn hơn nếu không có cơ cấu chống rung và ở giới hạn cho phép khi tần số gió chỉ trong khoảng $\omega \in (0,6 \div 1,6)$.

Mặt khác, trong quá trình tác nghiệp, lượng thuốc giảm theo thời gian phun, dẫn đến khối lượng của cụm thiết bị phun thuốc giảm

theo thời gian. Điều này ảnh hưởng đến biên độ dao động của cụm thiết bị. Thực hiện khảo sát dao động cụm thiết bị với các tần số gió trong khoảng $\omega \in (0,6 \div 2,4)$ và khối lượng cụm thiết bị m (kg) trong khoảng 30-50 kg, dẫn đến kết quả tốt nhất của giá trị R_0 (mm) được cho trong Bảng 3 mà theo đó biên độ góc lớn nhất trên nhịp cáp sẽ đạt giá trị nhỏ nhất.

Căn cứ vào Bảng 3 có thể đưa ra tín hiệu điều khiển mô-tơ hiệu chỉnh độ dài đoạn treo tạ (R_0) theo giá trị khối lượng cụm thiết bị (m) và tần số gió (ω), đảm bảo biên độ dao động lớn nhất của cụm thiết bị thỏa mãn điều kiện cho phép (2.167): $\alpha_{\text{Max}} < \alpha_{\text{cp}} = 5,73^\circ$.

Bảng 3. Bảng hiệu chỉnh R_0 theo khối lượng cụm thiết bị và tần số gió.

m (kg)	TSố gió=>	0.6	0.8	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.2	2.4
30	R_0 (mm)	295	295	285	290	285	250	225	230	220	265
	α_{Max} -(độ)	5.34	5.40	5.21	5.39	5.79	6.00	6.19	6.63	7.18	8.13
32	R_0 (mm)	290	280	280	280	275	280	270	255	215	275
	α_{Max} -(độ)	5.03	5.14	4.90	4.98	5.16	5.47	5.68	5.91	6.45	7.42
34	R_0 (mm)	280	285	275	270	270	265	245	265	270	275
	α_{Max} -(độ)	4.80	4.81	4.61	4.69	4.83	5.02	5.27	5.74	6.13	6.75
36	R_0 (mm)	280	275	265	260	265	265	255	265	260	275
	α_{Max} -(độ)	4.54	4.61	4.48	4.41	4.56	4.75	4.94	5.22	5.75	6.20
38	R_0 (mm)	270	265	265	265	265	265	255	260	265	215
	α_{Max} -(độ)	4.38	4.44	4.27	4.21	4.41	4.52	4.76	4.89	5.59	6.42
40	R_0 (mm)	270	270	265	250	245	245	250	260	245	255
	α_{Max} -(độ)	4.22	4.30	4.14	4.07	4.22	4.34	4.57	4.81	5.31	6.11
42	R_0 (mm)	255	260	245	250	220	240	250	250	255	245
	α_{Max} -(độ)	4.09	4.19	4.05	4.01	4.06	4.19	4.29	4.63	5.10	5.85
44	R_0 (mm)	255	255	250	235	235	245	245	240	240	240
	α_{Max} -(độ)	3.94	4.09	3.94	3.72	3.91	3.97	4.21	4.53	4.84	5.58
46	R_0 (mm)	255	255	250	240	235	240	230	235	230	220
	α_{Max} -(độ)	3.79	3.89	3.79	3.54	3.73	3.84	4.07	4.30	4.69	5.47
48	R_0 (mm)	250	250	250	235	235	240	230	235	235	230
	α_{Max} -(độ)	3.69	3.77	3.67	3.44	3.57	3.71	3.95	4.10	4.46	5.19
50	R_0 (mm)	250	255	245	230	240	225	220	235	225	245
	α_{Max} -(độ)	3.52	3.59	3.52	3.34	3.50	3.54	3.79	3.99	4.30	5.17

4. KẾT LUẬN

Từ cấu tạo và điều kiện hoạt động của hệ thống tự động phun thuốc cho cây thanh long, đã xây dựng mô hình động lực học dao động của cụm thiết bị phun thuốc, từ đó đã thiết lập được hệ phương trình vi phân dao động của cụm thiết bị phun: phương trình (1), (12) và (15). Đã sử dụng phần mềm Matlab để khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của cụm thiết bị phun thuốc. Kết quả khảo sát đã xác định được quy luật ảnh hưởng của các yếu tố đến dao động của gió (từ hình 1 đến hình 5), những kết quả nghiên cứu này là cơ sở khoa

học cho việc tính toán thiết kế hệ thống tự động phun thuốc cho cây thanh long. ❖

Ngày nhận bài: **23/10/2023**

Ngày phản biện: **26/12/2023**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Văn Khang (2007); *Cơ học hệ nhiều vật*, NXB. Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Đỗ Sanh, Nguyễn Văn Vượng, Phan Hữu Phúc (2003); *Giáo trình cơ kỹ thuật*, NXB. Giáo dục.
- [3]. Lê Đình Tâm, Phạm Duy Hòa (2001); *Cầu dấy văng*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [4]. Lê Thọ Trình (2003); *Cách tính hệ treo theo sơ đồ biến dạng*, NXB. Xây dựng, Hà Nội.

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG BỘ ĐIỀU KHIỂN RISE BẢO HÒA ĐIỀU KHIỂN ĐỒNG BỘ GÓC QUAY BÁNH XE DẪN HƯỚNG VÀ GÓC QUAY VÀNH TAY LÁI TRONG HỆ THỐNG LÁI STEER-BY-WIRE

SIMULATION RESEARCH ON RISE SATURATION CONTROLLER FOR SYNCHRONIZATION CONTROL OF ROAD WHEELS AND STEERING WHEEL IN STEER-BY-WIRE SYSTEM

Nguyễn Xuân Tuấn¹, Đinh Thị Thanh Huyền^{2*}

¹Khoa Công nghệ Ô tô, Trường Cơ khí – Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo này nghiên cứu mô phỏng phương pháp điều khiển RISE bão hòa cho hệ thống lái steer-by-wire (SBW), đánh giá chất lượng điều khiển góc quay bánh xe dẫn hướng bám quỹ đạo góc quay tham chiếu khi xe di chuyển ở nhiều dải tốc độ, trên các biên dạng mặt đường ướt và khô, trong nhiều chu trình lái khác nhau. Chất lượng điều khiển bám quỹ đạo được đánh giá trên các chỉ số sai số bình phương trung bình (RMS) và giá trị lớn nhất (max) của sai số bám quỹ đạo và tín hiệu điều khiển. Chất lượng điều khiển của bộ điều khiển RISE bão hòa được so sánh với hai bộ điều khiển khác là bộ điều khiển PD và H_∞ .

Từ khoá: Hệ thống lái Steer-by-wire; Điều khiển bão hòa; Điều khiển phi tuyến.

ABSTRACT

The paper studies on simulations for saturated RISE control method for the steer-by-wire (SBW) system to evaluate the synchronization control performance of road wheels and steering wheel, under different vehicle velocities, dry and wet road surfaces, and different driving maneuvers. The tracking performance is evaluated on the root square error (RMS) and maximum (max) index values of tracking errors and input control signals. The control performance of the saturated RISE control is compared to two other controllers: PD and H_∞ controllers.

Keywords: Steer-by-wire system; Saturation control; Nonlinear control.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Với sự phát triển nhanh chóng của xu hướng xe điện, công nghệ x-by-wire đã trở thành hướng nghiên cứu thu hút rất nhiều sự quan tâm trong sự phát triển của ngành công nghiệp ô tô với việc nghiên cứu phát triển hầu

hết các bộ phận của xe hiện đại, chẳng hạn như brake-by-wire, steer-by-wire, throttle-by-wire, accelerate-by-wire, hay shift-by-wire. Trong hệ thống lái steer-by-wire (SBW), so với hệ thống lái truyền thống thì trục cơ khí kết nối vô lăng và bánh răng lái đã bị loại bỏ. Lệnh điều khiển lái từ người lái không còn được truyền trực tiếp



xuống bánh xe dẫn hướng thông qua kết nối cơ khí nữa mà thông qua giao tiếp điện tử bằng dây. Thay thế cho sự liên kết vật lý giữa vô lăng và các bánh xe dẫn hướng, hệ thống SBW khai thác một động cơ điện để tạo ra mô-men dẫn động cho bánh xe dẫn động trước tương ứng theo chuyển động quay của vô lăng, và một động cơ điện khác để tạo ra mô-men phản hồi duy trì cảm giác lái cho người lái. Hệ thống SBW có một số ưu điểm vượt trội như giảm thiểu các bộ phận cơ khí tạo ra không gian cabin rộng hơn, loại bỏ vị trí cố định của vô lăng để có thể tự do sắp xếp thiết kế nội thất ô tô, giảm thương tích do va chạm với vô lăng trong các vụ tai nạn ô tô [1]-[3].

Hai vấn đề điều khiển quan trọng trong hệ thống lái SBW bao gồm việc duy trì sự đồng bộ giữa vô lăng và các bánh xe dẫn hướng và mang lại cảm giác lái như đối với hệ thống lái thông thường. Trọng tâm của nghiên cứu này là vấn đề điều khiển đồng bộ của hệ thống con cơ cấu lái chủ động (the active steering mechanism) bảo đảm sự đồng bộ giữa bánh xe trước với hiệu lệnh lái của người lái [4]. Trong hệ thống lái SBW, khi người lái quay vô lăng, góc quay vô lăng được ghi lại bằng cảm biến góc gắn trên trục lái để cung cấp cho cơ cấu lái chủ động làm góc quay tham chiếu cho bánh xe dẫn hướng bám theo tương ứng.

Bộ điều khiển RISE bảo hòa [5], [6] là một luật điều khiển đưa ra một mô-men điều khiển liên tục, được xây dựng dựa trên hàm tanh, do đó có độ lớn giới hạn để dẫn động đồng bộ tương ứng giữa góc quay bánh xe dẫn hướng và góc tham chiếu đầu vào của người lái xe, bất kể ảnh hưởng của các nhiễu loạn bên ngoài như mô-men cản quay, ma sát giữa các bộ phận khác nhau trong cơ cấu lái chủ động... Bộ điều khiển bảo hòa này cần duy trì chất lượng điều khiển ở các vận tốc xe khác nhau, các biên dạng mặt đường khác nhau. Điều này cần tiếp tục nghiên cứu đánh giá thông qua nhiều trường hợp mô phỏng khác nhau.

Bài báo này được bố trí như sau. Phần 2 trình bày lại về mô hình động lực học cho hệ thống lái SBW, bộ điều khiển RISE bảo hòa. Phần 3 là các kết quả mô phỏng được thực hiện ở nhiều chu kỳ lái khác nhau, nhiều vận tốc xe khác nhau và trong hai điều kiện mặt đường khác nhau. Phần 4 là phần kết luận của bài báo.

2. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA HỆ THỐNG LÁI SBW VÀ BỘ ĐIỀU KHIỂN RISE BẢO HÒA

2.1. Phương trình chuyển động thân xe và mô hình động lực học hệ thống lái SBW

Phương trình chuyển động phẳng của xe được mô tả bằng mô hình xe phẳng bốn bánh. Dưới các giả thiết: góc đánh lái δ_f tương đối nhỏ, xe chạy với vận tốc không đổi, tức là $\beta \ll 1$, $V_x = V = \text{const}$, và $\left|\frac{L\gamma}{2V}\right| \ll 1$, thì mô hình xe bốn bánh được đơn giản hóa thành mô hình xe đạp, với 02 bậc tự do: góc trượt thân xe β , vận tốc lệch thân xe γ . Phương trình không gian trạng thái chuyển động của thân xe được xác định như sau [7]:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_f - C_r}{mV} & -1 + \frac{C_r l_r - C_f l_f}{mV^2} \\ \frac{C_r l_r - C_f l_f}{I_z} & \frac{-C_f l_f^2 - C_r l_r^2}{I_z V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_f}{mV} \\ \frac{C_f l_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f. \quad (1)$$

Gia tốc ngang a_y có thể được tính như sau: $a_y \approx V(\gamma + \dot{\beta})$. Trong (1), I_z là mô-men quán tính của xe, m là khối lượng xe; C_p , C_r là hệ số độ cứng lốp trước và lốp sau khi quay vòng; l_p , l_r lần lượt là khoảng cách từ tâm bánh trước và bánh sau đến trọng tâm (CG) của xe.

Hệ thống lái SBW bao gồm hai hệ thống con: cơ cấu vô lăng (phần trên) và cơ cấu lái chủ động (phần dưới). Phương trình động lực học của cơ cấu lái được nghiên cứu trong [8]-[10], như sau:

$$J_{eq}\ddot{\delta}_f + B_{eq}\dot{\delta}_f + g(\delta_f, \dot{\delta}_f) + \tau_f + \tau_e = k_{cr}u(t) \quad (2)$$

Trong (2): J_{eq} và B_{eq} biểu thị quán tính tổng hợp và hệ số giảm chấn của cơ cấu lái chủ động SBW; $g(\delta_f, \dot{\delta}_f)$ trình bày phần động lực học chưa được mô hình hóa; τ_f là ma sát giữa các bộ phận trong cơ cấu lái; $\tau_e(t)$ ký hiệu mô-men cản quay, u là mô-men điều khiển từ động cơ dẫn động cơ cấu lái; và k_{cr} là tỉ số giữa góc quay của tay lái và góc lái của bánh trước.

2.2. Bộ điều khiển RISE bão hòa

Nhiệm vụ chính của cơ cấu lái chủ động (phần dưới) là điều khiển động cơ DC phía dưới để buộc điều khiển góc đánh lái δ_f của bánh xe dẫn hướng đảm bảo bám quỹ đạo tham chiếu từ vành tay lái δ_{fr} , bất chấp sự tác động của nhiễu tác động ngoài và các thành phần không xác định trong hệ thống SBW. Trong đó, quỹ đạo tham chiếu từ vành tay lái δ_{fr} là đại lượng tương ứng tỉ lệ với góc quay của vành tay lái δ_h , được giảm đi n_{sr} lần, với n_{sr} là tỉ số truyền của hệ thống lái, tức $\delta_{fr} = \delta_h/n_{sr}$. Do đó, xe có thể bám quỹ đạo mong muốn [11], [12]. Từ mục tiêu điều khiển, các sai số điều khiển và sai số điều khiển phụ trợ được định nghĩa như sau:

$$e \triangleq \delta_f - \delta_{fr}, r \triangleq \dot{e} + \alpha_1 \tanh(e) + \tanh(e_f) \quad (3)$$

Trong (3) thì $e_f(t) \in \mathbb{R}$ là một tín hiệu phụ trợ, có phương trình động lực được cho bởi:

$$\dot{e}_f \triangleq \cosh^2(e_f) \left(-kr + \tanh(e) - \lambda \tanh(e_f) \right) \quad (4)$$

với $\alpha_1, k, \lambda \in \mathbb{R}^+$ là các hằng số điều khiển dương.

Theo yêu cầu cường độ của tín hiệu điều khiển không được vượt quá giới hạn cho phép, dựa vào các bước thiết kế bộ điều khiển, luật điều khiển $u(t)$ được thiết kế như sau:

$$u = k \tanh(v), \quad (5)$$

Trong đó, tín hiệu v được thiết kế để cung cấp phản hồi mong muốn và loại bỏ các nhiễu loạn trong hệ thống lái SBW, cụ thể:

$$v = \cosh^2(v) \left\{ \frac{\alpha_2}{k_{cr}} \tanh(r) + \frac{\alpha_3}{k_{cr}} r + \beta_u \operatorname{sgn}(e) \right\} \quad (6)$$

với $\alpha_2, \alpha_3, \beta_u \in \mathbb{R}^+$ là các hằng số điều khiển dương.

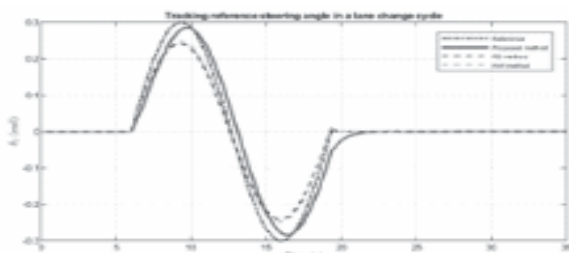
3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Bộ điều khiển RISE bão hòa cho hệ thống lái SBW trong (5), (6) được kiểm chứng kết quả điều khiển thông qua mô phỏng Matlab, trong các thao tác lái khác nhau, điều kiện mặt đường ướt và khô, và vận tốc xe ở các dải tốc độ khác nhau. Các thông số động học và động lực học của hệ thống lái SBW sử dụng cho mô phỏng được nêu trong Bảng 1 của [4], nhiễu ma sát τ_f được chọn là hàm tanh của vận tốc góc lái $\dot{\delta}_f$, tức $\tau_f = F_s \tanh(\dot{\delta}_f)$. Mô-men cản quay $\tau_e(t)$ được ước tính theo giả định rằng góc trượt của lớp trước nhỏ hơn 4° áp dụng trong vùng tuyến tính của động lực học lớp, như $\tau_e = -(t_m + t_p)C_f \left(\beta + \frac{V_f}{V} - \delta_f \right)$, trong đó hệ số độ cứng lớp trước C_p khoảng cách từ tâm bánh trước đến trọng tâm của xe l_p , vệt cơ học t_m và vệt khí nén t_p trong mô phỏng được cho trong Bảng 1 của [4]. Hệ số độ cứng lớp trước và lớp sau khi quay vòng khác nhau ở các điều kiện đường khác nhau. Để mô phỏng cho các điều kiện đường khác nhau, hệ số độ cứng lớp khi vào cua $C_f = C_r$ được chọn là $C_f = C_r = 45000$ (N/rad) cho mặt đường nhựa ướt và $C_f = C_r = 80000$ (N/rad) cho mặt đường nhựa khô. Mô phỏng được thử nghiệm ở một số vận tốc xe V là 40km/h, 60km/h, 80km/h và 100km/h.

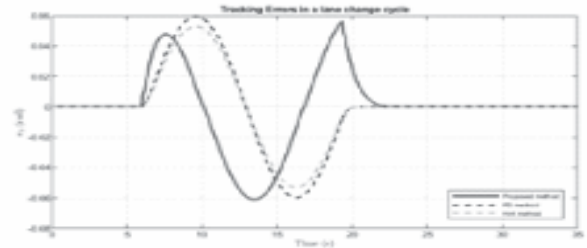
Các giá trị của tham số điều khiển của bộ điều khiển RISE được chọn là $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3$ 

$= 16,5$, $k = 155$, $\lambda = 25$ và $\beta_u = 0,1$, với các giá trị trạng thái ban đầu của hệ thống lái SBW là $\delta_f(0) = 0$, $\dot{\delta}_f(0) = 0$, $\beta(0) = 0$, và $\gamma(0) = 0$. Để xác thực hiệu suất lái, các mô phỏng được thực hiện trên hệ thống lái SBW để so sánh bộ điều khiển bão hòa RISE với hai bộ điều khiển khác là bộ điều khiển PD và H_∞ .

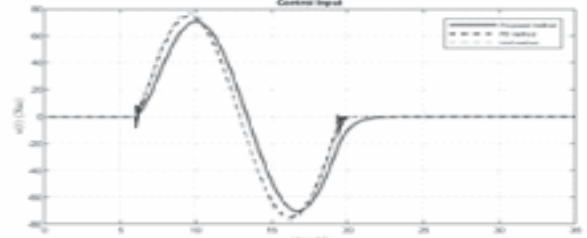
Mô phỏng cho các chu trình lái xe khác nhau được thực hiện với các điều kiện mặt đường khác nhau (ướt và khô) và vận tốc xe khác nhau để đánh giá hiệu quả bám quỹ đạo của bộ điều khiển RISE bão hòa. Kết quả mô phỏng bám quỹ đạo của xe trong chu trình lái đổi làn và lái rẽ được thể hiện trong hình 1 và 2, trong đó, hình a biểu diễn kết quả bám quỹ đạo, hình b thể hiện sai số bám quỹ đạo, hình c là tín hiệu điều khiển tương ứng của ba bộ điều khiển, và hình d là quỹ đạo của xe trong mô phỏng với vận tốc xe 60km/h và điều kiện mặt đường khô ướt hoặc khô. Có thể thấy rõ kết quả bám quỹ đạo của cả 03 bộ điều khiển rất tốt trong trường hợp mô phỏng này. Tuy nhiên, bộ điều khiển đề xuất vẫn cho kết quả tốt hơn so với bộ điều khiển PD và H_∞ . Sai số bám quỹ đạo của bộ điều khiển đề xuất nhỏ nhất trên các hình a, b, quỹ đạo chuyển động của xe bám sát chính xác quỹ đạo tham chiếu trên các hình d, trong khi đó, đầu vào điều khiển yêu cầu của bộ điều khiển đề xuất là nhỏ nhất.



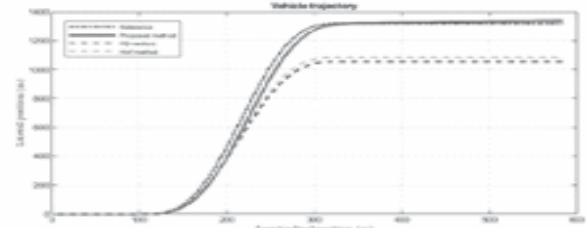
(a) Kết quả bám quỹ đạo trong chu kỳ lái đổi làn



(b) Sai số bám quỹ đạo trong chu kỳ lái đổi làn

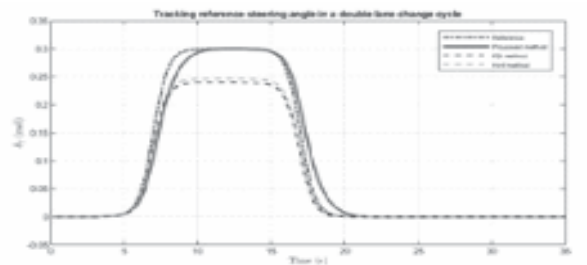


(c) Tín hiệu điều khiển trong chu kỳ lái đổi làn

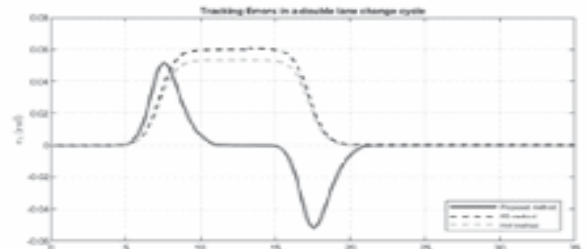


(d) Quỹ đạo của xe trong chu kỳ lái đổi làn.

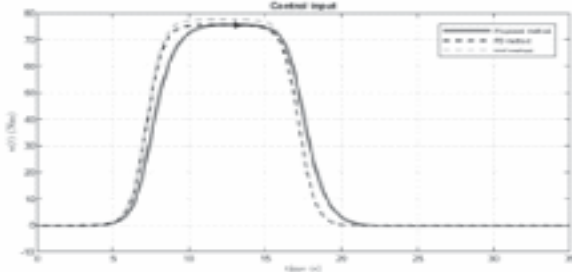
Hình 1. Kết quả mô phỏng chu trình chuyển làn với vận tốc 60km/h và điều kiện đường ướt.



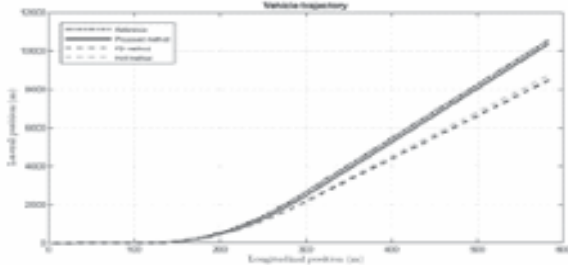
(a) Kết quả bám quỹ đạo trong chu kỳ lái rẽ.



(b) Sai số bám quỹ đạo trong chu kỳ lái rẽ.



(c) Tín hiệu điều khiển trong chu kỳ lái rẽ.

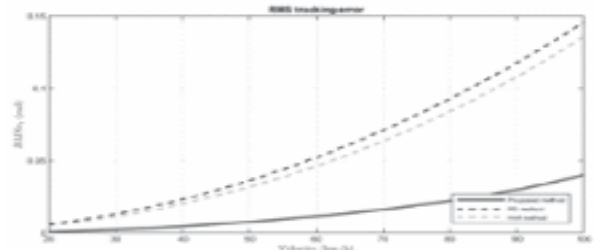


(d) Quỹ đạo của xe trong chu kỳ lái rẽ.

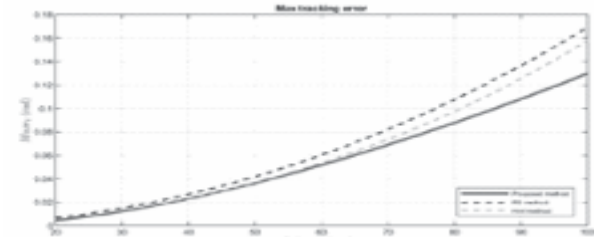
Hình 2. Kết quả mô phỏng chu trình rẽ với vận tốc 60km/h và điều kiện đường khô.

Kết quả mô phỏng ở hình 1 và 2 là kết quả mô phỏng tại những điều kiện lái nhất định. Tuy nhiên, để đảm bảo đánh giá chất lượng điều khiển ở nhiều điều kiện khác nhau, các mô phỏng được thực hiện ở nhiều dải vận tốc khác nhau thay đổi từ 20-100km/h. Chất lượng điều khiển bám quỹ đạo được đánh giá dựa trên các chỉ số RMS và giá trị lớn nhất của sai số bám quỹ đạo và tín hiệu điều khiển. Các chỉ số này được đánh giá ở các vận tốc khác nhau và kết quả so sánh giữa các bộ điều khiển được thể hiện ở hình 3. Đáng lưu ý rằng trong phạm vi tốc độ xe mô phỏng từ 20-100km/h, giá trị RMS và giá trị lớn nhất của sai số bám quỹ đạo của bộ điều khiển RISE bảo hòa là nhỏ nhất trong ba bộ điều khiển được so sánh, giá trị RMS và giá trị lớn nhất của tín hiệu điều khiển yêu cầu của bộ điều khiển đề xuất nhỏ hơn tín hiệu điều khiển của 2 bộ điều khiển PD và H_{∞} trong dải tốc độ khoảng nhỏ hơn 85km/h; ở dải tốc độ cao từ 85-100km/h thì tín hiệu điều khiển của bộ điều khiển RISE bảo hòa lớn hơn so với hai bộ điều khiển còn lại, tuy nhiên vẫn

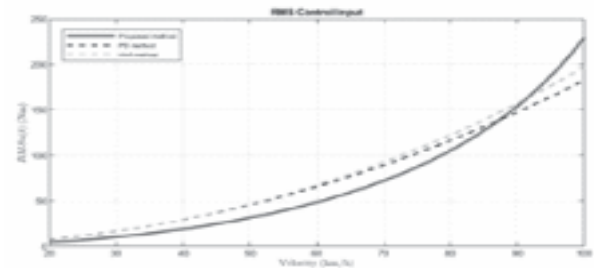
nằm trong giới hạn chấp nhận được của tín hiệu điều khiển.



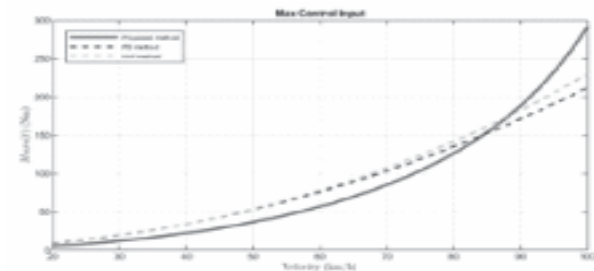
(a) Chỉ số RMS của sai số điều khiển ở các vận tốc xe khác nhau.



(b) Chỉ số giá trị lớn nhất của sai số điều khiển ở các vận tốc xe khác nhau.



(c) Chỉ số RMS của tín hiệu điều khiển ở các vận tốc xe khác nhau.



d) Chỉ số giá trị lớn nhất của tín hiệu điều khiển ở các vận tốc xe khác nhau.

Hình 3. Chỉ số RMS và chỉ số giá trị lớn nhất của sai số điều khiển và tín hiệu điều khiển của chu trình lái đổi làn, mặt đường khô trên các vận tốc xe khác nhau từ 20-100km/h.



Nhìn chung, có thể thấy rõ là kết quả bám quỹ đạo của bộ điều khiển RISE bão hòa là sát nhất với góc tham chiếu của vành tay lái, trong khi đó, yêu cầu của tín hiệu điều khiển ở mức độ chấp nhận được, không có tín hiệu điều khiển yêu cầu độ lớn quá lớn. Ngoài ra, tín hiệu điều khiển RISE có tính liên tục, đây là ưu điểm vượt trội so với các bộ điều khiển PD và H_∞ .

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã nghiên cứu mô phỏng phương pháp điều khiển RISE bão hòa cho hệ thống lái (SBW). Các đánh giá chất lượng điều khiển góc quay bánh xe dẫn hướng bám theo góc quay tham chiếu trong các chu trình lái khác nhau, khi xét đến xe di chuyển ở nhiều dải tốc độ khác nhau, trên bề mặt đường dạng ướt hoặc khô. Chất lượng điều khiển được đánh giá thông qua thông số RMS và giá trị lớn nhất của sai số bám quỹ đạo và điều khiển tín hiệu. Chất lượng điều khiển của bộ điều khiển RISE bão hòa được chỉ ra là vượt trội so với hai bộ điều khiển PD và H_∞ cho dù chịu ảnh hưởng của nhiễu loạn bên ngoài, mô-men cản quay và các phân động học không xác định của hệ thống.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông Vận tải, trong đề tài mã số T2023-CK-009. ❖

Ngày nhận bài: 15/01/2024

Ngày phản biện: 01/02/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. B.H. Nguyen, and J. H. Ryu, "Direct current measurement-based steer-by-wire systems for realistic driving feeling". In 2009 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, pp. 1023–1028, 2009, <https://doi.org/10.1109/ISIE.2009.5221999>.
- [2]. T. van der Sande, P. Zegelaar, I. Besselink, and H. Nijmeijer, "A robust control analysis for a steer-by-wire vehicle with uncertainty on the tyre forces". *Vehicle Syst. Dyn.*, vol. 54, pp. 1247–1268, 2016, <https://doi.org/10.1080/00423114.2016.1197407>.
- [3]. X.D. Wu, and W.Q. Li, "Variable steering ratio control of steer-by-wire vehicle to improve handling performance". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 234, pp. 774–782, 2020, <https://doi.org/10.1177/0954407019848174>.
- [4]. D. T. T. Huyen, N. X. Tuan and N. Van Bang, "Design a robust controller for tracking control between steering wheel and road wheels in Steer-bywire system". *Science Journal of Transportation*, no. 12, 2022.
- [5]. N. Fischer, Z. Kan, R. Kamalapurkar, and W. E. Dixon, "Saturated RISE Feedback Control for a Class of Second-Order Nonlinear Systems". *IEEE Trans. Autom. Control*, vol. 59, no. 4, pp. 1094–1099, 2014, <https://doi.org/10.1109/TAC.2013.2286913>.
- [6]. Dinh, H. T., Trinh, T., and Tran, V., "Saturated RISE Feedback Control for Uncertain Nonlinear MacPherson Active Suspension System to Improve Ride Comfort". *ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control*, vol. 143, no. 1, Jan. 2021, pp. 011004. <https://doi.org/10.1115/1.4048188>.
- [7]. H. Ohara and T. Murakami, "A stability control by active angle control of front-wheel in a vehicle system". *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 55, no. 3, pp. 1277–1285, Mar. 2008, <https://doi.org/10.1109/TIE.2007.909051>.
- [8]. P. Yih, and J. C. Gerdes, "Modification of vehicle handling characteristics via steer-by-wire". *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 13, no. 6, pp. 965–976, 2005, <https://doi.org/10.1109/TCST.2005.854320>.
- [9]. P. Setlur, J. R. Wagner, D. M. Dawson, and D. Braganza, "A trajectory tracking steer-by-wire control system for ground vehicles". *IEEE Trans. Veh. Technol.*, vol. 55, no. 1, pp. 76–85, Jan. 2006, <https://doi.org/10.1109/TVT.2005.861189>.
- [10]. H. Wang, Z. Man, W. Shen, Z. Cao, J. Zheng, and J. Jin, "Robust control for steer-by-wire systems with partially known dynamics". *IEEE Trans. Ind. Inform.*, vol. 10, no. 4, pp. 2003–2015, 2014, <https://doi.org/10.1109/TII.2014.2338273>.
- [11]. T. Kaufmann, S. Millsap, B. Murray, and J. Petrowski, "Development experience with steer-by-wire". *SAE trans.*, pp. 583–590, 2001, <http://www.jstor.org/stable/44718375>.
- [12]. N. Bajcinca, R. Cortesao, and M. Hauschild, "Robust control for steer-bywire vehicles". *Auton. Robots*, vol. 19, no. 2, pp. 193–214, 2005, <https://doi.org/10.1007/s10514-005-0608-2>.

NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO HỆ THỐNG TREO GHẾ LÁI TRÊN Ô TÔ BÁN TẢI NHẪM NÂNG CAO ĐỘ ÊM DỊU

RESEARCH AND MANUFACTURING A DRIVER SEAT SUSPENSION SYSTEM ON
PICKUP TRUCKS TO INCREASE THE COMFORT OF THE DRIVERS

Nguyễn Trịnh Nguyên^{1*}, Quách Dương¹, Dương Quốc Đông¹, Hoàng Bá Khoa²

¹Trường Đại học Nông lâm Thành phố Hồ Chí Minh

²Trường Cao đẳng Giao thông Vận tải Trung ương 6

TÓM TẮT

Trên các phương tiện cơ giới, hầu hết các ghế lái có hệ thống nâng cao độ êm dịu thường chỉ được áp dụng cho một số loại xe chuyên dụng, các xe du lịch và xe bán tải do có không gian bố trí bị hạn chế nên không được trang bị loại ghế này. Trong nghiên cứu này, tác giả trình bày nguyên cứu cải tiến từ một ghế lái thông thường thành một ghế lái có tích hợp một hệ thống treo nâng cao độ êm dịu cho người lái dựa trên mô hình tính toán dao động một khối lượng. Kết quả nghiên cứu cho thấy độ êm dịu được cải thiện và có khả năng ứng dụng trên thực tế.

Từ khóa: Hệ thống treo ghế lái; Mô hình dao động một khối lượng.

ABSTRACT

On vehicles, driver's seats with comfort enhancement systems are usually only equipped for some specialized vehicles, other vehicles such as passenger cars and pickup trucks are not equipped with this seat due to space limitations. In this study, the author presents a study to improve a conventional driver's seat into a driver's seat with an integrated suspension system to increase the comfort of the driver's seat based on model for calculating the vibration of a mass. The results of the study show that the comfort level is improved and can be applied in practice.

Keywords: Driver's seat suspension system; Model for calculating the vibration of a mass. 

1. TỔNG QUAN

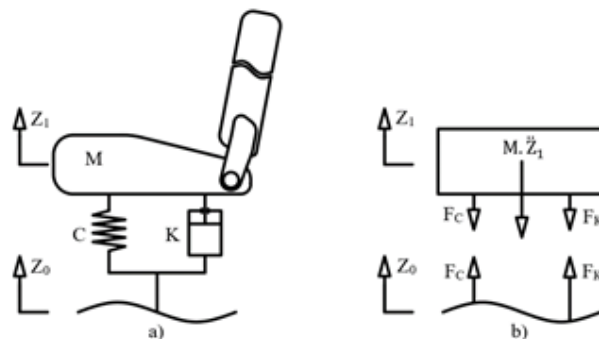
Độ êm dịu cho người lái là một tiêu chí quan trọng, độ êm dịu giúp cho người lái có thể giảm mệt mỏi và tăng hiệu quả làm việc trong quá trình điều khiển phương tiện cơ giới. Trên các phương tiện cơ giới, hầu hết các ghế lái có hệ thống nâng cao độ êm dịu thường chỉ được áp dụng cho một số loại xe chuyên dụng, xe tải, xe khách cỡ lớn, máy kéo [1]. Đặc điểm chung với các loại xe này là có không gian làm việc lớn, không gian bố trí thiết bị lớn, do đó dễ dàng bố trí thêm các thiết bị. Đối với các xe du lịch và xe bán tải thì đều bị hạn chế vì không gian bên trong nhỏ, chiều cao xe thấp nên chiều cao từ mặt sàn đến bề mặt ghế có nhiều hạn chế do đó không được trang bị các loại ghế có tích hợp hệ thống treo. Một số các nghiên cứu trên thế giới đã chỉ ra rằng, có thể nâng cao độ êm dịu bằng việc thay thế một ghế lái thông thường bằng một hệ thống treo ghế, tuy nhiên các nghiên cứu này có các phần tử phức tạp [2]. Trong nghiên cứu này, tác giả trình bày nghiên cứu cải tiến từ một ghế lái thông thường thành một ghế lái có tích hợp một hệ thống treo nâng cao độ êm dịu cho người lái dựa trên mô hình tính toán dao động một khối lượng. Đối tượng áp dụng là một xe ô tô bán tải, ghế lái được cải tiến thành một hệ thống treo ghế lái cho phép nâng cao độ êm dịu, kết cấu của hệ thống treo ghế mới này có kích thước nhỏ gọn, có thể dễ dàng lắp đặt và dễ dàng chế tạo.

Kết quả nghiên cứu cho thấy độ êm dịu được cải thiện đáng kể về gia tốc thẳng đứng và biên độ dao động của ghế khi làm việc.

2. CƠ SỞ XÂY DỰNG HỆ THỐNG TREO GHẾ LÁI

Trong nghiên cứu xây dựng hệ thống treo ghế lái, tác giả sử dụng mô hình tính toán

một khối lượng với các thông số kết cấu được xác định từ xe ô tô bán tải Mitsubishi L200.

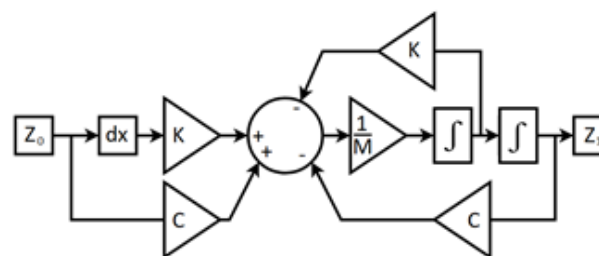


Hình 1. a) Mô hình vật lý hệ dao động hệ thống treo ghế lái; b) Mô hình toán hệ dao động hệ thống treo ghế lái

Từ các lực và phản lực được mô tả trong hình 1b, trong đó \$z_0\$ mô tả chuyển dịch mấp mô của thân xe, \$z_1\$ mô tả chuyển dịch của ghế lái, ta có phương trình vi phân mô tả động lực học của hệ thống treo ghế [4]:

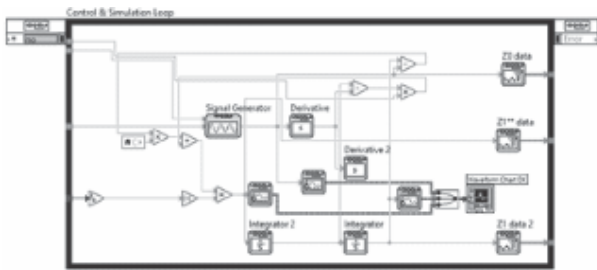
$$M.\ddot{z}_1 + C.(z_1 - z_0) + K.(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) = 0(1)$$

Từ phương trình (1), hàm truyền mô tả động lực học được xây dựng theo hình 2:



Hình 2. Hàm truyền mô tả động lực học hệ dao động ghế lái

Để tính toán khảo sát, tính toán tối ưu cũng như mô phỏng các kết quả, nghiên cứu sử dụng môi trường simulation trên nền tảng LabVIEW, mô phỏng tính toán động lực học dao động hệ thống treo ghế lái được xây dựng trong môi trường simulation như hình 3:



Hình 3. Mô phỏng, tính toán động lực học hệ thống treo ghế lái trên môi trường simulation

3. THUẬT TOÁN TỐI ƯU XÁC ĐỊNH THAM SỐ KẾT CẤU CHO HỆ THỐNG

3.1. Xây dựng hàm mục tiêu cho bài toán chọn độ cứng lò xo phù hợp

Để xây dựng bài toán tối ưu cho các tham số điều khiển, nhóm tác giả sử dụng phương pháp Tìm kiếm vét cạn (Complete search), quá trình tính toán trên mỗi bước được tái cấu trúc bằng các tham số khi thay đổi các bước tính toán [2].

Các thông số kết cấu gồm:

– Trọng lượng người và ghế lái $M = [550(N):750(N)]$;

– Độ cứng treo được chọn trước trong khoảng giá trị $C = [2000 (N/m):6000(N/m)]$;

– Trong hệ thống treo ghế được cải tiến, phần tử giảm chấn được lược bỏ để đơn giản hóa kết cấu trong việc thử nghiệm và chế tạo thiết bị, do đó $K = 0 (Ns/m)$.

Các thông số được xác định trên bộ thử dao động tại Trường Đại học Nông Lâm Thành phố Hồ Chí Minh [3].

Hàm mục tiêu mô tả bài toán được phát biểu:

$$F_{\Omega}(C) \rightarrow \text{RMS};$$

$$\Omega = (z_1, z_0, M, \omega)$$

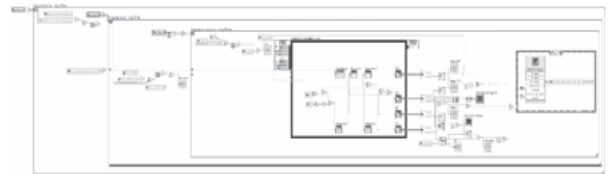
$$\begin{cases} \omega: \text{Max}[\text{FFT}\{z_1(\omega)\}] < 1,5 \\ 0,5 \cdot \text{Max}(z_0) < \text{Max}(z_1) < \text{Max}(z_0) \\ 0,5 \cdot \text{Max}(z_0) < \text{Max}(z_1) < \text{Max}(z_0) \end{cases}$$

Hàm mục tiêu phụ thuộc các tham số theo miền thời gian: Gia tốc, vận tốc và dịch chuyển của khối lượng ghế. Tần số ω lấy từ phổ năng lượng của chuyển dịch ghế, giá trị tối ưu được tính toán bằng giá trị hiệu dụng (RMS – Root mean square) của các giá trị thu được.

3.2. Xây dựng thuật toán dùng cho việc tính toán tối ưu

Giải thuật được mô tả bằng lưu đồ thuật toán tối ưu như trên hình 5.

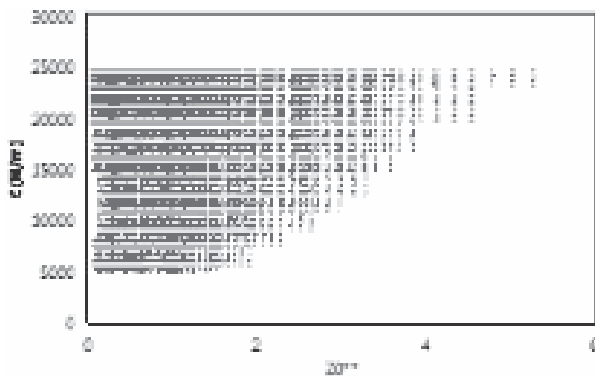
Từ giải thuật trên, nhóm tác giả lập trình phần mềm tính toán tối ưu trên LabVIEW [5].



Hình 4. Lập trình phần mềm tính toán tối ưu



Hình 5. Giải thuật của bài toán tối ưu



Hình 6. Kết quả vùng các giá trị tối ưu

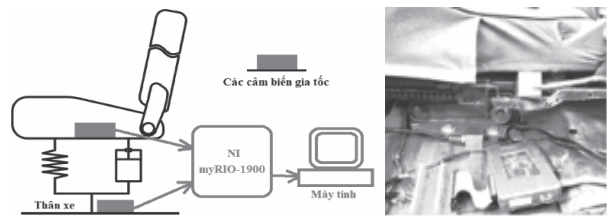
Bảng tập hợp các giá trị tối ưu tương ứng với giá trị gia tốc của nguồn kích thích, tác giả tính toán giá trị bình phương trung bình của các giá trị tối ưu cho được giá trị tối ưu hội tụ của độ cứng lò xo tương ứng là 17781,19 (N/m).

4. CHẾ TẠO VÀ THỬ NGHIỆM

Tác giả thực hiện chế tạo thử nghiệm hệ thống treo ghế lái theo hình 7. Sơ đồ bố trí thí nghiệm được mô tả theo hình 8, trong đó các cảm biến gia tốc được lắp đặt trên phần ghế và thân xe, để so sánh hiệu quả của ghế lái có hệ thống treo và ghế lái thông thường (liên kết cứng với thân xe). Thiết bị đo lường và thu thập số liệu sử dụng thiết bị NI myRIO-1900 là thiết bị nhúng thời gian thực được thiết kế bởi National Instruments.

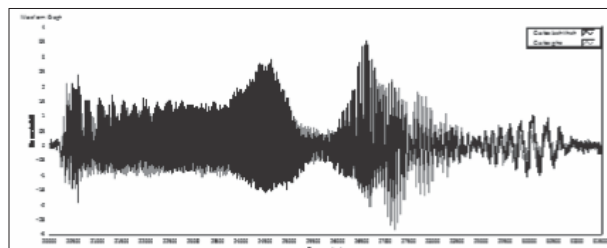


Hình 7. Chế tạo ghế lái có hệ thống treo



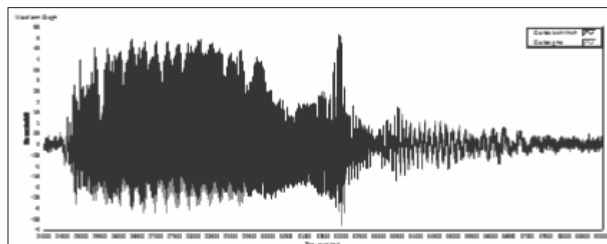
Hình 8. Sơ đồ bố trí thí nghiệm

Kết quả thí nghiệm kết hợp bộ thử nghiệm hệ thống treo Videoline 2304 của hãng Cartec theo nguyên lý Eusama:



Hình 9. Thí nghiệm với băng thử hệ thống treo.

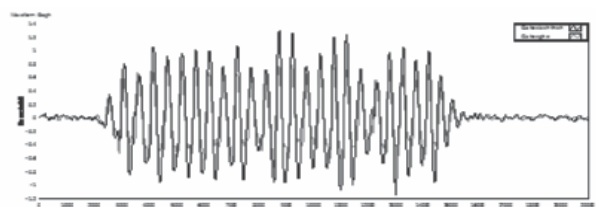
RMS ghế = 0,44 m/s^2 ;
 RMS kích thích = 0,46 m/s^2



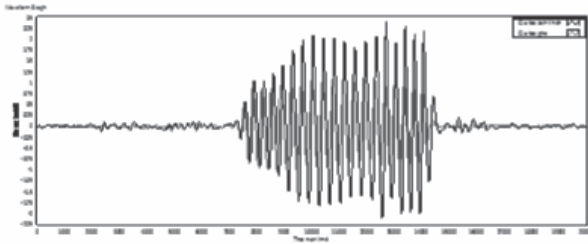
Hình 10. Thí nghiệm với băng thử hệ thống treo.

RMS ghế = 0,57 m/s^2 ;
 RMS kích thích = 0,74 m/s^2

Kết quả thí nghiệm với kích thích thân xe điều hòa tần số thấp:



Hình 11. Thí nghiệm với kích thích tần số thấp.
 RMS ghế = 0,33 m/s^2 ; RMS kích thích = 0,48 m/s^2



Hình 12. Thí nghiệm với kích thích tần số thấp.
 $RMS\ ghế = 0,38\ m/s^2$; $RMS\ kích\ thích = 0,72\ m/s^2$

Đối với các thí nghiệm với tần số kích thích cao, dùng bộ thí nghiệm theo nguyên lý Eusama, gia tốc của ghế lái giảm ít nhất là 4,3% (Hình 9), gia tốc ghế lái giảm nhiều nhất là 22,9% (Hình 10).

Đối với các thí nghiệm với tần số thấp bằng các kích thích điều hòa, gia tốc giảm ít nhất là 31,25% (Hình 11), gia tốc ghế lái giảm nhiều nhất là 47,22% (Hình 12).

Tuy nhiên, với gia tốc giảm đã đạt được, ghế lái với hệ thống treo có độ cứng treo đơn thuần cho thấy vẫn còn tồn tại việc khả năng tắt dần chậm trong trường hợp khi đang hoạt động với kích thích tần số cao mà nguồn kích thích giảm nhanh.

5. KẾT LUẬN

Thông qua các kết quả nghiên cứu đã cho thấy độ êm dịu của người lái đã được cải thiện đáng kể. Kết quả thử nghiệm cho thấy, gia tốc của ghế lái có hệ thống treo có thể giảm đi cao nhất là 47,22% so với ghế lái thông thường giúp tăng độ thoải mái cho người lái, tuy nhiên cần cải tiến để khắc phục việc tắt dần kém tại trường hợp nguồn kích thích tần số cao giảm đột ngột. Tác giả đã chế tạo thử nghiệm thành công một hệ thống treo ghế lái với kết cấu nhỏ gọn, có khả năng áp dụng thực tế cao. Thông qua các nghiên cứu tính toán, tác giả đề xuất cần có các nghiên cứu tiếp theo để có thể nâng

cao hơn nữa hiệu quả làm việc của ghế lái với sự hỗ trợ của các hệ thống điều khiển tự động, bổ sung thêm các tham số kết cấu của hệ thống treo ghế lái để có thể tối ưu hơn hoạt động của ghế lái giúp nâng cao độ êm dịu cho người lái.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Nông Lâm Thành phố Hồ Chí Minh. Tác giả xin cảm ơn Trường Đại học Nông Lâm Thành phố Hồ Chí Minh đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **12/01/2024**

Ngày phản biện: **02/02/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Ruitao, Gao, et al. (2018). *Tractor driving seat suspension system research status and strategies in China: A review*. IFAC-PapersOnLine, 51.17: 576-581.
- [2]. Deng, Lei, et al. (2022). *Investigation of a seat suspension installed with compact variable stiffness and damping rotary magnetorheological dampers*. Mechanical Systems and Signal Processing, 171, 108802.
- [3]. Nguyễn Trịnh Nguyên, Nguyễn Văn Trà (2019); *Nghiên cứu xây dựng bảng tham số điều khiển cho hệ thống treo bán tích cực dùng bộ điều khiển ánh xạ bảng*, Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi, Tập 10, tr 94-98.
- [4]. Vũ Đức Lập (2011); *Dao động ô tô*, NXB. Quân đội Nhân dân, Hà Nội.
- [5]. Jeffrey Travis, Jim Kring, (2006). *LabVIEW for Everyone: Graphical Programming Made Easy and Fun (3rd Edition)*. National Instruments Virtual Instrumentation Series (Hardcover), ISBN-10: 0131856723.

NGHIÊN CỨU LỰA CHỌN TẢI TRỌNG HỢP LÝ TRÊN THIẾT BỊ NÂNG, CẦU ĐA NĂNG CỠ NHỎ DÙNG TRONG NHÀ XƯỞNG

RESEARCH ON OPTIMAL LOAD SELECTION FOR SMALL-SIZED MULTI-
PURPOSE LIFTING EQUIPMENT USED IN FACTORIES

KS. Nguyễn Mạnh Hùng¹, TS. Đào Mạnh Quyền²

¹Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Khả năng nâng của cần cầu trên các thiết bị xe nâng vận chuyển bị giới hạn bởi độ ổn định và độ bền kết cấu của toàn thiết bị nói chung, phần cần cầu nói riêng. Thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ dùng trong nhà xưởng là thiết bị được chế tạo mới, do vậy việc tính toán tải trọng nâng hợp lý là yêu cầu cần thiết. Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu tính toán, lựa chọn tải trọng hợp lý trên thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ dùng trong nhà xưởng dựa trên tính toán ổn định tĩnh của thiết bị và kiểm nghiệm độ bền của cần nâng trên phần mềm 3D. Kết quả kiểm bền cho thấy ứng suất, chuyển vị của cần tại các vị trí đều nằm trong giới hạn cho phép. Kết quả của bài báo là cơ sở để lựa chọn tải trọng hợp lý trong thực tế vận hành thiết bị.

Từ khóa: Tải trọng; Ổn định; Xe nâng cỡ nhỏ; Cần cầu; Kiểm bền.

ABSTRACT

The lifting capacity of the crane on transport forklift is limited by the stability and structural durability of the overall equipment, especially the crane component. Small-sized lifting equipment, multi-purpose crane used in warehouses is newly created, so calculating the rational combined lifting load is a necessary requirement. The research presents the results on calculating and selecting a rational lifting load on small-sized versatile lifting equipment used in warehouses based on the static stability calculation of the equipment and testing the durability of the lifting arm using 3D software. The durability test results show that the stress and displacement of the arm at various positions are within acceptance limits. The result of research provides foundation for selecting a reasonable lifting load in practical equipment operation.

Keywords: Load capacity; Stability; Small-sized forklift; Crane; Durability testing.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

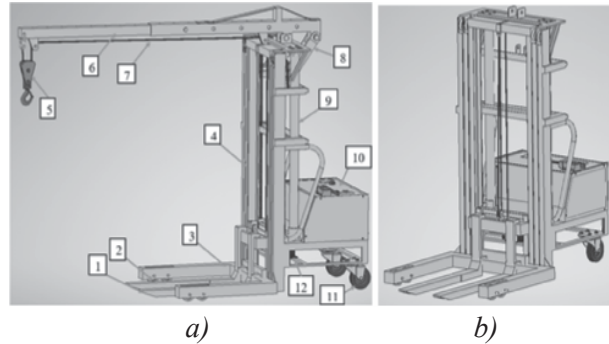
Xe nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ là sản phẩm thiết kế mới được nhóm nghiên cứu tính toán, chế tạo thành công sử dụng để nâng, vận chuyển hàng hoá trong các nhà xưởng. Thiết bị được thiết kế với tải trọng nâng định mức 500kg. Tuy nhiên, trong các điều kiện khác nhau thì cần thiết phải lựa chọn tải trọng nâng hợp lý để bảo đảm an toàn khi sử dụng thiết bị cũng như tránh hỏng hóc vật tư, hàng hoá cần nâng, vận chuyển. Việc lựa chọn tải trọng hợp lý cho thiết bị nâng, cầu được thực hiện dựa trên việc tính toán tải trọng đặt tại đầu cần để xe nâng ổn định không bị lật và cần phải đảm bảo cụm cần cầu lắp trên xe nâng có kết cấu đủ bền trong mọi điều kiện làm việc khi thay đổi tâm với, góc nâng.

Trong phạm vi bài báo, nhóm nghiên cứu đã giới thiệu thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ thiết kế mới và tóm tắt một số kết quả về tính toán tải trọng đặt tại đầu cần theo điều kiện ổn định tĩnh; kết quả phân tích, kiểm bền cụm cần cầu thông qua môi trường Ansys trong phần mềm Inventor.

2. NỘI DUNG

2.1. Tổng quan về thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ thiết kế mới

Thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ là kiểu xe nâng hàng bán tự động với cơ cấu nâng dẫn động điện, truyền động thủy lực, di chuyển bằng sức người. Các bộ phận chính trên xe nâng được thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Mô hình 3D xe nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ:
a) Xe nâng khi lắp cần cầu; b) Xe nâng khi không lắp cần cầu.

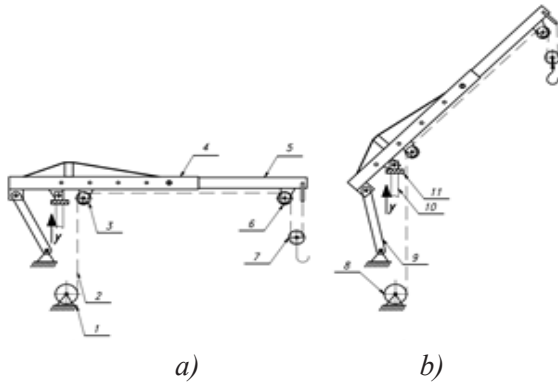
Trong đó:

- 1 - Cần nâng; 2 - Bánh xe phía trước;
- 3 - Chân cần trước; 4 - Cụm khung xe nâng;
- 5 - Puly móc cầu; 6 - Cần cầu;
- 7 - Cáp; 8 - Thanh giằng cầu;
- 9 - Xilanh thủy lực; 10 - Hộp điện điều khiển, bộ nguồn thủy lực;
- 11 - Bánh xe sau; 12 - Tời điện.

Xe nâng có thể thực hiện nâng hạ hàng hóa bằng cần nâng khi chưa lắp cần cầu (hình 1b) hoặc bằng cần cầu (hình 1a). Trong phạm vi nghiên cứu của bài báo, nhóm trình bày nguyên lý hoạt động xe nâng khi sử dụng cần cầu (hình 2).

Khi lắp cần cầu, xe nâng không sử dụng đến cần nâng. Lúc này, xilanh đẩy tẩm liên kết (11) theo phương thẳng đứng y mà không tác dụng đến các phần khung kết cấu khác. Ở trạng thái ban đầu, khi xilanh (10) chưa tác dụng thì cần cầu ở trạng thái nằm ngang (hình 2a); còn khi xilanh tác dụng đẩy lên, cần cầu sẽ hợp với phương ngang một góc nhất định (hình 2b). Cần cầu gồm cần ngoài (4), cần trong (5) xếp lồng nhau, có chốt giữ hai cần (05 vị trí chốt). Thanh giằng (9) liên kết với gối cố định trên khung tĩnh để giữ cần. Sự làm việc của cần cầu thực hiện thông qua xilanh, hệ tời điện (8) được giữ cố định bởi gối (1), các puly (3, 6, 7), dây cáp (2).



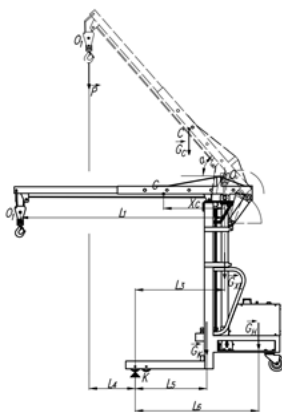


Hình 2. Sơ đồ nguyên lý cần cầu trên xe nâng

2.2. Tính toán tải trọng theo sự ổn định tĩnh của thiết bị nâng, cầu đa năng

Giả thiết tính toán: Xe nâng đặt tại vị trí nền ngang bằng bằng; trọng lượng và vị trí trọng tâm của các bộ phận khác nhau của trên xe nâng được lấy từ mô hình 3D; trọng lượng P có điểm đặt trùng với điểm O_1 trên ròng rọc động; trọng tâm xilanh và tâm quay cần cầu nằm trên một đường thẳng; cần cầu hợp với phương ngang góc α , bỏ qua lực cản của gió (hình 3).

Theo thiết kế, phần cần cầu lắp trên thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ có thể thay đổi góc nghiêng so với phương ngang trong giới hạn từ $0^\circ \div 50^\circ$.



Hình 3. Sơ đồ tính toán ổn định tĩnh trên thiết bị nâng, cầu

Yếu tố chủ yếu kiểm soát mức tải trọng đặt lên đầu cần cầu của thiết bị nâng là độ ổn định chống lật. Tải trọng lật là tải trọng đặt trên cần cầu ở một bán kính xác định quanh một đường gọi là điểm tựa lật, làm cho xe nâng bị lật. Xe nâng sẽ bị lật khi mô-men lật (mô-men của tải trọng đối với điểm tựa lật) trở nên gần bằng hoặc bằng mô-men chống lật của xe nâng (mô-men của trọng lượng máy, trọng lượng cần cầu đối với điểm tựa lật). Sự ổn định tĩnh của xe nâng được đánh giá thông qua hệ số ổn định [1-3]:

$$1,15 < K_{od} = \frac{M_{CL}}{M_L} < 1,35 \text{ (chọn } K_{od} = 1,3) \quad (2.1)$$

Trong đó: M_{CL} là mô-men chống lật, M_L là mô-men gây lật so với điểm tựa lật K (hình 3).

$$\text{Ta có: } M_{CL} = G_H \cdot L_6 + G_K \cdot L_5 + G_{XL} \cdot L_3 + G_C \cdot (L_3 - X_C \cdot \cos \alpha) \text{ (N.m)} \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} M_L = PL_4 = P(L_1 \cos \alpha - L_3), \text{ khi } L_1 \cos \alpha - L_3 > 0 \\ M_L = 0, \text{ khi } L_1 \cos \alpha - L_3 \leq 0 \end{cases} \text{ (N.m)} \quad (2.3)$$

Giá trị các thông số $G_H, G_K, G_{XL}, G_C, L_3, L_5, L_6$ được lấy theo bảng 1.

Do khi $L_1 \cos \alpha - L_3 \leq 0$ thì $M_L = 0$, lúc này xe nâng ổn định tuyệt đối cho dù tải trọng đặt tại đầu cần có giá trị bất kỳ miễn là thỏa mãn độ bền kết cấu các chi tiết trên xe nâng. Trong trường hợp này, ta coi tải trọng bị giới hạn trên bởi tải trọng định mức của thiết bị để phù hợp với kết cấu cần cầu $P_{dm} = 5000 \text{ N}$. Để xác định tải trọng hợp lý trong các trường hợp, ta chỉ xét:

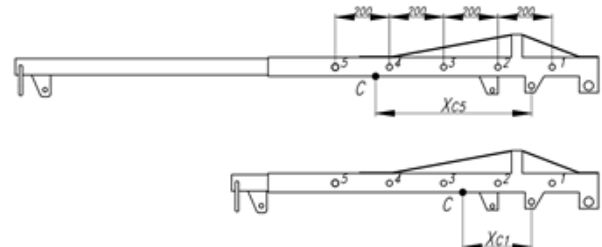
$$L_1 \cos \alpha - L_3 > 0 \text{ và } M_L = PL_4 = P(L_1 \cos \alpha - L_3) \quad (2.4)$$

Bảng 1. Thông số tính toán ổn định

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
Trọng lượng cụm khung xe nâng (bao gồm cả xích, con lăn, tời điện, các bánh xe di chuyển)	G_K	N	2715	
Trọng lượng phần hộp phía sau (tính cả bộ nguồn thủy lực, ắc quy)	G_H	N	539	
Trọng lượng cụm cần cầu (cần trong, cần ngoài, thanh giằng)	G_C	N	262,6	
Trọng lượng cụm xilanh	G_{XL}	N	460	02 xilanh
Khoảng cách từ trọng tâm cụm khung xe nâng đến điểm gây lật K	L_5	m	0,638	
Khoảng cách từ trọng tâm cụm xilanh đến điểm gây lật K	L_3	m	0,809	
Khoảng cách từ trọng tâm phần hộp điều khiển phía sau đến tâm gây lật K	L_6	m	1,014	
Khoảng cách lớn nhất từ tâm quay cần cầu O đến điểm O_1 trên pully động cần cầu	L_{1max}	m	1,847	

Trong công thức (2.3), (2.4), L_1 (Khoảng cách từ tâm quay cần cầu O đến điểm O_1 trên pully động cần cầu) và X_C (Khoảng cách từ trọng tâm cụm cần cầu đến tâm quay cần cầu O) là các giá trị thay đổi khi ta thay vị trí chốt cố định cần ngoài với cần trong của cụm cần cầu (có năm vị trí chốt 1, 2, 3, 4, 5). Do các chốt cách đều nhau $\Delta L = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$ mà $L_{1max} = 1,847 \text{ m}$ nên L_1 thay đổi từ $1,047 \div 1,847 \text{ m}$.

Trên hình 4, ứng với cần khi vươn dài nhất, thu lại ngắn nhất, ta xác định được vị trí trọng tâm C của cụm cần cầu trên mô hình 3D cách tâm quay cần cầu O lần lượt là $X_{C5} = 543,385 \text{ mm}$, $X_{C1} = 277,413 \text{ mm}$. Ta thấy X_{C5} tương ứng khi L_{1max} , X_{C1} tương ứng khi L_{1min} nên theo phương pháp nội suy, ta tính được giá trị của X_{C4} , X_{C3} , X_{C2} là các vị trí xác định tọa độ trọng tâm khi cần cầu được chốt liên kết cần trong, cần ngoài tại vị trí 2, 3, 4.



Hình 4. Vị trí trọng tâm cụm cần cầu khi cần vươn dài nhất, thu lại ngắn nhất

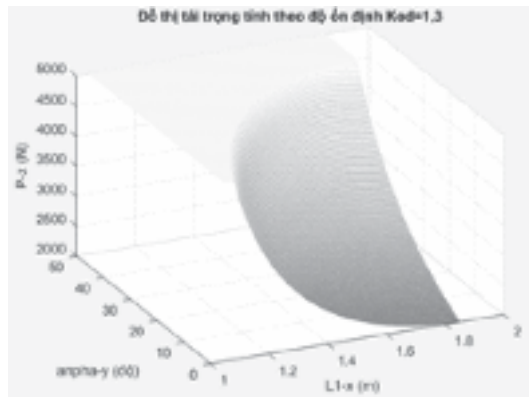
Thay các số liệu trong bảng 1 vào (2.2), (2.4), ta được:

$M_{CL} = 2863,3 - 262,6 \cdot X_C \cdot \cos\alpha$, $M_L = P(L_1 \cdot \cos\alpha - 0,809)$ thay vào công thức (2.1), ta có:

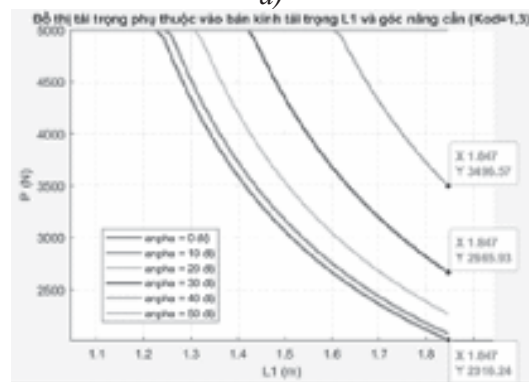
$$K_{od} = \frac{2863,3 - 262,6 X_C \cos\alpha}{P(L_1 \cos\alpha - 0,809)}$$

$$\Rightarrow P = \frac{2863,3 - 262,6 X_C \cos\alpha}{K_{od} \cdot (L_1 \cos\alpha - 0,809)} \quad (\text{với } K_{od} = 1,3) \quad (2.5)$$

Sử dụng phần mềm Matlab, ta vẽ được đồ thị biểu diễn của tải trọng P khi các thông số L_1 , X_C thay đổi, góc α thay đổi từ $0^\circ \div 50^\circ$ đồng thời thêm điều kiện nếu $L_1 \cdot \cos \alpha - L_3 < 0$ hoặc khi $P > P_{dm}$ thì $P = P_{dm} = 5000$ N.



a)



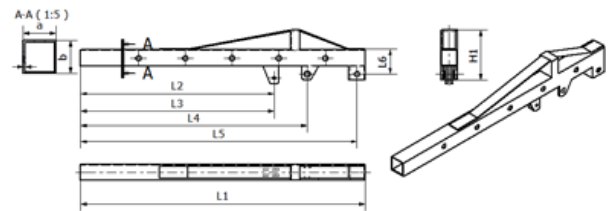
b)

Hình 5. Đồ thị tải trọng theo sự ổn định khi thay đổi khoảng cách đặt tải trọng và góc nâng cần: a) Đồ thị trong không gian ba chiều; b) Đồ thị trong không gian hai chiều.

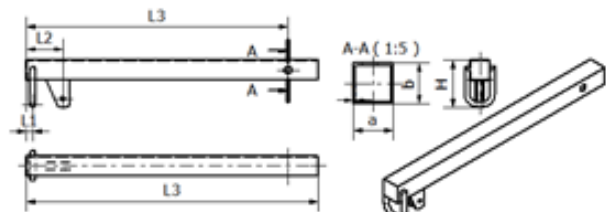
2.3. Kiểm bền kết cấu cần nâng

Mục đích việc phân tích kết cấu của cần cẩu trên thiết bị nâng nhằm loại trừ các hư hỏng có thể xảy ra về kết cấu không hợp lý trong quá trình làm việc. Mô hình 3D cụm cần cẩu đã được xây dựng trên phần mềm với các kích thước thực như kích thước chế tạo, sau đó phân tích kiểm bền thông qua môi trường Ansys trong phần mềm Inventor [4-8].

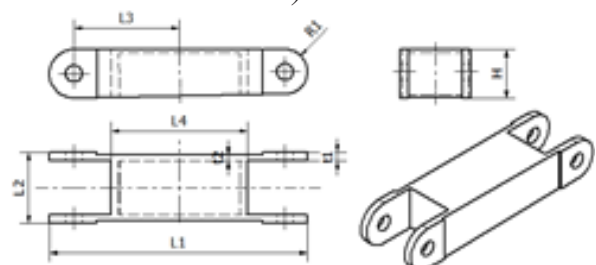
Cần cẩu được cấu tạo bao gồm cần trong và cần ngoài được xếp lồng vào nhau. Cần trong liên kết với cần ngoài thông qua chốt và được giữ cố định bởi các bề mặt phía trong của cần ngoài. Kết cấu và thông số chính các chi tiết của cụm cần cẩu như trên hình 6.



a)



b)



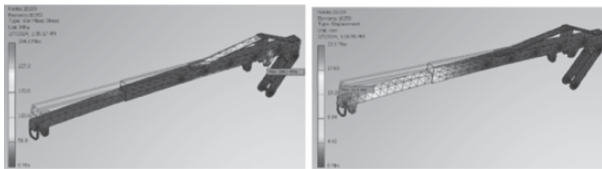
c)

Hình 6. Kết cấu và thông số chính các chi tiết cần cẩu: a) Cần ngoài; b) Cần trong; c) Thanh giằng

Lựa chọn vật liệu chế tạo cần cẩu là thép CT38 có giới hạn bền cho phép là $[\sigma] = 380 \div 490$ MPa [9].

Nhóm nghiên cứu mô phỏng, kiểm bền bằng Ansys trong phần mềm Inventor cho cụm cần cẩu (khi lắp hoàn chỉnh) tại chiều dài cần lớn nhất ứng với trạng thái làm việc góc nâng $0^\circ, 25^\circ, 50^\circ$. Trong các trường hợp sẽ lấy tải trọng lớn hơn nhiều tải trọng tính toán theo sự

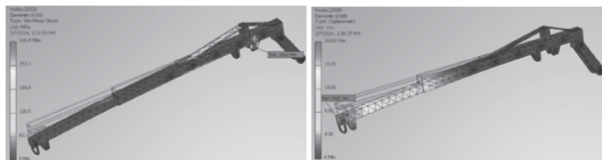
ổn định như trên hình 5b để kiểm tra; như vậy, ta kiểm tra với tải trọng $P = 3000$ N khi góc ở 0° , 25° và tải trọng $P = 4000$ N khi góc ở 50° . Trình tự kiểm bền được thực hiện như sau: Xây dựng mô hình 3D; lắp ráp các chi tiết ứng với từng trạng thái làm việc của cần; chia lưới và đặt điều kiện biên trong môi trường Ansys. Sau khi phân tích, ta thu được kết quả như trên hình 7, 8, 9.



Hình 7. Ứng suất, chuyển vị trên cần cầu với góc nâng cần 0°



Hình 8. Ứng suất, chuyển vị trên cần cầu với góc nâng cần 25°



Hình 9. Ứng suất, chuyển vị trên cần cầu với góc nâng cần 50°

3. THẢO LUẬN VÀ KẾT LUẬN

Nhóm nghiên cứu đã giới thiệu thiết bị nâng, cầu đa năng cỡ nhỏ thiết kế mới. Cần cầu làm việc với góc nâng cần giới hạn trong khoảng $0^\circ \div 50^\circ$.

Trên hình 5a là đồ thị biểu diễn tải trọng tính toán dựa trên độ ổn định tĩnh của xe nâng cho thấy tại các vùng màu vàng ($P = P_{dm}$) là vùng mà xe nâng ổn định tuyệt đối ($M_L = 0$)

hoặc $P > P_{dm}$. Việc lựa chọn tải trọng nâng được giới hạn bởi tải trọng định mức của thiết bị để đảm bảo độ bền kết cấu và công suất tiêu điện trong thiết kế, giá trị $P_{dm} = 5000$ N. Trên hình 5b cho thấy khi góc nâng cần tăng từ $0^\circ \div 50^\circ$ với cùng khoảng cách từ vị trí đặt tải trọng đến tâm quay của cần, tải trọng định mức P tăng lên; khi chiều dài cần càng lớn với cùng góc nâng cần thì giá trị tải trọng định mức giảm dần và khi chiều dài cần lớn nhất, ở góc nâng cần là 0° thì tải trọng định mức cho kết quả nhỏ nhất $P = 2016,24$ N. Kết quả trên hoàn toàn hợp lý vì khi góc nâng cần càng lớn thì khoảng cách từ tải trọng vật nâng đến điểm tựa lật càng nhỏ, xe nâng càng ổn định. Việc lựa chọn tải trọng hợp lý không vượt quá giá trị P_{dm} được lấy theo hình 6b giúp bảo đảm an toàn khi vận hành thiết bị nâng, cầu.

Việc mô phỏng, kiểm bền bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong phần mềm Inventor cho cụm cần cầu (khi lắp hoàn chỉnh) tại chiều dài cần lớn nhất ứng với trạng thái làm việc góc nâng cần 0° , 25° , 50° và sử dụng tải trọng lớn hơn nhiều tải trọng tính toán theo sự ổn định như trên hình 5b để kiểm tra. Kết quả như sau: Khi góc nâng là 0° , đặt tải trọng $P = 3000$ N, giá trị cực đại tổng chuyển vị là 22,1 mm và giá trị ứng suất cực đại đạt 284,1 MPa; khi góc nâng là 25° , đặt tải trọng $P = 3000$ N, giá trị cực đại tổng chuyển vị là 22,72 mm và giá trị ứng suất cực đại đạt 290,5 MPa; khi góc nâng là 50° , đặt tải trọng $P = 4000$ N, giá trị cực đại tổng chuyển vị là 24,81 mm và giá trị ứng suất cực đại đạt 316,4 MPa. Các giá trị trên đều nhỏ hơn nhiều so với giá trị giới hạn cho phép của vật liệu. Như vậy, kết cấu cụm cần cầu được chế tạo đáp ứng yêu cầu an toàn và có khả năng chịu tải trọng định mức theo kết quả tính toán ổn định. ❖



Ngày nhận bài: **03/01/2024**

Ngày phản biện: **25/01/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Chu Văn Đạt, Lương Khánh Tinh (2016); *Máy làm đất*, NXB. Quân đội Nhân dân, Hà Nội.
- [2]. Dinesh Kumar D (2016), *Lifting capacity enhancement of a crawler crane by improving stability*, 54(1), 219-227.
- [3]. Vita Gattamelata D (2023), *Analytical Method for Assessing Stability of a Counterbalanced Forklift Truck Assembled with Interchangeable Equipment*, 13(2), 1206.
- [4]. Đỗ Hữu Quyết (2008); *Sử dụng Ansys trong môi trường Inventor để tính toán thiết kế chi tiết máy*, 4(2), 192-201.
- [5]. Nguyễn Đình Đức, Đào Như Mai (2011); *Sức bền vật liệu và kết cấu*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [6]. Nguyễn Trọng Hiệp (1999); *Thiết kế chi tiết máy*, NXB. Giáo dục, Hà Nội.
- [7]. Vilas Randive, Prof. D.P.Kamble, Prof. Ashish Pawar (2018), *Finite Element Analysis of Inner Boom for 3Tonn Telescopic Forklift*, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 5(7), 1367.
- [8]. A. Pavlovic I dr, (2017), *Buckling analysis of telescopic boom: theoretical and numerical verification of sliding pads*, Tehnički vjesnik, 24(3), 729-735.
- [9]. TCVN 1765:1975; *Thép cacbon kết cấu thông thường – Mác thép và yêu cầu kỹ thuật*, Tiêu chuẩn Việt Nam.

ỨNG DỤNG MÁY TÍNH VÀO TÍNH TOÁN ĐIỀU CHỈNH ĐỘNG HỌC MÁY MÀI REN ĐỂ NÂNG CAO ĐỘ CHÍNH XÁC GIA CÔNG

COMPUTER APPLICATION IN CALCULATION OF KINEMATIC ADJUSTMENT THREAD GRINDING MACHINE TO IMPROVE MACHINING ACCURACY

Dương Công Định

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên

TÓM TẮT

Máy mài ren sử dụng trong gia công để nâng cao độ bóng và độ chính xác của các bề mặt ren, các chi tiết truyền động như trục vít, vít me, ... Độ chính xác động học của xích truyền động là một yếu tố ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của bước ren gia công. Độ chính xác bước ren được quyết định bởi độ chính xác tỷ số truyền của khâu điều chỉnh xích chạy dao của máy. Trong nội dung bài báo này sẽ trình bày việc ứng dụng máy tính để tính toán điều chỉnh động học xích chạy dao của máy mài ren nhằm nâng cao độ chính xác gia công trên máy.

Từ khóa: *Mài ren; Độ chính xác; Tỷ số truyền; Xích động học; Bánh răng thay thế; Trục vít bánh vít; Vít me đai ốc.*

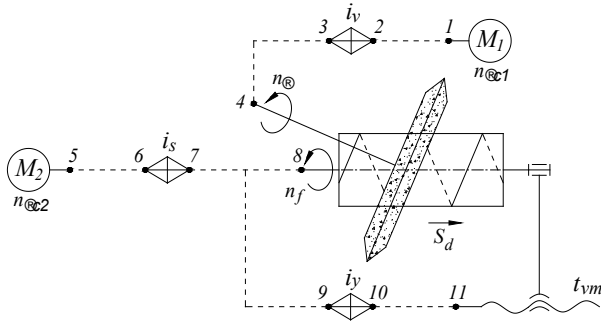
ABSTRACT

Thread grinding machines are used in machining to improve the gloss and accuracy of thread surfaces, transmission parts such as screws, lead screws, ... The kinematic accuracy of the drive chain is a factor which greatly affects the accuracy of machining thread pitch. Thread pitch accuracy is determined by the gear ratio accuracy of the machine's tool chain adjustment stage. In this paper, we will present the application of computers to calculate and adjust the kinematics of the tool chain of a thread grinding machine to improve machining accuracy on the machine.

Keywords: *Thread grinding; Accuracy; Transmission ratio; Kinematic chain; Replacement gears; Worm gear; Lead screws; Nuts.*



1. ĐIỀU CHỈNH ĐỘNG HỌC MÁY MÀI REN



Hình 1. Sơ đồ cấu trúc động học máy mài ren

Sơ đồ cấu trúc động học máy mài ren chuyên dùng như hình 1, phương trình động học xích cắt ren là:

$$1 \times i_{89} \times i_y \times i_{10.11} \times t_{vm} = t_x$$

Ta có công thức điều chỉnh động học của xích cắt ren theo công thức sau:

$$i_y = C_y \cdot t_x$$

Trong đó:

C_y : Hằng số của xích động học;

t_{vm} : Bước vít me chạy dao dọc của máy;

t_x : Bước xoắn đường ren cần gia công.

Ren quốc tế: $t_v = K \cdot t$; Ren mô đun: t_x

$= K \cdot \pi \cdot m$; Ren Anh: $t_x = \frac{25,4}{n} \cdot K$; Ren pitch:

$$t_x = \frac{25,4 \cdot \pi}{p} \cdot K$$

K: Số đầu mối của ren.

Trong máy mài ren, tỷ số truyền của khâu điều chỉnh xích chạy dao cắt ren i_y dùng cơ cấu bánh răng thay thế để có thể đảm bảo được tỷ số truyền chính xác:

$$i_t = \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$$

Trong đó: a, b, c, d là số răng của các bánh răng thay thế, đảm bảo điều kiện:

$$a + b > c + (15 \div 20) \text{ và } c + d > b + (15 \div 20)$$

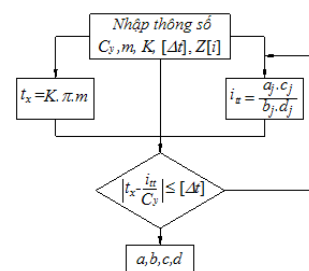
Việc tính chọn số răng a, b, c, d của các bánh răng thay thế quyết định đến độ chính xác tỷ số truyền của xích động học và nó ảnh hưởng đến độ chính xác bước ren gia công. Nếu sai số bước ren cho phép là $[\Delta t]$ thì khi chọn các bánh răng thay thế a, b, c, d cần thỏa mãn điều kiện:

$$\left| t_x - \frac{1}{C_y} \times \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} \right| \leq [\Delta t]$$

2. ỨNG DỤNG MÁY TÍNH TRONG TÍNH TOÁN ĐIỀU CHỈNH

2.1. Sơ đồ tính toán

Để xác định a, b, c, d, ta có thể sử dụng nhiều phương pháp như phương pháp phân tích ra thừa số nguyên tố, tra bảng, lập trình trên máy tính. Phương pháp dùng máy tính cho kết quả nhanh chóng chính xác và thuận lợi trong sử dụng. Hiện nay, có nhiều phần mềm có thể áp dụng để lập trình tính toán như Turbo Pascal, lập trình C, Foxpro, Matlab,... Trong nội dung nghiên cứu ở đây sử dụng ngôn ngữ lập trình Turbo Pascal để lập phần mềm tự động cho quá trình tính toán.



Hình 2. Sơ đồ tính toán bánh răng thay thế

Sơ đồ thuật toán tính bánh răng thay thế khi mài ren mô đun như hình 2. Các thông số nhập vào chương trình là hệ số C_y của máy, mô đun m , số đầu mỗi K của trục vít, sai số cho phép bước ren $[\Delta t]$, số răng của các bánh răng thay thế $Z[i]$ của máy. Chương trình tính toán sẽ đưa ra kết quả là số răng của các bánh răng thay thế a, b, c, d đảm bảo tỷ số truyền yêu cầu.

2.2. Lập trình tính toán

Lập chương trình tính toán tự động cho xích chạy dao cắt ren máy mài ren 5822.

Công thức điều chỉnh khi gia công trên máy mài ren 5822 :

$$\frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{30}{127} t_x.$$

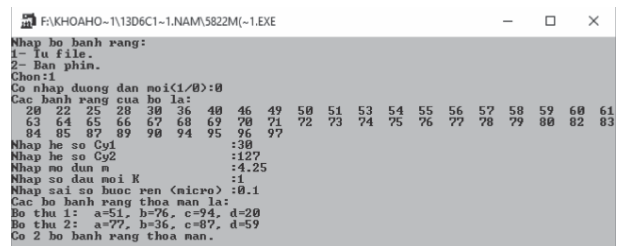
$$\text{Ở đây: } C_y = \frac{C_{y1}}{C_{y2}} = \frac{30}{127}$$

Hệ số C_y xác định qua $C_{y1} = 30$ và $C_{y2} = 127$.

Tính toán khi mài trục vít có mô đun $m = 4,25$; số đầu mỗi $K = 1$; sai số bước ren cho phép $[\Delta t] = 0,1\mu m$. Bộ bánh răng thay thế $Z[i]$ của xích chạy dao cắt ren có các bánh răng với số răng là: 20, 22, 25, 28, 30, 36, 40, 46, 49, 50, 51, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 82, 83, 84, 85, 87, 89, 90, 94, 95, 96, 97.

Kết quả chạy chương trình tính toán có hiển thị màn hình như hình 3. Có hai bộ bánh răng thay thế thỏa mãn yêu cầu:

$$\text{Bộ thứ nhất: } \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{51}{76} \times \frac{94}{20}; \text{ Bộ thứ hai: } \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{77}{36} \times \frac{87}{59}$$



Hình 3. Màn hình hiển thị chạy chương trình

3. KẾT LUẬN

Việc ứng dụng các công cụ lập trình tự động để lập chương trình tính toán trợ giúp cho quá trình điều chỉnh động học máy đưa ra được kết quả tính toán chính xác, nhanh chóng, đảm bảo nâng cao được độ chính xác gia công. Kết quả nghiên cứu lập trình tính toán tự động này có thể phát triển để ứng dụng cho việc tính toán điều chỉnh động học các máy công cụ khác. Nó có thể áp dụng vào thực tế sản xuất cũng như dùng làm tài liệu hướng dẫn, tham khảo cho sinh viên trong quá trình học tập và nghiên cứu khoa học để nâng cao chất lượng đào tạo. ❖

Ngày nhận bài: 28/12/2023

Ngày phản biện: 11/01/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. N.Acherkan,D.Sc, *Machine tool design*, Mir Publishers Moscow, 1968.
- [2]. Helmi A. Youssef, Hassan Al-Hofy, *Machining Technology: Machine Tools and Operations*, CRC Press, 2008.
- [3]. P.H. Joshi, *Machine Tools Handbook: Design and Operations*, McGraw Hill, 2007.
- [4]. Мипетрик, В.А шишов, Тавлицы для подбора зубчатых клес, Мациностроение, 1973.
- [5]. Bùi Thế Tâm, Võ Văn Tuấn Dũng, *Pascal 7.0*, NXB. Giao thông Vận tải, 1998.
- [6]. Nguyễn Viết Trung, Hoàng Hồng, *Turbo Pascal 7.0 – Chương trình mẫu trong các ngành kỹ thuật*, NXB. Giao thông Vận tải, 1997.

DESIGN, MANUFACTURING, AND TESTING AN A-SHAPE HYDROPONIC VEGETABLE GROWING SYSTEM USING SOLAR ENERGY

THIẾT KẾ, CHẾ TẠO VÀ THỬ NGHIỆM MÔ HÌNH TRỒNG RAU THUỶ CANH
KIỂU CHỮ A SỬ DỤNG NĂNG LƯỢNG MẶT TRỜI

Le Pham Binh¹, Nguyen Thi Hong²

¹Le Quy Don Technical University

²Thuyloi University

ABSTRACT

Nowadays, the supply of green vegetables in some areas such as coastal islands and offshore islands is often transported from the mainland or grown in small foam pots and carefully covered frame houses. Vegetables supplied from the mainland are dependent on transport ships. Growing vegetables in foam pots and frame houses is also difficult because of the harsh marine climate and limited freshwater resources. From that practice, in this article, the authors calculate, design, manufacture, and test a hydroponic vegetable growing system model using solar energy. This model is effectively used for areas with limited land and limited electrical energy, such as coastal and offshore island areas.

Keywords: *Hydroponics system; Offshore islands; Solar energy.*

TÓM TẮT

Ngày nay, việc cung cấp rau xanh ở một số khu vực có diện tích chật hẹp như các đảo ven bờ, đảo xa bờ thường được vận chuyển từ đất liền hoặc được trồng ở các chậu xốp nhỏ, nhà khung được che chắn cẩn thận. Rau được cấp từ đất liền thì bị phụ thuộc vào tàu vận tải. Rau trồng trong chậu xốp và nhà khung cũng khó khăn vì điều kiện khí hậu biển khắc nghiệt, nguồn nước ngọt hạn chế. Xuất phát từ thực tiễn đó, trong bài báo này, các tác giả tính toán, thiết kế, chế tạo và thử nghiệm mô hình hệ thống trồng rau theo phương pháp thủy canh, sử dụng năng lượng mặt trời để vận hành. Mô hình này sử dụng hiệu quả cho những khu vực diện tích đất canh tác chật hẹp, điều kiện năng lượng điện hạn chế như các khu vực đảo ven bờ, đảo xa bờ.

Từ khóa: *Hệ thống thủy canh; Đảo xa bờ; Năng lượng mặt trời.*

1. INTRODUCTION

Vietnam is a maritime country with many coastal islands and offshore islands. Through the author's field surveys on offshore islands, it was found that growing vegetables on the islands faces many difficulties due to the harsh climate and water-absorbing coral soil. Meanwhile, fresh water sources for daily life are limited, so the amount of fresh water for watering vegetables is even more scarce. Especially in DKI rig areas, it is even more difficult because there is no arable land.

Vegetables are an essential food source in daily life. Vegetables not only provide a large amount of vitamins but also provide a part of the necessary multi-micronutrients in cell structure, ensuring human life and health. The supply of green vegetables in some areas with limited arable land such as coastal islands and offshore islands is often carried out in the following options: Option 1: green vegetables are provided from the mainland. Option 2: vegetables are grown in growing areas on the island or grown in small foam pots and carefully covered frame gardens. Vegetables supplied from the mainland depend on transport ships and are mainly tubers and fruits for long-term preservation. Vegetable growing in the growing area faces many difficulties due to the coral soil absorbing water and freshwater resources being scarce. Vegetables grown in foam pots and frame houses also face many difficulties because of harsh climatic conditions and limited fresh water sources for watering vegetables.

In 2014, the Project "Production and testing of some plant and animal varieties in the Truong Sa Islands" achieved some initial results, researched and tested, and found a number of suitable plant varieties. Adaptable to island climate conditions, but trees must

be grown in carefully covered frame houses. Recently, scientists have applied the solution of growing organic vegetables on Sinh Ton Island. With this solution, vegetables are grown in plastic pots and organic matter is provided from organic waste and decomposed by earthworms.

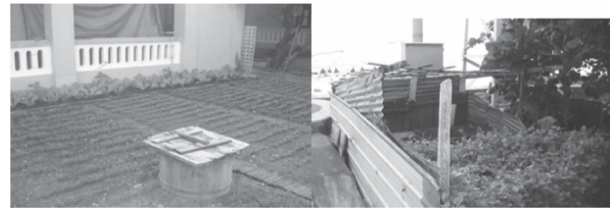


Fig. 1. Some pictures of vegetables growing on Truong Sa Islands.

Based on real requirements, in this article, the authors calculate, design, manufacture, and test a model of a hydroponic vegetable growing system, using solar energy to operate. Hydroponic growing is a technique of growing plants without using soil but directly in a nutrient medium or substrate such as sand, mud, and so on. The basis of this technique is to provide the plant with enough water and mineral elements necessary for the plant to mature. In 1936, scientist W.F. Gericke was the first to use the term hydroponics to describe the practice of cultivating in water solutions where nutrients have been dissolved. Since the 1980s, hydroponic techniques have been applied to produce vegetables, fruits and flowers of significant commercial value. Summary of plant growing techniques based on hydroponic principles by the authors [1]-[5]. In Vietnam, there have also been a number of scientists researching hydroponics techniques [6].

2. DESIGN A HYDROPONIC VEGETABLE GROWING

The general structure of a hydroponic vegetable growing system includes the 

following main parts: racks, vegetable trays; nutrient storage tanks, mini motors for nutrient pumps and nutrient supply and recovery pipeline systems; solar panels provide power for the motor to operate (Fig. 2). There are many ways to arrange vegetable racks, such as arrangement in the style of in an A-shape, ladder-type truss, support-type truss, multi-storey style, etc. Among those layouts, the A-shape layout is the most optimal style. Depending on the terrain characteristics of each area, choose the appropriate layout type.



Fig. 2. 3D model of hydroponic vegetable growing using solar energy in Autodesk Inventor software.

To choose the support frame, the authors choose the size and preliminary materials, then simulate the stress field and, deformation field and check the structure's durability on Autodesk Inventor software (Figs. 4–5). The calculation result is to choose the size of the support frame as shown in Fig. 3. Support frame length: 1800 mm, length of vegetable trays: 2000 mm, frame height: 1600 mm, frame height including battery installation: 1828 mm, frame width: 900 mm to 1100 mm. The two horizontal bars are designed with threaded connections to adjust the frame width to vary from 900 mm to 1100 mm, flexible according to the installation terrain. The main frame and connecting bars are made from CT3 steel TCVN 1766-75 standard, box steel 30 x 30 x1.5 mm TCVN 1656-75 standard. The welds ensure aesthetics, are durable, and do not retain slag, structure according to TCVN 1691-75 standard.

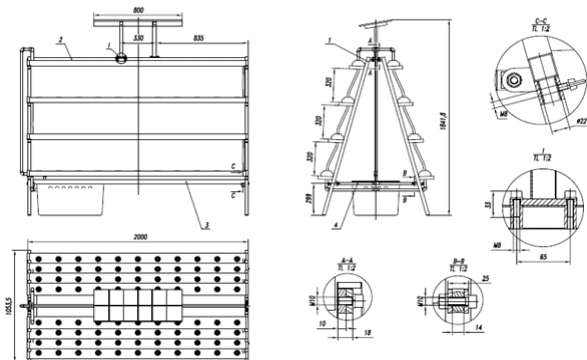


Fig. 3. The dimensions of the hydroponic system.

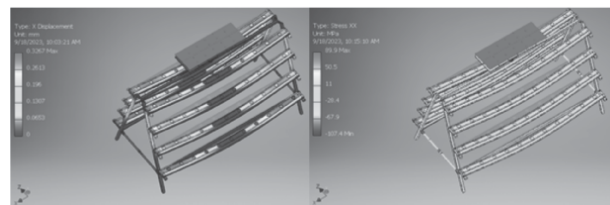


Fig. 4. The x-displacement field and the stress field σ_{xx} of the model.

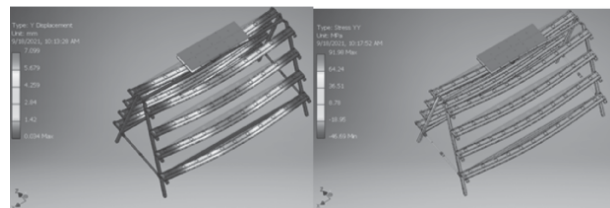


Figure 5. The y-displacement field and the stress field σ_{yy} of the model.

The pump capacity is calculated according to the following formula [7]-[9]:

$$P = K \frac{\gamma g Q H}{1000 \eta} \quad (1)$$

Where: Q – Pump flow (m³/s); g – Gravitational acceleration (m²/s); H – Pump height (m); γ – Specific weight of the liquid (kG/m³); η – Pump performance; K – Power reserve factor.

Calculate the pump capacity as follows:

$$P = K \frac{\gamma g Q H}{1000 \eta} = 1.5 \frac{1000 \times 9.81 \times 3.6 \cdot 10^{-4} \times 1.8}{1000 \times 0.8} = 0.012 \text{ kW} \quad (2)$$

In addition, the pump capacity can be calculated using the Pipe flow wizard software. From the pump capacity, select the pump and solar panel capacity. Referring to the available engines, the Lifetech AP3100 motor is suitable. The specifications of the AP3100 motor are as follows: pump capacity 28W, pump flow 1.35 m³/h, maximum pump height 2.8 m.

3. FABRICATE, ASSEMBLE AND TEST MODEL

Based on the design drawings in part 2, in this part, the authors proceed to manufacture, assemble and test the model. Steps to assemble the model include: assembling the frame, assembling trays and vegetable baskets, and assembling the transport and nutrient recovery system. The authors experimented with two types of vegetables, spinach and bok choy, with two ways of creating seedlings: seedlings were nursed in foam trays and seedlings were nursed in soil. The testing process showed that the vegetable plants grew well and evenly. The testing process revealed a number of issues that need to be improved, such as the need to use a mechanical or electronic timer to adjust the pumping time to avoid root rotting of the vegetables. It is necessary to fix the base to the ground to increase the system's rigidity, especially when it rains or wind can cause it to fall. When it rains, rainwater flows into the holes containing the vegetable plants, following the system to the tank, spilling nutrients out. Therefore, the hole containing the vegetable plants must have a suitable cross section.

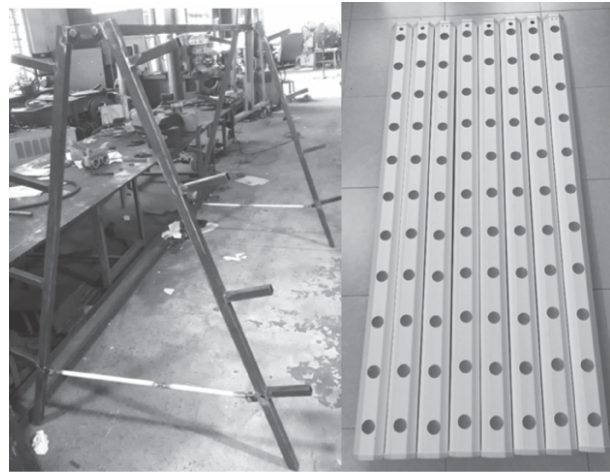


Fig. 6. Manufacturing frames and vegetable trays.



Fig. 7. Assemble and test model.

4. CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS FOR FUTURE STUDIES

In this article, the authors present the urgency of the research problem. Designed, manufactured, and tested a model of an A-shape hydroponic vegetable growing system, using solar energy to operate. Preliminary operational testing was conducted to evaluate the effectiveness of the model. Test results show that the model works well. The testing process revealed a number of issues that need to be improved, such as the need to use a mechanical or electronic timer to adjust the pumping time to avoid root rotting of the vegetables. It is necessary to fix the base to the ground to increase the system's rigidity, especially when it rains or wind can cause it to fall. When it rains, rainwater flows into the holes containing the vegetable plants, following the system to the tank, spilling nutrients out. Therefore, the hole containing the vegetable plants must have a suitable cross section. 🖐️

the tank, spilling nutrients out. Therefore, the hole containing the vegetable plants must have a suitable cross section.

From this model, it can be developed in the direction of designing and manufacturing hydroponic vegetable growing models, using wave energy and wind energy to suit the terrain of different areas such as floating islands, submerged islands, DKI rig, and so on. Research into replacing metal materials with composite materials to both ensure the system's operation and avoid corrosion by salt vapor. ❖

References:

- [1]. J. Benton Jones Jr. (2004); *Hydroponics A Practical Guide for the Soilless Grower*, Second Edition, CRC Press, New York.
- [2]. J. Benton Jones Jr. (2014); *Complete Guide for Growing Plants Hydroponically*, First Edition, CRC Press, New York.
- [3]. Howard M. Resh (2013); *Hydroponic Food Production, Seventh Edition*, CRC Press, New York.
- [4]. Howard M. Resh (2013); *Hobby Hydroponics*, Second Edition, CRC Press, New York
- [5]. Howard M. Resh (2015); *Hydroponics for the Home Grower*, First Edition, CRC Press, New York.
- [6]. Nguyễn Xuân Nguyên (2004); *Kỹ thuật thủy canh và sản xuất rau sạch*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [7]. Nguyễn Văn Hiệu (2007); *Máy bơm và trạm bơm*, NXB. Hà Nội.
- [8]. Trần Hiếu Nhuệ và cộng sự (2012); *Cấp thoát nước*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [9]. E. Shashi Menon, Pramila S. Menon, *Pumps and Pumping Stations* (2009), Gulf Professional Publishing, Oxford, United Kingdom.

A STUDY ON AN ENERGY HARVESTING SYSTEM FROM SPEED BUMP

NGHIÊN CỨU VỀ HỆ THỐNG THU NĂNG LƯỢNG TỪ GỜ GIẢM TỐC XE CƠ GIỚI

Luyen Van Hieu^{*1}, Nguyen Ba Chinh²

¹Faculty of Automobile Engineering - Hung Yen University of Technology and Education

²The Central College of Transport No2 II

ABSTRACT

The article presents research findings on an energy harvesting system using speed bump devices for motor vehicles while on the road. These speed bumps are installed at various traffic points, specifically where vehicular traffic needs to slow down for safety. The paper successfully introduces a system model that has been simulated using the Matlab-Simulink program. The results also demonstrate the potential energy source that can be harnessed from this energy.

Keywords: Speed bump; Energy from Speed bump.

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu về hệ thống thu năng lượng từ bằng gờ giảm tốc cường bức xe cơ giới khi di chuyển trên đường. Những gờ giảm tốc này được lắp đặt tại các điểm giao thông, nơi các phương tiện cơ giới cần phải giảm tốc độ để đảm bảo an toàn giao thông. Bài báo giới thiệu thành công một mô hình hệ thống đã được mô phỏng bằng chương trình Matlab-Simulink. Kết quả cũng chứng minh nguồn năng lượng tiềm năng có thể được tận dụng từ nguồn năng lượng này.

Từ khóa: Gờ giảm tốc; Năng lượng từ gờ giảm tốc.

1. MAKE A PROBLEM

Transportation plays an indispensable role in our daily lives, especially the use of vehicles. Ensuring safety in traffic involves crucial speed regulation, with numerous measures available, among which speed bumps are widely employed today. However, the commonly used speed bumps lack the capacity to harness energy. Failing to exploit this energy source represents a wastage. Therefore, researching speed bumps capable of harvesting energy from vehicular motion

is a significantly meaningful endeavor. There have been studies on the topic of speed bump energy harvesting for vehicles, as evidenced by works such as [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. However, these studies predominantly employ mechanical power transmission. Due to the advantages of easy installation and operation, and there have been studies utilizing hydraulic drive systems for energy harvesting [9, 10]. Therefore, hydraulic drive systems should be considered for research and application in harvesting energy from speed bumps.



2. THE SYSTEM DESCRIPTION

The energy harvesting system, utilizing speed humps to reduce the speed of a vehicle, can be illustrated by the following diagram:

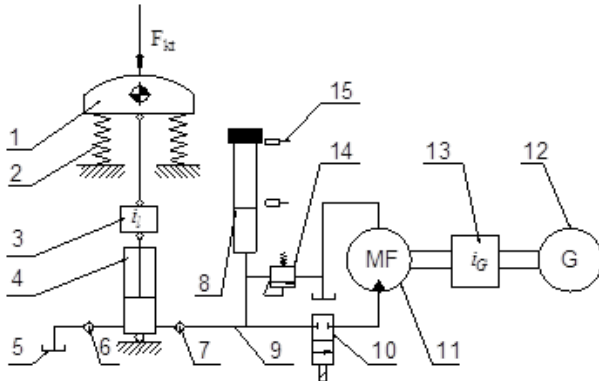


Figure 1: Diagram of the energy harvesting system using speed bump (EHSSB):

1 - Speed hump; 2 - Spring return;
3 - Transmission rod with ratio i_i ; 4 - Hydraulic cylinder assembly; 5 - Hydraulic oil reservoir;
6, 7 - One-way hydraulic valves; 8 - Hydraulic accumulator tank for gravity load; 9 - High-pressure hydraulic oil path; 10 - Hydraulic valve; 11 - Hydraulic motor; 12 - Generator;
13 - Mechanical transmission system with gear ratio i ; 14 - Safety valve; 15 - Stroke switch;
 F - Force exerted by the weight of the vehicle.

Based on the impact of the vehicle's weight, the speed reducer is displaced downward, compressing spring 2. After the speed reducer is no longer affected by the vehicle's weight, spring 2 releases, returning the speed reducer to its initial position. As the speed reducer moves downward, through the drive system of connecting rod 3, the piston of the hydraulic cylinder assembly 4 moves, compressing hydraulic oil. The oil is then pushed through one-way valve 7, through the high-pressure hydraulic oil path 9, and is loaded into the accumulator tank 8, where energy is stored. This stored energy is retained until reaching the position of operational valve

number 15. At this point, it activates hydraulic valve 10 to open. Hydraulic oil is then pushed to the hydraulic motor 11 for operation through the mechanical transmission system 13, thereby driving the generator 12 into operation.

3. THE SYSTEM MODELING

Based on the working principle of the EHSSB shown in Figure 1, a mathematical model is proposed to demonstrate the system dynamics.

3.1. Modeling of speed bump

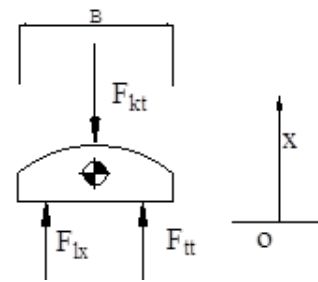


Figure 2. Schematic of the translational motion with speed bump

From the diagram in Figure 1, we have the following schematic:

Applying Newton's Second Law, we have: $m \cdot \ddot{x} = (F_{lx} + F_{tt}) - F_{kt}$ (1)

$$F_{lx} = K \cdot x \quad (2)$$

Where: m - Mass of the speed bump (kg); F_{kt} - Force exerted by the vehicle load on the speed bump (N); F_{lx} - Reaction force due to the spring elasticity (N); K - Spring constant; x - Displacement of the speed bump in the vertical direction (m); F_{tt} - Reaction force from mechanical transmission rod (N).

3.2. Model of the hydraulic cylinder and transmission rod

Using hydraulic cylinder such as a pump and ignoring the mass, the model of the hydraulic cylinder is described by the following equations [11]:

$$F = p_c A + F_C \quad (3)$$

$$q = A \cdot v(t) \quad (4)$$

$$\frac{dx}{dt} = v(t) \quad (5)$$

$$v = v_R - v_C \quad (6)$$

$$A = \frac{\pi \cdot D_{pt}^2}{4} \quad (7)$$

$$F_C = \begin{cases} (x - x_E) \cdot K_p \cdot v(t), & \text{if } x > x_E, v > 0 \\ (x - x_R) \cdot K_p \cdot v(t), & \text{if } x < x_R, v < 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (8)$$

$$x_E = S - x_0 \quad (9)$$

$$x_R = -x_0 \quad (10)$$

Where: F is the force developed by the cylinder; $v(t)$ is the cylinder rod velocity; v_R and v_C are the absolute velocities of the cylinder rod and cylinder case, respectively; A is the surface area of the piston; p_c is the pressure in the compression chamber; q is the flow rate through port A out of the cylinder; x is the piston position; x_0 is the initial distance between the piston and cap A; F_C is the hard stop force; x_E is the distance traveled by the piston to fully extend from the initial position; x_R is the distance the piston can travel to fully retract from the initial position; K_p is the penetration coefficient; S is the piston stroke; and D_{pt} is the diameter of the piston.

The relationship between Reaction force from mechanical transmission rod (F_{tt}) and the hydraulic cylinder force (F) is given by the transmission ratio (i_l).

$$F_{tt} = F \cdot i_l \quad (11)$$

i_l - The transmission ratio from speed bump to the rod of the hydraulic cylinder.

3.3. Model of the pipeline is written in the form of pressure loss

Assuming that the fluid is in a laminar flow state, the pressure drop can be expressed as [11].

$$\Delta p = f \frac{(L + L_{eq})}{D_H} \frac{\rho}{2 A_L^2} q \cdot |q| \quad (12)$$

$$f = \begin{cases} K_s / R_e & \text{for } R_e \leq R_{eL} \\ f_L + \frac{f_T - f_L}{R_{eT} - R_{eL}} (R_e - R_{eL}) & \text{for } R_{eL} < R_e < R_{eT} \\ \frac{1}{(-1.8 \log_{10} (\frac{6.9}{R_e} + (\frac{r/D_H}{3.7})^{1.11}))^2} & \text{for } R_e \geq R_{eT} \end{cases} \quad (13)$$

$$R_e = \frac{q \cdot D_H}{A_L \cdot \nu} \quad (14)$$

Where: Δp - Pressure loss along the pipe due to friction; q - Flow rate through the pipe; R_e - Reynolds number; R_{eL} - Maximum Reynolds number at laminar flow; R_{eT} - Minimum Reynolds number at turbulent flow; K_s - Shape factor that characterizes the pipe cross section; f_L - Friction factor at laminar border; f_T - Friction factor at turbulent border; A_L - Pipe cross-sectional area; D_H - Pipe hydraulic diameter; L - Pipe geometrical length; L_{eq} - Aggregate equivalent length of local resistances; r - Height of the roughness on the pipe internal surface; ν - Fluid kinematic viscosity.

3.4. Modeling of check valve

The valves in the piston valve or base valve can lead to a decrease in the flow pressure. The check valves above are regarded as thin wall holes, and thus the pressure drop can be expressed as [11]:



$$q_{vi} = C_d A_{vi} \sqrt{\frac{2\Delta P_{vi}}{\rho}} \quad (15)$$

$$\text{and } \Delta P_{vi} = \frac{q_{vi}^2 \rho}{2C_d^2 A_{vi}^2} \quad (16)$$

$$A_{vi}(p) = \begin{cases} A_{leak}, & \text{for } \dots p \leq p_{crack} \\ A_{leak} + k \cdot (p - p_{crack}), & \text{for } \dots p_{crack} < p < p_{max} \\ A_{max}, & \text{for } \dots p \geq p_{max} \end{cases} \quad (17)$$

$$k = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{max} - p_{crack}} \quad (18)$$

Where: Δp_{vi} - The pressure drop of the check valve i; q_{vi} - The flow rate of the check valve i; C_d - The flow coefficient; ρ - The kinetic density of oil; A_{vi} - The cross area of the check valve i; A_{max} - Fully open valve passage area; A_{leak} - Closed valve leakage area; p_{crack} - Valve cracking pressure; p_{max} - Pressure needed to fully open the valve.

3.5. Model of the weight-loaded accumulator

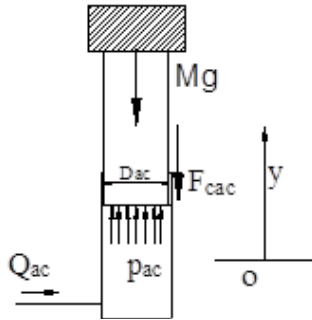


Figure 3. The diagram of the weight-loaded accumulator

Applying Newton's Second Law, we have:

$$M \cdot \ddot{y} = \frac{\pi D_{ac}^2}{4} p_{ac} - (Mg + F_{cac}) \quad (19)$$

$$F_{cac} = \begin{cases} (y - y_E) \cdot K_{pac} \cdot v(t), & \text{if } y > y_0, v > 0 \\ (y - y_R) \cdot K_{pac} \cdot v(t), & \text{if } y < y_R, v < 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (20)$$

$$y_E = S_{ac} - y_0 \quad (21)$$

$$y_R = -y_0 \quad (22)$$

Where: g - Acceleration due to gravity (m/s^2); M - Mass of the weight-loaded accumulator (kg); D_{ac} - The diameter of piston of the weight-loaded accumulator (m); F_{cac} - The frictional force between the piston and the cylinder in the weight-loaded accumulator; y is the piston position of accumulator; y_0 is the initial distance between the piston and cap A ; y_E is the distance traveled by the piston to fully extend from the initial position; y_R is the distance the piston can travel to fully retract from the initial position; K_{pac} is the penetration coefficient; S_{ac} is the piston stroke of accumulator.

The energy of the hydraulic accumulator can be determined:

$$E_{ac} = \int p_{ac} Q_{ac} dt \quad (23)$$

Where: Q_{ac} - The hydraulic oil flow pushed into the weight-loaded accumulator (m^3/s).

$$Q_{ac} = q - q_{vi} \quad (24)$$

$$p_{ac} = p_c - \Delta p - \Delta p_{vi} \quad (25)$$

3.6. Model of a vehicle passing over a speed bump

Assuming that the load force exerted on the speed bump, F_{kt} , remains constant during the time the wheel is in contact with the speed bump; assuming the vehicle speed is constant and the wheel maintains continuous contact with the speed bump, the dwell time of the wheel on the speed bump can be determined by the following expression:

$$T_s = \frac{B}{v_{xe}} (s) \quad (26)$$

Where: T_s - Time for the wheel to pass

over the speed bump (s); B - Width of the speed bump (m); v_{xe} - Velocity of the vehicle (m/s)

4. RESULTS AND DISCUSSION

From equations 1 to 25, using the Matlab-Simulink program, the EHSSB is modeled.

Table 1. Parameters of the EHSSB:

Parameter of the EHSSB	Value
m - Mass of the speed bump (kg)	80
K - Spring constant (N/m)	10000
B - Width of the speed bump (m)	0,35
v_{xe} - Velocity of the vehicle (m/s)	[1.39; 2.78; 4.15]
i_1 - The transmission ratio from the speed bump to the rod of the hydraulic cylinder	0.2
D_{pt} - Piston diameter (m)	0.05
D_H - Pipe hydraulic diameter (m)	0.0381
L - Pipe geometrical length (m)	3
ν - Fluid kinematic viscosity (m^2/s)	1.8e-05
ρ - Fluid density (kg/m^3)	850
D_{ac} - The diameter of piston of the weight-loaded accumulator (m)	0.3
M - Mass of the weight-loaded accumulator (kg)	981.25

The input parameters for the calculation program are in accordance with Table 1. After entering the parameters into the Matlab-Simulink program, some results are presented in various figures, as shown in Figure 4:

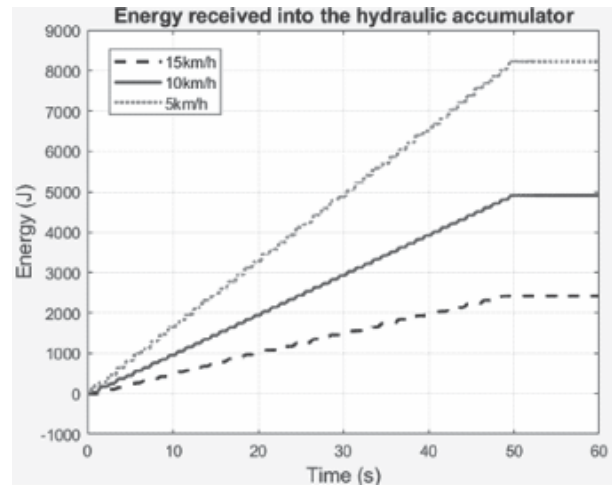


Figure 4. The energy graphs obtained in three cases of vehicle movement ($V_{xe} = 15km/h; 10km/h; 5km/h$).

Figure 4 illustrates the energy obtained by the weight-loaded accumulator after applying force to a speed bump 50 times in three cases of vehicle movement with corresponding speeds of (15 km/h, 10 km/h, and 5 km/h). The respective elevations of the obtained energies are 2418 J; 4881 J; and 8220 J. Comparing the three cases and considering the same number of vehicle passes reveals that at slower speeds, the obtained energy is greater.

5. CONCLUSION

The article has successfully developed a model for an energy harvesting system from the speed bump, using a hydraulic accumulator of the gravitational type. Through this model, we can employ it for researching, investigating, and assessing the energy harvesting potential of the speed bump.

The results have demonstrated the energy harvesting capability of the EHSSB system, providing a foundation for the design and fabrication of the EHSSB system in practical applications.

Acknowledgment:

This work is supported by Hung Yen University of Technology and Education under Project number UTEHY.L2023.16.❖

References:

- [1]. Zutao Zhang, Xingtian Zhang, Yagubov Rasim, Chunbai Wang, Bing Du, Yanping Yuan, “*Design, modelling and practical tests on a high-voltage kinetic energy harvesting (EH) system for a renewable road tunnel based on linear alternators*” *Applied Energy*, Applied Energy 164 (2016) 152–161.
- [2]. Mohamad Ramadan, Mahmoud Khaled, Hicham El Hage, “*Using speed bump for power generation –Experimental study*”, Elsevier, Energy Procedia 75 (2015) 867 – 872, The 7th International Conference on Applied Energy – ICAE2015.
- [3]. Daniel Garcia-Pozuelo, Antonio Gauchia, Ester Olmeda, and Vicente Diaz, “*Bump Modeling and Vehicle Vertical Dynamics Prediction*”, *Advances in Mechanical Engineering*, Volume 2014, Article ID 736576, <http://dx.doi.org/10.1155/2014/736576>.
- [4]. Andrea Pirisi, Francesco Grimaccia, Marco Mussetta, and Riccardo E. Zich, “*Novel Speed Bumps Design and Optimization for Vehicles’ Energy Recovery in Smart Cities*”, *Energies* 2012, 5, 4624-4642; doi:10.3390/en5114624.
- [5]. P. Massimiliano and A. Silvano, “*Do speed bump really decrease traffic speed? An Italian experience*”, *Accident Anal. Prevention*, vol. 33, no. 5, pp. 585–597, 2001.
- [6]. J. Granlund and A. Brandt, “*Bus drivers’ exposure to mechanical shocks due to speed bumps*,” presented at the IMAC 26th Conf. Expo. Struct. Dynamics, Swedish Road Administration Society for Experimental Mechanics, Orlando, FL, USA, 2008.
- [7]. P. Todaria, L. Wang, A. Pandey, J. O’Connor, D. McAvoy, T. Harrigan, and L. Zuo, “*Design, modeling and test of a novel speed bump energy harvester to regenerate large-scale electrical power*,” *Proc. SPIE: Sens. Smart Struct. Technol. Civil, Mech., Aerosp. Syst.*, vol. 9435, pp. 943506- 1–943506-14, 2015.
- [8]. T. R. Botha, P. S. Els, P. E. Uys, and R. Bester, “*Profile optimization of table top speed hump for speed control*,” in *Proc. ASME Int. Des. Eng. Tech. Conf.*, 2011, pp.
- [9]. Luyen Van Hieu, Dao Chi Cuong, Nguyen Van Thinh, “*Design of an energy harvesting shock absorber for vehicle*”. 323-334. *Lecture Notes in Mechanical Engineering (Index by Scopus)* 5/2022. Springer Nature ISSN 2195-4356.
- [10]. Luyen Van Hieu, Ngo Sy Loc, Tran Khanh Duong, “*A Hydraulic Regenerative Braking System: Some Modeling and Experimental Results*”, *Journal of Science & Technology* 127 (2018) 057-062.
- [11]. Sulaymon L. Eshkabilov, *Practical MATLAB Modeling with Simulink*, <https://link.springer.com/book/10.1007/978-1-4842-5799-9>.

Tiên phong trong chuỗi cung ứng năng lượng xanh toàn cầu: Bước đi đúng đắn và thành công của LILAMA và LILAMA 10

Tổng Công ty Lắp máy Việt Nam - CTCP (LILAMA) và Công ty Cổ phần Lilama 10 (LILAMA 10) là những doanh nghiệp Việt Nam đầu tiên chế tạo thành công thiết bị module điện phân cho nhà máy sản xuất hydrogen xanh, qua việc hợp tác với Tập đoàn Thyssenkrupp Nucera – CHLB Đức. Từ đó, mở ra một hướng đi mới cho doanh nghiệp trong hành trình vươn ra thế giới theo xu thế chuyển dịch năng lượng toàn cầu, hướng đến các nguồn năng lượng xanh và bền vững.

Hydrogen xanh là hydro thu được từ việc tách nước bằng năng lượng tái tạo, thực hiện phát thải cacbon bằng 0 từ nguồn, là năng lượng mới và xanh thuần khiết. Theo dự báo, trong những thập kỷ tới, hydrogen xanh sẽ đóng vai trò chính trong việc khử carbon cho các ngành công nghiệp sử dụng nhiều năng lượng, bao gồm thép, hóa chất và nhiên liệu tổng hợp.

Chiến lược hợp tác với những tập đoàn hàng đầu thế giới đã được LILAMA theo đuổi từ lâu. Với tầm nhìn vĩ mô, Tổng công ty đã có những bước đi vững chắc để trở thành một trong những doanh nghiệp đầu tiên trên thế giới tham gia vào chuỗi cung cấp dây chuyền sản xuất hydrogen xanh toàn cầu. LILAMA 10 là đơn vị trực thuộc của LILAMA được giao nhiệm vụ trực tiếp thực hiện thi công chế tạo và tổ hợp các mô đun điện phân dự án sản xuất hydrogen xanh theo hợp đồng ký kết giữa LILAMA và đối tác Thyssenkrupp Nucera - doanh nghiệp phát triển công nghệ hydrogen xanh hàng đầu thế giới.

Theo đó, LILAMA 10 đã tổ chức triển khai thực hiện dự án đầu tiên là thiết kế, mua sắm, chế tạo và tổ hợp 2 mô đun điện phân, mỗi mô đun có công suất 20MW cho Nhà máy hydrogen xanh West Coast tại bang Arizona của Mỹ. Dự án được triển khai thực hiện với toàn bộ các công đoạn gia công chế tạo, tổ hợp lắp đặt, vận hành thử và đóng gói đều được thực hiện tại Nhà máy Cơ khí chế tạo thiết bị

Hải Dương trực thuộc LILAMA 10. Đây là dự án sử dụng những thiết bị đầu tiên trên thế giới được ứng dụng công nghệ mới hoàn toàn của Tập đoàn Thyssenkrupp có yêu cầu độ chính xác cao trong công tác chế tạo và tổ hợp, đặc biệt là yêu cầu nghiêm ngặt trong việc làm sạch và bảo quản thiết bị cũng như đóng gói sản phẩm trước khi xuất hàng.

Sau một thời gian tập trung thi công, các kỹ sư, công nhân của LILAMA10 đã nỗ lực làm việc, vượt qua mọi thách thức để đạt được các mục tiêu về kỹ thuật, mỹ thuật, an toàn, chất lượng và tiến độ. Tháng 8/2023, Nhà máy Cơ khí chế tạo thiết bị Hải Dương - LILAMA 10 đã bàn giao 2 mô đun thiết bị điện phân mỗi mô đun có công suất 20MW với sản lượng đạt 10 tấn hydro mỗi ngày cho đối tác Thyssenkrupp Nucera.

Từ thành công này, LILAMA và LILAMA 10 tiếp tục được đối tác Thyssenkrupp Nucera tin tưởng ký kết hợp đồng cung cấp vật tư, gia công chế tạo và tổ hợp 110 mô đun thiết bị điện phân cho dự án hydrogen xanh Neom tại Ả Rập Xê-út. Đây là dự án hydrogen xanh lớn nhất thế giới, sử dụng 100% nguồn năng lượng tái tạo từ điện gió và điện mặt trời để cung cấp tới 600 tấn hydrogen xanh mỗi ngày nhằm thay thế các nguồn năng lượng hóa thạch và giảm mức phát thải CO₂ toàn cầu.

Dự án được triển khai thực hiện đồng thời tại 2 nhà máy: Nhà máy Cơ khí chế tạo thiết bị Hải Dương (LILAMA 10) và Nhà máy

Phà Rừng (LILAMA). Mỗi mô đun điện phân được tổ hợp có chiều dài 55 m, rộng 5 m, cao 8 m, trọng lượng khoảng 200 tấn với hàng ngàn thiết bị được kết nối với nhau, khi đưa vào vận hành sẽ tiêu thụ 20 MW điện năng lượng tái tạo để tạo ra trung bình khoảng 6 tấn hydrogen xanh/ngày.



Lễ hoàn thành bàn giao chuyển hàng mô đun điện phân đầu tiên Dự án nhà máy sản xuất Hydro xanh Neom.

Với quyết tâm cao, sự chuyên nghiệp và sức sáng tạo không ngừng, các cán bộ kỹ sư và công nhân của LILAMA và LILAMA 10 đã vượt hơn 1,5 triệu giờ làm việc an toàn, đánh dấu sự cố gắng, nỗ lực của toàn thể cán bộ và công nhân viên trên công trường, góp phần đảm bảo an toàn và thành công của Dự án hydrogen xanh Neom. Ngày 05/12/2023 vừa qua, tại Nhà máy Phà Rừng (Thủy Nguyên, Thành phố Hải Phòng), LILAMA đã làm lễ hoàn thành bàn giao chuyển hàng đầu tiên cho Dự án Hydrogen xanh Neom.

Mới đây, trong buổi thăm và làm việc tại các cơ sở sản xuất của LILAMA và LILAMA 10, Lãnh đạo cấp cao của Tập đoàn Thyssenkrupp Nucera đã đánh giá điều kiện làm việc, môi trường làm việc an toàn, chuyên nghiệp, chất lượng sản phẩm cùng tiến độ của dự án hydrogen Xanh Neom đang được duy trì và ngày càng cải thiện. Phía Tập đoàn Thyssenkrupp Nucera rất tin tưởng sự hợp tác giữa hai bên sẽ tạo ra nhiều sản phẩm giá trị cao

và thực tế đã chứng minh nhận định này hoàn toàn đúng đắn.



Lãnh đạo cấp cao của Tập đoàn Thyssenkrupp Nucera thăm và làm việc tại Nhà máy Cơ khí chế tạo thiết bị Hải Dương (LILAMA 10).

Theo kế hoạch, mỗi tháng LILAMA sẽ hoàn thành 5 - 6 mô đun đủ điều kiện bàn giao cho phía đối tác Thyssenkrupp Nucera. Dự kiến, LILAMA và Thyssenkrupp Nucera sẽ hoàn thành việc cung cấp các mô đun điện phân cho dự án hydrogen xanh NEOM vào quý III/2025, đồng thời tiếp tục hợp tác triển khai các dự án hydrogen xanh tiếp theo cho các thị trường châu Âu, Bắc Mỹ và Trung Đông.

Qua đó, một lần nữa khẳng định tay nghề và năng lực của LILAMA và LILAMA 10 trong việc tham gia vào các dự án năng lượng xanh, sạch quy mô lớn trên phạm vi toàn cầu. Đây là bước đi đúng đắn và thành công của LILAMA và LILAMA 10, không chỉ góp phần đưa thương hiệu doanh nghiệp ra thế giới mà còn đóng góp chung vào nền kinh tế Việt Nam trong cán cân xuất nhập khẩu. Đặc biệt, những kinh nghiệm quý giá của LILAMA và LILAMA 10 sẽ giúp Việt Nam sẵn sàng triển khai các hệ thống năng lượng sạch, bổ sung lâu dài, bền vững, góp phần đảm bảo an ninh năng lượng, giảm biến đổi khí hậu trong tương lai góp phần thực hiện các mục tiêu Net Zero phát thải CO₂. ❖

HẢI HÀ