



CƠ KHÍ

ISSN: 2354 - 1164

NĂNG LƯỢNG - MỎ

Số 6/2023 (Số 41)

MECHANICAL ENGINEERING BULLETIN FOR MINING AND ENERGY INDUSTRIES

VIỆN CƠ KHÍ NĂNG LƯỢNG VÀ MỎ - VINACOMIN



Chúc Mừng Năm Mới

Thân Giáp Thìn

2024



Kính Biểu!



MỤC LỤC

Số 6/2023 (Số 41 - Tháng 11,12/2023)

THƯ CHÚC MỪNG NĂM MỚI

TIN TỨC

- 2 - 11 THÁNG, TKV NỘP NGÂN SÁCH VƯỢT 20% SO VỚI KẾ HOẠCH NĂM
- 4 - TKV NHẬN CỜ ĐƠN VỊ XUẤT SẮC, DẪN ĐẦU TRONG PHONG TRÀO THI ĐUA NĂM 2023
- 8 - TKV TRIỂN KHAI KẾ HOẠCH PHỐI HỢP KINH DOANH NĂM 2024

CƠ KHÍ

- 10 - XÁC ĐỊNH TỐC ĐỘ TỐI ƯU CHO TỜI CÁP TREO CHỜ NGƯỜI TRÊN CÁC ĐƯỜNG LÒ CÓ GÓC ĐỐC NHỎ
- 13 - TỜI THUỶ LỰC DI ĐỘNG – HÌNH THỨC VẬN TẢI MỚI KIỂU TỜI TRỤC MỘT ĐẦU CÁP MÔ NÔ RAY SỬ DỤNG VẬN TẢI TRÊN CÁC LÒ THƯỢNG VẬN TẢI TRUNG GIAN HOẶC GIÉNG NGHIÊNG CÓ NĂNG SUẤT VẬN TẢI THẤP TRONG MỎ THAN HẦM LỎ
- 19 - QUY LUẬT ẢNH HƯỞNG CỦA THAM SỐ KẾT CẤU VI MÔ ĐẾN HỆ SỐ MA SÁT CỦA CÁP MA SÁT GỐI TRƯỢT-ĐĨA NGHIÊNG BƠM PISTON HƯỚNG TRỤC VÀ THIẾT KẾ TỐI ƯU HÓA THAM SỐ VI MÔ

CÔNG NGHỆ VẬT LIỆU

- 36 - CÔNG NGHỆ VẬT LIỆU TỰ PHỤC HỒI, XU HƯỚNG ĐỘT PHÁ TRONG CÁCH MẠNG KHOA HỌC THẾ KỈ XXI

KHOA HỌC ỨNG DỤNG

- 39 - TÍNH TOÁN TẢI TRỌNG TÁC DỤNG VÀ KIỂM TRA ĐỘ BỀN CHO KHUNG MÁY SÀNG RUNG CÓ HƯỚNG THEO PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN
- 45 - ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SỐ NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA CHÂN VỊT BIẾN BƯỚC

CÔNG TÁC SÁNG KIẾN NĂM 2023 CỦA VIỆN CƠ KHÍ NĂNG LƯỢNG VÀ MỎ - VINACOMIN

CHỊU TRÁCH NHIỆM NỘI DUNG:

TRƯỞNG BAN BIÊN TẬP:

TS. Nguyễn Thu Hiền

Viện trưởng Viện Cơ khí
Năng lượng và Mỏ - Vinacomin

PHÓ TRƯỞNG BAN BIÊN TẬP:

TS. Đỗ Trung Hiếu

Phó Viện trưởng Viện Cơ khí
Năng lượng và Mỏ - Vinacomin

BAN BIÊN TẬP:

TS. Lê Thanh Bình – Ủy viên Thư ký

TS. Lê Thùy Dương – Ủy viên

ThS. Nguyễn Chân Phương – Ủy viên

TS. Nguyễn Trọng Tài – Ủy viên

TS. Trần Ngọc Minh – Ủy viên

ThS. Trần Đức Thọ – Ủy viên

ThS. Nguyễn Xuân Trường – Ủy viên

ThS. Nguyễn Thị Kiều Linh – Ủy viên

ThS Phan Xuân Thông – Ủy viên

ThS Phạm Hà Trung – Ủy viên

ThS. Phạm Văn Hiếu – Ủy viên

ThS Lê Văn Thông – Ủy viên

TÒA SOẠN:

Địa chỉ: Số 565 Nguyễn Trãi, P. Thanh Xuân
Nam, Q. Thanh Xuân, TP. Hà Nội

ĐT: (024) 3552 5553 * Fax: (024) 3854 3154

Email: bantiniemm@gmail.com

Giấy phép xuất bản số 35/GP-XBBT ngày
30/6/2023 của Cục Báo chí - Bộ Thông tin và
Truyền thông

In tại Công ty CP Đầu tư VT Việt Nam, số 28
Minh Hương, P. Nhật Tân, Q. Tây Hồ, TP. Hà Nội

Thư Chúc Mừng Năm Mới

QUÝ ĐỘC GIẢ THÂN MẾN!



Nhân dịp năm mới 2024 và đón Xuân Giáp Thìn, thay mặt Đảng ủy, Ban lãnh đạo Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin, tôi xin gửi tới các Bộ, cơ quan, ban ngành, địa phương, Tập đoàn Công nghiệp Than - Khoáng sản Việt Nam, quý đối tác, khách hàng, các thế hệ người lao động của Viện lời cảm ơn chân thành và lời chúc mừng năm mới tốt đẹp nhất!

Năm 2023 là năm đất nước gặp nhiều khó khăn, thách thức lớn: Chi phí sản xuất đầu vào tăng cao, đơn hàng sụt giảm, giá nguyên, nhiên, vật liệu, cước vận tải, chi phí logistics... tăng cao làm tăng chi phí sản xuất và gia tăng áp lực lạm phát, tiềm ẩn rủi ro đối với ổn định kinh tế vĩ mô...

Tuy nhiên, dưới sự lãnh đạo, chỉ đạo kịp thời của Đảng ủy, Ban lãnh đạo Tập đoàn Công nghiệp Than - Khoáng sản Việt Nam, sự ủng hộ, giúp đỡ của các cơ quan, ban ngành, địa phương, sự tin tưởng, đồng hành, hợp tác của quý đối tác, khách hàng trong và ngoài Tập đoàn TKV, cùng với sự đoàn kết, nỗ lực lao động, vượt qua khó khăn của tập thể lãnh đạo, cán bộ công nhân viên, người lao động, Viện đã đảm bảo thực hiện thắng lợi kế hoạch nghiên cứu khoa học và sản xuất kinh doanh với giá trị thực hiện nghiên cứu khoa học ước đạt 25 tỷ đồng, bằng 106,4% so với cùng kỳ; doanh thu sản xuất kinh doanh ước đạt 260 tỷ đồng, bằng 120,9% so với kế hoạch.

Bước sang năm 2024, bên cạnh nhiều thời cơ, thuận lợi cũng đặt ra những thách thức với Viện, song tôi tin tưởng rằng, với bề dày kinh nghiệm, đội ngũ cán bộ, đảng viên, người lao động có bản lĩnh vững vàng, có trình độ chuyên môn, tinh thần đoàn kết, hăng say lao động, cùng với sự giúp đỡ của các cấp quản lý, các đối tác, khách hàng... Viện nhất định sẽ vượt qua mọi khó khăn để hoàn thành các nhiệm vụ được giao, phát triển ổn định, khẳng định vị thế của mình trong ngành Than Khoáng sản nói riêng và các ngành kinh tế khác của đất nước.

Năm mới, với tinh thần và khí thế thi đua mới, tôi kêu gọi mỗi đơn vị và cá nhân cán bộ, công nhân viên, người lao động của Viện hãy phát huy truyền thống vẻ vang hơn 40 năm và những thành tích đã đạt được, phấn đấu hoàn thành các nhiệm vụ, thực hiện thắng lợi kế hoạch nghiên cứu khoa học, sản xuất kinh doanh năm 2024 với mục tiêu “An toàn - Đoàn kết - Phát triển - Hiệu quả”.

Kính chúc các đồng chí cùng gia đình một năm mới An khang - Thịnh vượng và Thành công!
Trân trọng!

Bí thư Đảng ủy - Viện trưởng

Nguyễn Thu Hiền

11 THÁNG, TKV NỘP NGÂN SÁCH VƯỢT 20% SO VỚI KẾ HOẠCH NĂM

Sáng ngày 01/12/2023, Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải chủ trì Hội nghị giao ban trực tuyến điều hành sản xuất kinh doanh tháng 12/2023.



Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải chủ trì Hội nghị giao ban trực tuyến điều hành sản xuất kinh doanh tháng 12/2023



Hội nghị giao ban trực tuyến điều hành sản xuất kinh doanh tháng 12/2023 tại điểm cầu Trung tâm Điều hành sản xuất

Thực hiện kế hoạch SXKD tháng 11/2023, tranh thủ điều kiện thời tiết tương đối thuận lợi, TKV đã chỉ đạo sát sao đẩy mạnh công tác sản xuất, tiêu thụ hoàn thành và hoàn thành vượt mức kế hoạch được giao.

TKV đã sản xuất 2,78 triệu tấn than nguyên khai, bằng 7,1% kế hoạch năm; nhập khẩu 580 ngàn tấn than; tiêu thụ 4,09 triệu tấn, đạt 8,8% kế

hoạch năm; đồng thời sản xuất 116 ngàn tấn khoáng sản Alumin quy đổi, bằng 8,9% kế hoạch, tiêu thụ 91,78 ngàn tấn đạt 7,1% kế hoạch năm; Amon Nitrat sản xuất 19,1 ngàn tấn, tiêu thụ 20 ngàn tấn.

Tính riêng tháng 11, TKV cũng sản xuất, bán 986 triệu kWh điện, đạt 10,3% kế hoạch năm; tinh quặng đồng sản xuất 6,42 ngàn tấn đạt 6,3% kế hoạch; kẽm thỏi 500 tấn đạt 5,3% kế hoạch; 7,9 ngàn tấn thuốc nổ đạt 10,3% kế hoạch; tiêu thụ 11,1 ngàn tấn đạt 9,7% kế hoạch năm...

Kết thúc 11 tháng của năm 2023, 34,43 triệu tấn than nguyên khai đã được sản xuất, đạt 88% kế hoạch năm. Than tiêu thụ đạt 43,55 triệu tấn, bằng 93% kế hoạch và bằng 99% so với cùng kỳ năm 2022; trong đó than tiêu thụ cho các hộ điện đạt 36,2 triệu tấn đạt 94% kế hoạch bằng 113% so với cùng kỳ tương ứng tăng 4 triệu tấn.

Các lĩnh vực sản xuất điện, khoáng sản đều hoàn thành kế hoạch. Sản xuất 8,56 tỷ kWh điện,

đạt 89% kế hoạch năm và bằng 114% so cùng kỳ. Alumin quy đổi 1,33 triệu tấn đạt 102% kế hoạch năm; tinh quặng đồng 92,2 ngàn tấn, đạt 91% kế hoạch năm; đồng tấm sản xuất 27,6 ngàn tấn đạt 92% kế hoạch và bằng 99% so cùng kỳ năm 2022;...

Về hoá chất, vật liệu nổ công nghiệp, sản xuất 66,6 ngàn tấn đạt 87 % kế hoạch năm; cung ứng đạt 98,2 ngàn tấn bằng 85% kế hoạch;...

Những kết quả đó đã đưa doanh thu toàn Tập đoàn trong 11 tháng qua ước đạt 153 ngàn tỷ đồng, đạt 91 % kế hoạch năm, bằng 100,2 % so với cùng kỳ 2022; nộp vào ngân sách Nhà nước khoảng 24,39 ngàn tỷ đồng bằng 120% so với kế hoạch năm, tăng 22% so với cùng kỳ. Lợi nhuận dự kiến đạt khoảng 4,5 ngàn tỷ đồng; thu nhập bình quân người lao động dự kiến đạt 16,16 triệu đồng/ng-th.

Bước vào tháng 12/2023, Tập đoàn tiếp tục đẩy mạnh thi đua sản xuất, phấn đấu hoàn thành sản lượng năm 2023. Theo kế hoạch, dự kiến sản xuất 2,42 triệu tấn than nguyên khai; 110 ngàn tấn Alumina; 1,35 ngàn tấn đồng tấm; kẽm thời 650 tấn; 1 tỷ kWh điện; 8 ngàn tấn thuốc nổ; 19 ngàn tấn Amon Nitrat.

Phát biểu chỉ đạo tại hội nghị, Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải nhấn mạnh: Trong tháng 11 - tháng bản lề quan trọng để TKV bứt phá trong sản xuất kinh doanh, song song với việc hoàn thành tốt các chỉ tiêu kế hoạch đề ra, Tập đoàn đã tổ chức thành công nhiều hoạt động ý nghĩa, thiết thực chào mừng kỷ niệm 87 năm ngày Truyền thống công nhân vùng mỏ - Truyền thống ngành than 12/11.



*Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải
phát biểu chỉ đạo tại hội nghị*

Triển khai các giải pháp thực hiện kế hoạch SXKD tháng 12, để hoàn thành kế hoạch đã đặt ra, Tổng giám đốc Tập đoàn yêu cầu cần tập trung điều hành sản xuất, tiêu thụ than đảm bảo nguồn than cho điện và các hộ khác theo hợp đồng đã ký kết; tăng cường công tác quản trị nội bộ, kiểm soát chặt chẽ chi phí đầu vào; tăng cường công tác đảm bảo AT-VSLĐ, phòng chống mưa bão, an ninh trật tự, bảo vệ tài nguyên ranh giới mỏ nhất là dịp cuối năm, triển khai đầy đủ, nghiêm túc các nhiệm vụ theo đề án cơ cấu lại tập đoàn; phấn đấu hoàn thành mọi chỉ tiêu theo kế hoạch tháng 12 và cả năm 2023; bám sát chỉ đạo của cấp trên và chiến lược phát triển của TKV, xây dựng chiến lược phát triển lĩnh vực Alumin đảm bảo hiệu quả; hoàn thiện kế hoạch phối hợp kinh doanh năm 2024 để các đơn vị triển khai ngay từ những ngày đầu tháng đầu tiên năm 2024.

Theo <http://vinacomin.vn>

TKV NHẬN CỜ ĐƠN VỊ XUẤT SẮC, DẪN ĐẦU TRONG PHONG TRÀO THI ĐUA NĂM 2023

Sáng 20/12/2023, tại Hà Nội, Chủ tịch HĐQT Tập đoàn Ngô Hoàng Ngân cùng đại diện lãnh đạo 18 Tập đoàn, Tổng công ty do Ủy ban làm đại diện chủ sở hữu và toàn thể công chức, viên chức và người lao động của Ủy ban đã tham dự Hội nghị tổng kết công tác năm 2023 của Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp.



*TKV nhận cờ đơn vị xuất sắc, dẫn đầu trong phong trào thi đua năm 2023
Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp*

Tham dự Hội nghị có các đồng chí Ủy viên BCH Trung ương Đảng: Võ Văn Dũng - Phó Trưởng Ban Thường trực Ban Nội chính Trung ương; Lê Thị Nga - Ủy viên Ủy ban Thường vụ, Chủ nhiệm Ủy ban Tư pháp của Quốc hội; đồng chí Phạm Đức Long – Thứ trưởng Bộ Thông tin và Truyền thông; cùng đại diện một số Bộ, ngành Trung ương.

Về phía Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp, có các đồng chí Phó Chủ tịch Ủy ban: Hồ Sỹ Hùng, Nguyễn Ngọc Cảnh, Đỗ Hữu Huy và Nguyễn Cảnh Toàn; đại diện lãnh đạo các Vụ chức năng, Văn phòng, Văn phòng Ban Cán sự Đảng và Trung tâm Thông tin.



Hội nghị tổng kết công tác năm 2023 của Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp

Phát biểu khai mạc Hội nghị, đồng chí Nguyễn Hoàng Anh - Ủy viên BCH Trung ương

Đảng, Chủ tịch Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp cho biết: Sau 5 năm hoạt động, được sự quan tâm, lãnh đạo, chỉ đạo của Đảng, Quốc hội, Chính phủ, Thủ tướng và các Phó Thủ tướng Chính phủ, sự phối hợp của các Bộ, Ban ngành Trung ương, sự nỗ lực của tập thể Ủy ban và 19 Tập đoàn, Tổng công ty do Ủy ban làm đại diện chủ sở hữu, Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp đã đạt được nhiều kết quả tích cực.



Đ/c Nguyễn Hoàng Anh – Ủy viên BCH Trung ương Đảng, Chủ tịch Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp phát biểu khai mạc Hội nghị

Theo đồng chí Nguyễn Hoàng Anh, năm 2023, tình hình thế giới có nhiều biến động phức tạp, khó lường, tiếp tục tác động tiêu cực đến toàn bộ nền kinh tế trong nước và mọi lĩnh vực sản xuất – kinh doanh, dịch vụ và đời sống dân sinh, trong đó có các Tập đoàn, Tổng công ty do Ủy ban làm đại diện chủ sở hữu.

Đồng chí Nguyễn Hoàng Anh yêu cầu các đơn vị trực thuộc Ủy ban và các Tập đoàn, Tổng công ty do Ủy ban làm đại diện chủ sở hữu tập trung đánh giá khó khăn, thách thức và kết quả đạt được trong năm 2023, nhằm chỉ ra những tồn tại hạn chế và nguyên nhân, giải pháp khắc phục trong thời gian tới; đồng thời phát huy những kết quả đạt được trong năm qua. Bên cạnh đó, Hội nghị cũng sẽ nhận định, dự báo tình hình, diễn biến của thị trường và nền kinh tế trong nước cũng như thế giới, để đưa ra phương hướng, nhiệm vụ trọng tâm năm 2024.



Đ/c Hồ Sỹ Hùng – Phó Chủ tịch Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp báo cáo tại Hội nghị

Báo cáo tại Hội nghị, đồng chí Hồ Sỹ Hùng – Phó Chủ tịch Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp cho biết: Trong năm 2023, tổng doanh thu Công ty mẹ của 19 Tập đoàn, Tổng công ty đạt 1.135.743,61 tỷ đồng, bằng 105,15% kế hoạch năm 2023. Lợi nhuận trước thuế đạt 53.256,32 tỷ đồng (không tính Tập đoàn Điện lực Việt Nam - EVN) bằng 166,09% kế hoạch năm 2023 và bằng 110,92% so với cùng kỳ năm 2022. Nộp ngân sách nhà nước đạt 79.252,01 tỷ đồng bằng 199,96% kế hoạch năm 2023 và bằng 120,22% so với cùng kỳ năm 2022.

Về đầu tư phát triển, số vốn đã giải ngân đầu tư của 19 Tập đoàn, Tổng công ty do Ủy ban làm đại diện chủ sở hữu hơn 161 nghìn tỷ đồng; trong đó, các Tập đoàn trong lĩnh vực năng lượng có tỷ lệ giải ngân đầu tư cao, như Tập đoàn Công nghiệp Than – Khoáng sản Việt Nam (TKV), Tập đoàn Dầu khí Việt Nam (Petrovietnam) và EVN.

Đồng chí Võ Văn Dũng - Phó Trưởng Ban Thường trực Ban Nội chính Trung ương cũng ghi nhận và đánh giá cao những nỗ lực và kết quả tích cực mà Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp và các Tập đoàn, Tổng công ty đạt được trong năm 2023 và nhấn mạnh trong năm 2024 và thời gian tới, cùng với việc thực hiện tốt các kế hoạch về sản xuất - kinh doanh, Phó Trưởng ban Thường trực Ban Nội chính Trung ương đề nghị các Tập đoàn, Tổng công ty chú trọng phát triển về văn hóa doanh nghiệp, tăng cường các yếu tố về văn hóa trong điều hành, lãnh đạo

doanh nghiệp. Ủy ban cũng như các Tập đoàn, Tổng công ty cần xem đây là nhiệm vụ chi phối, nòng cốt trong các nhiệm vụ chính trị, kinh tế được giao. *“Cần xây dựng văn hóa doanh nghiệp gắn với đạo đức kinh doanh để làm cho mọi người cùng yêu doanh nghiệp, yêu Tập đoàn, Tổng công ty của mình; từ đó, sẽ xem doanh nghiệp nhà nước như doanh nghiệp của mình để chăm lo, chất chiu, bảo vệ, giữ uy tín, cải tiến kỹ thuật”.*



Đ/c Võ Văn Dũng – Phó Trưởng Ban Thường trực Ban Nội chính Trung ương cũng ghi nhận và đánh giá cao những nỗ lực và kết quả tích cực mà UBQLVNN tại doanh nghiệp và các tập đoàn, tổng công ty đạt được trong năm 2023

Phát biểu đáp từ, đồng chí Nguyễn Hoàng Anh – Chủ tịch Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp đánh giá cao và tiếp thu những ý kiến đóng góp của đồng chí Võ Văn Dũng, đặc biệt là quan điểm chú trọng xây dựng văn hóa doanh nghiệp. Theo đồng chí Nguyễn Hoàng Anh, Đảng, Chính phủ luôn quan tâm đến việc xây dựng môi trường văn hóa. Nghị quyết Trung ương 5 (khóa VIII) xem việc xây dựng môi trường văn hóa là một trong 10 nhiệm vụ quan trọng. Nghị quyết số 33-NQ/TW đã xác định xây dựng môi trường văn hóa là một trong 5 mục tiêu chung. Theo đó, doanh nghiệp được xem là đơn vị cơ sở cần phải xây dựng môi trường văn hóa. Bày tỏ sự đồng tình với quan điểm “gắn văn hóa doanh nghiệp với đạo đức kinh doanh và tuân thủ pháp luật”, đồng chí Nguyễn Hoàng Anh đánh giá: Trong bối cảnh hiện nay, việc xây dựng văn

hóa doanh nghiệp và tiêu chí đạo đức kinh doanh đóng vai trò hết sức quan trọng đối với sự phát triển bền vững của các doanh nghiệp.

Nhân dịp này, Hội nghị đã vinh danh những tập thể có thành tích xuất sắc trong năm 2023, Tập đoàn Công nghiệp Than - Khoáng sản Việt Nam vinh dự là một trong các Tập đoàn, Tổng công ty nhận cờ đơn vị xuất sắc, dẫn đầu trong phong trào thi đua do Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp trao tặng.



Chủ tịch HĐQT Tập đoàn Ngô Hoàng Ngân phát biểu tại Hội nghị



Chủ tịch HĐQT Tập đoàn Ngô Hoàng Ngân cùng đại diện lãnh đạo các tập đoàn, tổng công ty nhận cờ vinh danh tập thể có thành tích xuất sắc trong năm 2023 của UBQLVNN

Ủy ban Quản lý vốn nhà nước tại doanh nghiệp và các Tập đoàn, Tổng công ty cần tiếp tục phát huy tinh thần chủ động, sáng tạo; tập trung đẩy mạnh hoạt động sản xuất, kinh doanh và thực hiện các nhiệm vụ được giao, nhất là về sản xuất, thị trường, đầu tư...; tiếp tục giữ vị trí, vai trò nòng cốt của doanh nghiệp trong nhiều ngành, lĩnh vực kinh tế quan trọng; đẩy mạnh đầu tư, phát triển góp phần xây dựng, phát triển kết

cấu hạ tầng đồng bộ về giao thông, năng lượng, công nghiệp, hạ tầng số, hạ tầng nông nghiệp, nông thôn. Nâng cao năng suất, chất lượng, hiệu quả và sức cạnh tranh của doanh nghiệp; thực hiện quyết liệt, thực chất, có hiệu quả tái cơ cấu doanh nghiệp, cổ phần hóa, thoái vốn nhà nước gắn với đổi mới quản trị theo các chuẩn mực tiên

tiến; đẩy mạnh chuyển đổi số, tham gia vào chiến lược phát triển kinh tế số, xã hội số, kinh tế xanh, kinh tế tuần hoàn theo điều kiện và lộ trình phù hợp.

Theo <http://vinacomin.vn>

TKV TRIỂN KHAI KẾ HOẠCH PHỐI HỢP KINH DOANH NĂM 2024

Sáng 29/12/2023, tại Trụ sở TKV, Tập đoàn tổ chức Hội nghị Triển khai Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2024. Bí thư Đảng ủy, Chủ tịch HĐQT Ngô Hoàng Ngân và Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải đồng chủ trì hội nghị.



Tập đoàn tổ chức Hội nghị Triển khai Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2024

Đánh giá kết quả thực hiện Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2023, Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải nhấn mạnh: Năm 2023 tiếp tục là một năm thành công của TKV trong thực hiện các giải pháp đồng bộ, linh hoạt và quyết liệt. Doanh thu toàn tập đoàn ước đạt 170.000 tỷ đồng, đạt 100,3% kế hoạch, tương đương so với thực hiện năm 2022.



Tổng Giám đốc Tập đoàn Đặng Thanh Hải đánh giá kết quả thực hiện Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2023, triển khai Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2024

Năng suất lao động tổng hợp toàn Tập đoàn ước đạt 258,2 tr. đồng/người/năm, bằng 113% kế hoạch. Tiền lương bình quân toàn Tập đoàn ước đạt 16,4 tr. đồng/người/tháng, bằng 110,1% kế hoạch, trong đó sản xuất than đạt 17,2 tr. đồng/người/tháng, bằng 111,2% kế hoạch.

Nộp ngân sách nhà nước gần 30.000 tỷ đồng, tăng 8,5 ngàn tỷ đồng so với KH, tương ứng tăng 41% so với KH, bằng 127,5% thực hiện 2022. Đây là năm nộp ngân sách kỷ lục kể từ khi thành lập TKV đến nay, đóng góp vào tăng trưởng GDP chung cho cả nước.

Đặc biệt trong mùa nắng nóng năm 2023, trước nhu cầu cấp thiết than cho sản xuất điện, TKV đã điều hành sản xuất tiêu thụ hợp lý, đảm bảo đủ than cho sản xuất điện, sản lượng than nguyên khai đạt 39,04 triệu tấn, tiêu thụ 47,8 triệu tấn.

Triển khai kế hoạch phối hợp kinh doanh năm 2024, dự báo tình hình chính trị, an ninh,

kinh tế thế giới tiếp tục diễn biến phức tạp, khó lường, thị trường tiêu thụ than của TKV tiếp tục tăng trưởng, thị trường tiêu thụ Alumin sẽ khó khăn hơn. Với chủ đề “An toàn - Đoàn kết - Phát triển - Hiệu quả” của năm 2024, Tập đoàn cùng các đơn vị thành viên phấn đấu thực hiện thắng lợi Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2024.

Theo kế hoạch, dự kiến doanh thu toàn Tập đoàn đạt trên 175 ngàn tỷ đồng; đầu tư XDCB 9,4 ngàn tỷ; tiền lương bình quân toàn tập đoàn trên 16,4 tr. đồng/người/tháng. Trong đó, tiền lương các đơn vị sản xuất than tăng thêm trên 1,4 ngàn tỷ đồng. Tập đoàn sẽ tập trung tổ chức chuẩn bị thực hiện các dự án phát triển mỏ than, cảng biển; tập trung các giải pháp xuống sâu các mỏ theo tiến độ đã phê duyệt, đảm bảo ra than theo kế hoạch; đẩy mạnh sản xuất, tăng nhập khẩu, nâng cao hiệu quả chế biến pha trộn than đảm bảo cung ứng cho các hộ điện và các hộ khác.



Bí thư Đảng ủy, Chủ tịch HĐQT Tập đoàn Ngô Hoàng Ngân phát biểu chỉ đạo tại hội nghị

Phát biểu chỉ đạo tại hội nghị, Bí thư Đảng ủy, Chủ tịch HĐQT Tập đoàn Ngô Hoàng Ngân

đánh giá cao hiệu quả thực hiện Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2023 của Ban lãnh đạo điều hành Tập đoàn và các đơn vị. Triển khai Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2024, Chủ tịch HĐQT đề nghị các đơn vị bám sát kế hoạch được giao, xây dựng chương trình hành động cụ thể; đẩy mạnh công tác đầu tư đặc biệt các dự án mở rộng nâng công suất các nhà máy, dự án xuống sâu các mỏ, cải thiện điều kiện làm việc cho người lao động; tăng cường hiệu quả phối hợp giữa các đơn vị trong Tập đoàn; thắt chặt công tác đảm bảo an toàn lao động; đẩy mạnh công tác chăm lo đời sống cho người lao động, nhất là trong vấn đề nhà ở công nhân.



Tổng Giám đốc Tập đoàn đã ký thỏa thuận chung Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2024 với các đơn vị

Tại hội nghị, Tổng Giám đốc Tập đoàn đã ký thỏa thuận chung Kế hoạch Phối hợp kinh doanh năm 2024 với 13 đơn vị; 06 đơn vị thực hiện ký thỏa thuận hợp tác sử dụng dịch vụ.

Theo <http://vinacomин.vn>

XÁC ĐỊNH TỐC ĐỘ TỐI ƯU CHO TỜI CÁP TREO CHỖ NGƯỜI TRÊN CÁC ĐƯỜNG LÒ CÓ GÓC ĐỐC NHỎ

*ThS. Trần Đức Thọ – Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin
KS. Nguyễn Văn Hà, KS Nguyễn Quang Hùng – Công ty Than Hạ Long - TKV*

Tóm tắt: Công tác vận tải phụ trợ trong các mỏ than hầm lò là yếu tố cốt lõi để đảm bảo hiệu quả kinh tế cho các công ty khai thác mỏ. Việc vận chuyển người ra vào trước và sau ca làm việc là vấn đề rất quan trọng hiện nay. Bài báo sơ lược về tình hình sử dụng tời cáp treo chở người đang trên các đường lò tại các mỏ than hầm lò trong Tập đoàn Công nghiệp Than - Khoáng sản Việt Nam (TKV). Nội dung cũng đưa ra các kết quả khảo sát và áp dụng tời có vận tốc cao cho các đường lò có góc dốc nhỏ hoặc đường lò bằng, kết hợp với các tiêu chuẩn của nước ngoài nhằm nâng cao năng suất tời áp dụng cho các đường lò bằng, từ đó áp dụng vào thực tiễn cho một tuyến vận tải chở người để đánh giá hiệu quả vận tải, hiệu quả kinh tế.

Từ khoá: Khoảng cách lắp ghế; mỏ hầm lò; tời cáp treo; vận tốc.

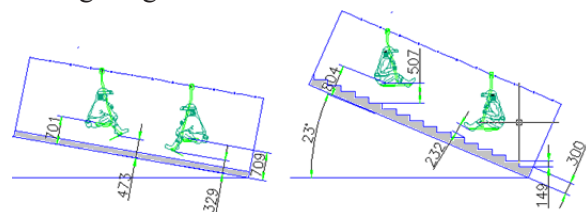
1 Đặt vấn đề

Ở nước ta, do công nghệ khai thác than đang trong giai đoạn phát triển, các mỏ than hầm lò thường có lượng công nhân ra vào lò đạt 2.000÷3.000 người/ngày. Với điều kiện khai thác ngày càng xuống sâu, quãng đường mà công nhân đi lại hằng ngày rất lớn, có khi mất hàng giờ mới vào đến nơi làm việc. Hao phí thời gian, công sức và chi phí cho người di chuyển là vấn đề luôn làm đau đầu cho các nhà quản lý mỏ. Vì vậy, câu hỏi được đặt ra làm thế nào để giảm thời gian di chuyển của công nhân.

Trên thế giới, tời cáp treo chở người được ứng dụng tại các mỏ để hỗ trợ thợ mỏ vượt qua những trở ngại lớn về giao thông lò dốc và lò bằng, giúp giảm thời gian di chuyển, không làm hao phí sức khỏe những người công nhân vốn đã làm việc nặng nhọc dưới lòng đất, đồng thời làm tăng sản lượng và năng suất lao động. Đây là phương pháp vận tải an toàn, nhanh chóng, chi phí đầu tư thấp. Tời cáp treo dùng vận chuyển trên khoảng cách dài với các khúc cua và độ dốc ngang, dọc không đồng đều. Tồn thất do khoảng cách di chuyển dưới lòng đất ngày càng dài nên các hệ thống này ngày càng trở nên quan trọng trong khai thác hiện đại.

2 Tình trạng kỹ thuật vận tải người tại các mỏ than hầm lò nước ta

Hiện nay, tại các mỏ than hầm lò trong TKV, việc đi lại của công nhân trên các đường lò dốc chủ yếu sử dụng tời cáp treo chở người với hai phương thức gắn ghế vào sợi cáp là ghế gắn cứng hoặc ghế tháo lắp. Tốc độ di chuyển được thiết kế tối đa 1,2 m/s cho các trường hợp góc dốc từ 0÷23°; khoảng cách giữa hai ghế kế tiếp là 12 m. Như vậy, năng suất tức thời của tời chỉ đạt 360 người/giờ/ nhánh.



a) Trạng thái người khi góc dốc 5°

b) Trạng thái người khi góc dốc 23°

Hình 1. Trạng thái người ngồi trên ghế

Tuy nhiên, tại các độ dốc khác nhau, khả năng xử lý an toàn của người ngồi trên ghế khác nhau. Cụ thể: Với góc dốc càng lớn thì mức độ làm chủ tình huống an toàn của người đi càng nhỏ, nghĩa là khi lên xuống tại các ga khác nhau, càng dốc thì lên xuống càng khó khăn. Hình 1 mô tả trạng thái người ngồi trên ghế và khoảng cách

của người di chuyển so với mặt đất với hai dạng góc dốc đường lò khác nhau.

3 Vận tốc di chuyển cáp của tời cáp treo

Để quyết định đến mức độ an toàn của tời cáp treo chở người, tời được chia ra làm hai loại dựa trên phương thức lắp ghế:

- Với ghế gắn cứng: Công nhân không cần tháo/ lắp, khi đó lên xuống dễ dàng tại các điểm lên xuống;

- Với ghế tháo lắp: Công nhân tự tháo/ lắp ghế khi lên xuống nên khá bất tiện, chỉ phù hợp với các đường có độ dốc nhỏ hơn 12 độ.

Từ các yếu tố thực tế đó, khoảng thời gian dẫn cách giữa hai ghế liên tiếp sẽ khác nhau, khi tốc độ khác nhau thì năng suất sẽ rất khác nhau. Vận tốc tối đa của tời cáp treo chở người nhập ngoại đang sử dụng tại Việt Nam cho đến nay dừng lại ở 1,2 m/s khi áp dụng trên các đường lò với góc dốc khác nhau, cụ thể là các tời MDK có nguồn gốc từ Liên Xô (cũ) và các tời RYJK của Trung Quốc. Trong khi đó, tiêu chuẩn Ấn Độ chỉ ra rằng, đối với tời cáp treo ghế gắn cứng, tốc độ tối đa trên đường là 3 m/s và tại ga lên xuống là 1,5 m/s; ở nội địa Trung Quốc, các tời lò bằng cũng áp dụng tốc độ đến 1,7 m/s sử dụng cho các loại ghế rời tự tháo lắp.

Ở nước ta chưa có quy định ràng buộc kỹ thuật về vận tốc của tời cáp treo chở người trong mỏ hầm lò. Từ trước đến nay, khi thiết kế tời cáp treo chở người thường theo mẫu của nước ngoài và lấy tốc độ tối đa 1,2 m/s. Về kỹ thuật an toàn, quy chuẩn quốc gia QCVN 01:2011/BCT cũng chỉ quy định cho tốc độ băng tải chở người không vượt quá 1,6 m/s.

4 Xác định vận tốc tối ưu theo các điều kiện lắp đặt

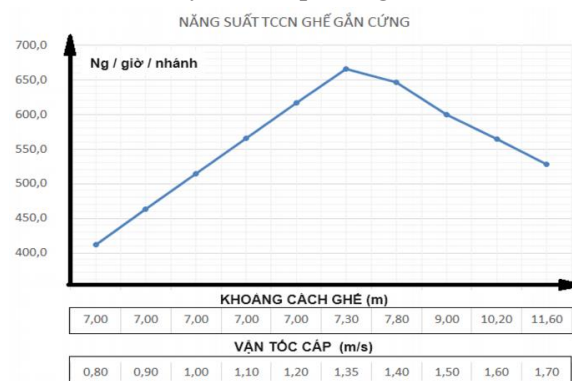
Ngoài việc nâng tốc độ để tăng năng suất, có thể nâng cao năng suất tời lên bằng cách bố trí hợp lý khoảng cách giữa hai ghế. Năng suất tức thời của hệ thống được xác định như sau:

$$W = \frac{3600 \times v}{L_{gh}} \text{ (người/h)}$$

Trong đó: L_{gh} – khoảng cách giữa hai ghế liên tiếp, m; v – vận tốc của ghế khi di chuyển trên đường lò, m/s.

Khoảng cách giữa hai ghế liên tiếp L_{gh} cần được bố trí theo kết cấu và khoảng cách giá đỡ của hai con lăn kế tiếp L_{cl} . Thông thường hiện nay, các tời đều bố trí khoảng cách hai con lăn liên tiếp L_{cl} dọc trên đường cáp là 8 m. Theo đó, để đảm bảo độ võng cáp, quy định khoảng cách hai ghế liên tiếp $L_{gh} > L_{cl}$. Để tăng năng suất thì giảm khoảng cách L_{gh} là cần thiết, do đó phải thay đổi kết cấu khoảng cách con lăn đỡ L_{cl} . Tuy nhiên, khoảng cách tối thiểu giữa hai ghế liên tiếp tỷ lệ với bình phương của vận tốc, do vậy càng tăng tốc độ thì khoảng cách L_{gh} phải tăng lên. Khi giá trị vận tốc đạt một ngưỡng nhất định, việc nâng tốc độ ít có tác dụng làm tăng năng suất. Mặt khác, vận tốc tăng ảnh hưởng lớn đến an toàn khi lên xuống tại các ga.

Để có kết quả mô phỏng, nhóm thực hiện đã tính toán xác định năng suất tối ưu cho tời cáp treo chở người với các tham số đầu vào như sau: Vận tốc khảo sát v từ 0,8÷1,7 m/s; khoảng cách giữa hai ghế L_{gh} tối thiểu 7 m và khi v tăng được tính toán theo tỷ lệ bình phương vận tốc.



Hình 2. Năng suất tời cáp treo chở người ghế gắn cứng

Lưu ý: Kết quả nghiên cứu này chỉ áp dụng cho các tời cáp treo chở người có ghế gắn cứng trên cáp, không sử dụng cho các loại tời ghế tháo lắp.

Như vậy, trong điều kiện hiện nay có thể nâng cao năng suất theo 3 giải pháp: i) Nâng tốc

độ di chuyển; ii) Bố trí hợp lý khoảng cách giữa hai ghế; iii) Kết hợp cả hai giải pháp trên.

5 Vận dụng quy định nước ngoài thiết kế chế tạo trong nước

Các quy chuẩn quốc gia thiết kế cho tời cáp treo chở người trong mỏ hầm lò hiện nay không quy định giá trị vận tốc. Nhóm tác giả đề xuất áp dụng thử nghiệm nâng cao vận tốc cho các đường lò có góc dốc nhỏ. Trên cơ sở tiêu chuẩn quốc tế và các thiết bị tương tự, theo đó vận tốc tời cáp treo tại các ga đường lò bằng áp dụng với loại ghế gắn cứng $v \leq 1,5$ m/s, đối với điều kiện mỏ hầm lò Việt Nam, lựa chọn vận tốc áp dụng cho tời ghế gắn cứng lắp đặt trên lò bằng $v = 1,35$ m/s. Như vậy, trên suốt dọc tuyến và ga lên xuống, vận tốc không vượt quá 1,35 m/s. Thông số tời sau lắp đặt như sau:

Bảng 1. Thông số tời cáp treo chở người

TT	Thông số	Giá trị		
1	Chiều dài vận tải (m)	1,200		
2	Khoảng cách giữa 2 ghế liên tiếp (m)	10		
3	Tốc độ vận hành 3 mức (m / s)	0,8	1,2	1,35
4	Năng suất tương ứng (người / giờ / nhánh)	288	432	480

6 Hiệu quả của việc áp dụng

Mỗi ca làm việc, lượng công nhân ra vào trên tuyến là 750 lượt người/hướng ở ca 1 và 450 lượt người/hướng cho hai ca làm việc tiếp theo. Có nghĩa là, 1 ngày tời vận chuyển đạt 1.650 lượt người/hướng, hay 3.300 lượt người/ngày đi lại trên quãng đường 1.200 m.

Nhờ tăng tốc độ di chuyển nên 1 công nhân sẽ tiết kiệm được $102\text{ s} = 1,7$ phút cho 1 lượt di

chuyển. Vậy, trên tổng số 3.300 lượt người, đơn vị sử dụng sẽ tiết kiệm được 93,5 giờ làm việc/ngày = 11,68 công/ngày. Giả sử với mức lương của công nhân hầm lò 1 ngày công là 590,000 đồng/công, với việc áp dụng trên tương đương với $11,68$ công/ngày x $590,000$ đồng/công = 6.895.000 đ/ngày. Như vậy, 1 năm sẽ tiết kiệm được ~2 tỷ đồng. Hiện nay, giá trị đầu tư cho một tuyến tời không lớn, xấp xỉ 10 tỷ đồng/1000 m. Như vậy, từ việc tăng năng suất vận tải sẽ mang lại lợi ích lớn, rút ngắn được thời gian thu hồi vốn.

Ngoài ra, năng suất của tuyến tời nói trên vẫn có điều kiện để nâng cao hơn nữa theo phương án rút ngắn khoảng cách L_{gh} từ 10 m xuống còn 7,5 m. Khi đó, năng suất tối đa của tời là 4400 lượt người/ngày đi lại trên quãng đường 1.200 m, hiệu quả tăng lên gấp 1,33 lần so với phương án tăng vận tốc.

7 Kết luận

Việc nâng cao năng suất tời cáp treo chở người đảm bảo tối ưu khâu vận chuyển là điều hết sức cần thiết, mang lại nhiều lợi ích kinh tế nhờ tăng thời gian làm việc có ích của công nhân. Hiện nay, chưa có quy định về thông số vận tốc, khoảng cách lắp ghế cho tời cáp treo chở người trong mỏ hầm lò. Tuy nhiên, việc tìm kiếm và áp dụng các quy định kỹ thuật mới trên thế giới cho tời cáp treo chở người phù hợp với các điều kiện đường lò cụ thể của Việt Nam là phù hợp với thực tiễn, làm nâng cao hiệu quả đầu tư, khai thác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Trần Đức Thọ và nnk.** Báo cáo tổng kết đề tài “Nghiên cứu thiết kế chế tạo tời cáp treo chở người sử dụng trong các đường lò dốc”. 2014.
2. **Siddiqui M.A.H., Agrawal A.K., Chattopadhyaya S.** In Situ Non-destructive Testing of Man Riding Chair Lift System. *In Proceedings of International Conference in Mechanical and Energy Technology; Springer: Singapore, 2020.*
3. **Singh R., Mallick M., Verma M.** Studies on Failure Behaviour of Wire Rope Used in Underground Coal Mines. *Eng. Fail. Anal. 2016, 70, PP. 290-304.*

TÒI THỦY LỰC DI ĐỘNG – HÌNH THỨC VẬN TẢI MỚI KIỂU TÒI TRỤC MỘT ĐẦU CÁP MÔ NÔ RAY SỬ DỤNG VẬN TẢI TRÊN CÁC LÒ THƯỢNG VẬN TẢI TRUNG GIAN HOẶC GIẾNG NGHIÊNG CÓ NĂNG SUẤT VẬN TẢI THẤP TRONG MỎ THAN HÀM LÒ

TS. Nguyễn Trọng Tài – Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin

Tóm tắt: Tời thủy lực di động là một hình thức vận tải mỏ mới kiểu tời trục một đầu cáp mô nô ray sử dụng để vận chuyển, chuyên chở vật tư, thiết bị phục vụ cho công tác khai thác, đào lò tại các mỏ than hầm lò. Bài báo giới thiệu về cấu tạo, nguyên lý hoạt động, công dụng và phạm vi áp dụng cũng như phương pháp tính toán thiết kế tời thủy lực di động, có thể áp dụng trên các đường lò thượng vận tải trung gian hoặc giếng nghiêng có năng suất vận tải thấp của các mỏ than hầm lò thuộc TKV.

Từ khóa: Tời thủy lực di động; tời trục một đầu cáp mô nô ray; vận tải mỏ.

1 Đặt vấn đề

Ngành Than Việt Nam đã có những bước phát triển mạnh mẽ, đặc biệt trong công nghệ khai thác than hầm lò, nhiều mỏ đã và đang đưa các dây chuyền công nghệ cơ giới hóa vào lò chợ, vào khâu đào lò chuẩn bị. Dự báo nhu cầu than sử dụng trong nước ngày một tăng cao những năm tới, trong đó sản lượng chính vẫn là khai thác than hầm lò. Do khai thác ngày càng xuống sâu, vấn đề vận tải hết sức quan trọng. Các diện khai thác ngày càng khó khăn hơn, các đường lò không những dốc mà còn uốn lượn, dẫn tới khâu vận chuyển nguyên vật liệu cho xây dựng, chống giữ và khai thác rất vất vả.

Đối với các đường lò dốc, địa lợi hoặc uốn cong có những hình thức vận chuyển như dùng tời JD một đầu cáp, mô nô ray, tời vô cực,... Trên các lò thượng vận tải trung gian và giếng nghiêng đường lò hẹp, việc vận tải còn thô sơ, chủ yếu dùng các thuyền trượt hoặc vận chuyển bằng tay không bê vác, sử dụng tời ma nơ hỗ trợ kéo kết hợp với các pa lăng hỗ trợ nâng hạ thiết bị, công việc vận tải mất rất nhiều thời gian.

Qua khảo sát thực tế tại các đường lò thượng vận tải trung gian và giếng nghiêng đường lò hẹp có thể tận dụng không gian phía trên đường lò để vận tải bằng tời thủy lực di động một đầu cáp tích hợp với đường mô nô ray trên vì chống lò. Với phương án này, tời thủy lực được treo trên thanh

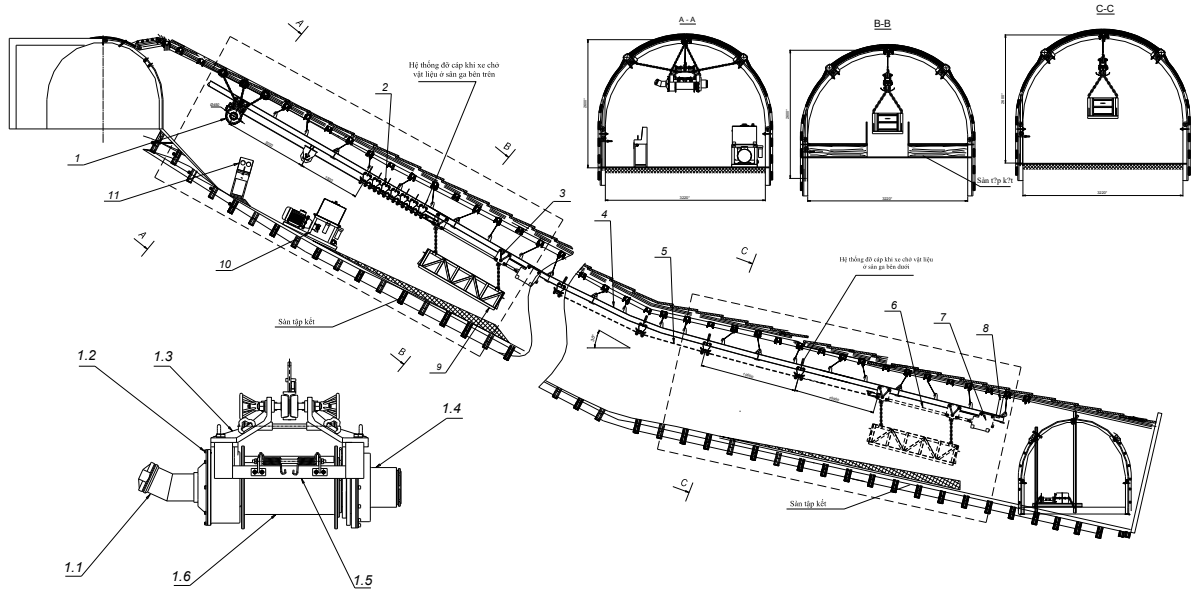
mô nô ray và có thể di chuyển nhờ các bánh xe. Các xe chở vật tư cũng được treo trên thanh mô nô ray. Hệ thống có xe hãm dạng BTs đề phòng sự cố vượt tốc. Đây là phương pháp vận tải mới và tối ưu hơn so với các phương án vận chuyển nêu trên, đơn giản trong quá trình tháo lắp, vận hành, sửa chữa, bảo dưỡng, động cơ thủy lực khi khởi động có mômen lớn, có độ an toàn cao và chi phí đầu tư thấp.

2 Cấu tạo, nguyên lý hoạt động và phạm vi áp dụng tời thủy lực di động

2.1 Cấu tạo

Tời thủy lực di động có cấu tạo tương tự như các hệ thống tời truyền thống, được thể hiện như ở hình 1, gồm các bộ phận chính: Trạm dẫn động; bộ đỡ cáp di động; xe treo; đường mô nô ray; cáp kéo; thanh nối toa; xe hãm sự cố; thanh hạn vị; xe chở vật tư; trạm thủy lực; và bàn điều khiển. Bàn điều khiển liên kết với trạm thủy lực và tang dẫn động bằng hệ thống dây cút nối thủy lực. Các bộ phận có thể tháo rời độc lập với nhau để di chuyển một cách thuận tiện đến vị trí tập kết, sau đó lắp lại với nhau.

1) Trạm dẫn động: Có kết cấu nhỏ gọn, có lắp các bánh xe đặt treo trên đường mô nô ray, được định vị với vì lò và cố định thêm bằng má kẹp kẹp vào bản bụng thanh ray. Khi yêu cầu cần di chuyển có thể tháo định vị cho bộ dẫn động ra, sau đó di chuyển đi. Trạm dẫn động có bố trí tang



Hình 1. Cấu tạo các bộ phận chính của hệ thống tời thủy lực di động:

- 1 – Trạm dẫn động: 1.1 – Động cơ thủy lực; 1.2 – Bộ giảm tốc hành tinh; 1.3 – Bộ giá đỡ treo;
- 1.4 – Bộ má phanh; 1.5 – Bộ xếp cáp; 1.6 – Tang quấn cáp; 2 – Bộ đỡ cáp di động; 3 – Xe treo;
- 4 – Đường mô nô ray; 5 – Cáp kéo; 6 – Thanh nối; 7 – Xe hãm sự cố dạng BTs; 8 – Thanh hạn vị;
- 9 – Xe chở vật tư; 10 – Trạm thủy lực; 11 – Bàn điều khiển

quần cáp để di chuyển hoặc nâng hạ vật liệu thông qua quần nhà cáp trên tang.

2) Bộ đỡ cáp di động: Là hệ thống xe cũng chạy trên đường mô nô ray và được bố trí dọc theo tuyến đường trục tải. Các xe đỡ cáp di động được giữ bởi cơ cấu kẹp trên thanh ray với nhiệm vụ giữ cáp ổn định, không bị vướng mắc hay kẹt khi hệ thống làm việc trên tuyến trục tải.

3) Xe treo: Trên xe có giá đỡ để lắp các bánh xe, có nhiệm vụ đỡ các xe chở vật tư. Các xe này liên kết với nhau bằng các thanh nối thành một hệ thống.

4) Đường mô nô ray: Các thanh ray treo trên nóc lò được tổ hợp từ thép chữ I thành các mô đun, sau đó lắp ghép lại với nhau thành một tuyến đường. Đường mô nô ray dẫn hướng cho các xe treo di chuyển và cũng là nơi để cố định trạm dẫn động, tạo điểm tựa để trạm làm việc.

5) Cáp kéo: Có nhiệm vụ chính là kéo hoặc thả các toa xe mang vật liệu lên mặt bằng hoặc xuống dưới lò. Cáp kéo là cáp thép được bện từ các sợi kim loại đã được chuốt sẵn. Yêu cầu mặt

ngoài của cáp phải nhẵn để ít bị mòn trong quá trình tiếp xúc khi làm việc và chịu bền đều.

6) Thanh nối toa: Có nhiệm vụ liên kết các xe treo được ổn định cũng như nối với xe hãm sự cố dạng BTs tạo thành một thể thống nhất với nhau để cùng làm việc.

7. Xe hãm sự cố (xe phanh dạng BTs): Kiểm soát quá trình vượt tốc của tời thủy lực. Trong trạng thái làm việc bình thường, xe phanh di chuyển lên xuống trên đường ray cùng hệ thống xe treo.

8. Thanh hạn vị: Được lắp đặt tại đầu và cuối của tuyến vận tải với nhiệm vụ đảm bảo các xe chở vật tư luôn nằm trong hành trình quy định.

9. Xe chở vật tư: Có kết cấu dạng thùng đựng, có thể chở vật tư dạng dài hoặc dạng rời bằng cách tháo hoặc lắp thêm cánh cửa.

10. Trạm thủy lực: Cung cấp dầu có áp, là nguồn động lực cho hệ thống làm việc. Dầu được cung cấp cho động cơ thủy lực từ trạm thủy lực qua van điều khiển trung tâm lắp trên bàn điều khiển để điều khiển hoạt động của tang quần cáp,

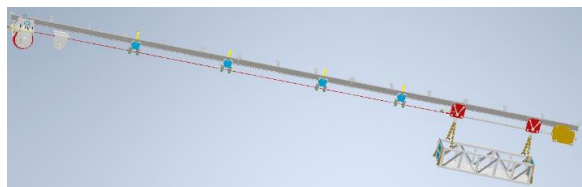
từ đó điều khiển chuyển động của xe chở vật tư lên xuống theo yêu cầu của người điều khiển.

11. Bàn điều khiển: Bố trí các van điều khiển thủy lực để điều khiển hoạt động của động cơ thủy lực trên trạm dẫn động quán hoặc nhà cáp.

2.2 Nguyên lý hoạt động và phạm vi áp dụng

Tời thủy lực di động di chuyển vật tư trên đường mô nô ray là hình thức vận tải không liên tục, có chu kỳ. Nguyên lý vận hành tương tự như các hệ thống tời trục một đầu cáp truyền thống, chỉ khác là các toa xe không chạy trên ray đặt dưới nền lò mà chạy trên đường mô nô ray treo trên nóc lò và nguồn động lực của hệ thống tời thủy lực là dầu thủy lực có áp điều khiển hoạt động của động cơ thủy lực trên trạm dẫn động.

Khi vận chuyển vật tư, thiết bị lên sân ga phía trên, động cơ trên bộ dẫn động (1) dẫn động cho tang cuốn cáp hoạt động, cuốn cáp vào tang và kéo đoàn xe chở vật tư (9) đi lên. Khi gần tới sân ga, người vận hành điều khiển hoạt động của động cơ thủy lực giảm dần cho tới khi dừng hẳn thông qua bàn điều khiển (11), sau đó tiến hành chất tải, dỡ tải cho hệ thống. Ngoài ra, trên bộ dẫn động cũng có lắp đặt hệ thống thước đo độ sâu, người vận hành có thể kiểm tra vị trí của xe chở so sánh với các cảm biến để điều khiển động cơ. Ở cuối các sân ga có đặt thanh hạn vị để khóa hành trình của thiết bị.



Hình 2. Mô hình làm việc của hệ thống tời thủy lực di động mô nô ray

Khi cần vận chuyển vật tư thiết bị xuống sân ga phía dưới thì động cơ trên bộ dẫn động (1) sẽ điều khiển tang tời thả cáp ra dần, khi đó, dưới tác dụng của tự trọng, đoàn xe sẽ di chuyển xuống dưới. Khi gần tới sân ga phía dưới, thông qua các cảm biến hoặc quan sát thước đo độ sâu để biết vị trí xe, người điều khiển sẽ điều khiển

tốc độ của động cơ giảm dần rồi dừng lại để chất dỡ tải.

Tời thủy lực di động được dùng trên các đường lò giếng nghiêng để di chuyển, chuyên chở vật tư, thiết bị phục vụ cho công tác khai thác, đào lò tại các mỏ than hầm lò. Ngoài ra khi cần thiết cũng có thể thực hiện nâng hạ vật liệu.

3 Tính toán thiết kế một số thông số của hệ thống tời thủy lực

3.1 Tính toán lựa chọn thông số cáp

3.1.1 Tính khối lượng 1 m cáp

Khối lượng 1 m cáp được tính theo công thức (1) [1, 2]:

$$q_c \geq \frac{M_\Sigma (\sin \alpha + \omega \cos \alpha)}{L_0 - L (\sin \alpha + \omega' \cos \alpha)}, \text{ kg/m} \quad (1)$$

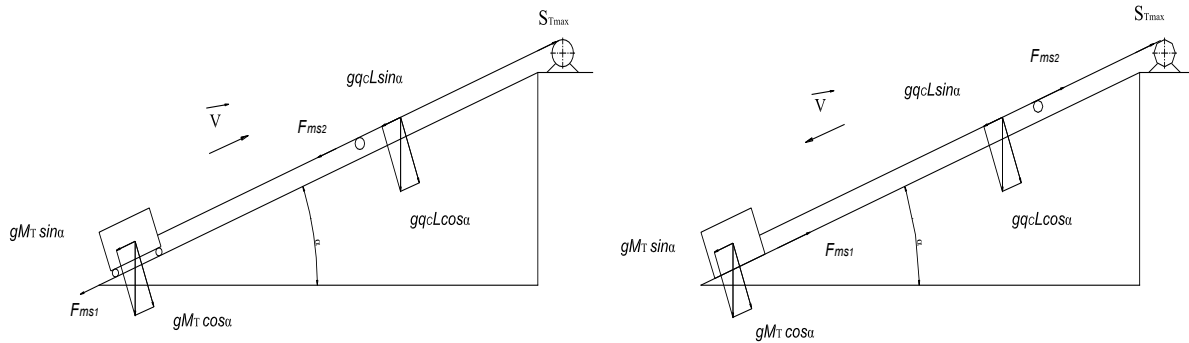
Trong đó: M_Σ – tổng khối lượng vật liệu, kg, $M_\Sigma = M_{vl} + M_{ph} + M_{BTs}$; M_{vl} – khối lượng vật tư vật liệu, kg; M_{ph} – khối lượng phụ, gồm xe chở vật tư, thanh nối, hệ thống treo đỡ xe chở vật tư, các chi tiết phụ khác, kg; M_{BTs} – khối lượng xe phanh dạng BTs, kg; α – góc nghiêng của đường, độ; ω – hệ số sức cản lăn chung giữa xe và ray; ω' – hệ số ma sát giữa cáp và con lăn đỡ cáp; L – chiều dài làm việc của cáp (chiều dài tuyến vận tải), m; L_0 – chiều dài bền của cáp thép, m:

$$L_0 = \frac{\sigma_b}{n\gamma_c}, \text{ m} \quad (2)$$

Ở đây: σ_b – ứng suất kéo đứt của cáp, Pa; n – hệ số dự trữ bền (hệ số an toàn); γ_c – trọng lượng riêng danh nghĩa của cáp, N/m³, thông thường $\gamma_c = 9.10^4 \div 10^5$ N/m³.

3.1.2 Tính lực căng cáp lớn nhất khi di chuyển

Trong quá trình làm việc, cáp luôn bị uốn qua tang và puly dẫn hướng (có kích thước nhỏ) nên phải chọn loại cáp bện kép và có hướng bện thuận. Cáp chịu ứng suất kéo và uốn là chủ yếu khi làm việc. Để chọn được cáp, phải căn cứ vào lực căng lớn nhất của cáp khi kéo S_{Tmax} . Quá trình làm việc của thiết bị được mô tả như kéo một vật trượt trên mặt phẳng nghiêng theo sơ đồ hình 3.



Hình 3. Mô hình xác định trạng thái hoạt động của thiết bị khi kéo thả vật tư lên xuống

Lực căng của cáp kéo được tính theo công thức:

$$S_{Tmax} = g \left[\begin{matrix} M_{\Sigma} (\sin \alpha \pm w \cos \alpha) \\ + q_c L (\sin \alpha \pm w' \cos \alpha) \end{matrix} \right], N \quad (3)$$

Trong đó: g – gia tốc trọng trường; dấu của biểu thức được tính khi kéo vật tư lên là “+” và khi thả xuống là “-”.

3.1.3 Tính lựa chọn cáp kéo

Cáp kéo được lựa chọn theo điều kiện

$$S_{Tmax} \leq [S] = \frac{S_d}{n} \Rightarrow S_{Tmax} \cdot n \leq S_d, N \quad (4)$$

Trong đó: S_{Tmax} – lực căng tĩnh lớn nhất của cáp trong quá trình làm việc của cáp kéo, N; $[S_d]$ – lực kéo đứt cho phép của cáp, N; S_d – tổng lực kéo đứt của cáp, N (Tra theo thông số cáp của nhà sản xuất cũng như loại cáp theo tiêu chuẩn từ đó chọn được loại cáp hợp lý cho hệ thống); n – hệ số dự trữ bền (hệ số an toàn).

3.1.4 Tính toán momen yêu cầu trên tang tời

Momen yêu cầu trên tang được tính theo công thức

$$M_{tg} = k_{dtr} \frac{S_{Tmax} D_{tg}}{2}, N.m \quad (5)$$

Trong đó: k – hệ số dự trữ momen cho tang, $k = 1,1 \div 1,2$; D_{tg} – đường kính của tang.

3.2 Tính toán, lựa chọn thông số tời

3.2.1 Đường kính tang tời

Đặc điểm của hệ thống tời thủy lực di động là bộ tang dẫn động quấn cáp có thể nằm trên đường mô nô ray và được định vị trên thanh vì lò, do đó yêu cầu phải gọn nhẹ. Đường kính của

tang quấn cáp lựa chọn theo điều kiện:

$$D_{tg} \geq 20d_c, mm \quad (6)$$

3.2.2 Chiều dày tang

$$\delta = 0,02D_{tg} + (6 \div 10), mm \quad (7)$$

3.2.3 Chiều rộng tang

Bề rộng của tang tời là nơi chứa cáp khi thu cáp, bề rộng của tang phải đảm bảo chứa được dung lượng cáp:

$$B \geq \left(\frac{L + L_{tn} + L_d}{\pi(nD_t + n^2d_c)} \right) (d_c + \varepsilon), mm \quad (8)$$

Trong đó: D_t – đường kính tang tời, m; d_c – đường kính cáp nâng trên tang, mm; ε – khe hở giữa các vòng cuộn cáp liền kề nhau, mm; n – số lớp cáp quấn trên tang; L_{tn} – chiều dài cáp dùng để thí nghiệm, m; L_d – chiều dài cuộn các vòng cáp an toàn vào tang ban đầu, m:

$$L_d = \pi \cdot n_{ms} (D_t + d_c)$$

Ở đây: n_{ms} – số vòng cáp ma sát.

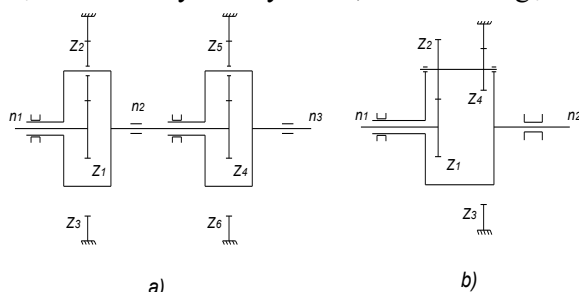
3.3 Sơ đồ truyền động cho bộ hộp giảm tốc bánh răng hành tinh

Hộp giảm tốc là một bộ phận tương đối quan trọng trong các hệ thống tời nói chung, có nhiệm vụ truyền chuyển động tới tang kéo cáp quay với vận tốc mong muốn để quấn hoặc nhả cáp kéo. Hộp giảm tốc được lắp trực tiếp với tang quấn cáp hoặc gián tiếp thông qua khớp nối. Tang quấn cáp hộp giảm tốc cũng như động cơ được đặt ở cùng một khu vực gọi là trạm dẫn động của tời.

Tời thủy lực di động với yêu cầu cơ động, lắp đặt nhanh nên khối lượng trạm dẫn động cần

thấp, kết cấu nhỏ gọn, dễ dàng vận chuyển, lắp đặt. Do đó lựa chọn hộp giảm tốc kiểu bánh răng hành tinh bởi nó có hệ kích thước nhỏ gọn hơn, khối lượng nhỏ hơn, chịu tải lớn hơn và sử dụng bánh răng ăn khớp trong có độ bền tiếp xúc cao hơn so với bánh răng ăn khớp ngoài của hộp giảm tốc bánh răng.

Cơ cấu bánh răng hành tinh bánh răng trụ kiểu có hai bánh trung tâm và cần mang trục bánh vệ tinh có một vành răng được thể hiện như hình 4, trong đó cơ cấu như hình 4a được sử dụng phổ biến trên các loại tời cứu hộ, tới kéo nhỏ tốc độ chậm. Nghiên cứu lựa chọn cơ cấu như hình 4b để thiết kế hệ thống tời thủy lực vận chuyển vật tư do cho tỷ số truyền lớn, kết cấu nhỏ gọn.



Hình 4. Các loại sơ đồ

hộp giảm tốc bánh răng hành tinh

Theo sơ đồ hình 4b, tỉ số truyền của hộp giảm tốc bánh răng hành tinh được tính theo công thức sau:

$$i_{hgt} = 1 + i_1 \cdot i_2 = 1 + \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_4} \quad (9)$$

Chọn tỷ lệ tỷ số truyền giữa cặp ăn khớp ngoài và cặp ăn khớp trong để khoảng cách trục của hai bộ truyền không cao và kích thước hai bộ truyền nhỏ gọn, dễ dàng lắp đặt cũng như giảm không gian thừa.

3.4 Tính toán lựa chọn động cơ thủy lực

Tính toán lựa chọn động cơ thủy lực cho hệ thống tời thủy lực di động căn cứ theo momen yêu cầu làm việc của tời. Momen yêu cầu trên trục động cơ được tính theo công thức:

$$M_{ydc} = \frac{M_{tg}}{\eta_{ch} \cdot i_{hgt}}, \text{ N.mm} \quad (10)$$

Trong đó: M_{tg} – momen trên tang quán cáp, N.m; η_{ch} – hiệu suất chung của bộ dẫn động.

Lưu lượng riêng yêu cầu của động cơ thủy lực được tính theo công thức:

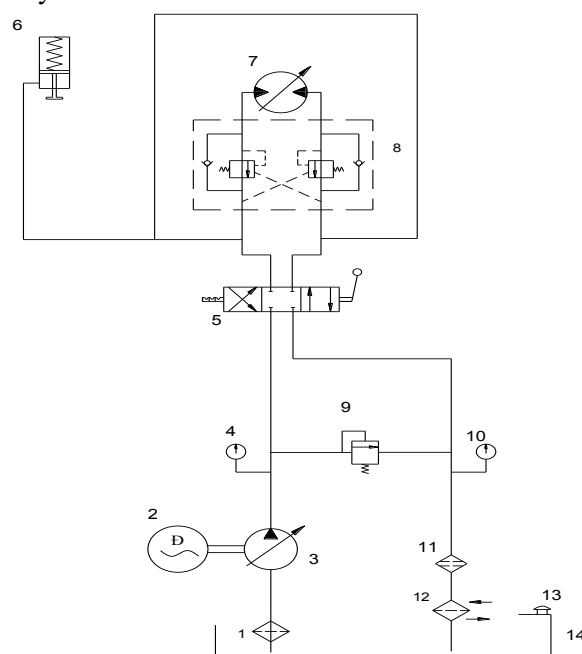
$$Q_{yc} = \frac{2\pi \cdot M_{ydc}}{P_{lv} \cdot \eta_m}, \text{ cm}^3/\text{vg} \quad (11)$$

Trong đó: P_{lv} – áp suất làm việc của động cơ thủy lực, cũng chính là áp suất làm việc của hệ thống thủy lực, MPa; η_m – hiệu suất của động cơ.

Từ lưu lượng riêng của động cơ tính được và căn cứ vào lưu lượng riêng của nhà sản xuất để lựa chọn loại động cơ cho phù hợp với yêu cầu.

3.5 Sơ đồ thủy lực

Sơ đồ thủy lực được mô tả trong hình 5 dưới đây:



Hình 5. Sơ đồ thủy lực của hệ thống:

1 – bộ lọc dầu đường dầu hút; 2 – động cơ điện; 3 – bơm pistone thủy lực; 4 – đồng hồ áp suất hệ thống bơm dầu; 5 – cụm van điều khiển trung tâm 4/3; 6 – bộ phanh thủy lực; 7 – động cơ thủy lực; 8 – cụm van bình ổn; 9 – van an toàn áp suất; 10 – đồng hồ áp suất hệ thống dầu hồi; 11 – bộ lọc dầu tinh đường dầu hồi; 12 – bộ làm mát dầu; 13 – bộ thông hơi; 14 – thùng dầu

4 Kết luận

Tời thủy lực di động là một hình thức vận tải mỏ mới kiểu tời trục một đầu cáp mô nô ray sử dụng để vận chuyển, chuyên chở vật tư, thiết bị phục vụ cho công tác khai thác, đào lò tại các mỏ than hầm lò. Hệ thống góp phần cơ giới hóa trong khâu vận tải vỏ của khai thác cũng như đào lò, giải phóng sức lao động của người công nhân

trong khâu vận tải trung gian.

Đây là hình thức vận tải có nhiều ưu điểm như đơn giản dễ chế tạo, lắp đặt cũng như bảo dưỡng, sửa chữa. Hơn nữa, hệ thống nhỏ gọn, không gian chiếm chỗ nhỏ, không cần mở khám cho hệ thống, chi phí đầu tư không lớn, có thể áp dụng được tại các đường lò nghiêng nhỏ hẹp có năng suất vận tải không lớn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Nguyễn Văn Kháng.** Máy và tổ hợp thiết bị vận tải mỏ. *NXB Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội, 2005.*
2. **Võ Quang Phiên.** Máy vận tải. *Trường Đại học Mỏ - Địa Chất, Hà Nội, 2005.*
3. **Vũ Nam Ngạn.** Truyền động thủy lực và khí nén. *NXB Giao thông vận tải, Hà Nội, 2009.*
4. **Trần Doãn Đình, Nguyễn Ngọc Lê, Phạm Xuân Mão, Nguyễn Thế Thuởng, Đỗ Văn Thị, Hà Văn Vui.** Truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy. *NXB Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội, 2002.*
5. QCVN 02:2016/BCT. Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về an toàn tời trục mỏ. *2016.*
6. TCVN 4244:2005. Thiết bị nâng - Thiết kế, chế tạo và kiểm tra kỹ thuật. *2005.*

QUY LUẬT ẢNH HƯỞNG CỦA THAM SỐ KẾT CẤU VI MÔ ĐẾN HỆ SỐ MA SÁT CỦA CẶP MA SÁT GỐI TRƯỢT-ĐĨA NGHIÊNG BƠM PISTON HƯỚNG TRỰC VÀ THIẾT KẾ TỐI ƯU HÓA THAM SỐ VI MÔ

*NCS. Lê Văn Lợi, GS.TS. XuPing, GS.TS. Yu YingHua, NCS. Nguyễn Duy Trung
Đại học Kỹ thuật công trình Liêu Ninh, Trung Quốc*

Tóm tắt: Đề nghiên cứu ảnh hưởng của kết cấu vi mô đến hệ số ma sát bơm piston hướng trục kiểu đĩa nghiêng, lựa chọn cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng làm đối tượng nghiên cứu. Bài báo này giới thiệu lý thuyết phân tích bề mặt phản hồi và sử dụng phân tích lý thuyết để thiết kế thực nghiệm 5 cấp 6 yếu tố, tiến hành 40 thử nghiệm mô phỏng thu được kết quả của từng nhóm về khả năng chịu tải, hệ số ma sát, nhiệt độ trung bình; nghiên cứu quy luật và mức độ ảnh hưởng của các tham số kết cấu vi mô dạng dạng parabol không đối xứng có cửa mở hình elip (EOOPT) đặc trưng đối với khả năng chịu tải, hệ số ma sát và mòn, mức độ gia tăng nhiệt độ của cặp ma sát. Kết quả nghiên cứu cho thấy, thứ tự ảnh hưởng đối với khả năng chịu tải màng dầu: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > góc phân bố (F) > độ sâu (D) > khoảng cách kết cấu (E) > độ lệch (C); hệ số ma sát: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > độ sâu (D) > góc phân bố (F) > độ lệch (C) > khoảng cách kết cấu (E); nhiệt độ màng dầu: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > độ sâu (D) > góc phân bố (F) > độ lệch (C) > khoảng cách kết cấu (E); với sự kết hợp tối ưu của các tham số EOOPT đặc trưng: Bán kính dài 400,25 μm ; bán kính ngắn 209,85 μm ; độ sâu 75,25 μm ; độ lệch 49,15 μm ; khoảng cách hai hàng kết cấu 1086,75 μm ; và góc phân bố 5,6°. So với cặp ma sát nguyên mẫu, hệ số ma sát của cặp ma sát có kết cấu vi mô và tối ưu hóa giảm lần lượt 12,63% và 16,3%; khả năng chịu tải của màng dầu cặp ma sát có kết cấu vi mô và tối ưu hóa tăng lần lượt 15,23% và 19,93%; mức độ gia tăng nhiệt độ của màng dầu có kết cấu vi mô và tối ưu hóa giảm lần lượt 7,85% và 9,46%.

Từ khóa: Bề mặt phản hồi; bơm piston hướng trục; gối trượt-đĩa nghiêng; kết cấu vi mô; ma sát; nhiệt độ; tải trọng; tối ưu hóa.

1 Đặt vấn đề

Trong hơn nửa thế kỷ qua, các nghiên cứu về kết cấu vi mô bề mặt (vân bề mặt – Surface Texture) đã đạt được những bước tiến dài trong vấn đề cải thiện khả năng chống mài mòn của dụng cụ gia công, khả năng chống mài mòn và tính năng bôi trơn-làm kín của các cặp ma sát trong các thiết bị cơ khí. Đây cũng là một trong những phương pháp hiệu quả để nâng cao khả năng chịu lực bề mặt, cải thiện đặc tính ma sát bề mặt, giảm thiểu quá trình gia tăng nhiệt độ và kéo dài thời gian sử dụng của cặp ma sát. Trong quá trình gia công kết cấu vi mô bề mặt, các thông số hình học của kết cấu như đường kính, độ lệch, độ sâu, khoảng cách và góc phân bố là những yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng chịu tải và đặc

tính chống ma sát mòn. Do đó, phân tích ảnh hưởng của một số yếu tố công nghệ đến khả năng chịu tải, hệ số ma sát, nhiệt độ của màng dầu và khe hở giữa các cặp ma sát là vô cùng cần thiết hiện nay.

Phương pháp bề mặt phản hồi [9, 11-15] (RSM – Response Surface Methodology) dựa trên phương trình hồi quy để thiết lập dạng phương trình toán học phù hợp giữa hàm mục tiêu và các biến độc lập, đồng thời phân tích giá trị dự đoán và giá trị thực của phương trình hồi quy đã thiết lập và sự tương tác giữa các yếu tố khác nhau thông qua mặt phản hồi, sau đó có thể nhận được các tham số kết hợp khác nhau của các biến khi mục tiêu là tối ưu.

Xuất phát từ những phân tích trên, trong

ngghiên cứu này, nhóm tác giả đưa ra hướng nghiên cứu nhằm tìm ra quy luật ảnh hưởng của các tham số kết cấu EOOPT tác động đến khả năng chịu lực, hệ số ma sát và nhiệt độ của màng dầu cặp ma sát. Dựa trên phương pháp RSM kết hợp với phương trình hồi quy và thuật toán tối ưu hóa cá voi để thiết lập mô hình thử nghiệm ứng dụng trong phân tích ảnh hưởng của các tham số hình học kết cấu vi mô đến tính năng cặp ma sát gói trượt-đĩa nghiêng của bơm piston hướng trục.

2 Nội dung nghiên cứu

Phương pháp RSM có thể bao gồm lỗi ngẫu nhiên của hệ thống thử nghiệm và các phương trình toán học phức tạp được đưa vào dạng đa thức thuận tiện hơn cho tính toán thông qua phân tích bề mặt phản hồi, nhanh chóng và hiệu quả trong việc giải quyết thực tế. Đồng thời, phương pháp RSM có thể phân tích liên tục từng cấp độ thử nghiệm trong quá trình giải quyết tối ưu hóa để đảm bảo tính liên tục của tối ưu hóa. Nó thường bao gồm các bước: Thiết kế thử nghiệm; thiết lập mô hình mục tiêu; dự đoán giá trị mục tiêu; và đánh giá mô hình.

2.1 Lý thuyết bề mặt phản hồi

RSM là phương pháp thu thập dữ liệu trước tiên bằng cách thiết kế một kế hoạch thử nghiệm, sau đó thiết lập mô hình mục tiêu và kết hợp dữ liệu thử nghiệm với nhiều phương trình hồi quy bậc hai để điều chỉnh tính toán phù hợp. Cuối cùng, mối quan hệ tương ứng giữa các yếu tố khác nhau được thể hiện dưới dạng bề mặt phản hồi thu được kết quả tối ưu được sử dụng để giải quyết vấn đề ảnh hưởng của nhiều yếu tố cùng tác động đến giá trị mục tiêu. Ưu điểm chính của nó là có thể kết hợp hiệu quả với mô phỏng ngẫu nhiên và mô phỏng xác định, sắp xếp một cách khoa học tổ hợp các phép thử và kết quả theo yêu cầu, vừa đạt được kết quả nghiên cứu khoa học tốt nhất, tối ưu nhất, vừa tiết kiệm thời gian, công sức. Do đó, phương pháp này phù hợp khi các yếu tố liên tục, số lượng lớn. Quá trình tìm kiếm tối ưu hóa của bề mặt phản hồi là liên tục, trong

khi thí nghiệm trực giao phân tích các điểm rời rạc và biệt lập, dẫn đến quá trình phân tích thêm chính xác hơn. Phương pháp RSM lần đầu tiên được đề xuất và ứng dụng trong công nghiệp hóa chất vào những năm 1950. Đến năm 1966, Hill và Hunte đã áp dụng lý thuyết bề mặt phản hồi vào quá trình hóa học để thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu. Năm 1975, Mead và Pike áp dụng lý thuyết bề mặt phản hồi vào lĩnh vực sinh học. Tiếp theo, Myers, Khuri và Carter đã giới thiệu quá trình phát triển và hướng của lý thuyết bề mặt phản hồi. Do tính ưu việt và độc đáo của nó, lý thuyết bề mặt phản hồi đã được ứng dụng rộng rãi trong các ngành khác nhau, đồng thời nó cũng được quan tâm và ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ học.

Trong số các mô đun tối ưu hóa bề mặt phản hồi, mô đun được sử dụng rộng rãi nhất là thiết kế Box-Behnken (BBD) và thiết kế tổng hợp trung tâm (CCD). Bề mặt một thiết kế có độ chính xác bằng nhau hoặc trực giao, do đó có thể tìm vị trí của hệ số tối ưu và giá trị mục tiêu tốt hơn và chính xác hơn [16]. Mỗi nhân tố của BBD chỉ có 3 mức, khi số nhân tố là 3 thì kiểm định rất hiệu quả, nhưng lại không áp dụng được khi số nhân tố lớn hơn 5. Do đó, nghiên cứu này chọn thiết kế CCD.

Qua thực tế, người ta đã chứng minh rằng đường cong lý tưởng có thể phù hợp với số hạng bậc hai. Biểu thức của phương trình bề mặt phản hồi được thể hiện tại công thức sau [14]:

$$y = \beta_0 + \sum_{k=1}^n \beta_k(1)x_k^2 + \sum_{k=n+1}^{2n} \beta_k(2)x_k^2 + \sum_{l=1}^{n-1} \sum_{k=l+1}^n \beta_k(1)x_k x_l + \Delta \quad (1)$$

Trong đó: β_0 ; $\beta_k(1)$; $\beta_k(2)$; $\beta_k(1)$ – hệ số của phương trình hồi quy đa thức bậc hai.

Kết hợp các biến trong công thức (1) với tích của hai cặp và đơn giản hóa kết quả ta có:

$$y_k = \beta_0 + \beta_1(1)x_k + \dots + \beta_k(m)x_k + \Delta_k \quad (2)$$

$$y_k = \beta_0 + \sum_{l=1}^k \beta_l(1)x_k + \Delta_k, k = 1, 2, \dots, m \quad (3)$$

Thông qua nhiều lần thử nghiệm thu được ma trận như sau:

$$Y = X\beta + \Delta \quad (4)$$

$$Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_m \end{bmatrix}, X = \begin{bmatrix} 1 & x_1(1) & x_1(2) & x_1(k) \\ 1 & x_2(1) & x_2(2) & x_2(k) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_m(1) & x_m(2) & x_m(k) \end{bmatrix}, \beta = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \vdots \\ \beta_k \end{bmatrix}, \Delta = \begin{bmatrix} \Delta_0 \\ \Delta_1 \\ \vdots \\ \Delta_k \end{bmatrix}$$

Biểu thức phương sai tối thiểu C như sau:

$$C = \sum_{k=1}^m \Delta_k^2 = \Delta' \Delta = (Y - X\beta)' (Y - X\beta) \quad (5)$$

Khi giá trị C nhỏ nhất, thu được giá trị hiệu quả mô hình gần nhất với kết quả thực tế và biểu thức của nó như sau:

$$\frac{\partial C}{\partial \beta} \Big|_{\hat{\beta}} = -2X'Y + 2X'X\hat{\beta} = 0 \quad (6)$$

$$\hat{\beta} = (X'X)^{-1} X'Y \quad (7)$$

Thu được phương trình bề mặt phản hồi sau đây:

$$\hat{Y} = X\hat{\beta} \quad (8)$$

Sau khi thiết lập mô hình bề mặt phản hồi đa thức bậc hai, cần kiểm tra xem mô hình có đáp ứng các yêu cầu về độ chính xác hay không. Các tiêu chuẩn kiểm tra độ chính xác chủ yếu bao gồm R^2 (hệ số xác định), MSE (sai số bình phương trung bình) và RMSE (sai số bình phương trung bình gốc), các biểu thức như sau:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{k=1}^N [y_{RS}(k) - y(k)]^2}{\sum_{k=1}^N [y(k) - \bar{y}]^2} \quad (9)$$

$$MES = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [y_{RS}(k) - y(k)]^2 \quad (10)$$

$$RMSE = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{k=1}^N [y(k) - y_{RS}(k)]^2} \quad (11)$$

Trong đó: y_{RS} – kết quả thu được từ việc tính bề mặt phản hồi đa thức bậc hai; y – kết quả tính toán mô phỏng phần tử hữu hạn; N – số lượng điểm kiểm tra cần thiết để thiết kế bề mặt phản

hồi; \bar{y} – giá trị trung bình của kết quả tính toán mô phỏng phần tử hữu hạn.

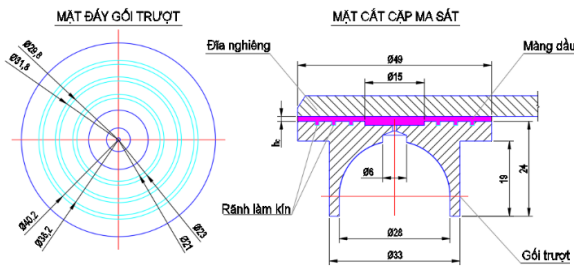
Khi R^2 được sử dụng để đánh giá độ chính xác, phạm vi giá trị của R^2 là (0, 1), giá trị của R^2 càng lớn thì mô hình bề mặt phản hồi càng chính xác và càng gần với tình hình thực tế. $R^2 > 0,95$, mô hình có thể được xem xét cho hoạt động tối ưu hóa tiếp theo. Nếu độ chính xác được đánh giá bởi MSE và RMSE, giá trị càng nhỏ, mô hình bề mặt phản hồi càng chính xác. Trong nghiên cứu này, R^2 được sử dụng làm cơ sở phán đoán đánh giá độ chính xác của mô hình bề mặt phản hồi.

2.2 Phân tích tính năng cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng nguyên mẫu

Các thông số chính, cấu trúc chủ yếu cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng của mẫu nghiên cứu thể hiện trong bảng 1 và hình 1. Để nâng cao hiệu quả tính toán và đảm bảo độ chính xác của kết quả mô phỏng, cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng bơm piston hướng trục loại 250CY14-1B được chia nhỏ và lựa chọn một trong số 7 gối trượt đại diện cho nhóm gối trượt (hình 1) tiến hành phân tích và thiết lập điều kiện biên tuần hoàn tại bề mặt phân chia.

Bảng 1: Thông số kỹ thuật cơ bản của bơm piston hướng trục 250CY14

TT	Thông số kỹ thuật	Đơn vị	Giá trị
1	Áp suất làm việc	MPa	31,5
2	Tốc độ quay trục chính	r/min	1500
3	Bán kính phân chia piston	mm	58
4	Đường kính đầu tròn piston	mm	35
5	Số lượng piston	-	7
6	Góc lệch đĩa nghiêng	độ	18
7	Đường kính lỗ cấp dầu bôi trơn trong piston	mm	1,5
8	Chiều dài lỗ cấp dầu bôi trơn trong piston	mm	35,55
9	Mật độ dầu thủy lực	kg/m ³	872,5
10	Độ nhớt	m ² /s (40°C)	115,10 ⁻⁶
11	Độ nhớt động học	Pa.s	0,155
12	Nhiệt độ làm việc	°C	50



Hình 1. Kết cấu hình học cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng bơm piston

Sử dụng Fluent Meshing trong Fluent để chia lưới đa diện phân chia mô hình, tổng số phần tử lưới trong mô hình hữu hạn 134487, số nút 167238, trong đó trên 98% chất lượng lưới trên 0,5 μm , nhỏ nhất là 0,35 μm . Nhập các thông số trong bảng 1 vào Ansys Fluent để phân tích, sau cùng thu được biểu đồ mô phỏng áp suất màng dầu phân bố trên khe hở của cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng nguyên mẫu như trong hình 2.

Thông qua mô phỏng và phương trình tính toán áp suất, hệ số ma sát và nhiệt độ trung bình [1, 2, 6] của màng dầu khe hở cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng bơm piston hướng trục kiểu đĩa nghiêng loại 250SCY14-1B trong điều kiện tải trọng làm việc áp suất cao 31,5 MPa, kết hợp biểu đồ đám mây (hình 2) về khả năng chịu lực, hệ số ma sát, nhiệt độ trung bình và nhiệt độ cao nhất của màng dầu khe hở của cặp ma sát lần lượt là: 10824542,3 Pa; 0,00423; 120,32°C; và 213,2°C.

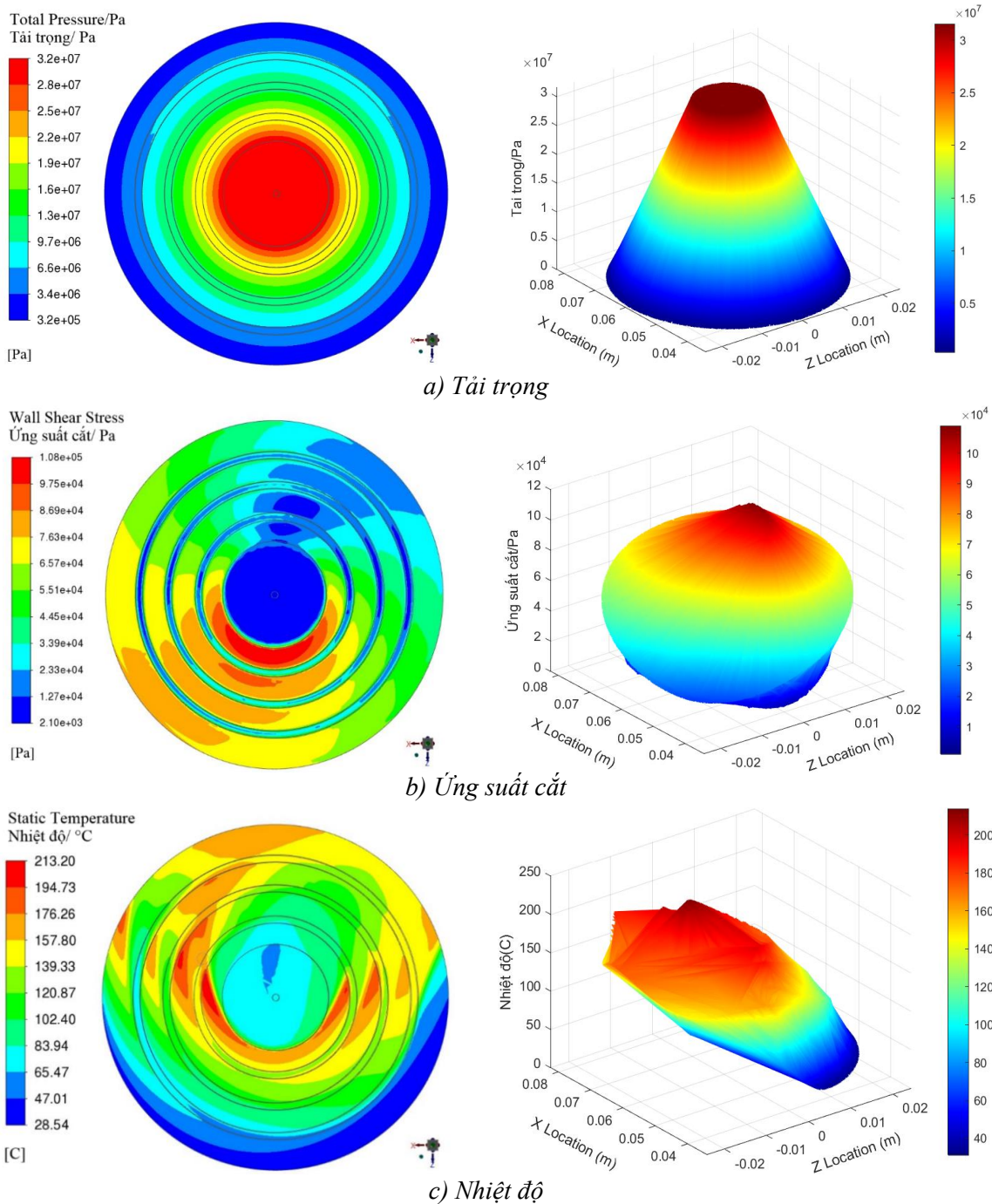
2.3 Mô hình thiết kế thử nghiệm bề mặt phân hồi

Căn cứ vào một số nghiên cứu và quá trình kiểm tra, khảo sát một số kết cấu vi mô dạng parabol không đối xứng, bán nguyệt, tam giác, trụ tròn có cửa mở hình elip, tròn... [3-7, 10], nhận thấy kết cấu vi mô dạng parabol không đối xứng với cửa mở hình elip EOOPT có hệ số ma sát và khả năng chịu tải tốt hơn. Do đó, trong nghiên cứu này tác giả đi sâu vào giải quyết bài toán tối ưu với kết cấu EOOPT. Theo phân tích hình dạng và kích thước trong quá trình xây dựng kết cấu [6], các tham số ảnh hưởng của kết cấu đã được chọn lần lượt: Bán kính dài; bán kính

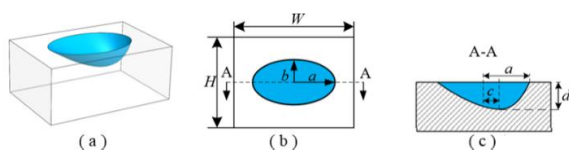
ngắn; độ lệch; độ sâu; và khoảng cách giữa hai hàng kết cấu liền kề theo hướng chu vi và góc phân bố kết cấu. Mục đích của việc tối ưu hóa trong nghiên cứu này là chứng minh bề mặt gối trượt có kết cấu vi mô tốt hơn so với gối trượt không có kết cấu về hiệu suất chịu lực, ma sát-mài mòn và mức tăng nhiệt độ của màng dầu bôi trơn. Do đó, áp suất chịu lực màng dầu của cặp gối trượt có kết cấu vi mô cao hơn so với cặp gối trượt không có kết cấu, đồng thời hệ số ma sát và mức tăng nhiệt độ màng dầu của cặp ma sát có kết cấu vi mô nhỏ hơn hệ số ma sát và mức tăng nhiệt độ của cặp ma sát không có kết cấu.

Kết cấu EOOPT (hình 3) có các thông số hình học chủ yếu bao gồm: a, b – lần lượt là bán kính dài, bán kính ngắn của hình elip; c – độ dịch chuyển (khoảng lệch hay khoảng cách từ đường thẳng nối điểm thấp nhất của parabol tương ứng với độ sâu mặt cắt đường thẳng nối điểm tâm của hình elip), d – chiều sâu cắt lớn nhất. Vì elip dị hướng nên có thể biến đổi thành hình tròn và parabol không đối xứng có thể biến đổi thành parabol đối xứng, hình tam giác và hình bán nguyệt (những hình cắt này có được trong những nội dung nghiên cứu liên quan), tăng không gian tối ưu hóa cho các thông số kết cấu vi mô và sau đó thu được các thông số kết cấu vi mô tối ưu nhất liên quan đến hiệu suất của cặp ma sát.

Theo nghiên cứu trước đây [6] đã thực hiện nhiều thử nghiệm mô phỏng kiểm tra và kết quả cho thấy, với việc bố trí các vùng kết cấu với mật độ góc 72° phân bố cân đối trên hai đai hỗ trợ phía trong mặt đáy gối trượt cho màng dầu cặp ma sát có khả năng chịu tải cao nhất, hệ số ma sát và mức tăng nhiệt thấp nhất. Do vậy, trong nghiên cứu này tác giả chỉ mô phỏng theo sơ đồ bố trí kết cấu vi mô trên bề mặt cặp ma sát (hình 4 thể hiện ¼ gối trượt), tức trên bề mặt đáy của gối trượt. Để tìm ra các tham số tối ưu, các kích thước khác nhau và phương pháp kết hợp 6 yếu tố này được nghiên cứu để xác định khả năng chịu tải tối ưu của bề mặt dưới của gối trượt có kết cấu vi



Hình 2. Biểu đồ phân tích hệ số ma sát của cặp ma sát nguyên mẫu

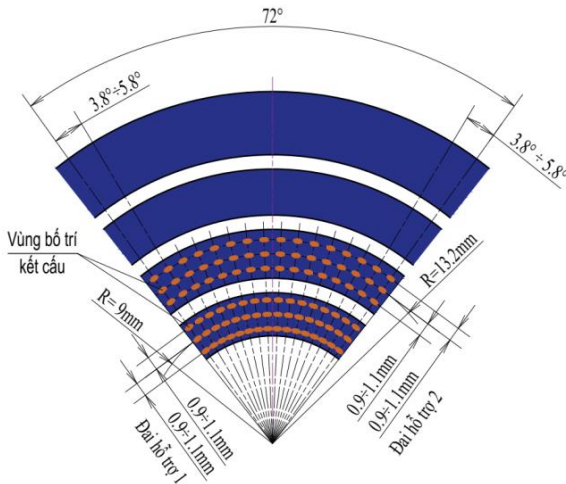


Hình 3. Hình dạng kết cấu vi mô dạng parabol không đối xứng:
a) Hình 3D; b) Hình chiếu bằng; c) Mặt cắt

mô và mức tăng nhiệt độ bề mặt đáy của gói trượt có kết cấu EOOPT. 6 biến tham số được đặt thành 5 cấp độ, thiết lập mức độ thực nghiệm giá trị (hình 4 và bảng 2) thể hiện bảng mức độ trắc nghiệm số với 6 nhân tố và 5 mức độ.

Chọn thiết kế thí nghiệm tổng hợp trung tâm

(CCD) trong phần mềm Design-Expert để xây dựng phương án thí nghiệm cho 40 bộ dữ liệu mô hình kết cấu ba chiều từ bảng thí nghiệm 5 mức 6 tham số trên, chọn số điểm tâm là 5, nhập 40 mô hình với các tham số trên từng bước thực hiện phân tích mô phỏng Ansys Flunet và kết quả thu được thông qua phân tích mô phỏng được trình bày trong bảng 3.



Hình 4. Sơ đồ bố trí kết cấu EOOPT trên 2 đai làm kín

2.4 Nghiên cứu quy luật ảnh hưởng của các tham số kết cấu đến hiệu suất của cặp ma sát

Bảng 2 cho thấy số liệu tham số đặc trưng của kết cấu EOOPT tối ưu bề mặt đối với tải trọng, nhiệt độ và hệ số ma sát. Để xác định quy luật ảnh hưởng của các tham số đặc trưng khác nhau đến nhiệt độ, khả năng chịu tải và hệ số ma sát, xây dựng đồ thị quan hệ các tham số đặc trưng của kết cấu vi mô đối với tính năng ma sát. Nhận thấy tồn tại rất nhiều quan hệ giữa các tham số, trong đó sự biến đổi của bán kính dài, bán kính ngắn, độ lệch và độ sâu, mật độ kết cấu có xu hướng tác động như thế nào, có xuất hiện giao thoa hay không, tức sự tương tác giữa các yếu tố trên đến các mục tiêu như thế nào sẽ được phân tích cụ thể dưới đây.

Sơ đồ phân tích độ tin cậy của mô hình hồi

quy đa thức bậc hai của tải trọng, hệ số ma sát và nhiệt độ trung bình thu được bằng mô đun thiết kế được thể hiện trong các hình 5-7, đường thẳng màu đen là giá trị dự đoán và các hình vuông màu là giá trị thực tế thu được từ thử nghiệm. Có thể nhận thấy giá trị dự đoán của hệ thống và giá trị thực tế thu được từ thử nghiệm về cơ bản trùng nhau trên một đường thẳng, từ đó có thể cho biết độ chính xác, mức độ phù hợp và mô hình xây dựng có độ tin cậy cao.

Biểu đồ 3D bề mặt phản hồi về ảnh hưởng của sự tương tác giữa 6 tham số đến khả năng chịu lực, hệ số ma sát và nhiệt độ của màng dầu được phân tích trên phần mềm Design Expert thể hiện như trong các hình 8-10.

2.4.1 Quy luật ảnh hưởng của các tham số đến khả năng chịu tải của màng dầu

Theo số liệu ở bảng 3, thông qua quá trình phân tích thực nghiệm kết quả trên phần mềm Design-Expert, xây dựng được phương trình hồi quy đa thức bậc hai về sự ảnh hưởng của các tham số khác nhau đối với tải trọng màng dầu cặp gối trượt của bơm piston:

$$\begin{aligned}
 R1 = & 6,731 \times 10^6 - 12855,354A + 4510,074B \\
 & - 51340,23C + 20746,10D + 9875,18E \\
 & + 1,960 \times 10^5 F + 9,6517AB - 1,6128AC \\
 & + 4,0752AD - 0,089796AE - 125,38736AF \\
 & - 9,822BC + 33,61466BD + 0,46146BE \\
 & - 598,4288BF + 24,2756CD - 0,76492CE \\
 & + 87,0805CF - 1,915DE - 428,954DF \\
 & + 15,50969EF + 22,0212 A^2 - 7,01779B^2 \\
 & - 633,2C^2 - 192,155D^2 - 4,9796E^2 - 15498,038F^2
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

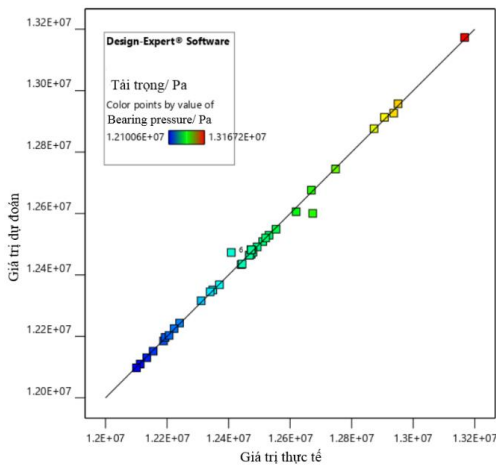
Thông qua mô phỏng và kết quả phân tích bề mặt phản hồi trên phần mềm, thấy được thứ tự ảnh hưởng của 6 tham số kết cấu đến khả năng chịu tải của màng dầu là: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > góc phân bố kết cấu (F) > độ sâu (D) > khoảng cách kết cấu (E) > độ lệch (C).

Bảng 2: Mức độ kiểm tra thử nghiệm các tham số kết cấu EOOPT tối ưu

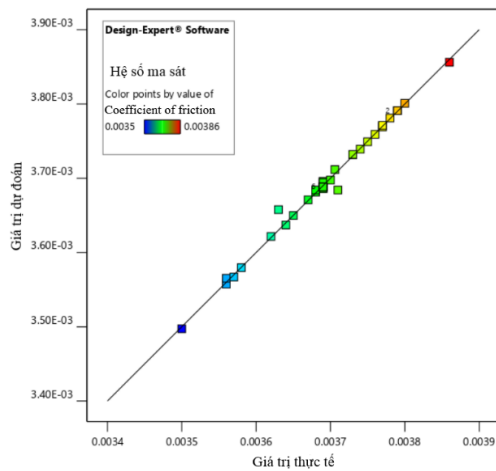
Tham số	Mức độ				
	-2	-1	0	1	2
A - bán kính dài (μm)	200	250	300	350	400
B - bán kính ngắn (μm)	90	120	150	180	210
C - độ lệch (μm)	30	35	40	45	50
D - độ sâu (μm)	35	45	55	65	75
E - khoảng cách (μm)	900	950	1000	1050	1100
F - góc phân bố (độ)	3,8	4,3	4,8	5,3	5,8

Bảng 3: Kết quả mô phỏng ảnh hưởng tham số kết cấu tối ưu đến tính năng cặp ma sát

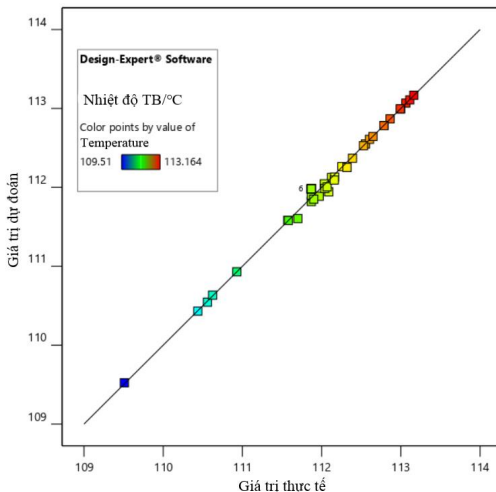
TT	Tham số kết cấu						Kết quả		
	A (μm)	B (μm)	C (μm)	D (μm)	E (μm)	F ($^\circ$)	Tải trọng (Pa)	Nhiệt độ TB ($^\circ\text{C}$)	Hệ số ma sát
1	300	150	35	55	1000	4,8	12473571	111,869	0,00369
2	200	90	30	75	900	3,8	12206524	112,786	0,00377
3	200	90	30	35	1100	3,8	12155073	112,997	0,00378
4	400	210	50	35	1100	3,8	12906554	110,624	0,00357
5	300	150	40	55	1000	4,8	12473571	111,869	0,00369
6	200	210	30	35	1100	5,8	12370312	112,529	0,00373
7	200	210	30	75	1100	3,8	12747572	111,580	0,00362
8	400	210	50	35	900	5,8	12669095	111,573	0,00364
9	300	150	40	65	1000	4,8	12492899	111,970	0,00369
10	300	150	40	55	1000	4,8	12473571	111,869	0,00369
11	300	150	40	55	1000	4,8	12473571	111,869	0,00369
12	200	210	30	75	900	5,8	12531518	112,125	0,00368
13	300	120	40	55	1000	4,8	12340201	112,390	0,00373
14	200	90	30	35	900	5,8	12112711	113,113	0,00379
15	400	90	30	75	1100	3,8	12348812	112,648	0,00374
16	300	150	40	45	1000	4,8	12440969	112,165	0,003706
17	400	210	30	35	900	3,8	12950691	110,437	0,00356
18	200	210	50	75	1100	5,8	12511025	112,256	0,00368
19	200	210	50	35	900	3,8	12554034	112,035	0,00367
20	300	150	40	55	950	4,8	12479246	112,040	0,00369
21	400	90	50	75	1100	5,8	12222855	112,604	0,00376
22	300	150	40	55	1000	4,8	12473571	111,869	0,00369
23	400	210	50	75	900	3,8	13167150	109,510	0,0035
24	350	150	40	55	1000	4,8	12673571	111,870	0,00363
25	300	150	45	55	1000	4,8	12467068	112,090	0,00369
26	300	150	40	55	1000	4,8	12473571	111,869	0,00369
27	400	90	50	35	900	3,8	12310859	112,993	0,00386
28	400	210	50	75	1100	5,8	12972571	109,930	0,00356
29	250	150	40	55	1000	4,8	12408834	112,320	0,00371
30	300	180	40	55	1000	4,8	12619466	111,700	0,00365
31	300	150	40	55	1000	5,3	12444064	112,160	0,0037
32	300	150	40	55	1000	4,3	12520486	111,900	0,00368
33	400	210	50	35	900	3,8	12936467	110,559	0,00356
34	200	90	50	75	900	5,8	12134029	113,063	0,00379
35	300	150	40	55	1050	4,8	12468155	112,070	0,00369
36	200	90	50	75	1100	3,8	12188842	112,864	0,00377
37	400	90	30	35	1100	5,8	12193769	112,789	0,00377
38	300	150	40	55	1000	4,8	12473571	111,869	0,00369
39	400	90	30	75	900	5,8	12240893	112,554	0,00375
40	200	90	50	35	1100	5,8	12100618	113,164	0,0038



Hình 5. Mối quan hệ so sánh giữa giá trị dự đoán và thực tế của tải trọng



Hình 6. Mối quan hệ so sánh giữa giá trị dự đoán và thực tế của hệ số ma sát màng dầu



Hình 7. Mối quan hệ so sánh giữa giá trị dự đoán và thực tế của nhiệt độ màng dầu

2.4.2 Quy luật ảnh hưởng của các tham số đến hệ số ma sát của màng dầu

Tương tự như trên, phương trình hồi quy đa thức bậc hai về sự ảnh hưởng của các tham số khác nhau đối với hệ số ma sát màng dầu cặp gối trượt của bơm piston:

$$R2 = 0,00538 + 4,446 \times 10^{-6} A - 3,261 \times 10^{-6} B - 3,633 \times 10^{-6} C + 12 \times 10^{-6} D - 2,38 \times 10^{-6} E - 149 \times 10^{-6} F - 4,486 \times 10^{-9} AB + 5,392 \times 10^{-10} AC - 1,103 \times 10^{-9} AD + 1,116 \times 10^{-10} AE + 1,116 \times 10^{-8} AF - 1,544 \times 10^{-8} BC - 2,0006 \times 10^{-9} BD + 1,404 \times 10^{-9} BE + 3,486 \times 10^{-7} BF - 1,179 \times 10^{-8} CD - 1,535 \times 10^{-9} CE + 9,6408 \times 10^{-8} CF + 3,5157 \times 10^{-10} DE + 3,515 \times 10^{-8} DF - 1,1949 \times 10^{-9} EF - 6,938 \times 10^{-9} A^2 + 2,948 \times 10^{-9} B^2 + 1,0611 \times 10^{-7} C^2 + 1,0652 \times 10^{-7} D^2 + 1,0611 \times 10^{-9} E^2 + 0,00001 F^2$$

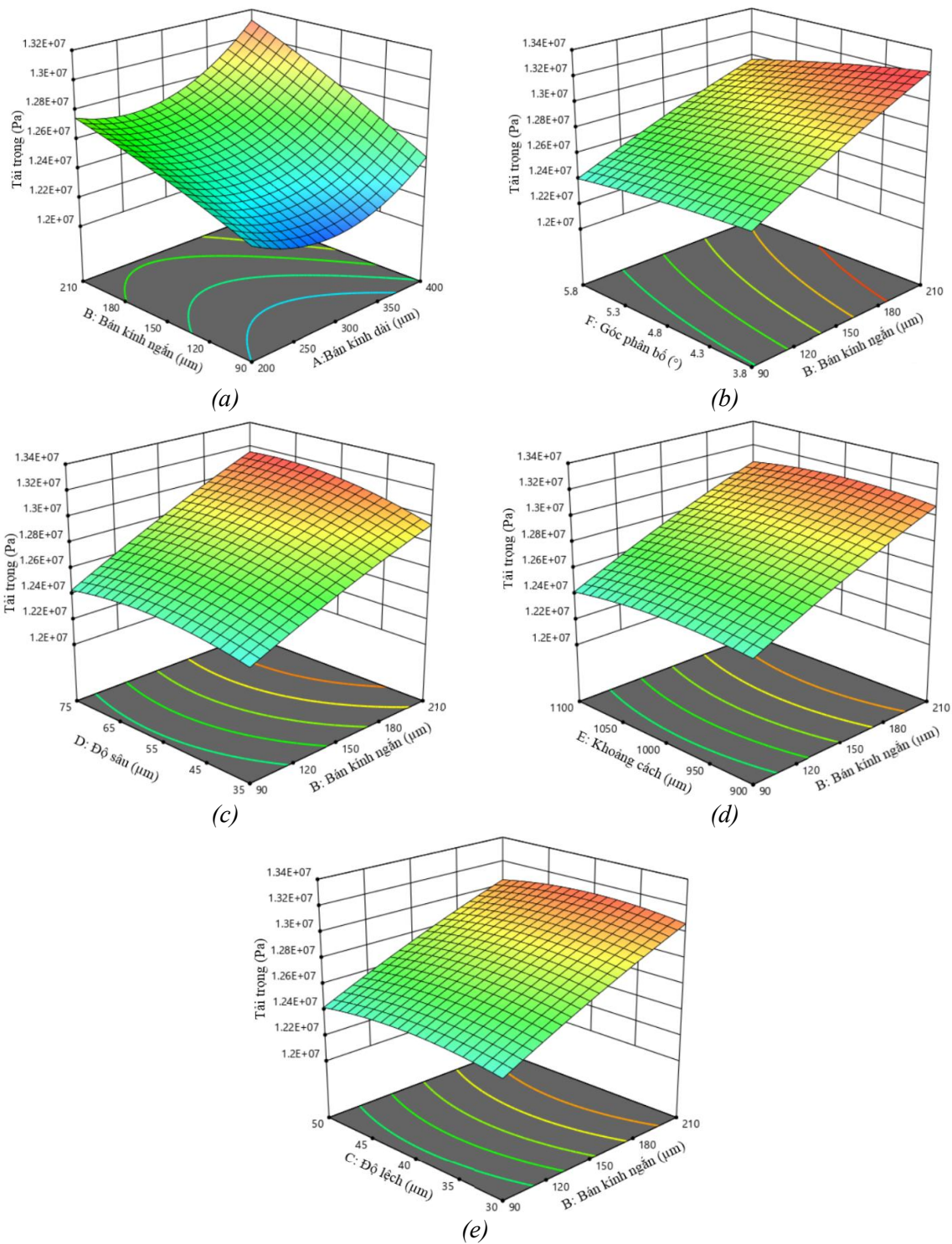
Thứ tự ảnh hưởng của 6 tham số kết cấu đến hệ số ma sát của màng dầu là: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > độ sâu (D) > góc phân bố (F) > độ lệch (C) > khoảng cách kết cấu (E).

2.4.3 Quy luật ảnh hưởng của các tham số đến nhiệt độ của màng dầu

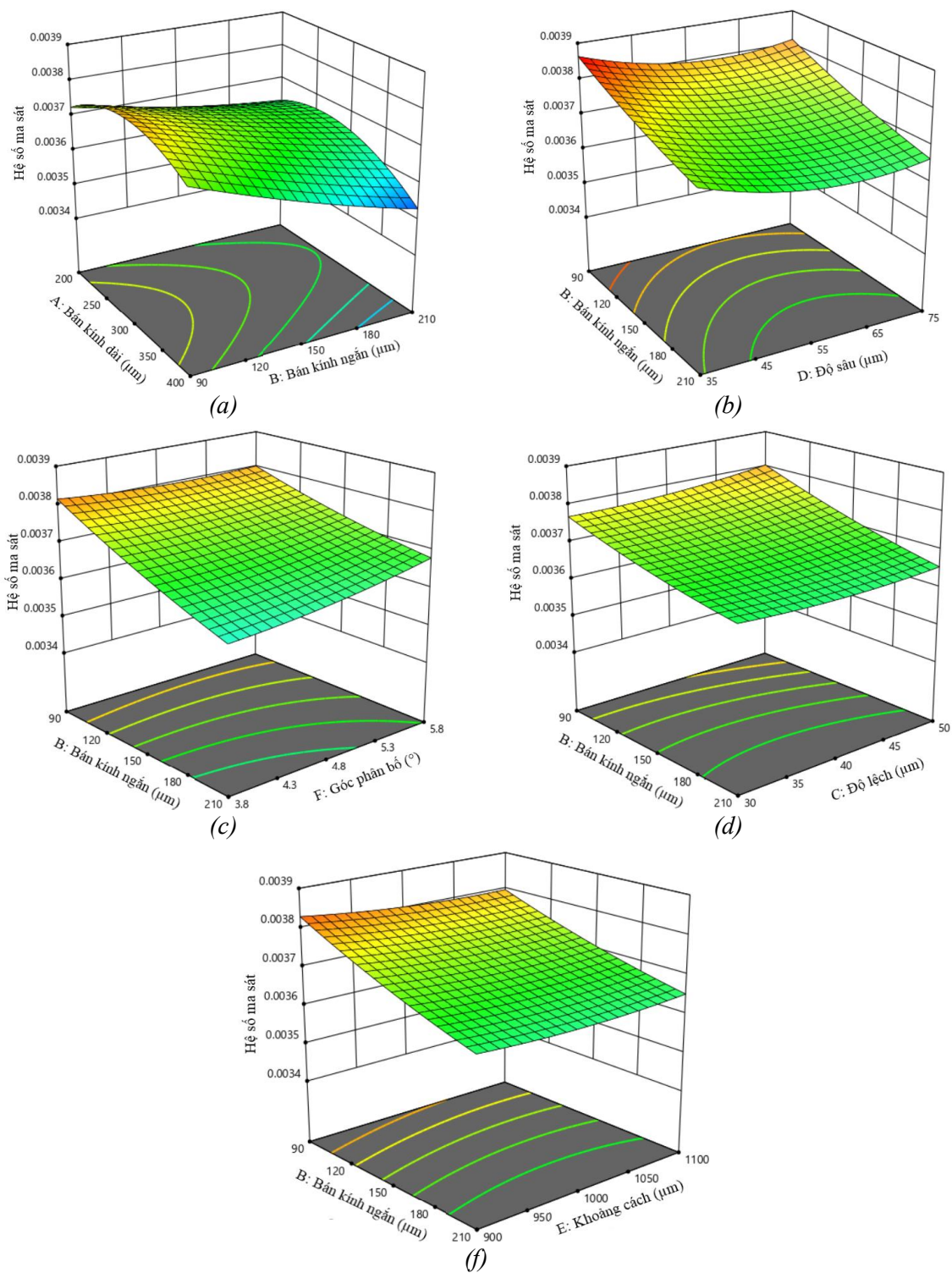
Phương trình hồi quy đa thức bậc hai về sự ảnh hưởng của các tham số khác nhau đối với mức độ gia tăng nhiệt độ màng dầu cặp gối trượt của bơm piston:

$$R3 = 118,357 - 0,0123A - 0,0182B + 0,2386C - 0,0508D - 0,0123E + 0,3305F - 47 \times 10^{-6} AB - 27 \times 10^{-6} AC - 21 \times 10^{-6} AD + 3 \times 10^{-6} AE + 22 \times 10^{-5} AF - 3 \times 10^{-5} BC - 6 \times 10^{-5} BD + 6,898 \times 10^{-6} BE + 0,003BF - 338 \times 10^{-6} CD - 29 \times 10^{-6} CE + 0,0036CF + 32 \times 10^{-6} DE + 0,001DF - 46 \times 10^{-6} EF + 22 \times 10^{-6} A^2 + 5,799 \times 10^{-6} B^2 - 0,00239C^2 + 0,000277D^2 + 6,087 \times 10^{-4} E^2 - 0,039F^2$$

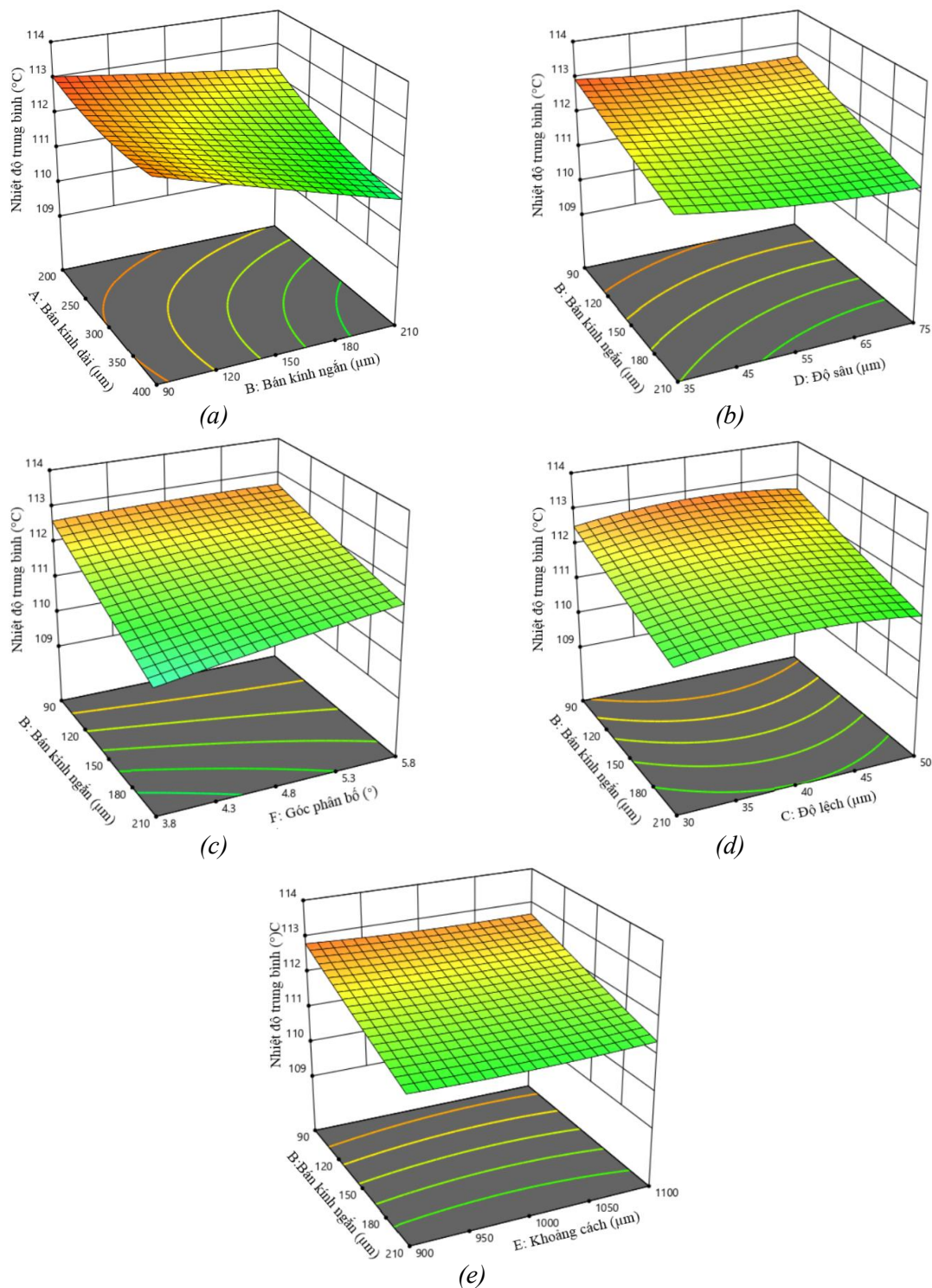
Thứ tự ảnh hưởng của 6 tham số kết cấu đến mức độ gia tăng nhiệt độ màng dầu là: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > độ sâu (D) > góc phân bố (F) > độ lệch (C) > khoảng cách kết cấu (E).



Hình 8. Bề mặt phản hồi của các tham số kết cấu đối với tải trọng màng dầu



Hình 9. Bề mặt phản hồi của các tham số kết cấu đối với hệ số ma sát màng dầu



Hình 10. Bề mặt phản hồi của các tham số kết cấu đối với nhiệt độ màng dầu

2.5 Thiết lập mô hình tối ưu hóa tham số kết cấu

Như phân tích ở trên, mức độ ảnh hưởng đến

khả năng chịu lực, hệ số ma sát và sự gia tăng nhiệt độ của cặp ma sát có sự khác biệt rõ ràng về mức độ ảnh hưởng của 6 tham số đặc trưng

kết cấu vi mô. Mục đích của nghiên cứu giải quyết bài toán tối ưu các tham số kết cấu, thu được các tính năng của màng dầu cặp ma sát gôi trượt-đĩa nghiêng bơm piston hướng trục như khả năng chịu tải, hệ số ma sát và sự gia tăng nhiệt độ tốt nhất. Do đó, lấy khả năng chịu tải màng dầu là tối đa, hệ số ma sát tối thiểu, mức tăng nhiệt độ tối thiểu làm hàm mục tiêu, bán kính dài, bán kính ngắn, độ sâu và độ lệch của kết cấu EOOPT, khoảng cách giữa hai hàng kết cấu liền kề và góc phân bố là các biến tham số. Khả năng chịu tải của màng dầu trên bề mặt đáy của gôi trượt có kết cấu vi mô tối ưu cao hơn so với bề mặt đáy của gôi trượt không kết cấu; hệ số ma sát và mức tăng nhiệt độ của màng dầu cặp ma sát có kết cấu EOOPT tối ưu đều nhỏ hơn so với bề mặt không kết cấu, thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu các tham số, thu được các tham số đặc trưng của kết cấu vi mô EOOPT tối ưu. Do đó, mô hình toán học của bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu được thiết lập:

$$\begin{aligned} \min F(P) &= [-f_1(P), f_2(P), f_3(P)]^T \\ \text{S.T.} \quad &\begin{cases} f_1(P) \geq 10824542.3 \\ f_2(P) \leq 120.83 \\ f_3(P) \leq 0.00423 \\ P = [P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6] \\ 200\mu\text{m} \leq P_1 \leq 400\mu\text{m} \\ 90\mu\text{m} \leq P_2 \leq 210\mu\text{m} \\ 30\mu\text{m} \leq P_3 \leq 50\mu\text{m} \\ 35\mu\text{m} \leq P_4 \leq 75\mu\text{m} \\ 900\mu\text{m} \leq P_5 \leq 1100\mu\text{m} \\ 3,8^\circ \leq P_6 \leq 5,8^\circ \end{cases} \end{aligned} \quad (16)$$

Trong đó: $f_1(P)$: – hàm mục tiêu khả năng chịu lực của màng dầu mặt đáy của gôi trượt có kết cấu vi mô, Pa; $f_2(P)$ – hàm mục tiêu nhiệt độ trung bình của màng dầu cặp gôi trượt có kết cấu vi mô, °C; $f_3(P)$ – hàm mục tiêu hệ số ma sát của màng dầu mặt đáy của gôi trượt có kết cấu vi mô; $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ – lần lượt là bán kính dài, bán

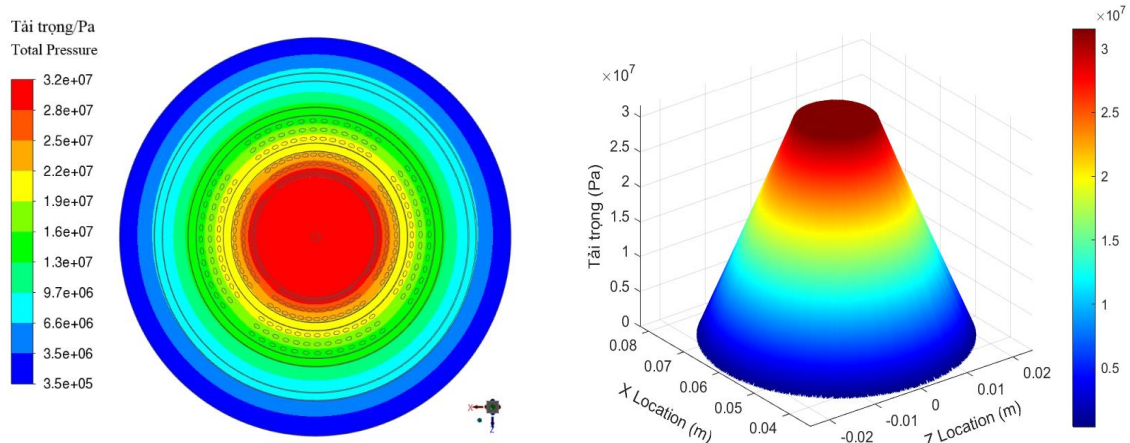
kính ngắn, độ lệch, độ sâu, khoảng cách giữa hai hàng kết cấu, và góc phân bố của kết cấu EOOPT.

Mô hình toán học tối ưu hóa đã được thiết lập thông qua thuật toán tối ưu hóa cá voi, cuối cùng thu được giá trị các tham số kết cấu vi mô EOOPT tối ưu. Căn cứ theo các điều kiện ở trên, bài toán tối ưu 6 tham số đặc trưng của kết cấu EOOPT được giải quyết, đưa vào phương trình thuật toán, thu được giá trị các tham số tối ưu như sau: Bán kính dài 400,253 μm ; bán kính ngắn 209,836 μm ; độ sâu 75,247 μm ; độ lệch 49,148 μm ; khoảng cách hai hàng kết cấu liền kề 1086,739 μm ; và góc phân bố 5,636°. Làm tròn các tham số đặc trưng để thuận lợi cho quá trình mô phỏng phân tích và gia công, thu được: Bán kính dài 400,25 μm ; bán kính ngắn 209,83 μm ; độ sâu 75,25 μm ; độ lệch 49,15 μm ; khoảng cách hai hàng kết cấu liền kề 1086,75 μm ; và góc phân bố 5,6°.

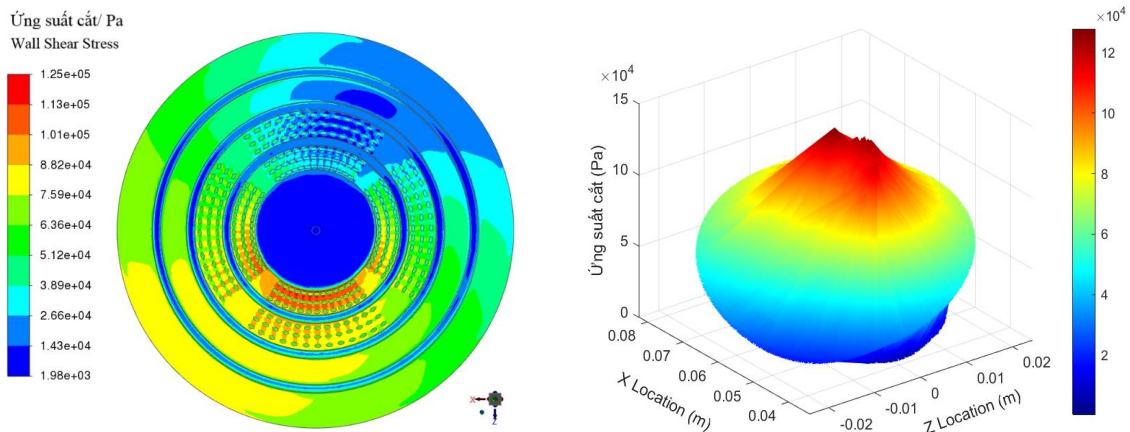
3 Kết quả và thảo luận

Căn cứ các tham số đặc trưng tối ưu thu được sau khi tối ưu hóa trong phần trước, xây dựng lại mô hình của cặp gôi trượt với kết cấu EOOPT tối ưu và phân tích mô phỏng, việc xây dựng điều kiện biên và phân chia lưới trong quá trình mô phỏng giống như cài đặt của cặp ma sát nguyên mẫu. Khả năng chịu lực, hệ số ma sát và nhiệt độ trung bình của màng dầu cặp ma sát thu được bằng mô phỏng và tính toán lại với các tham số đặc trưng EOOPT tối ưu lần lượt là 12981635,42 Pa; 0,00354 và 109,39 °C. Biểu đồ thể hiện tính năng của cặp ma sát gôi trượt với kết cấu EOOPT tối ưu được thể hiện trên hình 11.

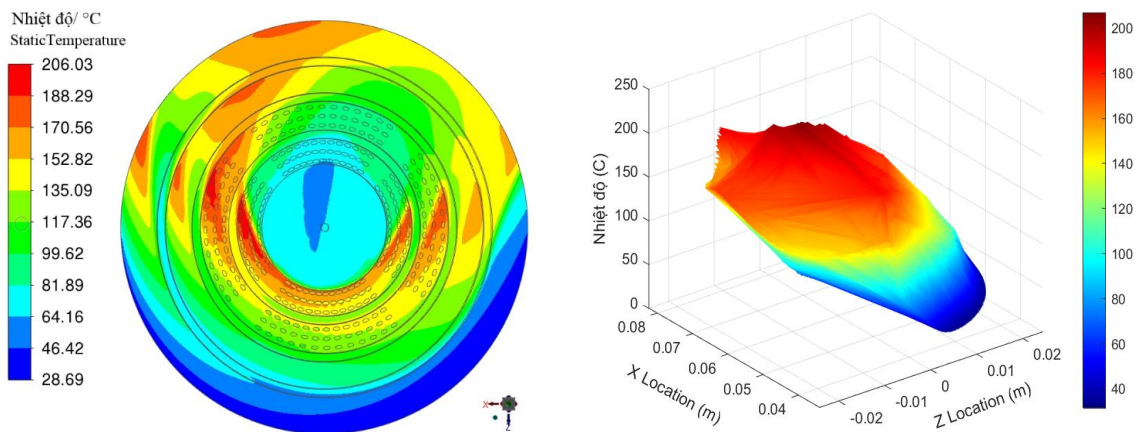
Từ hình 11a, có thể nhận thấy khả năng chịu lực của khu vực bố trí kết cấu vi mô trong biểu đồ đám mây áp suất có sự gia tăng mạnh, do đó cải thiện khả năng chịu lực của toàn bộ cặp ma sát gôi trượt của bơm piston hướng trục. Từ hình 11b, có thể thấy ứng suất cắt giảm đáng kể tại bề mặt cặp ma sát với vùng kết cấu trên biểu đồ đám mây ứng suất cắt, căn cứ theo công thức tính hệ số ma sát có thể biết khi khả năng chịu lực gia



a) Tải trọng



b) Ứng suất cắt



c) Nhiệt độ trung bình

Hình 11. Kết quả mô phỏng tính năng cặp ma sát với kết cấu EOOPT tối ưu

tăng và ứng suất cắt giảm, hệ số ma sát sẽ giảm. Do đó, có thể giảm ma sát và mài mòn giữa gối trượt và đĩa nghiêng một cách hiệu quả, đồng thời nâng cao hiệu quả và tuổi thọ của cặp ma sát. Từ hình 11c, có thể thấy mức tăng nhiệt độ ở khu

vực có kết cấu vi mô dọc theo hướng chuyển động của chất lỏng trong biểu đồ đám mây nhiệt độ thấp hơn so với ở khu vực không có kết cấu, cho thấy sự bố trí kết cấu vi mô tối ưu làm giảm nhiệt độ ở vùng làm việc của cặp ma sát.

Hình 11 cũng cho thấy, cặp ma sát được bố trí kết cấu EOOPT tối ưu nhất thông qua quá trình phân tích mô phỏng, thu được khả năng chịu lực của màng dầu tốt nhất, ứng suất cắt giảm và nhiệt độ trung bình cũng giảm, dẫn tới làm tăng độ dày của màng dầu giữa cặp ma sát. Do màng dầu tăng lên giữa các khe hở của các cặp ma sát nên hình thành nêm dầu, dẫn đến độ dày của màng dầu tăng lên và hệ số ma sát giảm mạnh, điều này hoàn toàn đúng theo nguyên lý làm việc thực tế của máy bơm và cặp ma sát giữa gối trượt-đĩa nghiêng. Nhưng ngược lại, do áp suất màng dầu tăng, nhiệt độ giảm, hệ số ma sát của cặp ma sát giảm, khe hở màng dầu giữa gối trượt và đĩa nghiêng tăng lên, dẫn đến hiện tượng tăng mạnh áp suất dầu trong quá trình hút và xả dầu. Đây là điều sẽ dẫn đến làm gia tăng lượng rò rỉ so với cặp ma sát trước khi tối ưu hóa. Điều này hoàn toàn hợp lý khi cặp ma sát được gia tăng khả năng chịu tải màng dầu, giảm thiểu ứng suất cắt, giảm ma sát mòn, giảm nhiệt độ, cặp ma sát đã được cải thiện hiệu suất ma sát, tăng tuổi thọ màng dầu so với cặp ma sát nguyên mẫu, tuy nhiên tỷ lệ rò rỉ là tương đối thấp. Tóm lại, bố trí kết cấu vi mô tối ưu có tác động tích cực đến cải thiện hiệu suất chịu tải, ma sát và chống mài mòn, cũng như giảm sự gia tăng nhiệt độ của màng dầu bôi trơn.

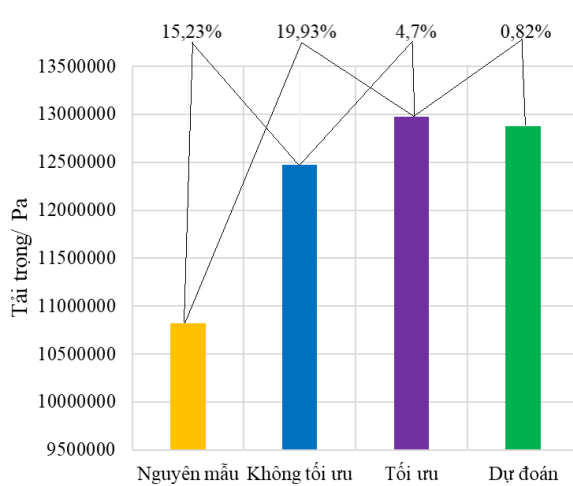
Để so sánh ảnh hưởng của kết cấu vi mô đối với việc cải thiện hiệu suất của cặp gối trượt bơm piston hướng trục và nghiệm chứng tính chính xác của mô hình, kết quả mô phỏng các tham số đặc trưng tối ưu của cặp ma sát với EOOPT tối

ưu được so sánh với kết quả tối ưu dự đoán, kết quả mô phỏng của cặp ma sát nguyên mẫu và cặp ma sát với kết cấu EOOPT chưa tối ưu, chi tiết được liệt kê trong bảng 5 và hình 12. Kết quả cho thấy, so với màng dầu của cặp ma sát gối trượt nguyên mẫu có khả năng chịu tải, hệ số ma sát và nhiệt độ trung bình lần lượt là 10824542,3 Pa, 0,00423 và 120,83 °C, màng dầu của cặp ma sát bố trí kết cấu EOOPT với các thông số đặc trưng tối ưu nhất lần lượt là 12981635,42 Pa (tăng 19,93%), 0,00354 (giảm 16,31%) và 109,39 °C (giảm 9,47%); màng dầu của cặp ma sát của cặp ma sát với kết cấu EOOPT chưa tối ưu lần lượt là 12473571,23 Pa (tăng 15,23%), 0,00369 (giảm 12,77%) và 111,87°C (giảm 7,42%). Giá trị dự đoán của các thông số mô hình lần lượt là 12876620,38 Pa (giảm 0,81%), 0,00368 (tăng 3,39%) và 110,98°C (tăng 1,45%).

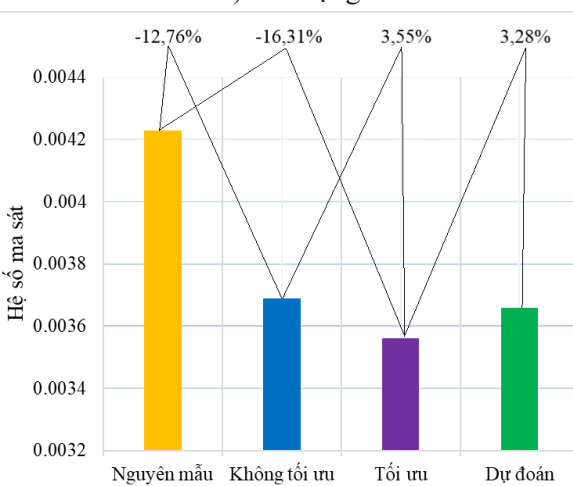
Có thể thấy rằng, sử dụng lý thuyết thiết kế tối ưu hóa các tham số kết cấu EOOPT có hiệu quả trong việc cải thiện hơn nữa hiệu suất của cặp gối trượt bơm piston hướng trục. Thiết lập mô hình dự đoán dựa trên các tham số kết cấu EOOPT đặc trưng cho các tính năng làm việc của cặp gối trượt bơm piston hướng trục có đủ độ chính xác, có thể dự đoán các tính năng ma sát của cặp gối trượt dưới các thông số kết cấu tùy ý. Điều này cho thấy các thông số kết cấu vi mô thích hợp và sự bố trí hợp lý của chúng trên bề mặt cặp gối trượt có thể cải thiện đáng kể hiệu suất của cặp ma sát gối trượt nói riêng và hiệu suất làm việc của bơm nói chung.

Bảng 5: So sánh hiệu suất của cặp gối trượt bơm piston hướng trục kiểu đĩa nghiêng

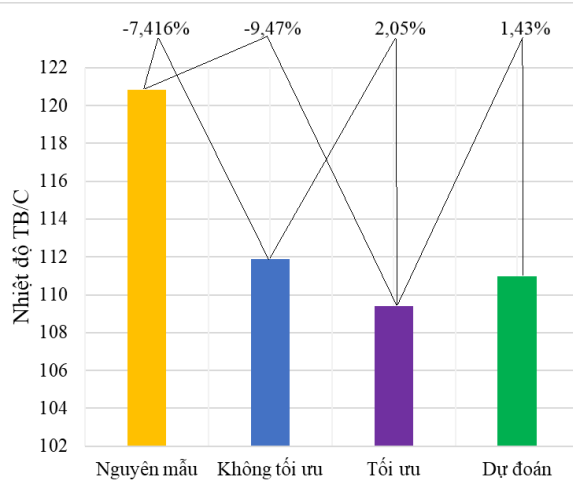
Các chỉ tiêu	Nguyên mẫu	Cặp ma sát gối trượt-đĩa nghiêng có kết cấu vi mô		
		Không tối ưu	Tối ưu	Dự đoán
Tải trọng (Pa)	10824542,30	12473571,23	12981635,42	12876620,38
		+15,23%	+19,93%	-0,81%
Hệ số ma sát	0,00423	0,00369	0,00354	0,00366
		-12,77%	-16,31%	+3,39%
Nhiệt độ trung bình (°C)	120,83	111,87	109,39	110,98
		-7,42%	-9,47%	+1,45%



a) Tải trọng



b) Hệ số ma sát



c) Nhiệt độ trung bình

Hình 12. Biểu đồ so sánh hệ số ma sát của cặp gôi trượt bơm piston hướng trục kiểu đĩa nghiêng

4 Kết luận

Bài báo đã giới thiệu lý thuyết phân tích bề mặt phản hồi và sử dụng phân tích lý thuyết bề mặt phản hồi để thiết kế thực nghiệm 5 cấp 6 yếu tố cho kết cấu EOOPT và tiến hành 40 bộ thử nghiệm mô phỏng, thu được kết quả mô phỏng của từng nhóm về khả năng chịu tải, hệ số ma sát, nhiệt độ trung bình và lượng rò lọt. Bài báo cũng đã nghiên cứu quy luật và mức độ ảnh hưởng của các tham số kết cấu EOOPT đặc trưng đối với khả năng chịu tải, hệ số ma sát và mòn, mức độ gia tăng nhiệt độ và hiệu suất làm kín của cặp ma sát. Trong mô hình tối ưu hóa, khả năng chịu tải của màng dầu cặp gôi trượt bơm piston hướng trục 250SCY14 sau tối ưu hóa là lớn nhất, hệ số ma sát nhỏ nhất, lượng rò lọt nhỏ nhất và mức độ gia tăng nhiệt độ được xem xét để tối ưu hóa mục tiêu và đưa ra kết luận sau:

(1) Thứ tự ảnh hưởng đối với khả năng chịu tải màng dầu: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > góc phân bố (F) > độ sâu (D) > khoảng cách vi cấu trúc (E) > độ lệch (C).

(2) Thứ tự ảnh hưởng đối với hệ số ma sát màng dầu: Bán kính ngắn (B) > bán kính dài (A) > độ sâu (D) > góc phân bố (F) > độ lệch (C) > khoảng cách kết cấu (E).

(3) Thứ tự ảnh hưởng đối với nhiệt độ màng dầu: bán kính trục nhỏ (B) > bán kính trục lớn (A) > độ sâu (D) > góc phân bố (F) > độ lệch (C) > khoảng cách kết cấu (E);

(4) Sự kết hợp tối ưu của các tham số EOOPT đặc trưng: Bán kính dài 400,25 μm; bán kính ngắn 209,85 μm; độ sâu 75,25 μm; độ lệch 49,15 μm; khoảng cách hai hàng kết cấu liền kề 1086,75 μm; và góc phân bố 5,6°.

(5) So với cặp ma sát nguyên mẫu, áp suất chịu lực của cặp gôi trượt bơm piston hướng trục có tham số kết cấu EOOPT đặc trưng tối ưu nhất là 12981635,42 Pa, cao hơn 19,93%; hệ số ma sát 0,00354 (thấp hơn 16,31%); nhiệt độ trung bình 109,39°C (thấp hơn 9,47%).

Kết quả nghiên cứu cho thấy, việc sử dụng lý thuyết thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu các tham số kết cấu EOOPT có hiệu quả trong cải thiện hơn nữa hiệu suất của cặp ma sát bơm piston hướng trục và việc bố trí kết cấu EOOPT với các

tham số hợp lý trên bề mặt cặp ma sát có tác động tích cực nhất định đến việc cải thiện hiệu suất làm việc của nó. Thực nghiệm nhằm đánh giá kết quả phân tích mô phỏng và tính toán lý thuyết thực nghiệm là bước tiếp theo của nghiên cứu này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Nguyễn Đăng Bình, Phan Quang Thế.** Ma sát, mòn và bôi trơn trong kỹ thuật, Tập 1, 2. NXB Khoa học kỹ thuật, Hà Nội, 2006.
2. **Nguyễn Anh Tuấn, Bùi Văn Gôn.** Lý thuyết bôi trơn ướt. NXB Xây dựng, Hà Nội, 2006.
3. **Ezhilmaran V., et al.** Investigation on Generation of Laser Assisted Dimples on Piston Ring Surface and Influence of Dimple Parameters on Friction [J]. *Surface and Coatings Technology*, 2018, 335, PP. 314-326.
4. **Fiaschi G., et al.** Tribological Response of Laser-Textured Steel Pins with Low-Dimensional Micrometric Patterns [J]. *Tribology International*, 149(5): 105548, 2019.
5. **Lê Văn Lợi, XuPing, Yu YingHua.** Tình hình nghiên cứu kết cấu bề mặt trong bôi trơn và giảm ma sát của hệ thống ma sát [J]. *Tạp chí Công nghiệp Mỏ*, 5, 2022, Tr. 40-48.
6. **Lê Văn Lợi, XuPing, Yu YingHua, Trần Văn Hiệp.** Ứng dụng phương pháp taguchi xám trong tối ưu hóa phân tích ảnh hưởng của kết cấu vi mô bề mặt đối với đặc tính ma sát-mòn cặp gối trượt-đĩa nghiêng trong bơm piston hướng trục [J]. *Tạp chí Công nghiệp Mỏ*, 6, 2022, Tr. 38-49.
7. **Lê Văn Lợi, Zhu HuaJie, Yu YingHua.** Tối ưu hóa thiết kế và phân tích tính năng kết cấu vi mô đặc biệt của bề mặt cặp ma sát lót xanh-xéc măng động cơ [J]. *Tạp chí Công nghiệp Mỏ*, 1, 2023, Tr. 30-38.
8. **Jonathon K. Schuh, Randy H. Ewoldt.** Asymmetric Surface Textures Decrease Friction with Newtonian Fluids in Full Film Lubricated Sliding Contact [J], *Tribology International*, 19, 2016, Tr. 490-498.
9. **Zhao Yali, Zhang Siqi, Lu Wenqian, Chen Chong, Wei Li.** Optimizing The Extraction Process of Ruyi Jinhuang Powder Compound Based on Multi-Index Weight Analysis and Orthogonal Design [J]. *Chinese Journal of New Drugs*, 30(15), 2021, PP. 1428-1434.
10. **Yu Yinghua, Yang Shuaibin, Cao Maolin, Shen Jiaying, Nguyen Van Tan.** Research on Elliptical Offset Parabolic Micro-Texture of Sliding Bearing Surface [J/OL]. *Surface Technology*, 051(009), 2022, PP. 131-167.
11. **Xing Lei, Li Jinyu, Zhao Lixin, et al.** Structural Optimization of Downhole Cyclone Separator Based on Response Surface Method [J]. *China Mechanical Engineering*, 32(15), 2021, PP. 1818-1826.
12. **Wei Xin, Wang Leigang, Wang Zhao, Pan Shuhua.** Optimization of Process Parameters of Automobile Rear Wheel Cover Based on Response Surface Method [J]. *Forging Technology*, 46(10), 2021, PP. 70-77.
13. **Yang Xu, Zhou Dejian, Zhuang Gongwei, Song Wei, Liu Xiaolong, She Yulai.** Optimizing the Embedded Position of Cable-Carbon Fiber Reinforced Composite Integrated Component Cable Based on Improved Response Surface Method [J]. *China Mechanical Engineering*, 32(16), 2021, PP. 2008-2015.
14. **Hu Yanfeng, Du Yanbin, Xu Lei, Zhou Zhijie, Shu Linsen.** Laser Cladding Process Parameter Optimization Method Integrated with Response Surface Method and Particle Swarm Optimization Algorithm [J/OL]. *Mechanical Science and Technology*, 2021, PP. 1-9.

15. **Mahanthesh B, Mackolil Joby, Mallikarjunaiah S.M.** Response Surface Optimization of Heat Transfer Rate in Falkner-Skan Flow Of Zno-EG Nanoliquid over A Moving Wedge: Sensitivity Analysis [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 125:150348, 2021.
16. **Yang Yubing, Zhang Chunguang, Liu Guangheng, Li Shangqing, Zhang Junfeng, An Lei, Chu Shuai.** Optimal Design of Piston Pump Labyrinth Seal Based on Response Surface Method [J]. *Fluid Machinery*, 49(06), 2021, PP. 44-49.

CÔNG NGHỆ VẬT LIỆU TỰ PHỤC HỒI, XU HƯỚNG ĐỘT PHÁ TRONG CÁCH MẠNG KHOA HỌC THẾ KỈ XXI

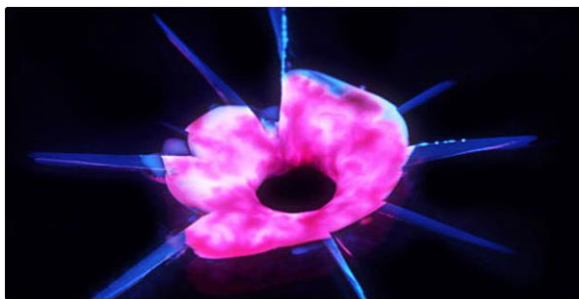
ThS. Nguyễn Tiến Thành – Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ- Vinacomin

Tóm tắt: Công nghệ vật liệu tự phục hồi là một lĩnh vực mới nổi cho thấy nhiều hứa hẹn. Những vật liệu này được thiết kế để tự sửa chữa khi bị hư hỏng, giảm nhu cầu sửa chữa và thay thế. Một số ví dụ về vật liệu tự phục hồi bao gồm polyme, gốm sứ và kim loại. Sự phát triển của những vật liệu này có tiềm năng cách mạng hóa các ngành công nghiệp khác nhau, bao gồm cả hàng không vũ trụ và vận tải. Bài báo này trình bày tình hình nghiên cứu hiện tại cũng như các ứng dụng và thách thức tiềm năng liên quan đến công nghệ vật liệu tự phục hồi.

Từ khoá: Công nghệ vật liệu; tự sửa chữa hư hỏng; vật liệu tự phục hồi.

1 Mở đầu

Vật liệu tự phục hồi là các chất nhân tạo hoặc tổng hợp được tạo ra có khả năng tích hợp sẵn để tự động sửa chữa các hư hỏng mà không cần bất kỳ phỏng đoán nào tình trạng bên trong hoặc sự can thiệp của con người. Nói chung, vật liệu sẽ xuống cấp theo thời gian do môi, điều kiện môi trường hoặc hư hỏng phát sinh trong quá trình vận hành. Các vết nứt và các loại hư hỏng khác ở cấp độ vi mô đã được chứng minh là làm thay đổi các đặc tính cơ học, nhiệt, điện và âm của vật liệu. Sự lan rộng của các vết nứt có thể dẫn đến sự phá hủy của vật liệu. Nhìn chung, các vết nứt khó phát hiện ở giai đoạn đầu và cần có sự can thiệp thủ công để kiểm tra và sửa chữa định kỳ.



Hình 1. Nhựa sinh học – Vật liệu tự phục hồi

Trong thực tế, hiện tượng tự phục hồi trong các loại vật liệu nhân tạo được mô phỏng từ quá trình sinh học tự nhiên như sự tự lành vết thương hay xương trong cơ thể người. Các vật liệu tự phục hồi (SHM - Self Healing Material) có khả năng phục hồi hình dạng, phục hồi các tính năng

như tính chịu lực, tính dẫn điện, hay tính quang học... mà không cần bất kỳ can thiệp của con người. SHM được đề cập sớm nhất là các polyme với một loại chất kết dính bên trong được báo cáo vào năm 2001. Kể từ đó, một loạt các vật liệu tự phục hồi khác đã được nghiên cứu chế tạo như cao su, bê tông, kim loại, gốm, kính, các lớp phủ... có khả năng ứng dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau như xây dựng, ô tô, y sinh, điện tử, viễn thông, hàng hải, hàng không vũ trụ...

2 Tiềm năng của vật liệu tự phục hồi và công nghệ vật liệu tự phục hồi

Tiềm năng của phát minh về vật liệu tự phục hồi ở chỗ nó có thể giúp kéo dài tuổi thọ và độ an toàn của sản phẩm, làm giảm nhu cầu về nguyên vật liệu và cho phép sửa chữa từ xa các máy móc đang hoạt động tại các địa điểm xa xôi hoặc không thể tiếp cận như thiết bị viễn thám, tàu lặn thăm dò... Một trong những sản phẩm được giới thiệu rộng rãi và mang tính ứng dụng cao là mạch điện có thể tự nối lại sau khi bị đứt do chập điện, lớp phủ chống ăn mòn có thể tự sửa chữa sau khi bị hư hỏng, sơn chống ăn mòn kim loại có thể tự phục hồi được sử dụng cho tàu biển, bến cảng hoặc các giàn khoan dầu ngoài khơi xa. Công nghệ này dựa trên một hệ thống mà có 2 loại “viên nang siêu nhỏ” nằm trong lớp phủ, một có chứa các thành phần tự hàn gắn và các thuốc khác có chứa chất xúc tác. Khi lớp phủ bị hư hại, các viên nang siêu nhỏ sẽ vỡ và thành phần bên trong

sẽ phản ứng với nhau, chữa lành các tổn thương để khôi phục lại sự toàn vẹn của lớp phủ. Công nghệ này có thể giúp kéo dài thời gian cần phải tiến hành bảo dưỡng định kỳ và giảm thiểu chi phí bảo dưỡng, đồng thời kéo dài tuổi thọ của kết cấu vật liệu xây dựng công trình, đặc biệt tại Việt Nam, nơi có khí hậu nóng ẩm nhiệt đới gió mùa, các công trình xuống cấp nhanh chóng.

Xu thế nghiên cứu công nghệ vật liệu tự phục hồi cũng như nghiên cứu về trí tuệ nhân tạo (AI) là tất yếu của sự phát triển, việc tham gia lĩnh vực này sẽ giúp trung tâm nâng cấp, cải tiến thiết bị thí nghiệm đáp ứng nhu cầu hiện đại của xã hội.

3 Các dạng tự phục hồi của vật liệu

Hiện tại, các ứng dụng hứa hẹn nhất cho vật liệu tự phục hồi là trong lĩnh vực ô tô/hàng không vũ trụ, xây dựng, dầu khí. Trong đó, các vật liệu hàng đầu được lựa chọn là vật liệu tổng hợp polyme, sơn và chất phủ, xi măng và bê tông. Các ứng dụng liên quan đến ô tô cao cấp bao gồm lớp xe được chế tạo bằng chất đàn hồi tự phục hồi và lớp phủ chống trầy xước dựa trên polyurethane cho thân ô tô. Điều quan trọng nhất của công nghệ này là độ bền, phục hồi chức năng (có nghĩa là các đặc tính cơ bản của vật liệu không bị suy giảm sau chu kỳ phục hồi), độ tin cậy lâu dài, dễ áp dụng và lợi ích về chi phí cho người dùng cuối. Theo các nghiên cứu khoa học ngày nay, có khoảng 6 dạng tự phục hồi của vật liệu:

- Tự phục hồi dạng sinh học: Các vi khuẩn/bào tử nấm có thể “ngủ yên” trong vật liệu đến hàng trăm năm. Khi vật liệu có các vết nứt, vi khuẩn/bào tử nấm có điều kiện tiếp xúc với nước và nguồn dinh dưỡng sẽ sản sinh ra thành phần kết dính làm liền vật liệu;

- Tự phục hồi dạng hóa học: Bằng sự phá vỡ cân bằng tạo ra các phản ứng với chất xúc tác để tự phục hồi sau khi hư hỏng. Cơ chế này thường được kết hợp trong phương pháp chế tạo vật liệu tự phục hồi dạng vi nang hay mạng lưới vi mạch;

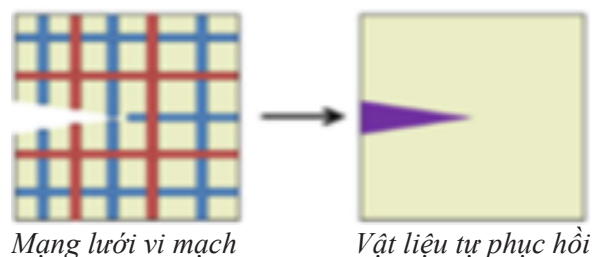
- Dạng tự phục hồi tự sinh, không có sự can thiệp của con người: Đây là cách mà bê tông có

thể tự phục hồi khi phối liệu ngậm không đủ nước, nếu xuất hiện vết nứt có nước thấm vào, bê tông được bổ sung thêm nước và tự liền hoặc bê tông tự liền do hình thành dung dịch tinh thể canxi cacbonat bên trong vết nứt;

- Dạng vật liệu nhớ hình tự phục hồi như nhựa nhiệt dẻo hoặc hợp kim như nitinol (niken-titan);

- Dạng tự phục hồi dựa trên vi nang: Các vi nang siêu nhỏ mức độ nano/micro chứa chất chữa lành và chất xúc tác được phối trộn ngẫu nhiên trong vật liệu. Khi xuất hiện hư hỏng, các vết nứt sẽ làm vỡ các vi nang để phóng thích chất chữa lành và chất xúc tác tạo nên chất liệu lấp đầy vết nứt;

- Dạng tự phục hồi dựa trên mạng lưới vi mạch: Các vi nang, chất chữa lành nằm trong mạng lưới vi mạch. Các hư hỏng, vết nứt sẽ phá vỡ mạng lưới giải phóng chất chữa lành giúp vật liệu tự phục hồi.



Hình 2. Tự phục hồi dựa trên mạng lưới vi mạch (Microvascular Network)

4 Các lĩnh vực đề xuất nghiên cứu về vật liệu tự phục hồi và xu hướng

4.1 Lĩnh vực đề xuất nghiên cứu

- Sơn ô tô: Lớp sơn mới dành cho bề mặt xe hơi có thể tự liền vết xước sau một khoảng thời gian. Lớp phủ trong suốt sử dụng ánh sáng cận hồng ngoại từ ánh sáng mặt trời để tự chữa vết xước. Các nhà nghiên cứu đã tạo ra vật liệu này bằng cách thêm một liên kết cộng hóa trị cụ thể vào nhựa phủ thương mại hiện có. Các ứng dụng tiềm năng cho vật liệu mới bao gồm lớp phủ bảo vệ trên xe cộ, thiết bị điện tử và các thiết bị khác thường xuyên tiếp xúc với ánh sáng mặt trời;

- Gốm sứ tự phục hồi: Mặc dù chúng rất hữu ích, nhưng một nhược điểm của vật liệu gốm là chúng rất dễ vỡ. Cấu trúc độc đáo gồm các lớp xen kẽ của nó tạo ra khả năng tự phục hồi, khi vết nứt bắt đầu xuất hiện, các tinh thể hình thành giữa và trên các lớp chịu lực chữa lành vết nứt. Đây có thể là vật liệu phù hợp cho các sản phẩm hoạt động trong điều kiện chịu áp lực cao, chẳng hạn như động cơ máy bay;

- Composite sợi cacbon tự phục hồi: Vật liệu tổng hợp được gia cố bằng sợi cacbon rất phổ biến cho nhiều loại sản phẩm được sản xuất. Tuy nhiên, một khi bị hư hỏng, những vật liệu này gần như không thể sửa chữa hoặc tái chế. Các nhà nghiên cứu đã tạo ra một hỗn hợp sợi cacbon tự phục hồi có thể được chữa lành nhiều lần bằng nhiệt, hồi phục hoàn toàn mọi hư hỏng. Vật liệu này là một phần của nhóm vật liệu được gọi là Vitrimer gia cố bằng sợi carbon, có cả đặc tính rắn và lỏng. Nó cũng có thể được tái chế khi hết tuổi thọ;

- Bê tông tự phục hồi: Sử dụng cacbon dioxide để hàn gắn bất kỳ vết nứt nào đang lan ra;

- Hydrogel: Polyme tự phục hồi dựa vào nước để hỗ trợ liên kết thuận nghịch có thể thúc đẩy quá trình chữa lành vết thương. Hydrogel có tính chất cơ học đàn hồi. Sự tương tác giữa cấu

trúc hydrogel và lực hút tĩnh điện kích thích tạo ra các liên kết mới, chữa lành vết thương. Hydrogel tự phục hồi có tiềm năng lớn cho các ứng dụng y sinh và người máy.

Sự đa dạng của các ứng dụng cho vật liệu tự phục hồi sẽ tiếp tục mở rộng khi nhiều vật liệu độc đáo dạng này được phát triển. Chúng sẽ làm cho các sản phẩm và hệ thống an toàn hơn, bền lâu hơn, đồng thời mở rộng các giới hạn của thiết kế kỹ thuật.

4.2 Xu hướng hiện tại

Xu hướng nghiên cứu công nghệ vật liệu tự phục hồi hiện tại tập trung vào phát triển các loại vật liệu có khả năng tự sửa chữa hư hỏng hoặc phục hồi chức năng sau khi chịu tác động của ngoại lực hoặc ứng suất.

Ngày nay, các vật liệu hàng đầu được lựa chọn để nghiên cứu là vật liệu tổng hợp polyme, sơn và chất phủ, xi măng và bê tông trong các lĩnh vực ô tô, hàng không vũ trụ, xây dựng dầu khí... Một trong các lĩnh vực hứa hẹn tạo được đột phá là y sinh khi số lượng nghiên cứu tăng dần trong 20 năm qua. Việc phát triển các hydrogel tự phục hồi, polyme tự tổng hợp phục hồi xương, sụn, da và thậm chí cả hệ thần kinh trung ương... Cùng với trí tuệ nhân tạo AI, công nghệ vật liệu tự phục hồi hứa hẹn tạo đột phá trong cách mạng khoa học thế kỉ XXI.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. <https://www.otoman.net/tin-tuc/goc-nhin-toan-canh-ve-vat-lieu-tu-phuc-hoi>
2. <https://www.sciencedirect.com/topics/materials-science/self-healing-material#:~:text=Self%2Dhealing%20materials%20are%20polymers,its%20original%20set%20of%20properties>.
3. <https://www.asme.org/topics-resources/content/7-self-healing-materials-expand-the-limits-of-engineering-design>
4. <https://cesti.gov.vn/bai-viet/khcn-nuoc-ngoai/vat-lieu-tu-phuc-hoi-01010757-0000-0000-0000-000000000000>
5. <https://www.plasticstoday.com/automotive-and-mobility/five-things-you-should-know-about-self-healing-technology>

TÍNH TOÁN TẢI TRỌNG TÁC DỤNG VÀ KIỂM TRA ĐỘ BỀN CHO KHUNG MÁY SÀNG RUNG CÓ HƯỚNG THEO PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

*ThS. Nguyễn Mạnh Nền – Trường Đại học Hàng hải Việt Nam;
ThS. Nguyễn Thành Trung – Trường Đại học Y dược Hải Phòng*

Tóm tắt: Máy sàng là thiết bị quan trọng trong dây chuyền sản xuất và phân loại than hay các loại vật liệu xây dựng như đá, cát... Trong đó, máy sàng rung có hướng là loại máy sàng được sử dụng phổ biến. Khi tính toán thiết kế máy sàng nói chung và máy sàng rung có hướng nói riêng, việc xác định tải trọng tác dụng và kiểm tra độ bền cho khung máy tương đối phức tạp. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất phương pháp tính toán độ bền cho máy sàng rung có hướng bằng phương pháp phần tử hữu hạn – FEM (Finite Element Method). Phương pháp này giúp kiểm tra độ bền tổng thể cho cả khung máy sàng mà không cần tách riêng từng phần theo dạng kết cấu khác nhau như tấm mỏng, khung dầm... để tính toán theo các phương pháp truyền thống khác. Kết quả tính toán và phân tích ứng suất, chuyển vị giúp người thiết kế có phương án lựa chọn chính xác các kích thước hoặc bố trí gia cường cho các kết cấu chịu lực chính.

Từ khóa: FEM; máy sàng rung; phương pháp phần tử hữu hạn.

1 Đặt vấn đề

Trong quy trình sản xuất than thương phẩm cũng như các vật liệu xây dựng như đá, cát... thì máy sàng là một phần quan trọng không thể thiếu vì kích thước hạt được quy định tương đối cụ thể. Ví dụ, theo tiêu chuẩn quốc gia TCVN 8910-

2011 Than thương phẩm – Yêu cầu kỹ thuật, kích thước hạt của các loại than thương phẩm được quy định nhỏ nhất là 0,5 mm với than bùn và lớn nhất là 200 mm như bảng 1. Trong xây dựng, đá dăm cũng được phân ra làm nhiều loại có kích thước và ứng dụng khác nhau như trong bảng 2.

Bảng 1. Yêu cầu kỹ thuật đối với than thương phẩm [1]

Chỉ tiêu	Mức giới hạn				Phương pháp thử
	Than cục	Than cám	Than bùn tuyển	Than không phân cấp	
1. Kích thước cỡ hạt	từ 6 đến 100 mm	không lớn hơn 25 mm	Không lớn hơn 0,5 mm	Không lớn hơn 200 mm	TCVN 251 (ISO 1953)
2. Tỷ lệ cỡ hạt khi giao nhận ban đầu, không lớn hơn	20% (dưới cỡ)	10% (trên cỡ)	7% (trên cỡ)	-	TCVN 4307
3. Độ tro khô (A^k)	từ 3,00 đến 16,00%	từ 5,00 đến 45,00%	từ 27,01 đến 35,00%	từ 31,01 đến 45,00%	TCVN 173 (ISO 1171)
4. Hàm lượng ẩm toàn phần (W^p), không lớn hơn	6,00%	23,00%	25,00%	16,00%	TCVN 172 (ISO 589)
5. Chất bốc khô trung bình (V^k), không lớn hơn	6,00%	12,00%	7,00%	30,00%	TCVN 174 (ISO 652)
6. Lưu huỳnh chung khô (S^k_{ch}), không lớn hơn	1,75%	4,00%	1,75%	9,00%	TCVN 175 (ISO 334)
7. Trị số tỏa nhiệt toàn phần khô (Q^k_{gr}), không nhỏ hơn	6700 Cal/g	4200 Cal/g	5000 Cal/g	3750 Cal/g	TCVN 200 (ISO 1928)

Bảng 2. Kích thước đá dăm và ứng dụng

Loại đá	Khái niệm	Nguồn gốc	Ứng dụng
Đá 1x2	Là loại đá đa dạng về kích thước: 10x16 mm, 10x22 mm, 10x28 mm...	Khai thác trong tự nhiên	- Đổ sàn bê tông nhà tầng; - Nền mặt đường giao thông như quốc lộ, sân bay, khu vực cầu cảng;
Đá 3x4	Kích thước 30-40mm	Khai thác trong tự nhiên	- Trong các nhà máy trộn bê tông nhựa nóng hoặc bê tông tươi...
Đá 5x7	Kích thước khá lớn từ 50-70 mm	Khai thác trong tự nhiên	- Làm nền móng cho các công trình giao thông và cầu đường; - Làm chất phụ gia cho bê tông cốt thép đúc ống cống; - Dùng để sản xuất gạch bông lát sàn hay gạch lót cho sàn, đảm bảo độ phẳng và chắc chắn
Đá 0x4	Tổng hợp các loại đá có kích thước lớn nhất là 40 mm với đá mi bụi	Từ quá trình sàng, nghiền, lọc từ việc sản xuất các loại đá khác	- Làm mới một tuyến đường quốc lộ, đảm bảo tuổi thọ của nền đường; - San lấp nền móng nhà, nhà xưởng và các công trình khác; - Tăng độ bền chắc cho nền đường

Hiện nay, đa số các dây chuyền sản xuất và phân loại than, cát, đá... sử dụng kiểu máy sàng rung. Nguyên lý hoạt động của máy sàng rung là sử dụng động cơ rung động cung cấp năng lượng làm cho vật liệu trên bề mặt sàng dao động và thực hiện mục đích sàng lọc, tùy vào kích thước của hạt mà được giữ lại trên bề mặt hoặc lọt qua bề mặt lưới sàng. Bằng cách điều chỉnh các góc hoặc trọng lượng của khối lệch tâm tạo dao động, có thể dễ dàng thay đổi lực rung và thay đổi các cửa xuất liệu để điều chỉnh pha trộn các thành phần hạt của thành phẩm.



Hình 1. Mô hình máy sàng

Khi tính toán thiết kế máy sàng rung, một trong những công việc phức tạp và tiêu tốn nhiều

thời gian nhất là tính toán độ bền cho khung máy vì khung máy sàng được hợp thành bởi nhiều bộ phận có dạng kết cấu khác nhau. Khung chịu lực chính thường được tính toán theo kết cấu dạng khung dầm, các thành bao được tính toán kết cấu dạng tấm mỏng, ngoài ra còn có các kết cấu phức tạp khác như gối đỡ đàn hồi, lưới sàng...

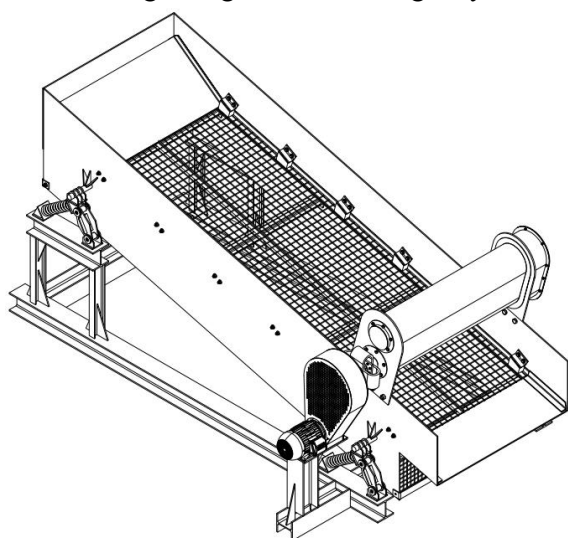
Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất phương án tính toán độ bền của khung máy sàng rung theo phương pháp phần tử hữu hạn – FEM. Phương pháp này giúp kiểm tra độ bền tổng thể cho cả khung máy sàng mà không cần tách riêng từng phần theo các dạng kết cấu khác nhau. Kết quả tính toán và phân tích ứng suất, chuyển vị được thể hiện chi tiết cho bất cứ điểm nào rất trực quan bằng các biểu đồ giúp người thiết kế có phương án lựa chọn chính xác các kích thước hoặc bố trí gia cường tại các vị trí có ứng suất hoặc chuyển vị tương đối lớn cho các kết cấu chịu lực chính.

2 Phương pháp nghiên cứu

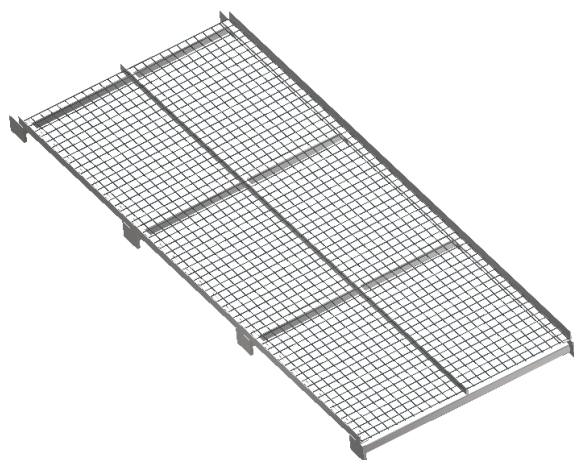
2.1 Tính toán tải trọng tác dụng lên khung máy sàng rung có hướng

Khung máy được tính toán như một kết cấu hàn, phần đế thân máy cố định với bộ máy nên

coi tại đây là các liên kết ngàm (Fixed), các gối đàn hồi được coi là các liên kết cứng ở vị trí lờ xo bị nén lớn nhất. Tải trọng tác dụng lên khung máy bao gồm: Trọng lượng vật liệu trên sàng; trọng lượng bộ gây rung; lực quán tính ly tâm sinh ra bởi chuyển động quay của các trục lệch tâm; và trọng lượng bản thân khung máy.



Hình 2. Kết cấu khung máy sàng rung có hướng



Hình 3. Lưới sàng

- *Trọng lượng vật liệu trên sàng:* Trọng lượng vật liệu trên sàng coi là lực phân bố đặt trên các thanh đỡ sàng”

$$P = G_{v1}/S_d = m_{v1}.g/S_d$$

Trong đó: G_{v1} – trọng lượng của vật liệu trên sàng; m_{v1} – khối lượng vật liệu trên sàng, $m_{v1} = 1160$ kg; S_d – tổng diện tích bề mặt tiếp xúc

các thanh đỡ với lưới sàng.

- *Trọng lượng bộ gây rung:* Ta coi trọng lượng bộ gây rung là các lực đặt tại các lỗ bulông lắp ghép bộ gây rung với khung máy:

$$F_r = G_r/Z$$

Trong đó: G_r – trọng lượng bộ gây rung; Z – bu lông lắp ghép.

- *Lực quán tính ly tâm:* Lực quán tính tổng hợp do hai trục lệch tâm gây ra có phương không đổi phụ thuộc vào góc nghiêng lắp đặt nhưng chiều và trị số thay đổi theo chu kỳ là một vòng quay của trục. Lực quán tính tổng hợp có trị số lớn nhất khi hai lực ly tâm thành phần có cùng phương và cùng chiều. Mỗi chu kỳ tải trọng sẽ có hai thời điểm lực quán tính tổng hợp đạt giá trị lớn nhất. Ở hai vị trí này, lực quán tính tổng có cùng trị số nhưng ngược chiều. Khi tính toán độ bền cho khung máy, ta tính toán cho trường hợp gây ra ứng suất lớn nhất cho khung máy là trường hợp lực quán tính cực đại có chiều hướng xuống dưới.

Lực quán tính ly tâm do một trục lệch tâm gây ra:

$$F_{qt} = m r \omega^2$$

Trong đó: M – khối lượng trục lệch tâm; r – khoảng cách từ trọng tâm trục lệch tâm đến tâm quay của trục; ω – vận tốc góc.

Lực quán tính tổng hợp:

$$F_{qt\Sigma} = 2F_{qt}$$

Lực quán tính cũng coi là các lực tập trung đặt tại các lỗ bulông như trọng lượng bộ gây rung:

$$F'_{qt} = F_{qt\Sigma}/Z$$

- *Trọng lượng bản thân khung máy:* Phần trọng lượng bản thân khung máy nếu tính toán theo các phương pháp truyền thống thì tương đối phức tạp. Tuy nhiên, khi ứng dụng các phần mềm thì nó lại được tính toán một cách tự động. Với phương án này, ta xây dựng mô hình sơ bộ cho khung máy dựa vào kinh nghiệm hoặc theo máy mẫu sau đó sử dụng phần mềm để tính toán.

2.2 Ứng dụng phần mềm để kiểm tra độ bền khung máy sàng rung có hướng

Việc tính toán và mô phỏng ứng suất, chuyển vị trên khung máy sàng khi làm việc có thể thực hiện trên rất nhiều các phần mềm hỗ trợ như Ansys, Inventor, SolidWorks...

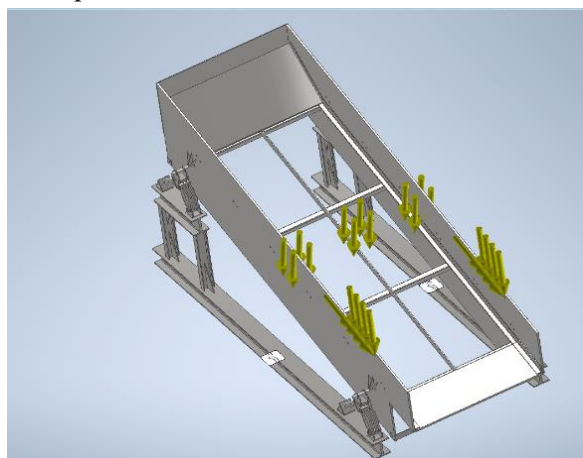
Để minh họa tính toán độ bền khung máy sàng bằng phương pháp phần tử hữu hạn với sự trợ giúp của các phần mềm tính toán thông dụng, nhóm tác giả sẽ áp dụng với máy sàng rung có hướng với các thông số đã tính toán được thông qua các bước trước đó như sau:

Bảng 3. Thông số cơ bản của máy sàng

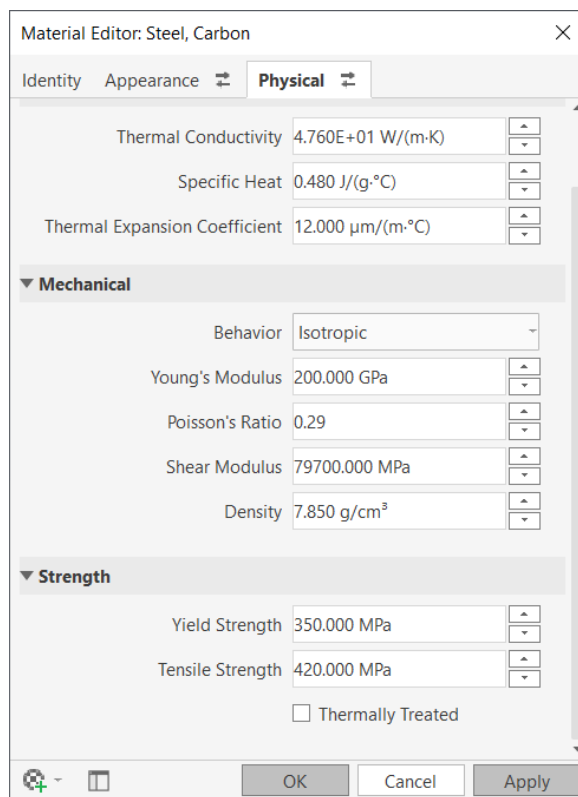
STT	Thông số	Ký hiệu	Trị số	Đơn vị
1	Năng suất máy	Q	35	tấn/giờ
2	Chiều dài sàng	L	3000	mm
3	Chiều rộng sàng	B	1200	mm
4	Góc nghiêng sàng	α	15	độ
5	Tốc độ quay trục lệch tâm	n	550	vòng/phút
6	Khối lượng vật liệu trên sàng	m_{vl}	1160	kg
7	Tải trọng phân bố do khối lượng vật liệu gây ra với khung đỡ sàng	P	0,052	MPa
8	Khối lượng bộ gây rung	G_r	4200	kg
9	Số bu lông lắp ghép bộ gây rung	Z	8	-
10	Lực quán tính ly tâm tổng	$F_{qt\Sigma}$	52233,1	N
11	Lực quán tính tác dụng lên một lỗ bulông	F'_{qt}	6529,14	N

Vật liệu khung sàng là thép tấm và thép hình CT3, với chiều dày thép không quá 17 mm thì giới hạn chảy không nhỏ hơn 350 MPa.

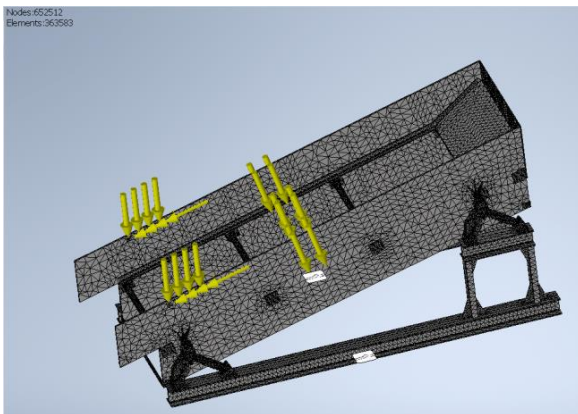
Tiến hành gán liên kết, tải trọng tác dụng, vật liệu vào phần mềm và chia lưới phần tử rồi thực hiện quá trình tính toán.



Hình 4. Liên kết và tải trọng tác dụng



Hình 5. Thông số vật liệu

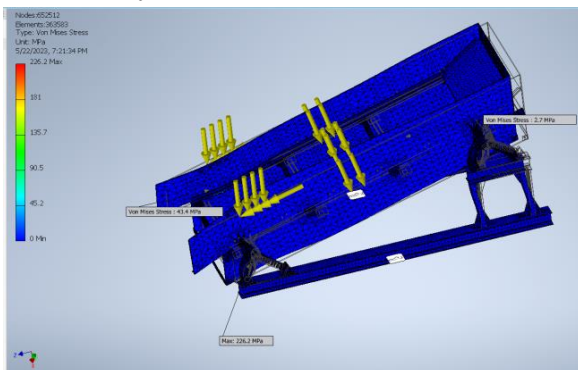


Hình 6. Mô hình lưới

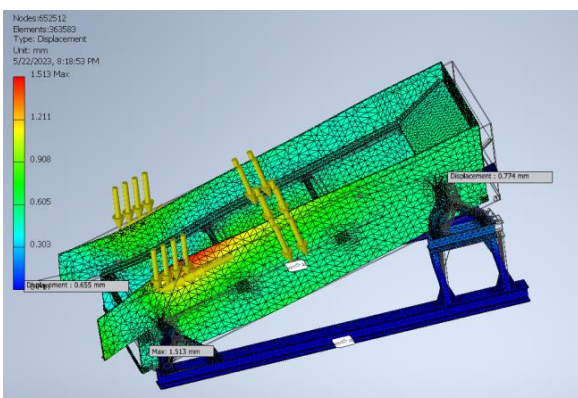
Các thông số cơ bản của lưới như sau:

- Kích thước trung bình: 0,1;
- Kích thước nhỏ nhất của phần tử: 0,2;
- Tỉ số tối đa giữa chiều dài cạnh của phần tử liền kề: 1,5;
- Góc tối đa: 60 độ.

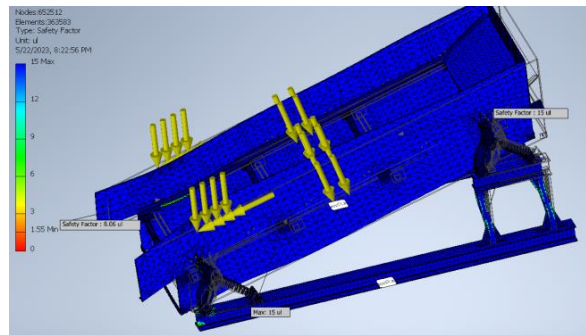
Với thiết lập trên thì lưới bao gồm 363583 phần tử và 652512 nút. Kết quả phân tích ứng suất và chuyển vị thu được như các hình 7-9.



Hình 7. Ứng suất Von Mises



Hình 8. Chuyển vị



Hình 9. Hệ số an toàn tĩnh

3 Kết quả và thảo luận

Với kết quả thu được từ quá trình tính toán, mô phỏng ta thấy ứng suất Von Mises (ứng suất tương đương) lớn nhất trên khung máy khi chịu tải là 226,2 MPa, tương ứng với hệ số an toàn tĩnh tối thiểu là 1,55 (thông thường hệ số an toàn tĩnh cho phép nằm trong khoảng 1,5 đến 2). Ngoài ra, có một số vùng xuất hiện ứng suất tương đối lớn như các trục đỡ và vùng liên kết với trục đỡ của gối đàn hồi trên khung máy.

Về chuyển vị, chuyển vị tuyệt đối lớn nhất là 1,53 mm tại vị trí các bulông lắp ghép cụm gây rung với khung sàng. Với chiều dài khung sàng là 3871 mm thì chuyển vị tương đối là không lớn ($\epsilon = 0,39\text{mm/m}$).

Kết quả này giúp người thiết kế có phương án bố trí gia cường phù hợp cho các khu vực ứng suất và chuyển vị lớn, giúp nâng cao độ cứng vững và khả năng chịu tải của kết cấu. Ngoài ra, kết quả phân tích còn cho ra biểu đồ phân bố các ứng suất chính, đây chính là cơ sở để người thiết kế đánh giá về độ bền mỏi của khung máy.

4 Kết luận

Hiện nay, với sự phát triển mạnh mẽ của công nghệ CAD (Computer Added Design) và CAE (Computer Added Engineering) thì việc tính toán thiết kế cơ khí đã được giảm bớt một phần khối lượng công việc. Nhiều công đoạn tính toán phức tạp đã được tính toán, phân tích bằng các phương pháp số (phương pháp gần đúng) cho kết quả nhanh chóng và chính xác, mà phương pháp phần tử hữu hạn – FEM là một trong số đó.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã đề xuất phương án sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn với sự trợ giúp của các phần mềm cơ khí để phân tích chuyển vị và ứng suất cho khung

máy sàng rung có hướng, giúp cho người thiết kế máy có cái nhìn tổng thể và trực quan hơn để từ đó đưa ra các phương án thiết kế phù hợp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

1. TCVN 8910-2011 Than thương phẩm – Yêu cầu kỹ thuật.
2. **Olek C. Zienkiewicz, Robert L. Taylor.** The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics. *Elsevier, 2005.*
3. **Đoàn Tài Ngọ.** Máy và thiết bị sản xuất vật liệu và cấu kiện xây dựng. *NXB Xây dựng Hà Nội, 2000.*
4. **Nguyễn Mạnh Hùng, Nguyễn Việt Tân, Bùi Khắc Gây.** Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến việc lựa chọn tốc độ quay trục lệnh tâm của máy sàng rung có hướng. *Tạp chí Nghiên cứu KH&CN quân sự, Số 41, 02-2016.*

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SỐ NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA CHÂN VỊT BIẾN BƯỚC

Nguyễn Chí Công, Nguyễn Mạnh Nền – Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam

Tóm tắt: Chân vịt biến bước là chân vịt có bước cánh thay đổi được khi hoạt động để phù hợp với các chế độ tải trọng trong quá trình khai thác. Ở mọi chế độ làm việc, chúng luôn đạt hiệu suất cao, cải thiện được khả năng điều động của tàu. Chân vịt biến bước thường được sử dụng cho các loại tàu có nhiều chế độ khai thác như tàu cá, tàu tuần tra, tàu lai dất... Bài báo này sử dụng phương pháp số nghiên cứu đặc tính thủy động lực học của chân vịt biến bước có đường kính 1 m, tỷ số bước thiết kế $H/D = 0,6$, số vòng quay của trục chính 629 vòng/phút và công suất máy là 155 CV. Kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở quan trọng để nâng cao hiệu suất khai thác, cải thiện đặc tính làm việc của chân vịt biến bước.

Keywords: CFD; chân vịt biến bước; tỷ số bước.

1 Mở đầu

Chân vịt biến bước là chân vịt có bước cánh thay đổi được để phù hợp với các chế độ tải trọng của tàu, do đó chân vịt luôn đạt hiệu suất cao, tiết kiệm nhiên liệu ở các chế độ khai thác khác nhau, đảm bảo tính cơ động cho tàu trong quá trình vận hành, đặc biệt cho các loại tàu hoạt động trong tuyến luồng hẹp như tàu lai dất, tàu đẩy. Cấu tạo của chân vịt biến bước gồm có cánh chế tạo rời liên kết với hệ thống điều khiển bước bằng đĩa xoay. Đối với các tàu có công suất nhỏ dưới 300 CV thì hệ thống điều khiển bước cánh thường là hệ thống cơ khí do có kết cấu đơn giản, dễ vận hành, bảo dưỡng và sửa chữa.

Trên thế giới, trong những năm gần đây chân vịt biến bước cũng được đầu tư nghiên cứu về mặt lý thuyết nhằm cải thiện hiệu suất cánh chân vịt, tính năng điều khiển của hệ thống điều khiển bước cánh. Năm 2016, Bhattacharyya cùng các đồng nghiệp của mình tại Khoa Công nghệ Hàng hải, Đại học Khoa học và Công nghệ Na Uy đã sử dụng mô hình k- ω -SST nghiên cứu ảnh hưởng của tỷ lệ đồng dạng đến đặc tính thủy động lực học của chân vịt biến bước làm việc trong ống đạo lưu. Một số kết quả chính đạt được của nghiên cứu là tỷ số bước H/D của chân vịt có ảnh hưởng quan trọng đến đặc tính thủy động lực học

của chân vịt biến bước làm việc trong ống đạo lưu, tỷ số đồng dạng có ảnh hưởng lớn đến hệ số lực đẩy của ống đạo lưu và hệ số mômen của chân vịt [1]. Nhằm cải thiện khả năng phản hồi của hệ thống điều khiển bước cánh chân vịt biến bước, năm 2016 nhóm nghiên cứu của Rudzki thuộc Đại học Hàng hải Gdynia Ba Lan đã đưa ra mô hình hỗ trợ khả năng phản hồi của hệ thống chân vịt biến bước với sự hỗ trợ của máy tính. Kết quả nghiên cứu được đăng trên tạp chí Journal of Ocean Engineering [2]. Năm 2019, tại hội nghị Conference on Programmable Devices and Embedded Systems PDES, Gebauer cùng các cộng sự tại Khoa Hệ thống Điều khiển và Thiết bị, Đại học Kỹ thuật Ostrava đã đề xuất hệ thống điều khiển bước cho tàu có trang bị chân vịt biến bước [3].

Ở trong nước, hệ thống chân vịt biến bước chủ yếu được trang bị cho một số tàu tuần tra, tàu cảnh sát biển của lực lượng Hải Quân. Các hệ thống chân vịt biến bước này chủ yếu được nhập từ nước ngoài nên giá thành rất cao. Trong bài báo này, nhóm tác giả sử dụng phương pháp số nghiên cứu đặc tính thủy động lực học của chân vịt biến bước sử dụng cho tàu cá đánh bắt xa bờ có công suất máy 155 CV, từ đó đưa ra giải pháp nâng cao hiệu quả khai thác chân vịt biến bước.

2 Cơ sở lý thuyết

2.1 Đặc tính thủy động lực học chân vịt

Theo lý thuyết, cánh chân vịt được coi là tập hợp vô số các profile cánh có chiều dày vô cùng nhỏ. Các hệ số thủy động lực học của chân vịt gồm có hệ số tiến J , hệ số lực đẩy K_T , hệ số mômen K_Q và hiệu suất chân vịt η .

$$J = \frac{V}{nD}; K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}; K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}; \eta = \frac{J \cdot K_T}{2\pi \cdot K_Q} \quad (1)$$

Trong đó: n – vận tốc góc của chân vịt; ρ – khối lượng riêng của chất lỏng; D – đường kính của chân vịt, J – hệ số tiến của chân vịt.

2.2 Các phương trình cơ bản trong tính toán mô phỏng số

Đối với dòng chất lỏng không nén được, chuyển động không dừng, các phương trình cơ bản dùng để mô tả đặc tính của nó là phương trình liên tục, Navier - Stokes được viết như sau [4-7]:

Phương trình liên tục:

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

Phương trình Navier - Stokes:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u = -\frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 u + g \quad (3)$$

Trong đó: ρ – khối lượng riêng của chất lỏng; p – áp suất tĩnh của chất lỏng, u là vận tốc của dòng chất lỏng, g là gia tốc trọng trường.

3 Tính toán mô phỏng số

3.1 Thông số cơ bản của chân vịt, các trường hợp tính toán

Chân vịt biển bước sử dụng trong nghiên cứu này được trang bị cho tàu cá đánh bắt xa bờ có công suất máy 155 CV, hệ thống cơ khí được sử dụng để thay đổi bước cánh chân vịt. Các thông số cơ bản của chân vịt được cho trong bảng 1.

Để khảo sát đặc tính thủy động lực học của chân vịt biển bước, nhóm tác giả thực hiện tính toán mô phỏng với 7 trường hợp tỷ số bước cánh H/D lần lượt là: 0,5; 0,52; 0,53; 0,55; 0,57; 0,59 và 0,60, tương ứng với hệ số tiến J 0,1-0,7.

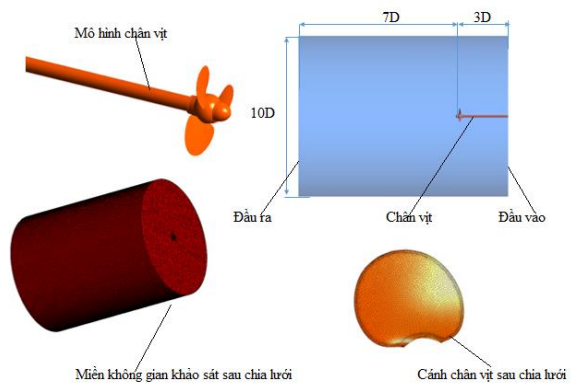
3.2 Xây dựng mô hình, chia lưới, điều kiện biên

Để xác kích thước miền không gian tính toán

Bảng 1. Các thông số cơ bản của chân vịt biển bước

TT	Tên	Giá trị	Đơn vị
1	Đường kính	1	m
2	Tỷ số bước ở chế độ tính toán thiết kế	0,6	
3	Bước ở chế độ tính toán thiết kế	0,6	m
4	Số vòng quay	629	v/ph
5	Số cánh	3	
6	Tỷ số bầu	0,3	
7	Góc nghiêng của cánh	0	độ
8	Góc xoắn của cánh	0	độ

nhóm tác giả đã tham khảo một số công trình khoa học có uy tín được công bố trên trang web khoa học ScienceDirect [8-13]. Miền không gian khảo sát là hình trụ với các kích thước được trình bày trên hình 1. Miền không gian tính toán sau khi xây dựng được mô hình hoá bằng lưới đa diện đều bằng công cụ ICEM - Meshing Tool trong gói phần mềm Ansys. Miền không gian khảo sát, cánh chân vịt sau khi chia lưới và các thông số của lưới dùng để tính toán mô phỏng được cho trong hình 1 và bảng 2.



Hình 1. Mô hình bài toán và miền không gian sau khi chia lưới

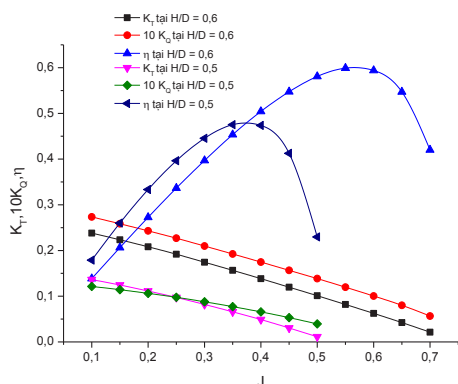
Mô hình rối hai phương trình RNG k-ε trong được sử dụng để tính toán xây dựng đường đặc tính của chân vịt biển bước. Thuật toán xác định mối quan hệ vận tốc áp suất được chọn là “SIMPLE algorithm”, điều kiện hội tụ khi tính toán được đặt cho các biến là 0,001.

Bảng 2. Thông số lưới của miền không gian khảo sát

TT	Tên	Số nút	Số phần tử
1	Khối động	874406	171399
2	Khối tĩnh	1078232	205386
3	Toàn bộ	1952638	376785

4 Kết quả và phân tích kết quả

4.1 Đặc tính thủy động lực học chân vịt



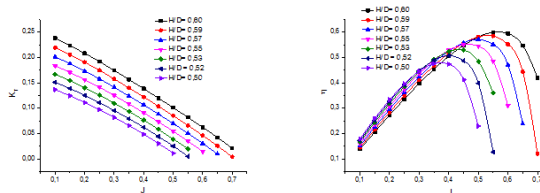
Hình 2. Đặc tính thủy động lực của chân vịt tại $H/D = 0,5$ và $H/D = 0,6$

Hình 2 là đường đặc tính chân vịt biến bước tại hai tỷ số bước cánh $H/D = 0,5$ và $0,6$, từ đồ thị ta thấy rằng hệ số lực đẩy và hệ số mô men của chân vịt giảm gần như tuyến tính với tỷ số J . Khi tỷ số J tăng thì hệ số lực đẩy K_T và hệ số momen K_Q giảm, giá trị lớn nhất của hệ số lực đẩy và hệ số mô men lần lượt là 0,201 và 0,021, tương ứng với tỷ số $H/D = 0,6$ và $J = 0,1$. Hiệu suất lớn nhất của chân vịt biến bước tại hai tỷ số bước cánh $H/D = 0,5$ và $0,6$ lần lượt là 0,475 và 0,599, tương ứng với $J = 0,4$ và 0,55. Khi tỷ số bước cánh tăng thì điểm đạt hiệu suất lớn nhất của chân vịt có xu hướng di chuyển sang bên phải, tương ứng với hệ số tiến J lớn.

4.2 Ảnh hưởng của tỷ số bước đến đặc tính làm việc

Hình 3 là biến thiên hệ số lực đẩy và hiệu suất chân vịt tương ứng với các tỷ số bước cánh H/D khác nhau. Ở cùng một hệ số tiến J , khi tỷ số bước cánh H/D tăng lên thì hệ số lực đẩy K_T cũng tăng, giá trị lớn nhất của hệ số lực đẩy đạt

được là 0,235 tại $H/D = 0,5$ tương ứng với hệ số tiến $J = 0,1$. Hệ số lực đẩy giảm gần như tuyến tính khi hệ số tiến J tăng dần. Tỷ số bước cánh cũng có ảnh hưởng lớn đến hiệu suất của chân vịt, khi H/D tăng trong phạm vi khảo sát 0,5-0,6 thì hiệu suất lớn nhất của chân vịt tăng lên, điểm có hiệu suất lớn nhất có xu hướng dịch chuyển sang phải tương ứng với hệ số tiến J lớn. Hiệu suất lớn nhất của chân vịt đạt được là 0,599 tại tỷ số bước cánh $H/D = 0,6$ và hệ số tiến $J = 0,55$.



Hình 3. Biến thiên hệ số lực đẩy, hiệu suất chân vịt tại các tỷ số bước H/D

5 Kết luận

Đặc tính thủy động lực học của chân vịt biến bước có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả khai thác của tàu, tỷ số bước cánh của chân vịt biến bước thay đổi sẽ làm cho đặc tính thủy động lực học của nó biến đổi theo làm thay đổi mối quan hệ thủy động lực học giữa máy chính - vỏ tàu - chân vịt. Xây dựng được đường đặc tính của chân vịt biến bước là cơ sở quan trọng để nâng cao hiệu quả khai thác tàu. Dưới đây là một số kết quả chính của bài báo:

1) Đã sử dụng phương pháp số tính toán mô phỏng số, xây dựng đường đặc tính của chân vịt biến bước với công suất máy 155 CV với tỷ số bước cánh H/D là 0,5-0,6.

2) Tỷ số bước cánh H/D có ảnh hưởng rất lớn đến đặc tính thủy động lực học của chân vịt biến bước. Khi tỷ số bước cánh H/D tăng lên trong phạm vi khảo sát, hiệu suất lớn nhất của chân vịt tăng lên, điểm đạt hiệu suất lớn nhất của chân vịt có xu hướng dịch chuyển sang phải, tương ứng với hệ số tiến J lớn. Hiệu suất lớn nhất của chân vịt đạt được là 0,599 tại tỷ số bước cánh $H/D = 0,6$ và hệ số tiến $J = 0,55$.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Bhattacharyya A., Krasilnikov V., Steen S.** Scale Effects on Open Water Characteristics of A Controllable Pitch Propeller Working within Different Duct Designs. *Ocean Engineering*, 2016, 112, PP. 226-242.
2. **Rudzki K., Tarelko W.** A Decision-Making System Supporting Selection of Commanded Outputs for A Ship's Propulsion System with A Controllable Pitch Propeller. *Ocean Engineering*, 2016, 126, PP. 254-264.
3. **Gebauer J., et al.** Controller Design for Variable Pitch Propeller Propulsion Drive. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, 52(27), PP. 186-191.
4. **Peyret R.** Handbook of Computational Fluid Mechanics. *Elsevier Science & Technology Books*, 1996.
5. **Malalasekera, H.K.V.a.W.** An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method. *Longman Scientific Technical*, 1995.
6. Ansys Fluent Theory Guide, 2013, 814.
7. **Slot J.J.** Development of A Centrifugal In-Line Separator for Oil-Water Flows. *University of Twente, Enschede, Netherlands*, 2013.
8. **Hu J., et al.** Numerical Simulation of Vortex-Rudder Interactions behind The Propeller. *Ocean Engineering*, 2019, 190, PP. 106446.
9. Peters A., Lantermann U., Moctar O.el. Numerical Prediction of Cavitation Erosion on A Ship Propeller in Model-and Full-Scale. *Wear*, 2018, 408-409, PP. 1-12.
10. **Helal M.M., et al.** Numerical Prediction of Sheet Cavitation on Marine Propellers Using CFD Simulation with Transition-Sensitive Turbulence Model. *Alexandria Engineering Journal*, 2018, 57(4), PP. 3805-3815.
11. **Hu J., et al.** Tip Vortex Prediction for Contra-Rotating Propeller Using Large Eddy Simulation. *Ocean Engineering*, 2019, 194 p., 106410.
12. **Long Y., et al.** Numerical Simulations of Cavitating Turbulent Flow Around A Marine Propeller behind The Hull With Analyses of The Vorticity Distribution and Particle Tracks. *Ocean Engineering*, 2019, 189p., 106310.
13. **Posa A., Broglia R., Balaras E.** LES Study of The Wake Features of A Propeller in Presence of An Upstream Rudder. *Computers & Fluids*, 2019, 192 p., 104247.
14. **Abbott Ira H., A.E.V.D.** Theory of Wing Sections. 1959.
15. **John D.A. Jr.** Fundamental of Aerodynamics. *Mc Graw-hill*.
16. **John P., Breslin P.A.** Hydrodynamics of Ship Propellers. *Cambridge University Press*, 1994.
17. **Carlton J.S.** Marine Propellers and Propulsion, ed. 2. 2007, 556 p.

CÔNG TÁC SÁNG KIẾN NĂM 2023 CỦA VIỆN CƠ KHÍ NĂNG LƯỢNG VÀ MỎ - VINACOMIN

Năm 2023, Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin đã công nhận 11 sáng kiến và 01 giải pháp hữu ích. Các sáng kiến và giải pháp hữu ích đã được áp dụng và mang lại những lợi ích, hiệu quả trong hoạt động sản xuất chung của Viện.

Danh sách các sáng kiến và giải pháp hữu ích được công nhận năm 2023

STT	Tên sáng kiến, giải pháp	Số ĐK	Tác giả, đơn vị
1	Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo bộ gạt sạch băng thứ cấp B1000 kiểu lưới gạt hình cung sử dụng cho các băng tải vận chuyển than, quặng tại các đơn vị thuộc TKV	01SK /23	Nguyễn Cao Cường; Lê Khánh Quốc Bảo; Lê Văn Nam Trung tâm Nghiên cứu, phát triển cơ khí
2	Nâng cao năng suất vận tải tời cáp treo chở người trong đường lò có góc dốc nhỏ dưới 5 độ	02SK /23	Trần Đức Thọ; Bùi Tiến Sỹ; Trần Hữu Tuyên Trung tâm Nghiên cứu, phát triển cơ khí
3	Nghiên cứu cải tạo tời cáp treo ghế cứng sang ghế tháo lắp	03SK /23	Phan Văn Biên; Lê Việt Hùng; Trần Hữu Tuyên; Trần Ngọc Nam Trung tâm Nghiên cứu, phát triển cơ khí
4	Thiết kế và chế tạo cụm puly đảo hướng cáp cho tời trục JK 1,2x1,0 (Bao gồm: Puly, gối đỡ và khung bệ) phù hợp với đường lò của mỏ than Hòn Gai	04SK /23	Trần Ngọc Nam; Nguyễn Tuấn Cường; Nguyễn Đình Linh Trung tâm Nghiên cứu, phát triển cơ khí
5	Bảo vệ an toàn phòng nổ cho các thiết bị đo phục vụ công tác kiểm toán năng lượng trong môi trường mỏ hầm lò	05SK /23	Hoàng Mạnh Thắng; Lê Quang Tuấn; Nguyễn Đăng Hoàn; Lê Xuân Đạt; Trần Văn Tùng Trung tâm Tự động hoá và Công nghệ thông tin
6	Cải tiến cụm tay biên đóng mở cam chặn gông 3 tấn	06SK /23	Hoàng Văn Vĩ; Lê Đình Tú; Đinh Công Thành Trung tâm Thiết bị điện - tuyến
7	Cải tiến nâng cao tính năng hoạt động của thiết bị tháo lắp các mối ghép có độ dôi lớn	07SK /23	Bùi Ngọc Thạch; Vũ Duy Bằng; Đặng Danh Thọ; Phùng Đình Phong Trung tâm Chế tạo máy mỏ
8	Áp dụng giải pháp nâng cao năng suất hàn con lăn băng tải phục vụ sản xuất của Viện Cơ khí Năng lượng và Mỏ - Vinacomin	08SK /23	Đào Văn Giang; Hà Thế Hiến; Nguyễn Hữu Hiếu Trung tâm Chế tạo máy mỏ
9	Chế tạo bộ đồ gá gia công rãnh trên máy tiện vạn năng	09SK /23	Phùng Đình Phong; Dương Tiến Thành; Nguyễn Đình Minh; Nguyễn Tiến Dũng Trung tâm Nghiên cứu, phát triển cơ khí
10	Cải tạo bộ truyền động băng tải khung tháo lắp nhanh sử dụng trong các mỏ than hầm lò	10SK /23	Dương Tiến Thành; Vũ Đức Quảng; Phùng Đình Phong; Hoàng Văn Vĩ Trung tâm Nghiên cứu, phát triển cơ khí
11	Áp dụng phủ gồm hợp kim chịu mài mòn cao cho bạc tỷ phốt	11SK /23	Lê Hồng Trung; Nguyễn Văn Tùng; Nguyễn Bình Luận; Nguyễn Văn Huy Trung tâm Thiết bị điện - tuyến
12	Cải tiến kết cấu cụm cốc bi của các giá tự lựa băng tải chế tạo đơn giản hơn và dễ tháo lắp	01GP /23	Hoàng Văn Vĩ; Lê Đình Mạnh; Trần Hải Anh Trung tâm Thiết bị điện - tuyến



2024

VIỆN CƠ KHÍ NĂNG LƯỢNG VÀ MỎ - VINACOMIN

Địa chỉ: 565 Nguyễn Trãi - Thanh Xuân Nam - Thanh Xuân - Hà Nội
Tel: 024.38545224 Fax: 024.38543154
Website: iemm.com.vn