

BỘ GIÁO DỤC ĐÀO TẠO

BỘ QUỐC PHÒNG

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

MAI ĐỨC SƠN

NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN MÒN CỦA ĐĨA MA SÁT
LY HỢP CHÍNH XE TĂNG T55 SẢN XUẤT TẠI VIỆT NAM
BẰNG PHƯƠNG PHÁP THỬ NGHIỆM TĂNG CƯỜNG

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

HÀ NỘI - 2026

BỘ GIÁO DỤC ĐÀO TẠO

BỘ QUỐC PHÒNG

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

MAI ĐỨC SƠN

**NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN MÒN CỦA ĐĨA MA SÁT
LY HỢP CHÍNH XE TĂNG T55 SẢN XUẤT TẠI VIỆT NAM
BẰNG PHƯƠNG PHÁP THỬ NGHIỆM TĂNG CƯỜNG**

Chuyên ngành : Kỹ thuật Cơ khí động lực

Mã số: : 9.52.01.16

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC

1. PGS, TS Tô Viết Thành

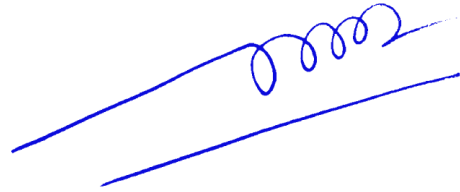
2. TS Cù Xuân Phong

HÀ NỘI - 2026

LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của riêng tôi. Các số liệu, kết quả nêu trong luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ một công trình nào khác.

Tác giả luận án

A handwritten signature in blue ink, consisting of a series of loops and a long horizontal stroke, positioned above the printed name.

Mai Đức Sơn

LỜI CẢM ƠN

Tôi xin chân thành cảm ơn tập thể hướng dẫn: PGS, TS Tô Viết Thành và TS Cù Xuân Phong đã tận tình hướng dẫn, động viên, tạo mọi điều kiện thuận lợi để giúp tôi có thể hoàn thành luận án.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn tới Ban Giám đốc Học viện Kỹ thuật quân sự, Phòng Sau đại học, Viện Cơ khí động lực, Bộ môn Tăng thiết giáp đã cho phép và tạo điều kiện cho tôi được thực hiện luận án tại Học viện.

Xin chân thành cảm ơn Ban chủ nhiệm, các đồng chí giảng viên, nhân viên Bộ môn Tăng thiết giáp, Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự và các chuyên gia trong lĩnh vực cơ khí động lực đã đóng góp nhiều ý kiến quý báu cho tôi trong suốt thời gian thực hiện luận án.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn sâu sắc tới Ban chủ nhiệm, cán bộ, giảng viên và nhân viên phòng thí nghiệm Bộ môn Xe máy công binh, Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự đã hỗ trợ tôi cả về nhân lực và trang thiết bị để tôi có thể hoàn thành quá trình nghiên cứu thực nghiệm.

Tôi xin chân thành cảm ơn bạn bè, đồng nghiệp cùng các nhà khoa học đã cung cấp cho tác giả những tài liệu, thiết bị nghiên cứu hữu ích, có giá trị khoa học cao.

Cuối cùng, tôi cũng xin được bày tỏ lòng biết ơn đối với gia đình và người thân đã luôn đồng hành, thông cảm, sẻ chia và động viên tôi trong mọi thời điểm, để tôi có thể yên tâm thực hiện nhiệm vụ.

Tác giả luận án

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
MỤC LỤC	iii
DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU	vi
DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU	ix
MỞ ĐẦU	1
1. Tính cấp thiết của luận án.....	1
2. Mục tiêu nghiên cứu.....	2
3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu.....	2
4. Phương pháp nghiên cứu.....	3
5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài.....	3
6. Những đóng góp mới của luận án.....	4
7. Bố cục của luận án.....	4
Chương 1. TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU.....	6
1.1. Tổng quan về đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất ở Việt Nam.....	6
1.1.1. Đặc điểm của ly hợp chính.....	6
1.1.2. Đặc điểm của đĩa ma sát sản xuất tại Việt Nam	7
1.2. Tổng quan về độ bền mòn của đĩa ma sát và các yếu tố ảnh hưởng	11
1.2.1. Độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính.....	11
1.2.2. Các yếu tố ảnh hưởng tới độ bền mòn của cặp đĩa ma sát.....	13
1.3. Tổng quan về phương pháp thử nghiệm tăng cường	23
1.3.1. Định nghĩa.....	23
1.3.2. Bản chất, phân loại và ứng dụng của thử nghiệm tăng cường.....	23
1.4. Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài.....	24
1.4.1. Quá trình phát triển các phương pháp thử nghiệm	24
1.4.2. Tình hình nghiên cứu nước ngoài	26
1.4.3. Tình hình nghiên cứu trong nước.....	34

1.5. Kết quả nghiên cứu đã đạt được từ các công trình có liên quan đã công bố và những vấn đề cần tiếp tục nghiên cứu	36
1.5.1. Đánh giá tổng quan các kết quả nghiên cứu đã công bố.....	36
1.5.2. Định hướng nghiên cứu của luận án	37
Kết luận chương 1	38
Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN MÒN ĐĨA MA SÁT LY HỢP CHÍNH XE TĂNG	40
2.1. Cơ sở lý thuyết về mòn đĩa ma sát.....	40
2.1.1. Đặc trưng của quá trình mòn và các dạng mòn thường gặp	40
2.1.2. Các dạng hư hỏng của đĩa ma sát ly hợp	42
2.1.3. Phương pháp tính cường độ mòn cặp ma sát.....	45
2.2. Cơ sở lý thuyết phương pháp thử nghiệm tăng cường.....	50
2.2.1. Các dạng thử nghiệm tăng cường thường gặp	50
2.2.2. Mô hình thử nghiệm tăng cường.....	51
2.2.3. Các bước tiến hành thử nghiệm tăng cường	62
2.3. Nghiên cứu bài toán khởi hành và tăng tốc xe tăng giai đoạn thứ nhất	65
2.3.1. Giai đoạn khởi hành xe	67
2.3.2. Xây dựng đồ thị khởi hành và tăng tốc của xe tăng ở giai đoạn thứ nhất	70
2.4. Xây dựng mô hình đánh giá độ mòn đĩa ma sát	72
2.4.1. Các giả thuyết.....	73
2.4.2. Mô hình vật lý	73
2.4.3. Mô hình toán học	74
Kết luận chương 2	77
Chương 3. NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO BỆ THỬ NGHIỆM TĂNG CƯỜNG KHẢO SÁT ĐỘ MÒN ĐĨA MA SÁT	79
3.1. Mục tiêu và cơ sở nghiên cứu bộ thử nghiệm.....	79
3.1.1. Mục tiêu thử nghiệm	79
3.1.2. Cơ sở nghiên cứu bộ thử nghiệm	79
3.2. Cơ sở tính toán xây dựng hệ thống thử nghiệm.....	81

3.2.1. Các giả thiết và dữ liệu ban đầu.....	81
3.2.2. Tính toán các thông số làm việc liên quan.....	83
3.3. Cơ sở thiết kế và lựa chọn thiết bị cho hệ thống thử nghiệm	90
3.3.1. Lý thuyết đồng dạng trong bài toán tính mòn.....	90
3.3.2. Lựa chọn thiết bị cho hệ thống thử nghiệm	96
3.4. Chuẩn bị và tổ chức thử nghiệm.....	105
3.4.1. Chuẩn bị thử nghiệm, bố trí lắp đặt các thiết bị đo.....	105
3.4.2. Mức tải trọng, số lượng mẫu thử nghiệm và tiêu chuẩn đánh giá	110
3.4.3. Tổ chức thử nghiệm	112
Kết luận chương 3	114
CHƯƠNG 4. KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA ĐỘ MÒN ĐẾN TUỔI THỌ ĐĨA MA SÁT LY HỢP CHÍNH	116
4.1. Khảo sát độ mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 bằng phương pháp lý thuyết kết hợp mô phỏng.....	116
4.1.1. Khảo sát trạng thái làm việc của ly hợp trong giai đoạn thứ nhất quá trình khởi hành và tăng tốc.....	116
4.1.2. Khảo sát phân phối áp suất trên bề mặt đĩa ma sát của ly hợp chính bằng phương pháp mô phỏng trong ANSYS Workbench	121
4.1.3. Khảo sát độ mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55.....	125
4.2. Nghiên cứu thực nghiệm ảnh hưởng của độ mòn đến tuổi thọ đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55	129
4.3. Đánh giá kết quả tính toán lý thuyết và thực nghiệm	134
Kết luận chương 4	136
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ	137
DANH MỤC CÔNG TRÌNH CỦA TÁC GIẢ	140
TÀI LIỆU THAM KHẢO	141

DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT VÀ KÝ HIỆU

1. Chữ viết tắt

TNTC	Thử nghiệm tăng cường
FEA	Phân tích phần tử hữu hạn
PTHH	Phần tử hữu hạn
DAQ	Hệ thống thu thập dữ liệu
CFD	Tính toán động lực học chất lưu
FEM	Phương pháp phần tử hữu hạn
PTRR	Phần tử rời rạc
ĐTC	Độ tin cậy
CTKT	Công tác kỹ thuật
SEM	Kính hiển vi điện tử
FMEA	Phân tích cơ chế hư hỏng và ảnh hưởng

2. Ký hiệu

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
M_{eMax}	N.m	Mô men xoắn cực đại của động cơ V-2
n_M	v/ph	Vòng quay của động cơ ở chế độ mô men lớn nhất
N_{eMax}	Kw	Công suất cực đại của động cơ V-2
n_N	v/ph	Vòng quay của động cơ ở chế độ công suất lớn nhất
M_{dmax}	Nm	Mô men xoắn tự do lớn nhất của động cơ
N_d	Kw	Công suất tự do của động cơ
M_d	Nm	Mô men xoắn tự do của động cơ
G	N	Trọng lượng chiến đấu của xe
M_{ms}	Nm	Mô men ma sát của ly hợp

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
N_{dIN}	Kw	Tổn thất công suất của thiết bị động lực ở chế độ công suất đạt cực đại
M_c	Nm	Mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp
i_c		Tỷ số truyền của truyền động cạnh
i_{gt}		Tỷ số truyền của hộp ghi ta
η_{gt}		Hiệu suất của hộp ghi ta
η_{tl}		Hiệu suất của hệ thống truyền lực
η_x		Hiệu suất của đai xích
i_{hsII}		Tỷ số truyền của hộp số ở số II
r_{cd}	mm	Bán kính bánh xe chủ động
L_0	mm	Chiều dài lò xo ép ở trạng thái tự do
L_1	mm	Chiều dài lò xo ép ở trạng thái ly hợp đóng hoàn toàn
L_2	mm	Chiều dài lò xo ép ở trạng thái ly hợp mở hoàn toàn
d	mm	Đường kính dây cuốn lò xo
D	mm	Đường kính trung bình của vòng cuốn lò xo
k	vòng	Số vòng cuốn lò xo
Z_{1x}	chiếc	Số lượng lò xo ép của ly hợp chính
a_1	mm	Chiều dày đĩa ma sát chủ động
a_2	mm	Chiều dày đĩa ma sát bị động
m_1	kg	Khối lượng đĩa ma sát chủ động
m_2	kg	Khối lượng đĩa ma sát bị động
Z_1		Số răng đĩa ma sát chủ động
Z_1		Số răng đĩa ma sát bị động
m_n		Mô đun răng ngoài đĩa ma sát chủ động
m_t		Mô đun răng trong đĩa ma sát bị động
μ		Hệ số ma sát giữa thép với thép
Z_b	viên	Số lượng bi trong cơ cấu mở
R_r	mm	Bán kính rãnh bi trong cơ cấu mở
r_b	mm	Bán kính viên bi mở

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
α	độ	Góc nghiêng của rãnh bi
R	mm	Bán kính bát mở tới tâm rãnh bi
l	mm	Khoảng cách từ tâm bát mở đến tâm chốt cầu tay quay đĩa di động
E	N/mm ²	Mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo lò xo ép
β		Hệ số dự trữ mô men của ly hợp
δ_0		Hệ số ảnh hưởng khối lượng chuyển động quay
f		Hệ số ma sát lăn giữa bi và mặt rãnh lõm bát mở
f_c		Hệ số cản chuyển động tổng cộng
$f_{(dmax)i}$		Lực kéo đơn vị lớn nhất ở số truyền i đang xét
I_{d0}	Kgms ²	Mô men quán tính quy dẫn về trục khuỷu động cơ (động cơ và phần chủ động của LHC)
ω_0	rad/s	Vận tốc góc ban đầu của các chi tiết chủ động khi đóng LHC ứng với số vòng quay tính toán của động cơ
q_t	J/m ²	Nhiệt lượng sinh ra trên mỗi cặp bề mặt tiếp xúc của các đĩa ma sát
C	J/kg.K	Nhiệt dung riêng của vật liệu chế tạo đĩa ma sát
$\ddot{\varphi}_{cd}$	rad/s ²	Gia tốc chuyển động chậm dần đều của các chi tiết phần chủ động của ly hợp
$\ddot{\varphi}_{bd}$	rad/s ²	Gia tốc chuyển động của các chi tiết bị động của ly hợp
K	m ³ /Nm	Hệ số mài mòn của bề mặt đĩa ma sát
p	N/m ²	Áp suất trên bề mặt đĩa ma sát

DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU

Chương 1

Bảng 1.1. Thành phần hóa học hai loại vật liệu chế tạo đĩa ma sát	7
---	---

Chương 3

Bảng 3.1. Thông số tính toán ly hợp chính xe tăng T55	82
Bảng 3.2a. Các hệ số đồng dạng của mô hình bộ thử nghiệm	94
Bảng 3.2b. Số liệu thực tế và thử nghiệm	95
Bảng 3.3. Thông số cơ bản của động cơ điện PARMA Y3-132S2-2	96
Bảng 3.4. Thông số cơ bản của hộp giảm tốc ZDY-160	97
Bảng 3.5. Thông số kỹ thuật của thiết bị tạo cản	98
Bảng 3.6. Thông số kỹ thuật của xy lanh thủy lực TDR-CA-Y	99
Bảng 3.7. Thông số kỹ thuật của khớp nối FCL-250	100
Bảng 3.8. Thông số cơ bản của thiết bị đo tốc độ Omega HHT-13	101
Bảng 3.9. Thông số cơ bản của cảm biến tiệm cận PRT18-8DO	102
Bảng 3.10. Mức tải và số lượng mẫu thử nghiệm	111
Bảng 3.11. Tiêu chuẩn đánh giá hư hỏng do mòn đối với đĩa ma sát	112

Chương 4

Bảng 4.1. Thông số tính toán quá trình khởi hành xe tăng	116
Bảng 4.2. Bảng thông số vận tốc góc phần chủ động và bị động ly hợp	121
Bảng 4.3. Thông số hình học của mô hình	122
Bảng 4.4. Thông số khảo sát xe tăng T55 tại đơn vị	126
Bảng 4.5. Cường độ sử dụng xe tăng T55 của H01	126
Bảng 4.6. Kết quả thử nghiệm tăng cường	129
Bảng 4.7. Các tham số của phân phối Weibull	131
Bảng 4.8. Dữ liệu chuyển đổi của mô hình IPL-Weibull	132
Bảng 4.9. Kết quả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm	135
Bảng 4.10. Chu kỳ sửa chữa xe tăng T55	136

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ

Chương 1

Hình 1.1. Cấu tạo ly hợp chính xe tăng T55	6
Hình 1.2. Đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55	8
Hình 1.3. Mối quan hệ giữa hệ số ma sát và áp suất pháp tuyến.....	14
Hình 1.4. Đồ thị biến thiên hệ số ma sát phụ thuộc vận tốc trượt $\mu=\mu(v)$	16
Hình 1.5. Sự thay đổi tốc độ mòn theo nhiệt độ	17
Hình 1.6. Ảnh hưởng của kích thước hạt Ferit	18
Hình 1.7. Mối quan hệ giữa độ cứng, hệ số ma sát với kích thước hạt	19
Hình 1.8. Biểu đồ mặt cắt ngang của vết mài mòn	20
Hình 1.9. Hiệu ứng giữa tỷ số tín hiệu trên nhiễu với hệ số ma sát.....	21
Hình 1.10. Mối quan hệ giữa hệ số ma sát, tỷ lệ mòn với với tốc trượt	21
Hình 1.11. Phân phối nhiệt độ tại các thời điểm khác nhau	22
Hình 1.12. Thiết bị thử nghiệm dạng đĩa trên đĩa	25
Hình 1.13. Mô phỏng mài mòn bằng phương pháp phần tử hữu hạn.....	29
Hình 1.14. Cải tiến thiết kế cơ cấu điều khiển ly hợp.....	31
Hình 1.15. Sơ đồ nguyên lý hệ thống thử nghiệm ly hợp SAE#2	33

Chương 2

Hình 2.1. Đồ thị biểu diễn quy luật và tốc độ mòn.....	40
Hình 2.2. Ảnh SEM của bề mặt mẫu composite tại các thời điểm	42
Hình 2.3. Các dạng cong vênh đĩa ma sát.....	43
Hình 2.4. Biến thiên nhiệt trên bề mặt ma sát trong suốt quá trình trượt	44
Hình 2.5. Sự thay đổi của nhiệt độ và áp suất trên bề mặt đĩa ma sát	45
Hình 2.6. Sơ đồ ma sát trượt của chỏm cầu cứng	49
Hình 2.7. Ảnh hưởng của tham số hình dạng β	53
Hình 2.8. Ảnh hưởng của tham số tỷ lệ η	53
Hình 2.9. Ảnh hưởng của tham số vị trí γ	54
Hình 2.10. Hàm mật độ xác suất với các tham số λ khác nhau	55
Hình 2.11. Hàm phân phối tích lũy với các tham số λ khác nhau	55

Hình 2.12. Hàm mật độ xác suất với các tham số σ khác nhau	56
Hình 2.13. Hàm phân phối tích lũy với các tham số μ khác nhau	57
Hình 2.14. Mối quan hệ tuổi thọ - tải trọng	57
Hình 2.15. Ảnh hưởng của tham số n	59
Hình 2.16. Các mức tải trọng giới hạn.....	63
Hình 2.17. Hệ thống TNTC cho đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55	64
Hình 2.18. Kế hoạch thử nghiệm ($\tau = \tau_0$).....	65
Hình 2.19. Kế hoạch thử nghiệm ($r = r_0$)	65
Hình 2.20. Sơ đồ hệ thống truyền lực xe tăng T55	66
Hình 2.21. Sơ đồ tính toán ly hợp nhiều đĩa ma sát khô.....	67
Hình 2.22. Sơ đồ tính toán trượt ly hợp chính	68
Hình 2.23. Quá trình khởi hành và tăng tốc thực của xe tăng	69
Hình 2.24. Xây dựng đồ thị tăng tốc ở giai đoạn thứ nhất.....	70
Hình 2.25. Mô hình vật lý khối ly hợp chính.....	73
Hình 2.26. Phân bố thời gian khai thác trong năm của xe	76

Chương 3

Hình 3.1. Sơ đồ phương án thử nghiệm	81
Hình 3.2. Sơ đồ tính toán cơ cấu mở kiểu bi.....	84
Hình 3.3. Động cơ điện ba pha (PARMA Y3-132S2-2).....	96
Hình 3.4. Hộp giảm tốc ZDY-160	97
Hình 3.5. Thiết bị tạo cản.....	98
Hình 3.6. Xy lanh thủy lực hai chiều TDR-CA-Y	99
Hình 3.7. Khớp nối đàn hồi FCL-250	100
Hình 3.8. Thiết bị đo tốc độ Omega HHT-13	101
Hình 3.9. Cảm biến tiệm cận PRT18-8DO	102
Hình 3.10. Thiết bị điều khiển thủy lực Lab-Volt	103
Hình 3.11. Bộ chuyển đổi dữ liệu NI-USB 6009.....	104
Hình 3.12. Biến tần đa năng Delta C2000 plus.....	105
Hình 3.13. Sơ đồ bố trí tổng thể hệ thống thử nghiệm	106
Hình 3.14. Sơ đồ bố trí các thiết bị đo	107

Hình 3.15. Lắp đặt cảm biến PRT18-8DO và xy lanh điều khiển.....	108
Hình 3.16. Sơ đồ thủy lực	109
Hình 3.17. Kết nối các thiết bị đo và cảm biến với bộ NI-USB 6009	110
Hình 3.18. NCS báo cáo thử nghiệm có sự tham gia của các chuyên gia	112
Hình 3.19. Thiết bị thử nghiệm độ bền mòn đĩa ma sát ly hợp chính	113

Chương 4

Hình 4.1. Mô men tác dụng lên phần chủ động của ly hợp chính	117
Hình 4.2. Mô hình ly hợp trong ANSYS	121
Hình 4.3. Mô hình cài đặt ban đầu.....	123
Hình 4.4. Mô hình chia lưới phần tử đĩa ma sát	123
Hình 4.5. Phân phối áp suất tiếp xúc trên bề mặt ma sát	124
Hình 4.6. Đồ thị áp suất tiếp xúc trong 1 chu kỳ làm việc	124
Hình 4.7. Phân bố ứng suất ma sát trên bề mặt tiếp xúc.....	125
Hình 4.8. Biểu đồ tần suất ở mức tải thấp.....	130
Hình 4.9. Biểu đồ tần suất ở mức tải trung bình.....	130
Hình 4.10. Biểu đồ tần suất ở mức tải cao	130
Hình 4.11. Hàm mật độ xác suất (PDF) của phân phối Weibull	131
Hình 4.12. Mối quan hệ tuổi thọ - tải trọng	133
Hình 4.13. Đồ thị biểu diễn hàm mật độ xác suất của phân phối Weibull. ..	133

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của luận án

Ly hợp chính giữ vai trò đặc biệt quan trọng trong hệ thống truyền lực của xe tăng T55, đảm bảo khả năng truyền và ngắt công suất từ động cơ đến hệ thống truyền lực [1]. Đối với ly hợp, đĩa ma sát là chi tiết làm việc trong điều kiện ma sát khô, thường xuyên chịu vận tốc trượt lớn, áp suất bề mặt cao, nhiệt độ tăng đột ngột. Chính vì vậy, đây là bộ phận dễ bị hư hỏng nhất, có tuổi thọ ngắn và là khâu yếu trong việc đảm bảo độ tin cậy tổng thể của hệ thống truyền lực [2].

Để đáp ứng yêu cầu làm việc, vật liệu chế tạo đĩa ma sát phải thỏa mãn đồng thời nhiều tiêu chí: hệ số ma sát cao và ổn định trong dải nhiệt độ rộng, khả năng chống mài mòn tốt, độ bền nhiệt và khả năng dẫn nhiệt cao, đồng thời bảo đảm tính công nghệ trong chế tạo [86, 87]. Đặc tính của vật liệu không chỉ quyết định hiệu suất truyền lực của ly hợp, mà còn ảnh hưởng trực tiếp đến độ tin cậy vận hành, an toàn và tuổi thọ khai thác của xe tăng T55.

Trong thực tế, các phương tiện có trong biên chế hiện nay đã được khai thác nhiều năm, hầu hết các cụm chi tiết, trong đó có ly hợp chính, đều xuống cấp nghiêm trọng, phải sửa chữa và thay thế nhiều lần. Nguồn phụ tùng nhập khẩu ngày càng khan hiếm, gần như không có khả năng bổ sung mới. Do đó, việc nghiên cứu, thiết kế và sản xuất mới đĩa ma sát ngay trong nước trở thành yêu cầu cấp bách nhằm chủ động nguồn vật tư, bảo đảm khả năng sẵn sàng chiến đấu và duy trì tuổi thọ khai thác của xe.

Tuy nhiên, khi sử dụng đĩa ma sát sản xuất trong nước thay thế cho đĩa nguyên bản, vấn đề đặt ra không chỉ là công nghệ chế tạo, mà quan trọng hơn là đánh giá được độ tin cậy và tuổi thọ làm việc của chúng. Nếu áp dụng các phương pháp truyền thống dựa trên thống kê tuổi thọ trong khai thác thực tế,

việc thu thập dữ liệu sẽ kéo dài, tốn kém về nhân lực và kinh phí, khó đáp ứng yêu cầu cấp thiết của thực tiễn. Trong bối cảnh đó, phương pháp thử nghiệm tăng cường được coi là giải pháp phù hợp, cho phép rút ngắn thời gian đánh giá, dự đoán nhanh độ bền mòn và độ tin cậy của đĩa ma sát trong điều kiện gần sát với thực tế làm việc.

Xuất phát từ những lý do trên, đề tài “Nghiên cứu độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất tại Việt Nam bằng phương pháp thử nghiệm tăng cường” được thực hiện. Nghiên cứu không chỉ có ý nghĩa khoa học trong việc làm rõ cơ chế mài mòn và cơ sở dự đoán độ tin cậy của đĩa ma sát, mà còn mang ý nghĩa thực tiễn sâu sắc, góp phần nâng cao năng lực tự chủ trong sản xuất, sửa chữa và bảo đảm kỹ thuật cho xe tăng T55.

2. Mục tiêu nghiên cứu

Trong khuôn khổ luận án, mục tiêu chính được xác định là xây dựng cơ sở khoa học và thực tiễn để đánh giá độ bền mòn cũng như tuổi thọ làm việc của đĩa ma sát trong cụm ly hợp chính của xe tăng T55 bằng phương pháp thử nghiệm tăng cường. Cụ thể:

- Nghiên cứu cơ chế mài mòn và sự suy giảm tính năng kỹ thuật của đĩa ma sát trong điều kiện làm việc ở giai đoạn thứ nhất của quá trình khởi hành và tăng tốc xe tăng T55; xây dựng mô hình tính toán trượt ly hợp và mô hình tính mòn đĩa ma sát theo định luật Archard.

- Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo bộ thử nghiệm tăng cường trên cơ sở lý thuyết đồng dạng. Đồng thời, xây dựng quy trình thử nghiệm dự đoán nhanh và chính xác tuổi thọ làm việc của đĩa ma sát;

3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

- Đối tượng nghiên cứu của luận án là đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng

T55 sản xuất tại Việt Nam.

- Phạm vi nghiên cứu: Luận án tập trung nghiên cứu chế độ làm việc của ly hợp chính xe tăng T55 ở giai đoạn thứ nhất của quá trình khởi hành và tăng tốc. Tại giai đoạn này, quán tính ban đầu của toàn bộ xe lớn nhất, thời gian trượt ly hợp dài nhất, dẫn đến công trượt tích lũy và lượng nhiệt sinh ra trên bề mặt đĩa ma sát trong một chu kỳ làm việc là lớn nhất. Nói cách khác, lượng mòn sinh ra ở giai đoạn này chiếm tỷ trọng lớn nhất và quyết định trực tiếp đến tuổi thọ làm việc của đĩa ma sát.

4. Phương pháp nghiên cứu

- Kết hợp giữa nghiên cứu lý thuyết, mô phỏng và thực nghiệm. Nghiên cứu lý thuyết được thực hiện trên cơ sở xây dựng mô hình toán học, vật lý của ly hợp chính xe tăng T55. Đồng thời, mô phỏng và tính toán phân bố áp suất trên bề mặt đĩa ma sát ly hợp chính trong quá trình làm việc.

- Về thực nghiệm được thực hiện thông qua thiết kế, chế tạo bộ thử nghiệm tăng cường trên cơ sở lý thuyết đồng dạng, rút ngắn thời gian đánh giá, đưa ra dự đoán nhanh tuổi thọ làm việc còn lại của đĩa ma sát. Kết quả thực nghiệm được sử dụng để so sánh, đánh giá độ chính xác và tin cậy của mô hình và các kết quả nghiên cứu lý thuyết.

5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

Về ý nghĩa khoa học, luận án đã góp phần hệ thống hóa, bổ sung và phát triển các cơ sở lý thuyết về mài mòn và độ bền của đĩa ma sát ly hợp chính trên xe tăng T55. Thông qua việc nghiên cứu, luận án đã làm rõ mối quan hệ giữa các yếu tố tải trọng, chế độ làm việc và cơ chế hư hỏng, từ đó khẳng định ảnh hưởng của mài mòn đến tuổi thọ và độ tin cậy của ly hợp chính. Đây là hướng tiếp cận mang tính mới, bởi thay vì chỉ dừng lại ở mô tả hiện tượng, luận án đã tiến hành xây dựng và kiểm chứng mô hình định tính và định lượng, góp phần

hoàn thiện lý thuyết dự đoán tuổi thọ của đĩa ma sát trong điều kiện làm việc sát với thực tế.

Về mặt thực tiễn, kết quả nghiên cứu có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo khi nghiên cứu, thiết kế, chế tạo đĩa ma sát cho ly hợp chính xe tăng thiết giáp. Đồng thời, các kết quả nghiên cứu cũng góp phần rút ngắn đáng kể thời gian đánh giá độ tin cậy làm việc của đĩa ma sát so với các phương pháp thử nghiệm truyền thống.

6. Những đóng góp mới của luận án

Xây dựng và phát triển mô hình toán học kết hợp với mô phỏng, để dự đoán quy luật mòn và tuổi thọ còn lại của đĩa ma sát. Đồng thời, đã thiết kế, chế tạo mô hình thử nghiệm tăng cường với các điều kiện làm việc tương đương chế độ làm việc thực tế và tổ chức thử nghiệm thành công. Phương pháp thử nghiệm tăng cường vừa đảm bảo tính khoa học, vừa đáp ứng yêu cầu thực tiễn trong điều kiện hạn chế về trang thiết bị thử nghiệm.

Luận án đã đề xuất một cách tiếp cận mới cho bài toán nghiên cứu độ bền mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 khi sử dụng kết hợp cả mô hình nguyên mẫu của ly hợp chính với mô hình đồng dạng.

7. Bố cục của luận án

Luận án được bố cục thành 04 chương chính, ngoài phần mở đầu, kết luận chung, danh mục tài liệu tham khảo và phụ lục. Cụ thể:

Chương 1. TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU. Nội dung chương tập trung hệ thống hóa các đặc điểm kỹ thuật chuyên biệt của cụm ly hợp chính và thực trạng chế tạo đĩa ma sát nội địa hóa trên xe tăng. Phân tích bản chất của độ bền mòn, cũng như định lượng sơ bộ các yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến tuổi thọ cặp ma sát. Làm rõ bản chất, phân loại và khả năng ứng dụng của phương

pháp thử nghiệm tăng cường trong lĩnh vực quân sự. Thông qua đánh giá tổng quan các công trình đã công bố, chỉ ra những vấn đề nghiên cứu chưa được giải quyết, làm cơ sở để xác lập tính cấp thiết và định hướng nghiên cứu cho các chương tiếp theo.

Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN MÒN ĐĨA MA SÁT LY HỢP CHÍNH XE TĂNG. Thiết lập hệ thống cơ sở lý thuyết và bộ công cụ toán học để đánh giá độ mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55. Khảo sát chi tiết bài toán động lực học trượt trong giai đoạn thứ nhất của quá trình khởi hành và tăng tốc. Xây dựng mô hình vật lý cùng mô hình toán học để tính toán cường độ mòn của cặp ma sát trên cơ sở lý thuyết mòn của Archard.

Chương 3. NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO BỆ THỬ NGHIỆM TĂNG CƯỜNG KHẢO SÁT ĐỘ MÒN ĐĨA MA SÁT. Trên cơ sở các kết quả tính toán lý thuyết, tác giả đã thiết lập thành công sơ đồ cấu trúc tổng thể và lựa chọn cấu hình phần cứng tối ưu cho bộ thử nghiệm. Hoàn thiện hệ thống và quy trình tổ chức thực nghiệm đo lường chặt chẽ, thu thập dữ liệu đầy đủ, làm cơ sở cho quá trình đối chiếu và kiểm chứng lý thuyết với thực nghiệm.

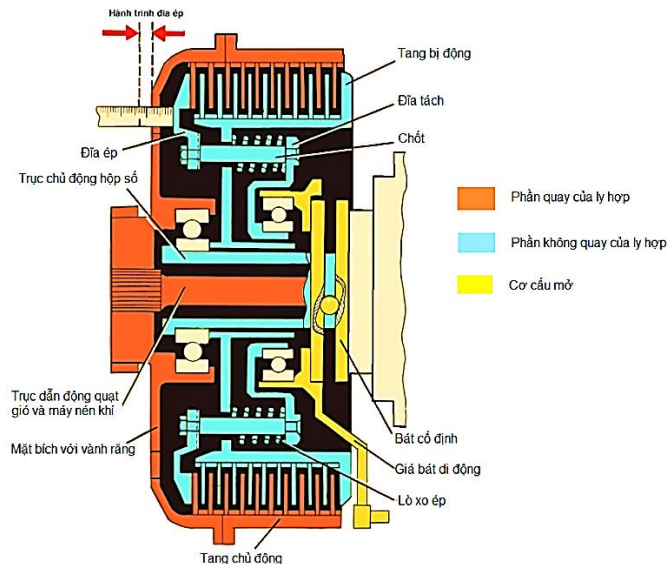
Chương 4. KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA ĐỘ MÒN ĐẾN TUỔI THỌ ĐĨA MA SÁT LY HỢP CHÍNH. Giải quyết bài toán mô phỏng trường phân phối áp suất tiếp xúc, qua đó xác định phân bố áp suất trên bề cặp ma sát, làm cơ sở dự báo chiều sâu mòn tuyến tính. Thu thập và xử lý bộ dữ liệu thực nghiệm. Qua đó, tiến hành so sánh, đánh giá kết quả tính toán lý thuyết với thực nghiệm.

Chương 1. TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. Tổng quan về đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất ở Việt Nam

1.1.1. Đặc điểm của ly hợp chính

Trong hệ thống truyền lực của xe tăng T55, ly hợp chính (19 đĩa) là cơ cấu nằm giữa động cơ và hộp số, có nhiệm vụ nối hoặc ngắt dòng mô men xoắn từ động cơ đến hộp số (hình 1.1). Khi ly hợp đóng, mô men được truyền trực tiếp từ động cơ sang hộp số, đảm bảo xe vận hành bình thường. Ngược lại, khi cần chuyển số hoặc trong một số tình huống đặc biệt như khởi hành, phanh gấp, việc ngắt kết nối giữa động cơ và hộp số là cần thiết để giảm mô men quán tính và tránh gây hư hại cho các chi tiết truyền động. Lúc này, ly hợp được mở để cắt dòng công suất, cho phép quá trình chuyển số diễn ra nhẹ nhàng và an toàn. Ly hợp là kết cấu truyền lực nhờ ma sát, nên khi xảy ra quá tải, các đĩa có thể trượt tương đối với nhau để bảo vệ hệ thống, góp phần đảm bảo độ tin cậy (ĐTC) và tuổi thọ cho toàn bộ hệ thống động lực và truyền lực [1].



Hình 1.1. Cấu tạo ly hợp chính xe tăng T55

Ly hợp chính xe tăng T55 là loại ly hợp nhiều đĩa, làm việc theo nguyên lý ma sát khô. Lực ép được tạo ra nhờ hệ thống lò xo, cơ cấu mở kiểu bi, với

thiết kế bán cân bằng theo phương dọc trục. Hệ thống điều khiển ly hợp sử dụng dẫn động cơ khí có trợ lực lò xo, kết hợp với dẫn động thủy khí để tăng hiệu quả làm việc. Cấu tạo chính bao gồm ba phần cơ bản: Phần chủ động được nối với trục bị động của hộp truyền lực; phần bị động được nối với trục chủ động của hộp số; và cơ cấu mở dùng để điều khiển quá trình đóng - mở của ly hợp.

Trong quá trình khai thác, xe tăng T55 thường xuyên làm việc trong môi trường khắc nghiệt, chịu tải trọng động lớn. Điều này khiến tình trạng kỹ thuật của ly hợp chính nhanh chóng bị suy giảm, trong đó đĩa ma sát là chi tiết dễ hư hỏng nhất do thường xuyên chịu mài mòn, trượt kéo dài và bám bụi [2]. Nguyên nhân chủ yếu do quá nhiệt, lực ép không ổn định và thao tác vận hành không đúng kỹ thuật.

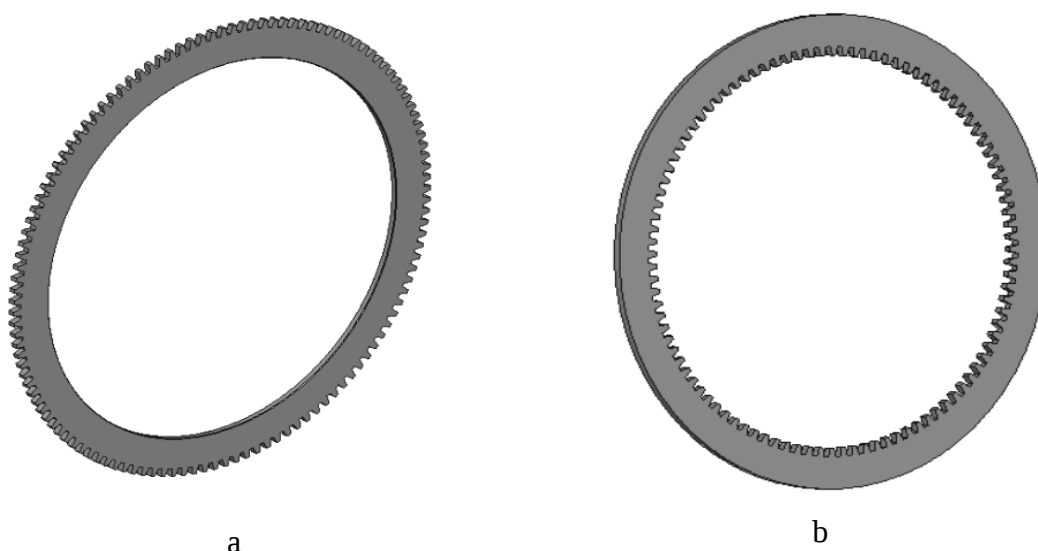
1.1.2. Đặc điểm của đĩa ma sát sản xuất tại Việt Nam

Đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 được chia thành hai loại: Đĩa chủ động gồm 10 đĩa ma sát bằng thép có răng ngoài, ăn khớp then hoa với tang chủ động; Trong khi đó, 9 đĩa ma sát bị động bằng thép có răng trong và ăn khớp then hoa với tang bị động (hình 1.2). Mặc dù có khác biệt về kết cấu hình học, nhưng cả hai đều sử dụng cùng một loại vật liệu chế tạo. Do đó, yêu cầu đặt ra đối với vật liệu chế tạo là phải có hệ số ma sát cao, ổn định trong dải nhiệt độ rộng, khả năng chống mài mòn và chịu nhiệt tốt, đồng thời vẫn phải đảm bảo tính công nghệ để gia công chế tạo hàng loạt.

Bảng 1.1. Thành phần hóa học hai loại vật liệu chế tạo đĩa ma sát

Tên mẫu	Hàm lượng (%)								
	C	Si	S	P	Mn	Ni	Cr	W	Fe
Thép 30XГCA	0,34	1,20	0,025	0,025	0,80	0,30	1,10	0,005	95,91
Thép 65Mn	0,667	0,232	0,0061	0,013	1,00	0,0015	0,014	0,005	98,01

Trong thực tế, đĩa ma sát nguyên bản đã được chế tạo bằng vật liệu thép hợp kim 30XГCA (ГОСТ 4543-71) [21], với độ dày $(5 \pm 0,03)$ mm, bề mặt được xử lý bằng các phương pháp nhiệt luyện nhằm tăng hệ số ma sát và độ bền nhiệt. Thép 30XГCA thuộc nhóm thép hợp kim thấp, Đây là loại thép kết cấu có hàm lượng cacbon trung bình 0,34%, crôm 1,1% và silic 1,2% nhằm tăng cường độ cứng, tính chống mài mòn và khả năng chịu nhiệt, cho phép đạt độ cứng sau nhiệt luyện khoảng $(28 \div 32)$ HRC, đồng thời duy trì khả năng chịu mài mòn, chống biến dạng nhiệt và độ ổn định kích thước trong quá trình vận hành lắp đi lắp lại ở chế độ tải trọng cao. Bảng 1.1 trình bày thành phần hóa học cụ thể của hai dạng vật liệu chế tạo đĩa ma sát [4].



Hình 1.2. Đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55

a) Đĩa ma sát chủ động; b) Đĩa ma sát bị động

Tuy nhiên, trong điều kiện hiện nay, loại vật liệu 30XГCA không sẵn có tại Việt Nam. Do khó khăn trong khâu nhập khẩu và yêu cầu tự chủ của ngành công nghiệp quốc phòng, Nhà máy Z153 kết hợp với Viện Kỹ thuật Cơ giới Quân sự đã triển khai nghiên cứu, chế tạo đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 bằng vật liệu tương đương. Qua phân tích tổ chức tế vi, cơ tính và đánh giá thực nghiệm, thép 65Mn đã được lựa chọn làm vật liệu thay thế.

Dựa trên kết quả phân tích thành phần hóa học, sự khác biệt giữa hai mác thép chế tạo đĩa ma sát quyết định trực tiếp đến cơ tính, khả năng chịu nhiệt và cơ chế mòn khi vận hành ở điều kiện nhiệt độ chớp cục bộ. Xét về hàm lượng Cacbon, thép 65Mn sở hữu tỷ lệ Cacbon đạt 0,667%, cao hơn đáng kể so với thép 30XΓCA. Hàm lượng Cacbon cao giúp thép 65Mn dễ dàng đạt được độ cứng bề mặt lớn sau khi tôi, nhưng đồng thời lại làm gia tăng độ giòn và suy giảm độ dẻo dai va đập. Ngược lại, thép 30XΓCA là loại thép hợp kim Crôm cao với hàm lượng Crôm đạt 1,10%, trong khi ở thép 65Mn nguyên tố này hầu như không đáng kể khi chỉ đạt 0,014%. Crôm là nguyên tố có tính quyết định đến khả năng chống ram và duy trì độ cứng vật liệu ở nhiệt độ cao. Bên cạnh đó, thép 30XΓCA có hàm lượng Silic đạt 1,2%, cao hơn nhiều so với mức 0,232% của 65Mn, từ đó giúp nâng cao giới hạn đàn hồi và độ bền ram. Để bù đắp, thép 65Mn được bổ sung lượng Mangan cao 1,00% so với 0,8% ở thép 30XΓCA nhằm làm tăng độ thấm tôi cùng độ bền cho bề mặt ma sát.

Từ sự chênh lệch về thành phần hóa học nêu trên, điểm yếu cốt lõi của đĩa ma sát chế tạo từ thép 65Mn khi làm việc so với thép 30XΓCA được xác định ở hai khía cạnh chính. Thứ nhất là khả năng chịu nhiệt kém dẫn đến hiện tượng suy giảm độ cứng dưới tác động của nhiệt độ. Việc thiếu hụt các nguyên tố Crôm và Silic khiến bề mặt đĩa ma sát 65Mn bị suy giảm độ cứng nhanh chóng khi hiện tượng trượt xảy ra liên tục, ma sát sinh ra nhiệt cao. Theo định luật Archard, sự suy giảm độ cứng sẽ khiến tốc độ mòn thể tích tăng nhanh. Thứ hai là độ nhạy với hiện tượng quá nhiệt. Hàm lượng Mangan cao làm cho thép 65Mn rất nhạy cảm với sự phát triển kích thước hạt khi nung, dễ dẫn đến tình trạng tích tụ ứng suất nhiệt và gây nứt mỏi bề mặt dưới tải trọng va đập.

Nhằm khắc phục những hạn chế do thiếu hụt các nguyên tố hợp kim như Crôm và Silic, đồng thời tối ưu hóa ưu thế từ hàm lượng Cacbon và Mangan cao, giải pháp công nghệ đã được đưa ra. Trong quy trình nhiệt luyện, việc

không chế nhiệt độ nung tôi cần được thực hiện trong khoảng từ 830°C đến 850°C với tốc độ làm nguội thích hợp trong dầu để thu được tổ chức Mactenxit mịn chặt, tránh xuất hiện Austenit dư. Tiếp đó, chế độ ram trung bình ở nhiệt độ từ 350°C đến 450°C được tiến hành để giải tỏa hoàn toàn ứng suất mà vẫn duy trì độ cứng bề mặt làm việc đạt ngưỡng chuẩn từ 42 đến 45 HRC, đảm bảo sự cân bằng giữa tính chống mòn do bám dính và khả năng chống vỡ giòn do mỏi. Cùng với nhiệt luyện, chất lượng gia công cơ khí được kiểm soát chặt chẽ thông qua độ nhám bề mặt ban đầu. Việc kiểm soát độ nhám bề mặt giúp rút ngắn tối đa giai đoạn mòn chạy rà, hạn chế sự tập trung ứng suất tại các đỉnh lỗi và giảm lượng công trượt sinh nhiệt cục bộ ban đầu.

Bên cạnh đó, công nghệ làm sạch được áp dụng nhằm tạo ra lớp ứng suất nén dư trên bề mặt đĩa ma sát trước khi lắp ráp. Lớp ứng suất nén dư này có tác dụng triệt tiêu các ứng suất kéo phát sinh do sự chênh lệch nhiệt độ trong quá trình trượt, ngăn ngừa sự hình thành và phát triển của các vết nứt mỏi tế vi, từ đó hạn chế hiện tượng tróc vảy ở dòng thép cacbon cao. Ngoài ra, việc tối ưu hóa thiết kế động lực học và chế độ vận hành thông qua điều khiển lực ép giúp kiểm soát thời gian trượt tương đối không vượt quá 0,8 giây, giữ cho nhiệt độ nằm trong dải an toàn và ngăn chặn hiện tượng mềm hóa bề mặt đĩa. Tổng hợp các giải pháp trên khẳng định rằng, mặc dù thiếu hụt các nguyên tố hợp kim như Crôm và Silic so với thép 30X1CA, thép 65Mn nếu được xử lý nhiệt luyện tối ưu đạt 42–45 HRC, kiểm soát độ nhám bề mặt và tạo ứng suất nén dư hoàn toàn có thể đạt độ bền mòn và tuổi thọ tương đương với sản phẩm nguyên bản của Nga trong điều kiện khai thác thực tế.

Trong quá trình khai thác, đĩa ma sát thường chịu ảnh hưởng do mòn dính, rỗ bề mặt và nứt nhiệt, đặc biệt là trong điều kiện chiến đấu kéo dài hoặc thao tác không đúng kỹ thuật. Sự suy giảm tính năng kỹ thuật dẫn đến giảm hiệu suất truyền, gây quá tải cho động cơ và làm tăng nguy cơ hư hỏng hệ thống

truyền lực. Vì vậy, việc đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát, đặc biệt là khi sử dụng dạng vật liệu mới như thép 65Mn, đóng vai trò quan trọng trong kiểm soát chất lượng sửa chữa, nâng cấp và nội địa hóa phụ tùng, vật tư tăng thiết giáp.

Nhìn chung, việc thay thế vật liệu cần được đánh giá không chỉ dựa trên các chỉ tiêu đơn lẻ về cơ tính, mà còn cần thông qua các thử nghiệm và mô phỏng điều kiện làm việc thực tế của xe tăng. Việc nghiên cứu độ bền mòn thông qua các phương pháp TNTC là giải pháp phù hợp để rút ngắn thời gian đánh giá, dự đoán tuổi thọ còn lại và mức độ tin cậy (ĐTC) của chi tiết trong điều kiện thực tế.

1.2. Tổng quan về độ bền mòn của đĩa ma sát và các yếu tố ảnh hưởng

1.2.1. Độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính

a) Định nghĩa

Độ bền mòn được hiểu là khả năng chống lại sự suy giảm chiều dày lớp vật liệu ma sát trong điều kiện chịu ứng suất tiếp xúc cao, nhiệt độ lớn và thường xuyên xảy ra trượt tương đối [5]. Trong hệ thống truyền lực của xe tăng T55, ly hợp chính đóng vai trò là cơ cấu trung gian, đảm nhiệm chức năng truyền và ngắt mô men giữa động cơ và hộp số. Đĩa ma sát là chi tiết chịu tải trọng trực tiếp, đồng thời là một trong những bộ phận dễ xảy ra suy giảm tính năng kỹ thuật do mài mòn nhất [2].

Không giống các chi tiết làm việc trong điều kiện được bôi trơn đầy đủ, đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 làm việc trong môi trường ma sát khô. Quá trình đóng, mở ly hợp, đặc biệt ở giai đoạn thứ nhất của quá trình khởi hành và tăng tốc, bề mặt đĩa ma sát phải chịu tác dụng đồng thời của áp suất tiếp xúc lớn, vận tốc trượt cao và nhiệt phát sinh cục bộ. Những yếu tố này khiến cho môi trường làm việc của ly hợp hết sức khắc nghiệt, các cơ chế mòn diễn ra mạnh mẽ.

Sự suy giảm chiều dày lớp ma sát ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng truyền lực của ly hợp. Khi mòn vượt quá giới hạn cho phép, khe hở tự do của cơ cấu mở giảm đi, làm giảm khả năng truyền mô men, dẫn đến hiện tượng trượt ly hợp kéo dài, nhiệt tăng cao và có thể gây cháy bề mặt hoặc phá hủy cấu trúc lớp ma sát. Đối với các phương tiện quân sự, tình trạng kỹ thuật của ly hợp bị suy giảm không những làm giảm khả năng cơ động mà còn ảnh hưởng nghiêm trọng đến khả năng sẵn sàng chiến đấu và hoàn thành nhiệm vụ.

Độ bền mòn của đĩa ma sát chịu ảnh hưởng tổng hợp của nhiều yếu tố như: Ứng suất tiếp xúc, vận tốc trượt, điều kiện môi trường, khả năng truyền nhiệt, cơ tính vật liệu và chế độ điều khiển của người lái. Việc nâng cao độ bền mòn vì vậy đòi hỏi sự tối ưu đồng thời cả về vật liệu, cấu trúc đĩa ma sát, điều kiện làm mát và chế độ vận hành xe.

b) Phương pháp đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính

Việc đánh giá độ mòn của đĩa ma sát dựa trên nguyên lý chung của quá trình mài mòn trong điều kiện ma sát khô và được cụ thể hóa theo đặc thù của cơ cấu ly hợp. Sự tiếp xúc giữa các bề mặt ma sát mang tính chất điểm và đường, dẫn đến ứng suất tiếp xúc tăng cao và phân bố không đều. Nhiệt sinh ra ở quá trình trượt của ly hợp có thể vượt quá nhiệt độ giới hạn của vật liệu ma sát, từ đó làm suy giảm độ cứng bề mặt, và gia tăng tốc độ mòn.

Trong lý thuyết mòn, trường hợp ly hợp làm việc trong môi trường ma sát khô, tuổi thọ mòn của đĩa ma sát thường được mô tả thông qua quan hệ thực nghiệm giữa áp suất tiếp xúc và quãng đường ma sát bằng công thức [5]:

$$s = \frac{Const}{p^m} \quad (1.1)$$

Trong đó: p là áp suất (ứng suất tiếp xúc) (N/m^2); s là quãng đường ma sát trượt, s tỷ lệ thuận với tuổi thọ mòn của chi tiết máy (m); m là số mũ,

$m = (1 \div 3)$ (Trường hợp ma sát nửa ướt thì $m \approx 3$; trường hợp ma sát khô, nửa khô và áp suất lớn thì $m = (1 \div 2)$; trường hợp có hạt mài mòn, cũng như áp suất thấp và ma sát khô thì $m \approx 1$).

Công thức (1.1) chỉ ra rằng, việc giảm áp suất tiếp xúc là biện pháp hiệu quả giúp tăng tuổi thọ mòn, nhưng lại bị ràng buộc bởi yêu cầu truyền mô men. Vì vậy, khi thiết kế ly hợp cần tối ưu hóa phân phối áp suất theo bán kính đĩa ma sát, từ đó có thể kéo dài tuổi thọ làm việc của chúng.

Do khó khăn trong việc mô tả chính xác các cơ chế mòn phức tạp (mòn dính, mòn mỏi nhiệt, mòn hạt mài), nên trong quá trình thiết kế và kiểm nghiệm đĩa ma sát thường sử dụng giới hạn thực nghiệm theo công thức dưới đây [5]:

$$\begin{cases} p \leq [p] \\ pv \leq [pv] \end{cases} \quad (1.2)$$

Trong đó: $[p]$ là áp suất tiếp xúc tối đa cho phép; $[pv]$ là giới hạn năng lượng ma sát bề mặt, phụ thuộc vào khả năng chịu nhiệt của vật liệu ma sát và điều kiện làm mát.

Đối với đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55, thông số $[pv]$ đặc biệt quan trọng vì trong nhiều trường hợp xe phải làm việc ở chế độ tải lớn, thời gian trượt kéo dài. Nếu giá trị p vượt ngưỡng, nhiệt độ bề mặt tăng nhanh gây hiện tượng cháy bề mặt đĩa ma sát, thoát khí, làm giảm nhanh độ bền mòn.

1.2.2. Các yếu tố ảnh hưởng tới độ bền mòn của cặp đĩa ma sát

Khi làm việc ở điều kiện bình thường, cặp bề mặt ma sát sẽ chịu ảnh hưởng của rất nhiều yếu tố khác nhau như: Áp suất pháp tuyến, vận tốc trượt tương đối giữa các bề mặt ma sát, nhiệt độ làm việc, tính chất vật liệu, chất lượng bề mặt, điều kiện môi trường, chế độ vận hành và thao tác điều khiển.

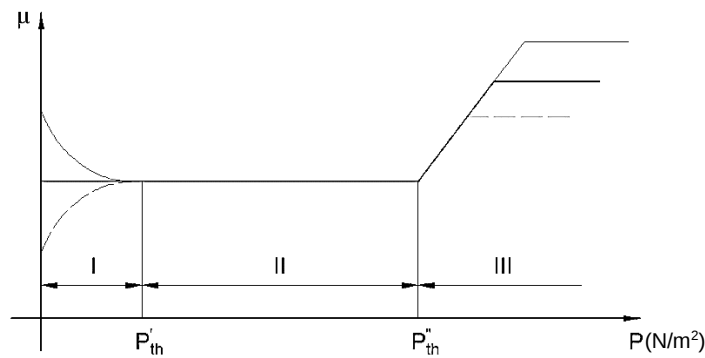
a) Ảnh hưởng của áp suất pháp tuyến

Đồ thị Hình 1.3 biểu diễn quy luật biến thiên của hệ số ma sát μ theo áp suất pháp tuyến P [3]. Đặc tính làm việc của cặp bề mặt ma sát được phân chia thành ba vùng động học rõ rệt:

- Vùng chuyển tiếp I ($0 < P < P'_{th}$): Trong giai đoạn này, diện tích tiếp xúc thực tế giữa hai bề mặt đang hình thành và chịu ảnh hưởng lớn bởi trạng thái ban đầu của bề mặt tiếp xúc. Ba đường biểu diễn ba trạng thái khác nhau:

Nhánh có hệ số ma sát giảm: Biểu diễn cơ chế tiếp xúc đàn hồi chiếm ưu thế trên bề mặt thô ráp hoặc có độ cứng cao. Khi áp suất có giá trị nhỏ, lực bám dính phân tử đóng vai trò chủ đạo; diện tích tiếp xúc thực tế tăng chậm hơn tốc độ tăng của tải trọng, dẫn đến hệ số ma sát giảm dần khi tăng áp suất.

Nhánh có hệ số ma sát ổn định: Biểu diễn trạng thái tiếp xúc dẻo lý tưởng của các đỉnh nhô bề mặt ngay từ khi bắt đầu chịu tải. Lúc này, diện tích tiếp xúc thực tế tỷ lệ thuận với tải trọng, duy trì hệ số ma sát không đổi.



Hình 1.3. Mối quan hệ giữa hệ số ma sát và áp suất pháp tuyến

I - Vùng chuyển tiếp; II - Vùng làm việc ổn định; III - Vùng hư hỏng

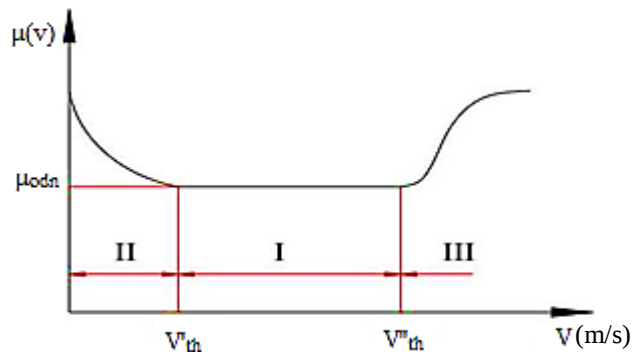
Nhánh có hệ số ma sát tăng: Biểu diễn bề mặt được bao phủ bởi màng bôi trơn hoặc màng oxit. Khi áp suất tăng gần về giá trị P'_{th} , màng bôi trơn bị phá hủy cục bộ, các nhô kim loại đâm xuyên qua màng gây ra xước vi mô, làm tăng thành phần ma sát cơ học và khiến hệ số ma sát μ tăng lên.

- Vùng làm việc ổn định II ($P'_{th} \leq P \leq P''_{th}$): Đây là pha ổn định động học, hệ số ma sát μ đạt trạng thái bão hòa và hầu như không phụ thuộc vào áp suất pháp tuyến. Trạng thái tiếp xúc tại vùng này là sự cân bằng tối ưu giữa quá trình phá hủy và tái cấu trúc màng bề mặt. Đối với đĩa ma sát ly hợp, đây là dải áp suất công tác thiết kế bắt buộc nhằm đảm bảo mô men xoắn truyền ổn định và tốc độ mài mòn nằm trong giới hạn cho phép.

- Vùng hư hỏng III ($P > P''_{th}$): Xảy ra khi áp suất vượt quá ngưỡng chịu tải giới hạn P''_{th} của vật liệu, làm sụp đổ hoàn toàn màng liên kết bề mặt và chuyển vị sang trạng thái chảy dẻo vĩ mô, hệ số ma sát μ tăng mạnh. Sự phân tách thành ba nhánh ở vùng này có mối liên hệ chặt chẽ với Vùng I: Ở nhánh giảm của Vùng I có bề mặt khô, sạch và không màng bảo vệ sẽ dẫn đến phá hủy bề mặt ma sát khốc liệt nhất ứng với nhánh cao nhất Vùng III; với nhánh tăng Vùng I, bề mặt duy trì được màng bôi trơn và hạn chế đáng kể thành phần ma sát bám dính phân tử, kìm hãm sự tăng lên của hệ số ma sát μ ở mức thấp nhất (nhánh dưới cùng Vùng III).

b) Ảnh hưởng của hệ số ma sát

Hình 1.4 biểu diễn mối quan hệ giữa hệ số ma sát và vận tốc trượt, ký hiệu là $\mu = \mu(v)$. Đường cong biểu diễn được chia thành ba vùng đặc trưng, phản ánh các trạng thái làm việc khác nhau của bề mặt ma sát. Vùng I là vùng làm việc bình thường, tương ứng với khoảng vận tốc từ V'_{th} đến V''_{th} . Trong khoảng này, ma sát chủ yếu là ma sát oxy hóa ổn định; hệ số ma sát đạt giá trị gần như không đổi và hiện tượng mài mòn nằm trong giới hạn cho phép. Đặc điểm của vùng này là lớp biến dạng dẻo đã được cực tiểu hóa, đồng thời xuất hiện các cấu trúc thứ cấp giúp ổn định quá trình ma sát.



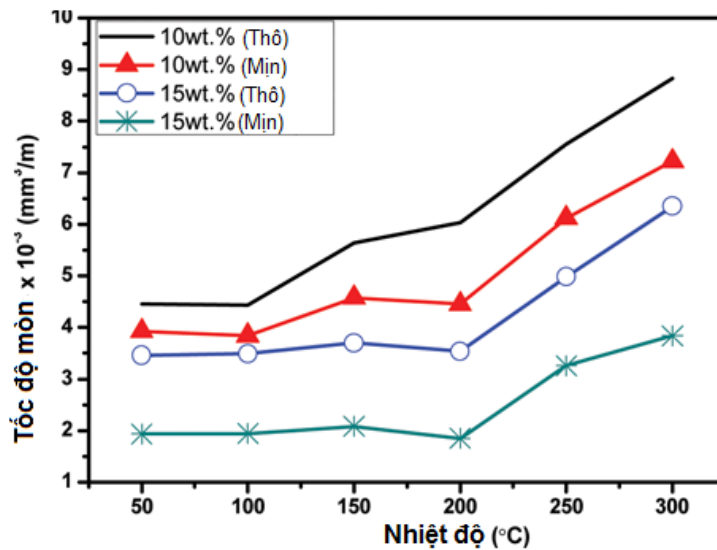
Hình 1.4. Đồ thị biến thiên hệ số ma sát phụ thuộc vận tốc trượt $\mu = \mu(v)$
 (I). Vùng bình thường ($V_{th} < V < V''_{th}$); (II). Vùng chuyển tiếp ($0 < V < V_{th}$);
 (III). Vùng không bình thường ($V > V''_{th}$).

Ở vùng II, tương ứng với khoảng vận tốc nhỏ hơn V_{th} hệ thống rơi vào trạng thái chuyển tiếp (không bình thường), đặc trưng bởi hiện tượng tróc loại I. Tại đây, lớp bề mặt làm việc chưa ổn định, hệ số ma sát có xu hướng cao và không đều, dễ gây ra hư hỏng cục bộ nếu kéo dài.

Khi vận tốc trượt vượt quá , hệ thống đi vào vùng III – vùng không bình thường với hiện tượng tróc loại II. Trong giai đoạn này, sự gia tăng vận tốc kéo theo nhiệt độ ma sát tăng mạnh, dẫn đến phá hủy cấu trúc bề mặt do tróc nhiệt. Hệ số ma sát trong vùng này có thể giảm hoặc dao động mạnh, ảnh hưởng nghiêm trọng đến khả năng truyền lực và tuổi thọ của hệ thống.

c) Ảnh hưởng của nhiệt độ

Nhiệt độ là một yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến quá trình mài mòn và tuổi thọ của cặp ma sát trong ly hợp. Trong điều kiện làm việc thực tế, nhiệt sinh ra do ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc không chỉ làm tăng nhiệt độ cục bộ tại vùng tiếp xúc, mà còn có thể dẫn đến những thay đổi tính chất lý hóa của vật liệu ma sát. Hình 1.5 trình bày sự thay đổi tốc độ mòn theo nhiệt độ [88].



Hình 1.5. Sự thay đổi tốc độ mòn theo nhiệt độ

Ở mức nhiệt độ vừa phải (thường dưới 150–200°C), quá trình mài mòn có thể diễn ra ổn định. Tuy nhiên, khi nhiệt độ tăng cao, ví dụ trong các tình huống vận hành khắc nghiệt như leo dốc, kéo tải nặng hoặc phanh động cơ liên tục, các hiện tượng sau có thể xảy ra:

Giảm độ cứng và mô đun đàn hồi của vật liệu ma sát: Khi nhiệt độ vượt ngưỡng chịu nhiệt của vật liệu, độ cứng giảm làm tăng tốc độ mài mòn [90];

Biến đổi pha và phân hủy cấu trúc vật liệu: Một số vật liệu hữu cơ (như chất kết dính nhựa phenolic) sẽ phân hủy ở khoảng 300–350°C, gây mất ổn định cấu trúc và làm giảm khả năng chịu tải [99];

Hiện tượng cháy bề mặt (glazing): Khi nhiệt độ quá cao, lớp bề mặt bị nung chảy nhẹ và tái đông, tạo thành màng bóng, làm giảm hệ số ma sát và gây trượt [103];

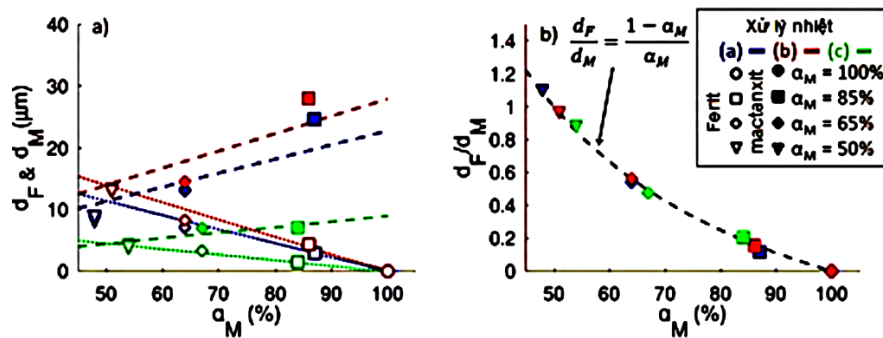
Tăng tốc độ oxy hóa kim loại: Đối với các đĩa ma sát kim loại, sự gia tăng nhiệt độ làm tăng tốc độ oxy hóa bề mặt, tạo ra lớp oxit giòn dễ bong tróc, góp phần gia tăng mài mòn dạng hạt và tróc lở [104]; Kết quả nghiên cứu từ tài liệu [109] cho thấy rằng với các hệ thống ma sát khô, tốc độ mài mòn có thể

tăng gấp 3 đến 5 lần khi nhiệt độ làm việc tăng từ 100°C lên 300°C, đặc biệt với vật liệu gốc hữu cơ.

Đối với phương tiện quân sự như xe tăng, điều kiện tác chiến thường yêu cầu hoạt động trong thời gian dài, tải lớn, môi trường khắc nghiệt (bụi, nhiệt độ môi trường cao), dẫn đến tích nhiệt trong ly hợp là rất phổ biến. Do đó, khả năng chịu nhiệt của vật liệu ma sát là yếu tố then chốt trong việc duy trì hiệu suất và ĐTC.

d) Ảnh hưởng của vật liệu

Do đặc trưng môi trường làm việc của đĩa ma sát ly hợp, nên tính chất vật liệu có ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất truyền mô men, khả năng duy trì đặc tính ma sát và chịu mài mòn. Mặc dù, các yếu tố như áp suất, vận tốc trượt hay nhiệt độ đều ảnh hưởng đến độ mòn, nhưng vật liệu nền bao gồm tổ chức vi cấu trúc và đặc tính cơ - nhiệt - hóa lại là yếu tố cơ bản chi phối các phản ứng vật lý và hóa học trong vùng tiếp xúc. Phân tích ảnh hưởng của vật liệu cần tiếp cận đa chiều, xét đến cấu trúc tế vi, biên giới hạt và khả năng tương thích ma sát giữa các cặp vật liệu.

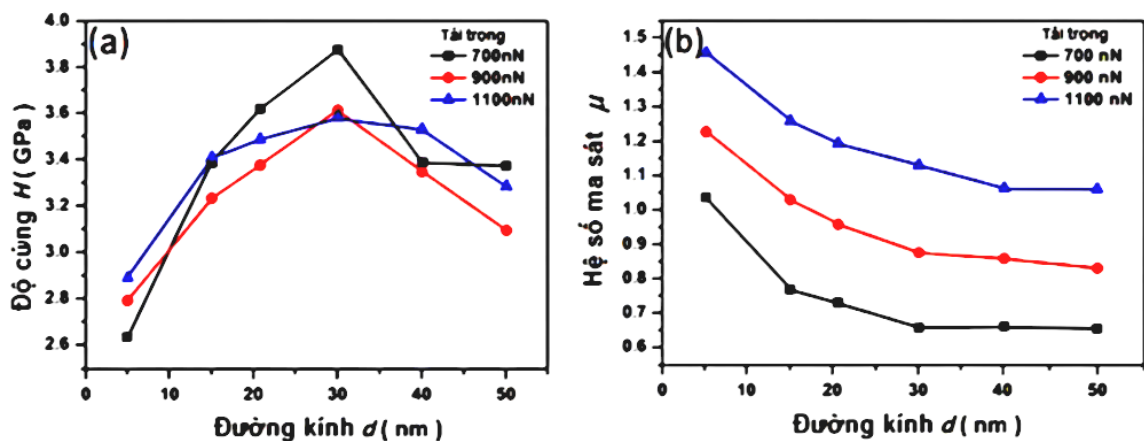


Hình 1.6. Ảnh hưởng của kích thước hạt Ferit

Ảnh hưởng của cấu trúc tế vi: Cấu trúc vi mô gồm kích thước, phân phối các pha, mức độ tinh mịn hay phân tán hạt có ảnh hưởng trực tiếp đến các đặc tính như độ cứng và khả năng chống mài mòn. Nghiên cứu [110] đã chỉ ra rằng

trong thép đa pha, kích thước hạt ferrite theo quan hệ Hall - Petch ảnh hưởng đến hệ số ma sát và khả năng chống mài mòn: kích thước hạt nhỏ hơn dẫn đến độ cứng cao hơn và khả năng mài mòn giảm như trên hình 1.6.

Ảnh hưởng của biên giới hạt: Mật độ biên giới hạt tăng (kích thước hạt giảm) thường làm tăng độ cứng vật liệu theo hiệu ứng Hall - Petch, từ đó cải thiện khả năng chống mài mòn. Tuy nhiên, kết quả thu được từ các nghiên cứu [112] cho thấy trong kim loại nano, tồn tại kích thước hạt tối ưu để giảm mài mòn, do tương tác phức tạp giữa kích thước hạt và kích thước tiếp xúc: khi hạt quá nhỏ, hiện tượng trượt tại biên giới hạt làm giảm hiệu quả tăng độ cứng (hình 1.7).



Hình 1.7. Mối quan hệ giữa độ cứng, hệ số ma sát với kích thước hạt

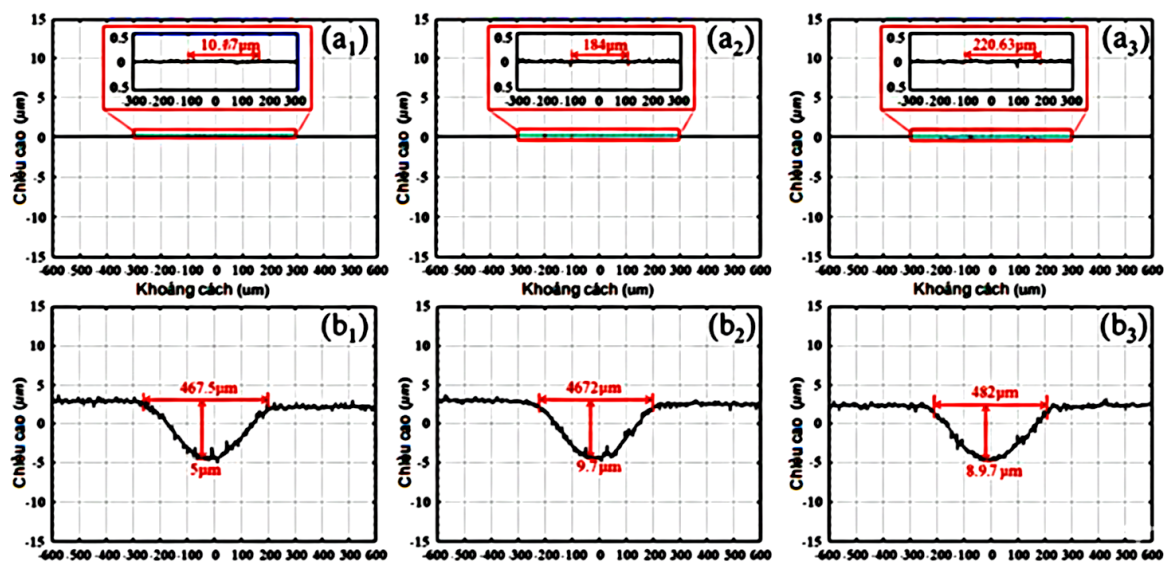
Đối với các vật liệu đa tinh thể sự tồn tại của biên giới hạt ảnh hưởng đến đặc tính của dính, ma sát, nứt bề mặt và mòn. Do hiện tượng xô lệch mạng ở vùng gần bề mặt trong quá trình trượt bị khống chế bởi biên giới hạt, sau đó tích tụ lại ở vùng này tạo nên tính biến cứng trong lớp gần bề mặt. Sự biến cứng này cản trở sự trượt và làm tăng ma sát, mòn.

Ảnh hưởng của tính tương thích vật liệu: Tương thích giữa đĩa ma sát và bề mặt tỳ đối ứng ảnh hưởng đến sự hình thành lớp ma sát hóa học tribo layer (đây là một lớp vật liệu hình thành trong quá trình làm việc ở giữa bề mặt tiếp

xúc của hai đĩa ma sát), hệ số ma sát và cơ chế mài mòn. Kết quả thu được từ tài liệu [113] cho thấy, đối với vật liệu ma sát (vật liệu nền là đồng) bổ sung cấu trúc lõi - vỏ, kích thước và cấu trúc vi mô có thể đồng thời tăng hệ số ma sát và giảm tốc độ mài mòn, đây là minh chứng rõ rệt cho tầm quan trọng của tương tác vi cấu trúc giữa các vật liệu tiếp xúc.

e) Ảnh hưởng của độ nhám và đặc điểm hình học bề mặt

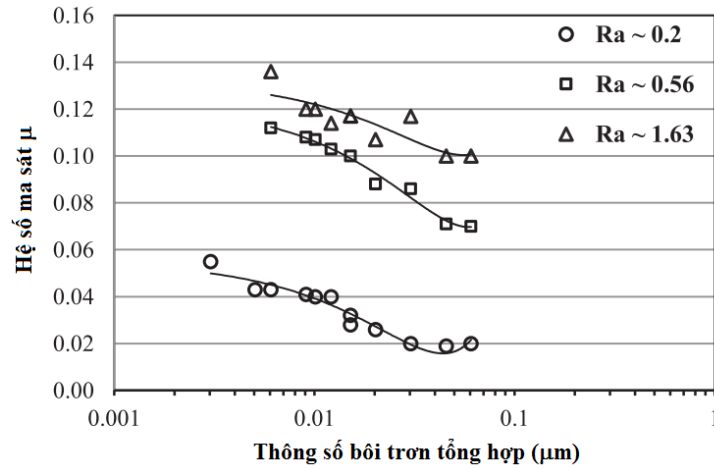
Độ nhám và đặc điểm hình học bề mặt của đĩa ma sát có vai trò quan trọng trong việc duy trì hiệu suất truyền mô men và độ bền mòn của cụm ly hợp chính. Khi bề mặt quá nhám, đồng nghĩa với việc có nhiều đỉnh nhô li ti, lực tác dụng sẽ tập trung tại các điểm này. Điều này dẫn đến hiện tượng xé rách vi mô hoặc tạo các vết xước sâu, làm tăng mài mòn và giảm hiệu quả truyền động, bởi vì các đỉnh này chịu ứng suất cao hơn rất nhiều so với các vùng khác. Hình 1.8 trình bày biểu đồ mặt cắt ngang của vết mài mòn [114].



Hình 1.8. Biểu đồ mặt cắt ngang của vết mài mòn

Ngược lại, nếu bề mặt ma sát quá bóng làm diện tích tiếp xúc trực tiếp giữa hai bề mặt tăng lên, nhưng lại có thể làm giảm hệ số ma sát tĩnh, đưa đến hiện tượng trượt trơn không kiểm soát. Điều này gây ảnh hưởng không nhỏ khi

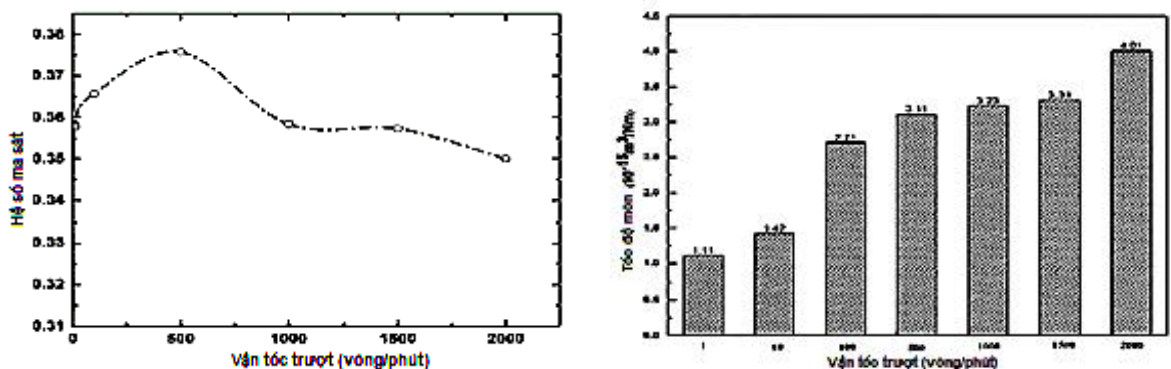
bắt đầu quá trình truyền mô men của ly hợp. Sự trượt này làm giảm khả năng khóa mô men, gây dao động, suy giảm hiệu suất và tuổi thọ của đĩa ma sát.



Hình 1.9. Mối quan hệ giữa hệ số ma sát với thông số bôi trơn

Vì vậy, khi thiết kế và gia công bề mặt đĩa ma sát, cần đạt được độ nhám tối ưu sao cho không quá nhám gây mòn nhanh, cũng không quá bóng làm mất ổn định ma sát. Một mức độ cân bằng phù hợp sẽ đảm bảo hiệu suất truyền lực ổn định và kéo dài tuổi thọ làm việc của cụm ly hợp chính. Hình 1.9 trình bày ảnh hưởng của thông số bôi trơn tới hệ số ma sát (với 03 mức độ nhám) [115].

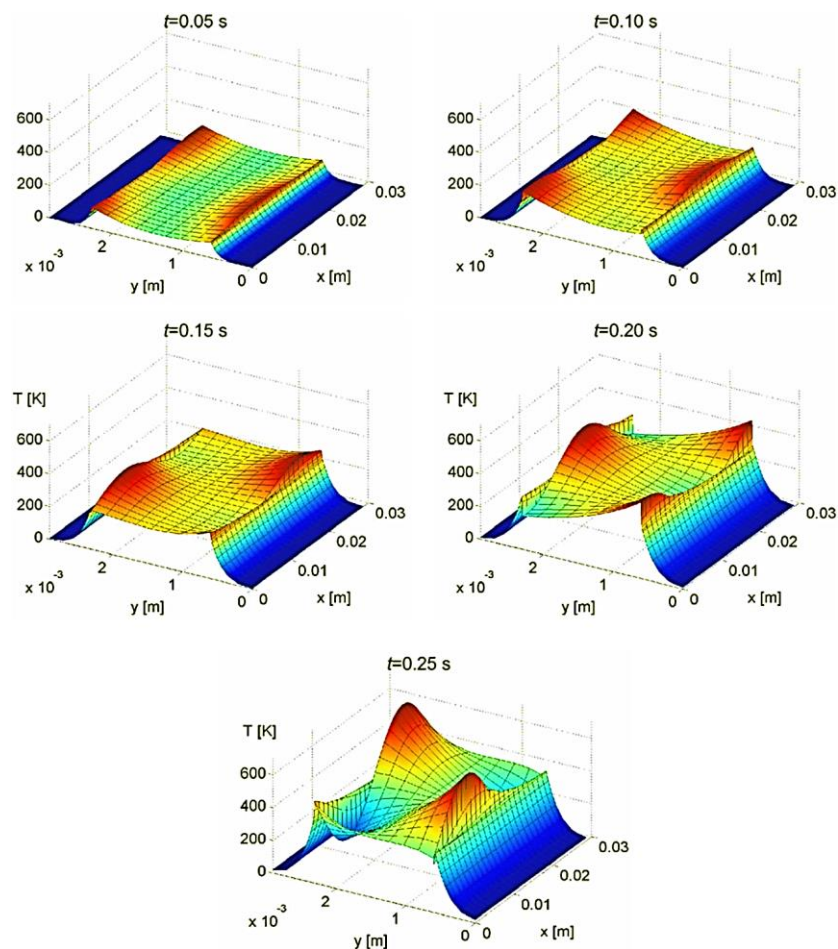
f) Ảnh hưởng của chế độ vận hành và thao tác điều khiển



Hình 1.10. Mối quan hệ giữa hệ số ma sát, tỷ lệ mòn với vận tốc trượt

Các thao tác đóng hoặc mở ly hợp không hoàn toàn và không dứt khoát trong thời gian kéo dài sẽ khiến bề mặt tiếp xúc bị trượt liên tục, dẫn đến tăng

hiệt và khiến quá trình mòn xảy ra nhanh chóng. Hơn nữa, sự chênh lệch nhiệt độ giữa vùng trung tâm và ngoại vi đĩa ma sát có thể gây ra ứng suất nhiệt không đồng đều, dẫn đến đĩa bị uốn cong, cong vênh, hoặc bị biến dạng vĩnh viễn, sinh ra rung lắc không mong muốn (hình 1.10) [116]. Đặc biệt, khi tăng tốc hoặc chuyển số liên tục, quá trình này càng dễ xảy ra và ảnh hưởng nghiêm trọng đến hiệu suất và độ bền của ly hợp.



Hình 1.11. Phân phối nhiệt độ tại các thời điểm khác nhau

Chế độ vận hành và thao tác điều khiển ảnh hưởng đáng kể đến khả năng chống mài mòn và tuổi thọ của đĩa ma sát. Trong quá trình đóng ly hợp, ma sát trượt ban đầu tạo ra lượng nhiệt rất lớn, có thể dẫn đến sự hình thành các vị trí nhiệt cục bộ. Nếu nhiệt không được phân tán kịp thời, hệ thống sẽ chịu ứng suất nhiệt cao, gây nứt bề mặt và giảm hệ số ma sát (hình 1.11) [22].

1.3. Tổng quan về phương pháp thử nghiệm tăng cường

1.3.1. Định nghĩa

Thử nghiệm tăng cường (TNTC) là phương pháp thử nghiệm mà trong đó tải trọng tác động lên sản phẩm hoặc cường độ sử dụng sản phẩm được tăng cường vượt quá mức sử dụng thông thường. Mục đích của thử nghiệm là nhanh chóng thu được dữ liệu, đặc tính của sản phẩm và phân tích chúng, đưa ra thông tin về tuổi thọ hoặc các thông số khác về ĐTC của sản phẩm trong điều kiện sử dụng bình thường [23].

Để đẩy nhanh quá trình hư hỏng của sản phẩm, người ta thường tăng tần suất làm việc của sản phẩm hoặc tải trọng tác động lên sản phẩm lớn hơn nhiều lần so với điều kiện làm việc bình thường. Đối với các sản phẩm không thường xuyên làm việc, có thể đẩy nhanh thời gian làm việc tới khi hư hỏng bằng cách cho các sản phẩm này làm việc liên tục. Ngược lại, sử dụng tải trọng vượt quá mức mà một sản phẩm có thể gặp phải trong điều kiện sử dụng bình thường lên nhiều lần và sử dụng dữ liệu về thời gian hư hỏng thu được theo cách này để ngoại suy cho các điều kiện sử dụng bình thường [24].

1.3.2. Bản chất, phân loại và ứng dụng của thử nghiệm tăng cường

Bản chất của TNTC là dựa trên cơ chế của sự hư hỏng tích lũy. Tải trọng tác động lên sản phẩm trong suốt quá trình hoạt động gây ra xuống cấp dần dần đến khi sản phẩm hư hỏng hoàn toàn. Các yếu tố phổ biến làm suy giảm chất lượng sản phẩm được sử dụng trong các TNTC như sau [25]: Độ mỏi, độ rão, nứt gãy, mài mòn, ăn mòn, oxy hóa.

Dựa trên nguyên lý về hư hỏng tích lũy, có thể chia TNTC thành hai loại chính như sau:

- Thử nghiệm tăng cường định tính: Thường được áp dụng khi muốn phát

hiện chế độ hư hỏng và giới hạn phá hủy của sản phẩm mà không nhằm mục đích ước lượng các tham số độ tin cậy.

- Thử nghiệm tăng cường định lượng: Thường áp dụng để xác định dạng phân phối hư hỏng, làm cơ sở để xác định các tham số ĐTC như tuổi thọ, cường độ hư hỏng, xác suất hư hỏng... của sản phẩm trong điều kiện sử dụng bình thường.

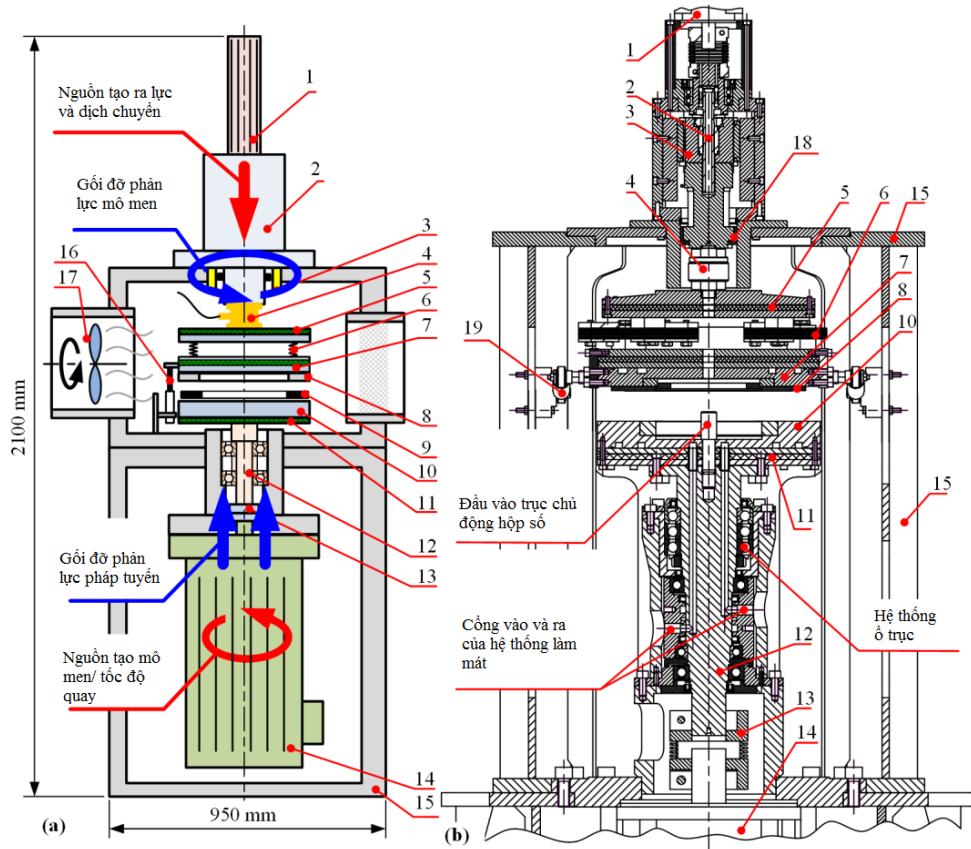
Hiện nay, phương pháp TNTC được ứng dụng phổ biến trong rất nhiều lĩnh vực: Vật liệu, sản xuất, chế tạo... Đặc biệt, đối với lĩnh vực cơ khí: TNTC được sử dụng để nhanh chóng đưa ra dự báo về tuổi thọ và độ mòn của các bộ phận và cụm cơ khí trên xe tăng, ô tô, bộ phận thủy lực, dụng cụ cầm tay, bánh răng, trục xoắn, đĩa ma sát... Tải trọng tăng cường được lựa chọn bao gồm: tải trọng cơ học, dao động, nhiệt độ và các yếu tố môi trường (nhiệt độ, độ ẩm...), hoặc kết hợp của nhiều loại tải trọng với nhau. Cụ thể, luận án này đã lựa chọn kết hợp hai dạng tải trọng tăng cường là: Tần suất làm việc của ly hợp và mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp.

1.4. Tình hình nghiên cứu trong nước và nước ngoài

1.4.1. Quá trình phát triển các phương pháp thử nghiệm

Trong quá trình phát triển, các phương pháp thử nghiệm đã có sự chuyển biến rõ nét từ thử nghiệm toàn bộ xe làm việc ở điều kiện thực tế sang thử nghiệm từng cụm, chi tiết. Giai đoạn đầu, chủ yếu dựa trên thử nghiệm tại thực địa và nguyên mẫu, đòi hỏi nhiều thời gian và chi phí. Chẳng hạn, các phương tiện quân sự được kiểm tra tại thao trường với nhiều loại địa hình khác nhau để đánh giá độ bền tổng thể [26]. Đối với ngành công nghiệp quốc phòng, các cụm, chi tiết được thử nghiệm trên băng thử hoặc trực tiếp trong xe nguyên mẫu, vốn là quy trình phức tạp và tốn kém. Từ những năm 1980, các thử nghiệm với cụm, chi tiết như ly hợp, bánh răng và phanh được ưu tiên nhờ khả năng

kiểm soát tốt điều kiện thử nghiệm và có thể xác định được dạng hư hỏng cụ thể [27].



Hình 1.12. Thiết bị thử nghiệm dạng đĩa trên đĩa

Giai đoạn từ năm 1990 đến đầu năm 2000, các phương pháp TNTC bắt đầu phát triển mạnh mẽ, cho phép mô phỏng ảnh hưởng của thời gian dài sử dụng trong khoảng thời gian ngắn hơn. Đặc biệt, đối với đĩa ma sát ly hợp, TNTC giúp tái hiện các điều kiện tải trọng phức tạp trong môi trường phòng thí nghiệm. Các phương pháp thử nghiệm độ bền dạng chót trên đĩa trở thành tiêu chuẩn đánh giá đặc tính mài mòn của vật liệu ma sát dưới tác dụng của tải trọng tăng cường [28, 29]. Bên cạnh đó, các kỹ thuật mô phỏng số hiện đại như phân tích phần tử hữu hạn (FEA) và động lực học chất lỏng tính toán (CFD) cũng được tích hợp nhằm nâng cao độ chính xác trong dự đoán tuổi thọ, phân bố ứng suất, nhiệt và tối ưu hóa đặc tính vật liệu [30, 31].

Hiện nay, trên thế giới việc ứng dụng phương pháp TNTC cho đĩa ma sát ly hợp được sử dụng phổ biến, nhằm đánh giá khả năng chịu mòn dưới nhiều mức tải trọng và tốc độ khác nhau (Hình 1.12) [32]. Đối với tải trọng động, người ta thường sử dụng thiết bị thử nghiệm dạng đĩa trên đĩa để mô phỏng điều kiện tải trọng lặp lại phức tạp, như mô phỏng chu kỳ đóng, mở ly hợp [33, 34]. Ngoài ra, việc thử nghiệm mô phỏng điều kiện môi trường giúp kiểm tra khả năng làm việc của đĩa ma sát ly hợp ở các chế độ nhiệt, độ ẩm và tác nhân ăn mòn khác nhau [35, 36].

Sự phát triển của các phương pháp TNTC kết hợp với công nghệ mô phỏng, đã và đang trở thành công cụ không thể thiếu trong nghiên cứu, thiết kế và đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp. Điều này giúp rút ngắn thời gian thử nghiệm và đưa ra dự đoán chính xác thời gian làm việc còn lại của sản phẩm. Đồng thời, hỗ trợ tối ưu hóa vật liệu và kết cấu các cụm, chi tiết nhằm nâng cao ĐTC của hệ truyền động, đặc biệt trong lĩnh vực quân sự với những yêu cầu khắt khe về độ bền và ổn định.

1.4.2. Tình hình nghiên cứu nước ngoài

Ma sát có ảnh hưởng rất lớn tới hiệu suất và ĐTC của các chi tiết cơ khí, thông qua các hiện tượng như: Bám dính, biến dạng dẻo, mài mòn, ứng suất màng, gãy và mỏi... Điều này, khiến cho độ bền mòn trở thành một thông số cực kỳ quan trọng trong việc đánh giá tuổi thọ của các chi tiết. Có nhiều mô hình được sử dụng để mô tả hiện tượng mài mòn, chẳng hạn như mô hình Amonton/Coulomb, mô hình này giả định mối quan hệ giữa lực ma sát và tải trọng pháp tuyến là tuyến tính. Khi đó xuất hiện một thông số có giá trị không đổi là hệ số ma sát μ . Việc áp dụng mô hình này phù hợp với các trường hợp có áp suất tiếp xúc nhỏ, như trong các cặp tiếp xúc trượt [37].

Mòn đĩa ma sát thường là giảm chiều dày lớp ma sát, ảnh hưởng đến khả

năng truyền lực của ly hợp chính. Dựa trên lý thuyết về sự thích nghi cấu trúc của B.I. Kostetskii [20] quá trình mòn được xem như một hệ thống tương tác phức tạp giữa các hiện tượng phá hủy bề mặt và các quá trình biến đổi vật chất đi kèm. Cơ chế mài mòn chịu ảnh hưởng của nhiệt độ, đặc tính vật liệu và điều kiện vận hành. Ví dụ, nhiệt độ cao sinh ra trong quá trình làm việc có thể làm tăng tốc độ mài mòn và gây hư hỏng vật liệu ma sát [38]. Theo nghiên cứu của tài liệu [87] cho thấy, tốc độ mài mòn vẫn tăng theo quãng đường trượt, do đó việc lựa chọn vật liệu và thiết kế phù hợp là yếu tố quan trọng để kéo dài tuổi thọ cho đĩa ma sát ly hợp chính.

Thành phần vật liệu là yếu tố quyết định trực tiếp đến độ bền mòn và thời gian làm việc của đĩa ma sát. Kết quả của nghiên cứu [39] đã chỉ ra, việc sử dụng vật liệu tổ hợp cho thấy khả năng chịu nhiệt tốt, hệ số ma sát ổn định và tốc độ mài mòn thấp hơn đáng kể so với các loại vật liệu truyền thống. Bên cạnh đó, việc tối ưu hóa thành phần vật liệu giúp đạt được hệ số ma sát cao và ổn định hơn, từ đó cải thiện hiệu suất của ly hợp chính trong các điều kiện làm việc khác nhau [40]. Hiện nay, các tổ hợp composite lai sử dụng trong ly hợp ma sát khô cũng đang rất được quan tâm. Những tổ hợp này cho thấy tốc độ mài mòn riêng nhỏ, đồng thời duy trì độ nhám bề mặt ổn định dưới các điều kiện áp suất và vận tốc cao [41, 42].

Đối với hiện tượng mòn do trượt, nghiên cứu của Archard [43] đã đề xuất công thức tính và dự đoán thể tích vật liệu bị loại bỏ trên mỗi đơn vị quãng đường trượt do mài mòn phụ thuộc vào tải trọng pháp tuyến và độ cứng của vật liệu mềm hơn (có thể là chi tiết chính hoặc bề mặt đối tiếp).

Các nhà khoa học đã sử dụng phương pháp thống kê tổng quát để dự đoán thể tích bề mặt ma sát, dựa trên định luật Archard [44]. Theo đó, thể tích bề mặt ma sát bị suy giảm tỷ lệ thuận với công do lực ma sát sinh ra, mối quan

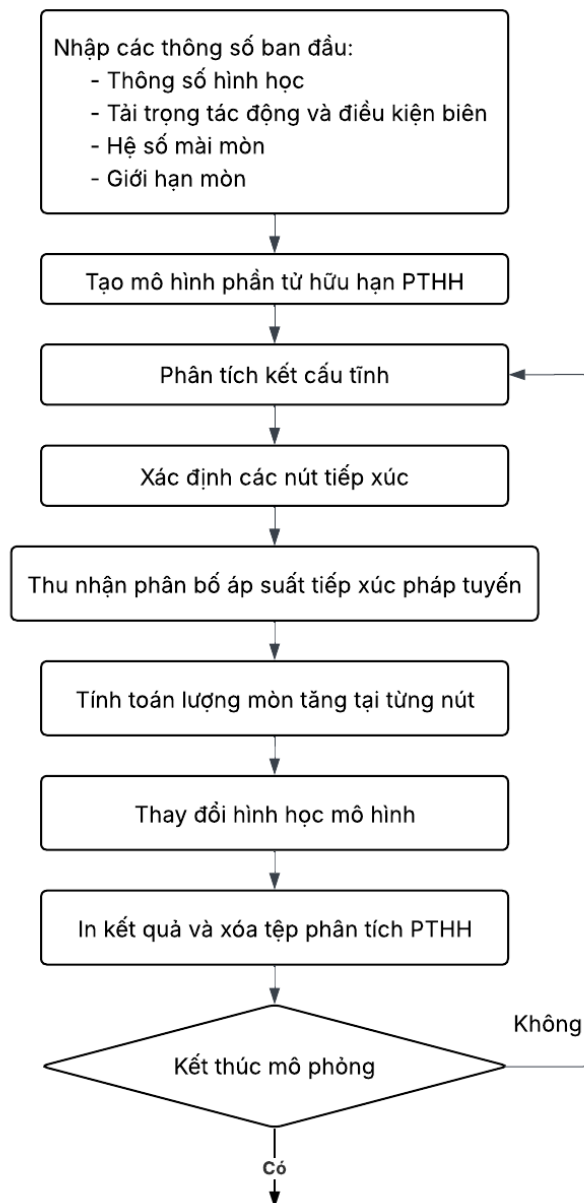
hệ giữa chúng được biểu diễn bởi hệ số mòn. Mô hình của Watson ước lượng hệ số mòn và nhiệt độ đĩa ma sát từ các tín hiệu đo được. Tuy nhiên, Watson không trình bày chi tiết cấu trúc của mô hình.

Phương pháp ước lượng thể tích mòn của đĩa ma sát ly hợp ướt được mô tả chi tiết trong nhiều nghiên cứu. Trong đó, kết quả của nghiên cứu [45] và [46] đã trình bày mô hình hai giai đoạn để dự đoán thể tích mòn, tuy nhiên cả hai mô hình này vẫn chưa được kiểm chứng bằng thực nghiệm. Bên cạnh đó, nghiên cứu [47] đã sử dụng một phương pháp đơn giản hơn, dựa trên định luật Archard để ước lượng thể tích mòn cho ly hợp ướt.

Trong nghiên cứu [48] tác giả đã xây dựng một mô hình chi tiết để ước lượng thể tích mòn của ly hợp ướt, và kết quả kiểm chứng cho thấy độ chính xác cao trong việc dự đoán mòn ở trạng thái ổn định. Thông qua nghiên cứu [49], tác giả đã xây dựng phương pháp đánh giá thể tích mòn cho ly hợp kép khô, trong đó thể tích mòn được tính từ độ nhám bề mặt của lớp lót ma sát. Mô hình của Bottonakis đã mô tả rất hợp lý quá trình làm việc của ly hợp bằng cách sử dụng thông số độ nhám bề mặt.

Phương pháp thử nghiệm kiểu chốt trên đĩa là phương pháp truyền thống nhưng rất hiệu quả trong việc xác định đặc tính ma sát và mài mòn của vật liệu. Trong đó, mẫu thử được đặt với tải trọng và tốc độ trượt xác định. Kết quả từ phương pháp này có thể đánh giá chính xác độ bền mòn của ly hợp khi làm việc ở chế độ tải trọng tăng cường [50, 51].

Thử nghiệm dạng chốt trên đĩa, được sử dụng rộng rãi để đánh giá hiệu suất ma sát của các dạng tiếp xúc kim loại với kim loại ở quy mô phòng thí nghiệm. Mài mòn có thể được đánh giá dựa trên khối lượng mất đi hoặc sự thay đổi hình dạng của các chi tiết tiếp xúc [52-54].



Hình 1.13. Mô phỏng mài mòn bằng phương pháp phần tử hữu hạn

Ngoài các phương pháp thực nghiệm, các nghiên cứu bằng mô phỏng sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH) đã giúp hiểu rõ hơn bản chất của các hiện tượng mài mòn. Mô hình gia tăng mài mòn toàn diện đã áp dụng công thức của Archard ở quy mô tổng thể, thực hiện loại bỏ vật liệu thông qua tải trọng tiếp xúc, đặc tính cơ học và hình học của cặp ma sát, cho kết quả dưới dạng biến dạng đàn hồi và mài mòn [55]. Thông qua phương pháp PTHH đã triển khai mô hình này ở dạng 3D để dự đoán độ bền mòn trong các thử nghiệm

dạng chốt trên đĩa (hình 1.13) [56]. Quy trình xây dựng mô hình và mô phỏng được đề xuất và áp dụng kết hợp với quy luật mòn tuyến tính và sơ đồ tích phân Euler để giải quyết các vấn đề của bài toán.

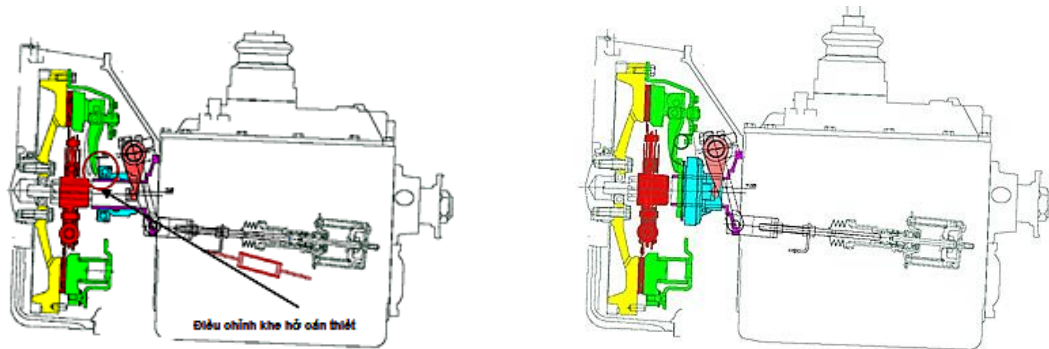
Khi sử dụng phương pháp mô phỏng, độ chính xác của kết quả phụ thuộc rất lớn vào cách xây dựng mô hình toán, vật lý (hình học, tiếp xúc, ràng buộc), chất lượng lưới tại vùng tiếp xúc (đảm bảo mật độ đủ để mô tả áp suất phân phối), và sự lựa chọn mô hình giải. Ngoài ra, việc xác định đúng các tham số vật liệu như hệ số ma sát và hệ số mòn đóng vai trò quan trọng trong quá trình hiệu chỉnh kết quả [57].

Để kiểm chứng, các công trình nghiên cứu thường so sánh kết quả mô phỏng với dữ liệu thử nghiệm về mô men truyền hoặc tốc độ giữa các đĩa ma sát [56, 58-63], hoặc đối chiếu với dữ liệu mòn thu được trong các thí nghiệm ma sát chuẩn [64, 65]. Khi mô phỏng cho kết quả sát thực nghiệm, có thể coi mô hình và phần mềm đã đủ ĐTC để sử dụng cho bài toán phân tích và dự báo tuổi thọ của đĩa ma sát ly hợp trong điều kiện làm việc thực tế.

Phương pháp phần tử rời rạc (PTRR) là phương pháp số mô phỏng tương tác giữa các hạt riêng lẻ, cho phép phân tích sự phát triển của hình thái mòn trong một khoảng thời gian dài. Phương pháp này có khả năng mô phỏng chính xác hình dạng vết mòn và tỷ lệ suy giảm tiết diện làm việc của đĩa ma sát [66], đặc biệt thích hợp trong nghiên cứu ảnh hưởng tích lũy của áp suất tiếp xúc và ma sát trong quá trình làm việc lâu dài.

Quản lý nhiệt hiệu quả cũng một là yếu tố quan trọng trong việc kéo dài tuổi thọ của đĩa ma sát ly hợp. Nhiệt lượng sinh ra trong quá trình làm việc có thể gây suy giảm cơ tính của vật liệu và tăng tốc độ mài mòn [67]. Một số cải tiến thiết kế như tạo rãnh hướng tâm trên đĩa có thể giúp tăng khả năng tản nhiệt, giảm nguy cơ quá nhiệt [68].

Việc cải tiến các thiết kế đóng vai trò quan trọng trong nâng cao độ bền của đĩa ma sát ly hợp. Từ những kết quả thu được, nghiên cứu [69] đã chỉ ra rằng tối ưu hóa hình dạng và cơ cấu điều khiển ly hợp có thể giảm thiểu đáng kể tốc độ mài mòn của bề mặt đĩa ma sát (hình 1.14). Trong đó, hệ thống ly hợp được cải tiến với cơ chế tự điều chỉnh khe hở và đĩa ma sát có kết cấu thay đổi đã được phát triển nhằm khắc phục các hiện tượng mài mòn sớm do khe hở không đồng đều. Kết cấu này giúp duy trì tính ổn định trong truyền động và giảm nguy cơ hư hỏng sớm.



Hình 1.14. Cải tiến thiết kế cơ cấu điều khiển ly hợp

a) Bộ ly hợp trước khi cải tiến

b) Bộ ly hợp sau khi cải tiến

Bên cạnh đó, các phương pháp TNTC cũng đóng vai trò rất quan trọng trong việc đánh giá ĐTC của các thiết bị thuộc các lĩnh vực cơ khí, điện và y tế. Những thử nghiệm này giữ vai trò then chốt trong việc quyết định chi phí sản xuất trên mỗi đơn vị sản phẩm. Trong thời đại công nghệ tiên tiến hiện nay, các phương pháp thử nghiệm truyền thống không còn được đánh giá cao do chi phí thử nghiệm lớn, thời gian diễn ra quá dài. Để giải quyết bài toán cân bằng giữa chi phí và hiệu quả thời gian, các nhà nghiên cứu đã phát triển phương pháp TNTC.

Tải trọng trong phương pháp TNTC được áp dụng theo nhiều cách, trong đó các phương pháp phổ biến bao gồm tải trọng không đổi, tải trọng bậc thang

và tải trọng tăng dần. Tài liệu [70] đã phân tích ưu, nhược điểm của từng phương pháp. Trong các thử nghiệm này, phép thử sẽ kết thúc khi thu thập được toàn bộ thời gian hư hỏng của các mẫu hoặc khi đạt đến cơ chế kết thúc đã được lập kế hoạch trước [71-79].

Thách thức lớn nhất đặt ra khi áp dụng phương pháp TNTC là phải tìm ra một mô hình tương đương biểu diễn mối liên hệ giữa tải trọng tăng cường với tuổi thọ sản phẩm. Các quan hệ hồi quy thường được sử dụng trong nhiều ứng dụng thống kê khác có thể không thích hợp trong trường hợp này.

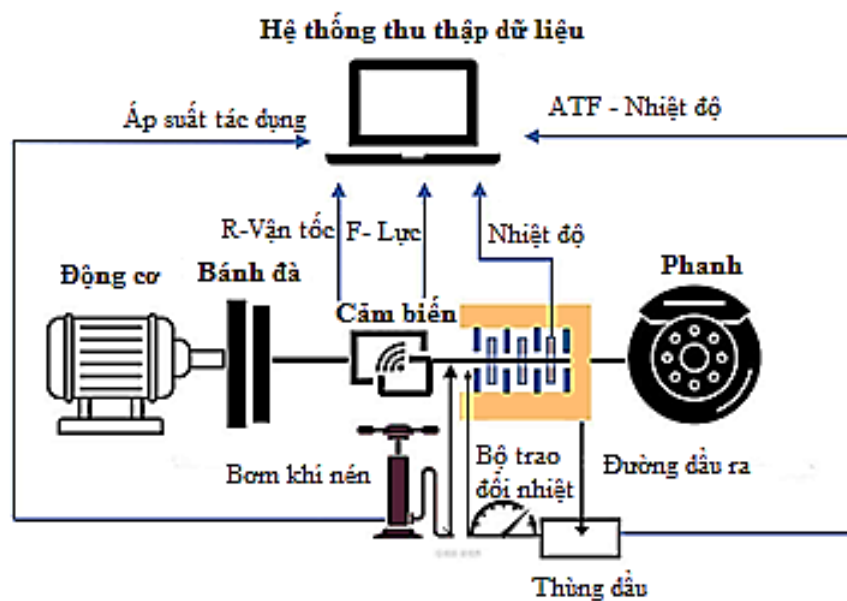
Nghiên cứu [80] mô tả một ứng dụng và mô hình sử dụng dữ liệu TNTC để dự đoán ĐTC ngoài thực địa của một quần thể sản phẩm chịu các điều kiện tải trọng động khác nhau. Tài liệu [81] trình bày các mô hình cho thử nghiệm gia tốc theo tốc độ sử dụng, có thể áp dụng khi phân phối số chu kỳ tới khi hỏng phụ thuộc vào tốc độ sử dụng. Thông qua các nghiên cứu, tài liệu [82] mô tả và minh họa các ứng dụng của mô hình tốc độ sử dụng để dự đoán tỷ lệ sản phẩm bị trả lại theo chế độ bảo hành hai chiều, như loại bảo hành mà các hãng sản xuất ô tô tại Mỹ cung cấp. Việc sử dụng các thí nghiệm được thiết kế để cải thiện ĐTC sản phẩm đã được mô tả cụ thể trong các tài liệu [83, 84].

Ngoài ra, nhiều nghiên cứu thực nghiệm đã được tiến hành nhằm xác nhận ĐTC của các phương pháp mô phỏng và thử nghiệm. Chẳng hạn, quá trình mài mòn trong ly hợp ma sát ướt thuộc hệ truyền động ly hợp kép, được đánh giá bằng cách kết hợp mô hình động lực học và thử nghiệm thực tế [85]. Kết quả chỉ ra rằng tốc độ trượt, áp suất tiếp xúc và nhiệt độ là các thông số có ảnh hưởng rõ rệt đến hệ số ma sát và tốc độ mài mòn.

Thêm vào đó, việc thử nghiệm vật liệu ma sát nền giấy sử dụng hệ thống thử nghiệm tiêu chuẩn SAE#2 (hình 1.15) [51] chỉ ra mối quan hệ phi tuyến giữa tốc độ và áp suất đến tốc độ mài mòn, từ đó giúp hiệu chỉnh các điều kiện

vận hành tối ưu nhằm kéo dài tuổi thọ đĩa ma sát ly hợp.

Qua phân tích các công trình nghiên cứu có liên quan điển hình trên thế giới, có thể thấy xu hướng nghiên cứu về độ bền mòn và tuổi thọ của cặp ma sát trong hệ thống truyền lực, đặc biệt là đĩa ma sát ly hợp chính, đang được triển khai một cách toàn diện và đồng bộ thông qua ba hướng tiếp cận chính: Tối ưu hóa công nghệ vật liệu; Phát triển các mô hình toán học, mô phỏng nhiều hiện tượng vật lý khác nhau; Chuẩn hóa các phương pháp thử nghiệm.



Hình 1.15. Sơ đồ nguyên lý hệ thống thử nghiệm ly hợp SAE#2

Mặc dù các công trình nghiên cứu trên thế giới đã đạt được nhiều thành tựu lớn, nhưng căn cứ vào thực tế tại Việt Nam vẫn còn những khoảng trống đối với vấn đề nghiên cứu của luận án. Thứ nhất, các mô hình mô phỏng (PTHH, PTRR) hiện nay chưa thể phát huy tối đa hiệu quả do thiếu hụt một bộ cơ sở dữ liệu chuẩn hóa về hệ số mòn và đặc tính ma sát của vật liệu chế tạo đĩa ma sát ly hợp trong nước. Thứ hai, tồn tại khoảng cách lớn giữa các điều kiện thử nghiệm tiêu chuẩn (như bộ thử SAE#2) với thực tế vận hành khắc nghiệt của xe tăng trong môi trường nhiệt đới ẩm, khiến việc nghiên cứu, đánh giá cơ chế mòn vẫn chưa được làm rõ. Cuối cùng, trong các nghiên cứu đã được

công bố công khai vẫn chưa xây dựng được một mô hình toán học tương đương để xác lập mối quan hệ giữa tải trọng tăng cường và tuổi thọ mòn thực tế của đĩa ma sát ly hợp chính. Đây là cơ sở để khẳng định tính cấp thiết và giá trị khoa học của luận án.

1.4.3. Tình hình nghiên cứu trong nước

Tại Việt Nam, các nghiên cứu đánh giá độ bền mòn của các cụm chi tiết trên các phương tiện quân sự nói chung và đĩa ma sát ly hợp chính trên xe tăng chưa có nhiều, chủ yếu tập trung vào nghiên cứu lý thuyết, đánh giá hư hỏng trong quá trình sử dụng và đề xuất quy trình sửa chữa, thay thế trong bảo dưỡng kỹ thuật. Đối với xe tăng T55, cũng đã có những nghiên cứu bước đầu thực hiện đánh giá chất lượng và tuổi thọ của các chi tiết trong hệ thống truyền lực, bao gồm cả đĩa ma sát ly hợp chính. Tuy nhiên, các nghiên cứu này tập trung chủ yếu vào mô hình tính toán lý thuyết, theo dõi kiểm tra định kỳ, chưa có hệ thống thử nghiệm riêng biệt để đánh giá một cách nhanh chóng, chính xác độ bền của các chi tiết trong điều kiện vận hành thực tế.

Tài liệu [6] đã nghiên cứu ứng dụng phần mềm SimDriveline vào mô phỏng động lực học ly hợp ma sát khô. Thông qua kết quả mô phỏng tiến hành thiết kế, kiểm nghiệm ly hợp và điều khiển hệ thống truyền lực. Đây là một trong những nghiên cứu đầu tiên về mô phỏng, kiểm nghiệm mô hình ly hợp chính, có giá trị và ý nghĩa khoa học rất lớn cho các nghiên cứu liên quan tới ly hợp chính sau này.

Các tác giả đã tiến hành phân tích, xác định bằng thực nghiệm về thành phần vật liệu và một số thông số đặc trưng cho ma sát, mài mòn của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T54 sản xuất tại Việt Nam. Kết quả thu được là cơ sở khoa học để so sánh, đánh giá chất lượng đặc điểm đĩa ma sát sản xuất tại Việt Nam so với sản phẩm sản xuất tại Nga. Đồng thời đưa ra một số nhận xét, khuyến

cáo trong quá trình khai thác sử dụng đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T54 [7].

Hiện nay, Việt Nam đã tiến hành sản xuất đĩa ma sát cho ly hợp chính của xe tăng và đưa vào sử dụng hàng loạt. Tuy nhiên, vẫn chưa có nhiều công trình nghiên cứu một cách hệ thống về độ bền cơ học và nhiệt để đánh giá khả năng làm việc của những đĩa ma sát này trong các điều kiện khai thác thực tế. Nhằm khắc phục hạn chế này, nghiên cứu [8] đã mô phỏng quá trình nhiệt và phân bố nhiệt trên bề mặt đĩa ma sát khi xảy ra hiện tượng trượt giữa các bề mặt làm việc.

Trong bối cảnh các phương tiện quân sự có yêu cầu cao về độ bền và ĐTC, các nghiên cứu [89, 91-98, 105] tập trung vào phát triển phương pháp TNTC và mô hình dự đoán tuổi thọ cho các chi tiết chịu tải nặng như bộ giảm chấn và cụm xích. Thông qua thử nghiệm và xử lý dữ liệu, tác giả đã xác định được các cơ chế hỏng và thông số vận hành an toàn, đồng thời cung cấp dữ liệu phục vụ cho quá trình sửa chữa, bảo dưỡng.

Theo nghiên cứu [10], nhóm tác giả đã xây dựng mô hình Markov và ứng dụng phương pháp TNTC cho phép xác định ĐTC theo thời gian và quy luật suy giảm của từng phần tử cũng như hệ thống tổng thể, từ đó hỗ trợ tối ưu hóa kế hoạch bảo dưỡng, xác định chu kỳ kiểm tra hợp lý.

Như vậy, mặc dù các nghiên cứu trong nước đã đạt được những kết quả đáng ghi nhận về mô phỏng động lực học, khảo sát đặc tính vật liệu và tính toán phân bố nhiệt của đĩa ma sát ly hợp, nhưng việc xây dựng một giải pháp đồng bộ nhằm dự báo tuổi thọ của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất trong nước vẫn chưa thực hiện được. Hiện nay, chưa có nghiên cứu nào tiếp cận theo hướng kết hợp mô hình hóa cơ, nhiệt với thử nghiệm tăng cường dành riêng cho ly hợp chính xe tăng T55, với điều kiện làm việc và khí hậu tại Việt Nam.

1.5. Kết quả nghiên cứu đã đạt được từ các công trình có liên quan đã công bố và những vấn đề cần tiếp tục nghiên cứu

1.5.1. Đánh giá tổng quan các kết quả nghiên cứu đã công bố

Dựa trên sự tổng hợp và phân tích các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước về lĩnh vực ma sát học của ly hợp, độ bền mòn bề mặt và phương pháp TNTC, có thể rút ra một số vấn đề sau:

- Về mặt lý thuyết: Các nghiên cứu quốc tế đã xây dựng thành công nhiều mô hình định lượng kinh điển (Archard, Rabinowicz) và các mô hình bán thực nghiệm dựa trên nền tảng phân tích FEM-CFD, cho phép dự báo sự suy giảm chiều dày bề mặt ma sát. Tuy nhiên, các mô hình này phần lớn được hiệu chỉnh dưới điều kiện tải trọng ổn định, chưa phản ánh đầy đủ phổ tải trọng phức tạp, mang tính đột biến cao của xe tăng trong điều kiện tác chiến thực địa. Bên cạnh đó, việc áp dụng các thuật toán này đòi hỏi bộ dữ liệu đầu vào có độ phân giải cao, một điều kiện mà các trang thiết bị thử nghiệm trong nước hiện nay chưa đáp ứng được.

- Về ứng dụng phương pháp TNTC: Mặc dù các tiêu chuẩn quốc tế như IEC 62506 hay MIL-STD-810H đã được chuẩn hóa và áp dụng rộng rãi cho ngành hàng không, ô tô thương mại và điện tử, nhưng việc ứng dụng trong lĩnh vực quân sự còn khá khiêm tốn. Hiện tại, vẫn thiếu vắng một hệ thống quy chuẩn TNTC chuyên biệt dành riêng cho đĩa ma sát ly hợp chính trên xe tăng, gây ra những cản trở lớn trong đánh giá và dự báo tuổi thọ phục vụ của hệ thống truyền lực.

- Về tình hình nghiên cứu trong nước: Định hướng tiếp cận phần lớn vẫn dừng lại ở tầm vĩ mô như khảo sát kết cấu tổng thể, chẩn đoán hư hỏng và hoàn thiện quy trình sửa chữa. Các yếu tố cụ thể mang tính bản chất như: tiêu hao vật liệu, cơ chế mòn bề mặt, và quá trình chuyển hóa nhiệt tại vùng tiếp xúc

chưa được nghiên cứu sâu. Đồng thời, sự thiếu đồng bộ của hệ thống tiêu chuẩn quốc gia so với các quy chuẩn thử nghiệm quốc tế là những rào cản trong việc thực hiện quy trình kiểm định và chứng nhận chất lượng cho các phụ tùng, vật tư sản xuất trong nước.

1.5.2. Định hướng nghiên cứu của luận án

Từ những khoảng trống nghiên cứu đã được chỉ ra, việc ứng dụng phương pháp TNTC để đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất tại Việt Nam mang ý nghĩa khoa học và giá trị thực tiễn sâu sắc. Với số lượng công bố khoa học theo hướng nghiên cứu này còn rất hạn chế, luận án xác định các định hướng nghiên cứu trọng tâm bao gồm:

- Nghiên cứu đặc tính vật liệu và cơ chế mài mòn điển hình của đĩa ma sát xe tăng, đặc biệt là sự đáp ứng của vật liệu thay thế trong nước. Qua đó, làm rõ mối quan hệ tương hỗ giữa chế độ tải trọng làm việc, nhiệt lượng sinh ra tại vùng tiếp xúc và sự biến đổi trạng thái mòn của lớp bề mặt.

- Nghiên cứu, thiết kế, xây dựng thiết bị thử nghiệm tăng cường phù hợp với đặc thù vận hành của hệ thống truyền lực xe tăng T55. Giải pháp này được thực hiện thông qua việc gia tăng tần suất đóng-mở ly hợp kết hợp với khuếch đại mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp, nhằm thúc đẩy nhanh quá trình mòn của đĩa ma sát có kiểm soát.

- Phát triển mô hình đánh giá độ bền mòn dựa trên nền tảng tích hợp giữa dữ liệu thực nghiệm thu thập từ bộ TNTC và mô phỏng số FEM. Sự kết hợp này nhằm mục đích hiệu chỉnh thuật toán và ngoại suy chính xác tuổi thọ làm việc còn lại của chi tiết, tiến tới đề xuất các giải pháp kỹ thuật phục vụ kiểm tra, chẩn đoán nhanh tại các xưởng sửa chữa dã chiến.

Thông qua các hướng tiếp cận này, luận án kỳ vọng sẽ thu hẹp khoảng cách giữa mô hình toán học lý thuyết và điều kiện vận hành khắc nghiệt của

khí tài quân sự thực tế. Kết quả nghiên cứu sẽ mở rộng khả năng ứng dụng các phương pháp thử nghiệm hiện đại trong lĩnh vực công nghiệp quốc phòng, trực tiếp góp phần nâng cao độ tin cậy kỹ thuật và khả năng sẵn sàng chiến đấu của các đơn vị trong Quân đội.

Kết luận chương 1

Chương 1 đã phân tích hệ thống cơ sở lý thuyết ma sát học và đánh giá tổng quan các công trình nghiên cứu liên quan đến độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính. Từ các căn cứ khoa học đã thiết lập, luận án rút ra những kết luận cụ thể sau:

1. Đã xác định rõ đối tượng nghiên cứu là đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất tại Việt Nam (chế tạo bằng thép 65Mn). Quá trình hư hỏng của đĩa ma sát được xác định chủ yếu do cơ chế mòn mỏi cơ, nhiệt tích lũy. Các tham số ảnh hưởng đến tốc độ mòn tuyến tính đã được chỉ ra bao gồm: Áp suất tiếp xúc, vận tốc trượt tương đối, tần suất đóng - mở ly hợp và sự biến thiên nhiệt độ tại bề mặt tiếp xúc.

2. Qua phân tích, đối sánh các mô hình toán học dự báo mài mòn, luận án đã lựa chọn định luật mòn Archard làm cơ sở để xây dựng mô hình tính mòn cho đĩa ma sát ly hợp xe tăng T55. Đồng thời, trên cơ sở tổng quan về phương pháp TNTC, chương 1 đã xác định hướng thử nghiệm thông qua việc tăng cường hai biến tải trọng cốt lõi: Tăng mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp M_c lên các mức cao hơn trong giới hạn đàn hồi của vật liệu; Tăng tần suất đóng - mở ly hợp lên hàng chục lần so với điều kiện làm việc thực tế.

3. Tổng quan các nghiên cứu trong nước và nước ngoài đã chỉ ra rằng, hiện chưa có một bộ dữ liệu thực nghiệm và mô hình toán học nào dự báo chính xác tuổi thọ (thời gian hoặc quãng đường hành tiến) dành riêng cho đối tượng đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất ở Việt Nam.

Do đó, luận án xác định nhiệm vụ trọng tâm ở các chương tiếp theo là: xây dựng cơ sở lý thuyết tính mòn, kết hợp thiết kế và chế tạo bộ thử nghiệm TNTC chuyên dụng, qua đó giải quyết bài toán đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 chế tạo trong nước.

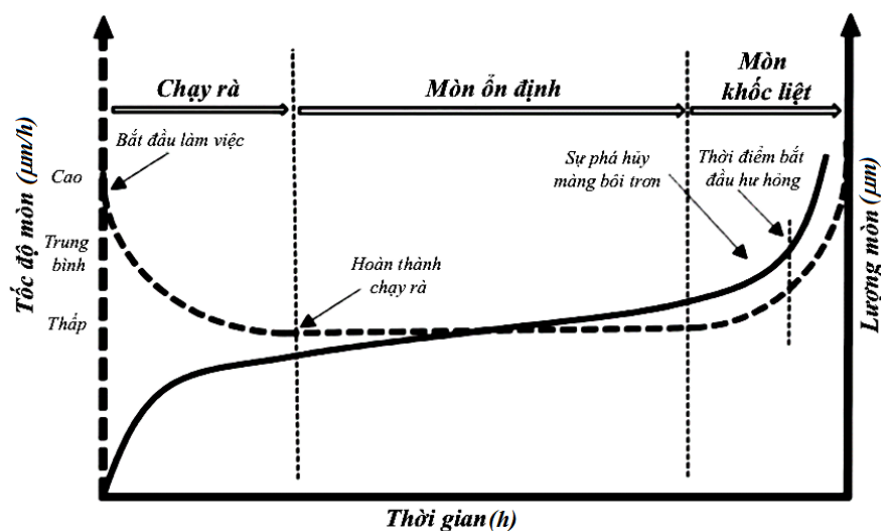
Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT ĐÁNH GIÁ ĐỘ BỀN MÒN ĐĨA MA SÁT LY HỢP CHÍNH XE TĂNG

2.1. Cơ sở lý thuyết về mòn đĩa ma sát

2.1.1. Đặc trưng của quá trình mòn và các dạng mòn thường gặp

a) Đặc trưng của quá trình mòn

Trong điều kiện ma sát với mòn bình thường, có thể phân chia sự phụ thuộc của mòn (hay lượng mòn) theo thời gian thành ba giai đoạn cơ bản: giai đoạn chạy rà, giai đoạn mòn ổn định và giai đoạn mòn khốc liệt. Trên hình 2.1 thể hiện quy luật và tốc độ mòn theo ba giai đoạn: Giai đoạn chạy rà, giai đoạn mòn bình thường và giai đoạn mòn khốc liệt [100].



Hình 2.1. Đồ thị biểu diễn quy luật và tốc độ mòn

Giai đoạn chạy rà: Trong giai đoạn này, tốc độ mòn thay đổi theo thời gian, giảm dần và cuối cùng đạt đến một tốc độ ổn định. Đây là giai đoạn không cân bằng của quá trình mòn và nằm trong tuổi thọ chung của thời gian làm việc. Ở giai đoạn ban đầu này, diện tích tiếp xúc thực nhỏ, do vậy áp suất thực lớn và gây biến dạng dẻo. Có những nhấp nhô bề mặt bị phá hủy, đồng thời cũng có những nhấp nhô bề mặt bị nén ép, dần dần sẽ tạo thành những nhấp nhô bề

mặt thứ cấp. Diện tích tiếp xúc thực tăng lên, áp suất riêng trung bình và nhiệt độ trung bình trên diện tích tiếp xúc thực giảm đi.

Giai đoạn mòn ổn định: là giai đoạn dài nhất về mặt thời gian và được đặc trưng bởi sự ổn định của tốc độ mòn theo thời gian. Trong giai đoạn này có sự cân bằng động giữa hình thành, biến dạng và phá hủy lớp cấu trúc thứ cấp trên bề mặt tiếp xúc ma sát. Thông số tổ hợp của nháp nhô bề mặt đạt tới giá trị tối ưu và không thay đổi trong điều kiện ma sát nhất định. Hệ số ma sát là nhỏ nhất và ổn định trong giai đoạn này, tốc độ mòn có quan hệ tuyến tính với thời gian hoặc quãng đường ma sát. Với giới hạn mòn đã được xác định trước, có thể dự báo được tuổi thọ làm việc của cặp ma sát. Biểu hiện bên ngoài rõ ràng nhất của quá trình mòn ổn định đó là sự ổn định nhiệt của cặp ma sát khi làm việc, nó đặc trưng cơ bản cho quá trình mòn bình thường trong tiếp xúc ma sát.

Giai đoạn mòn khốc liệt: là giai đoạn đặc trưng bởi sự tăng nhanh của tốc độ mòn theo thời gian. Trong quá trình làm việc của cặp ma sát, khi lượng mòn đạt đến một giá trị nhất định sẽ làm thay đổi rõ ràng chế độ làm việc của cặp ma sát.

b) Các dạng mòn thường gặp

Việc phân loại dạng mòn không chỉ dựa vào hình thái bề mặt (dấu hiệu bên ngoài) mà còn đòi hỏi phải phân tích về biến dạng mạng tinh thể, sự thay đổi thành phần hóa học và pha của lớp biên mỏng dưới tác động do ma sát sinh ra. Tùy thuộc vào điều kiện nhiệt, tính chất động lực học và đặc tính vật liệu của cặp ma sát, các dạng mòn phổ biến trên đĩa ma sát ly hợp bao gồm: Mài mòn, mòn dính và biến dạng dẻo, mòn oxy hóa, tróc, mòn do mỏi, mòn fretting, mòn ép lún.

Hình thái bề mặt và cường độ mòn của cặp ma sát là kết quả của sự tác động qua lại giữa các yếu tố bên ngoài (áp suất bề mặt, vận tốc trượt tương đối,

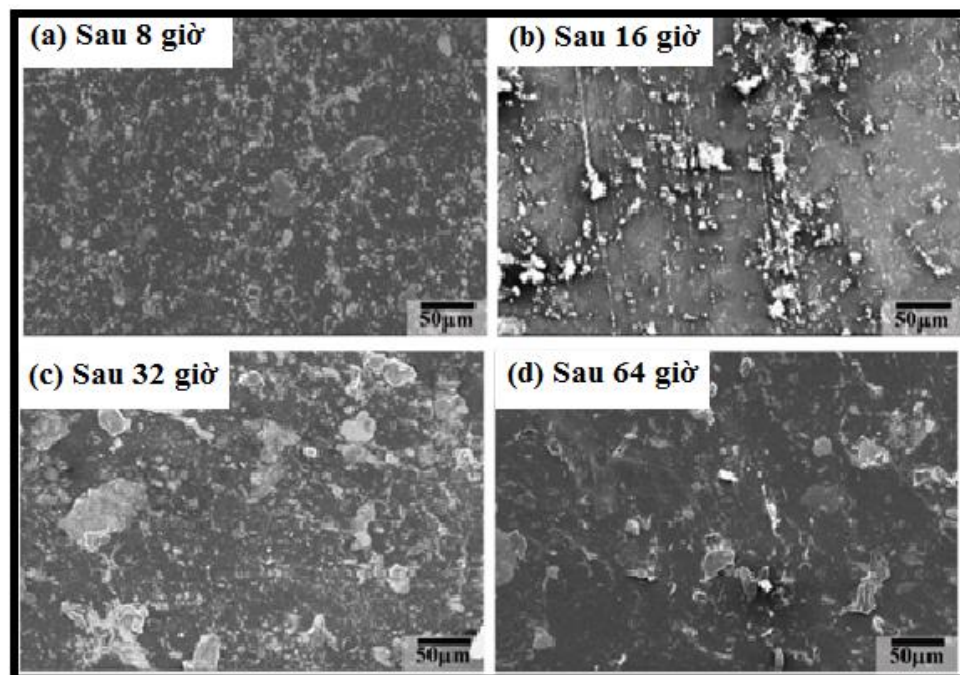
hiệt độ tức thời) và khả năng chống mòn của vật liệu. Chế độ vận hành của xe tăng quyết định tính phức tạp và sự chuyển hóa giữa các cơ chế mòn nêu trên.

2.1.2. Các dạng hư hỏng của đĩa ma sát ly hợp

Đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 là chi tiết chịu ảnh hưởng trực tiếp của tải trọng tiếp xúc, nhiệt độ cao và tốc độ trượt trong suốt quá trình truyền mô men xoắn từ động cơ đến hộp số. Dưới tác động lâu dài của điều kiện làm việc khắc nghiệt, đĩa ma sát thường gặp nhiều dạng hư hỏng khác nhau, ảnh hưởng đến hiệu suất và ĐTC của hệ thống truyền lực. Các dạng hư hỏng chính thường gặp là:

a) Mòn bề mặt

Đây là dạng hư hỏng phổ biến và thường gặp nhất của đĩa ma sát. Quá trình mài mòn xảy ra do tiếp xúc trượt liên tục giữa các bề mặt làm việc của đĩa ma sát với nhau và với đĩa ép dưới tác động của áp suất tiếp xúc và vận tốc trượt tương đối.

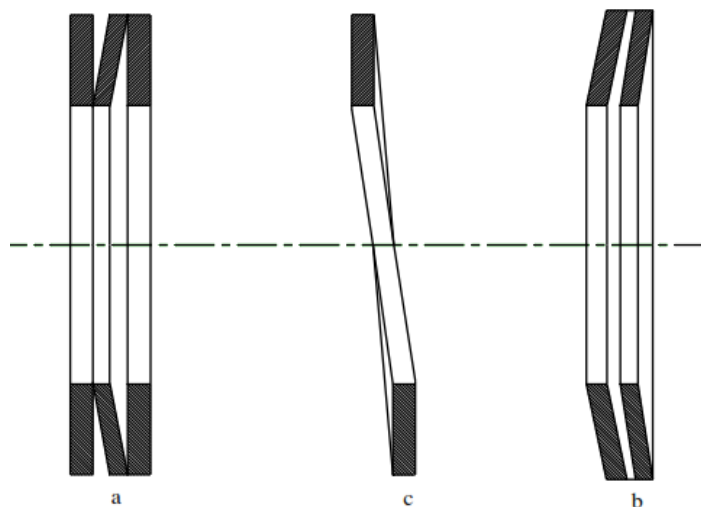


Hình 2.2. Ảnh SEM của bề mặt mẫu composite tại các thời điểm

Có thể chia mòn bề mặt thành ba dạng chính: Mòn dính, xuất hiện khi bề mặt tiếp xúc bị dính lại và sau đó tách ra, mang theo vật liệu; mòn cứng, do các hạt cứng hoặc vết xước cắt phá bề mặt ma sát; mòn do mỏi, xảy ra khi ứng suất dao động liên tục làm bong tróc từng lớp vật liệu nhỏ trên bề mặt. Hình ảnh kính hiển vi điện tử quét (SEM) có thể minh họa rõ sự hình thành vết xước và bong tróc do mỏi (hình 2.2), đã được Yingliang Liu và cộng sự trình bày trong nghiên cứu của mình [101].

b) Nứt và cong vênh do nhiệt

Các đĩa ma sát của ly hợp bị cong vênh đáng kể do tác động của nhiệt độ cao sinh ra khi chúng quay trượt lên nhau. Yếu tố thúc đẩy quá trình đốt nóng bề mặt các đĩa ma sát là độ cong vênh ban đầu, dù rằng độ vênh đó không lớn. Đĩa ma sát có thể bị vênh theo hình đĩa hoặc theo hình chữ S (hình 2.3) [2].



Hình 2.3. Các dạng cong vênh đĩa ma sát

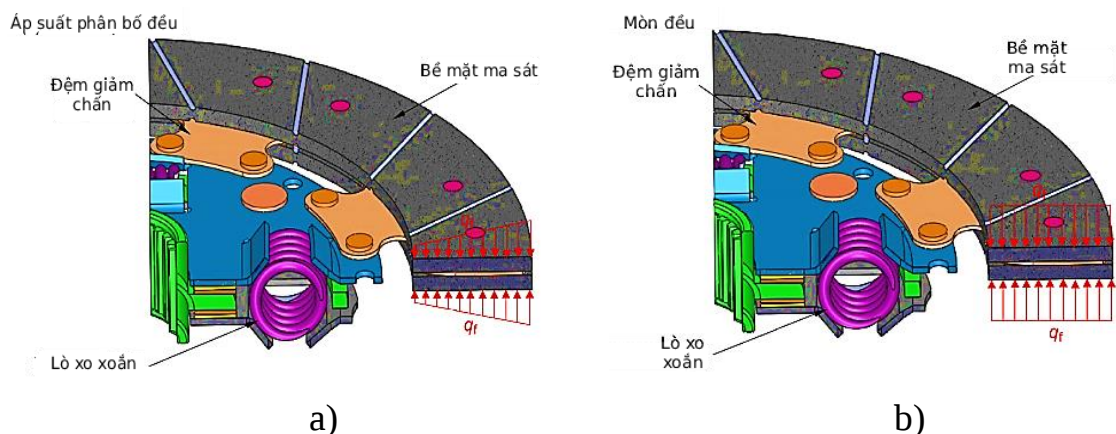
a, b - cong vênh hình đĩa; c - cong vênh hình chữ S

Đĩa ma sát cong vênh theo hình chữ S ít ảnh hưởng đến khả năng làm việc của bộ đĩa hơn so với cong vênh theo hình đĩa nếu như độ vênh theo hình chữ S không lớn. Chúng sẽ được nắn lại dưới tác dụng của một lực nhỏ. Còn các đĩa bị vênh theo hình đĩa thì độ cứng của chúng rất lớn và lực lò xo của ly

hợp không đủ để nắn lại chúng. Đặc biệt bộ đĩa phải làm việc trong điều kiện không thuận lợi dù chỉ có một đĩa bị vênh theo hình đĩa (hình 2.3a, b). Trong trường hợp này khi đĩa quay trượt sẽ xảy ra hiện tượng đốt nóng cục bộ và các đĩa bên cạnh bị vênh tiếp. Bởi vậy để làm giảm ảnh hưởng của các đĩa vênh tới khả năng làm việc của bộ đĩa, khi chọn bộ cần làm theo chỉ dẫn ở hình 2.3c.

c) Cháy bề mặt

Khi ma sát diễn ra trong điều kiện tải trọng cao và làm mát kém, bề mặt đĩa có thể bị “cháy” hay tạo lớp bóng mỏng được gọi là glazing. Hiện tượng này làm giảm đáng kể hệ số ma sát và gây trượt ly hợp. Hình ảnh kính hiển vi quang học hoặc camera nhiệt có thể quan sát được màu sẫm hoặc lớp bóng loáng tại vùng cháy.



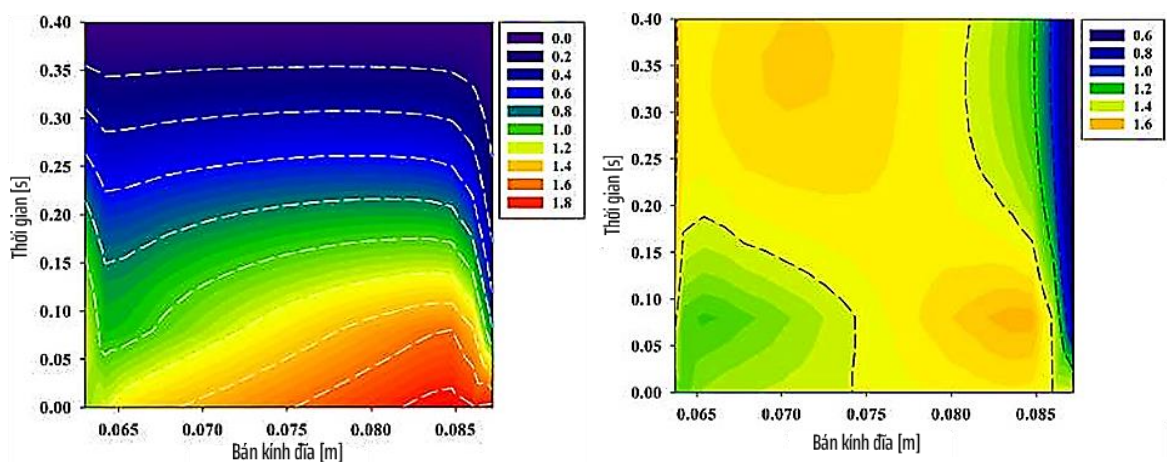
Hình 2.4. Biến thiên nhiệt trên bề mặt ma sát trong suốt quá trình trượt

a) Áp suất phân phối đều; b) Mòn đều

Đối với ly hợp ma sát khô, hiện tượng cháy bề mặt đĩa xảy ra khi quá trình ma sát kéo dài tạo ra nhiệt lượng lớn, vượt quá khả năng tản nhiệt của đĩa dẫn đến hư hỏng bề mặt. Tình trạng này xảy ra rất phổ biến đối với xe tăng, khi quá trình đóng - mở ly hợp diễn ra liên tục, quán tính lớn và khả năng làm mát kém. Hình 2.4 mô tả biến thiên nhiệt trên bề mặt ma sát trong quá trình trượt trong hai trường hợp [38].

d) Hư hỏng do môi cơ nhiệt

Đây là dạng hư hỏng nghiêm trọng, do tác động của tải trọng cơ học (áp suất tiếp xúc, mô men xoắn) và trường nhiệt độ không ổn định sinh ra trong quá trình trượt của ly hợp. Trong mỗi chu kỳ đóng - mở ly hợp, sự thay đổi nhiệt độ đột ngột tại bề mặt ma sát tạo sự chênh lệch nhiệt độ cực lớn so với lớp lõi vật liệu, dẫn đến hiện tượng giãn nở không đồng nhất và hình thành các ứng suất nhiệt cục bộ.



Hình 2.5. Sự thay đổi của nhiệt độ và áp suất trên bề mặt đĩa ma sát

Sự lặp lại của các chu trình cơ nhiệt này làm suy giảm giới hạn bền của vật liệu, hình thành các vết nứt tế vi. Dưới tác động của ứng suất tiếp xúc, các vết nứt này lan rộng, kết nối với nhau dẫn đến hiện tượng tróc rỗ bề mặt, làm suy giảm nghiêm trọng hệ số ma sát và khả năng truyền mô-men của bộ ly hợp. Hình 2.5 trình bày sự thay đổi của nhiệt độ và áp suất trên bề mặt đĩa ma sát trong quá trình làm việc [102].

2.1.3. Phương pháp tính cường độ mòn cặp ma sát

Cường độ mòn của cặp ma sát phụ thuộc vào vật liệu, tính chất của lớp bề mặt và điều kiện ma sát (tải trọng, nhiệt độ, bôi trơn). Căn cứ vào các quá trình xảy ra trong tiếp xúc ma sát cho thấy, mòn sinh ra bởi tổng hợp của nhiều yếu tố khác nhau. Các hiện tượng này ảnh hưởng tới nhau, có thể hỗ trợ hoặc

không chế nhau trong những điều kiện ma sát nhất định. Theo [3, 11], để tính toán cường độ mòn của cặp ma sát có rất nhiều phương pháp, cụ thể:

a) Phương pháp tính theo thực nghiệm

Bảng thực nghiệm quan hệ giữa cường độ mòn và áp suất danh nghĩa đã được xác định qua công thức [3]:

$$I = k \cdot \frac{P_a^m}{H} \quad (2.1)$$

Trong đó: I là cường độ mòn, P_a là áp suất danh nghĩa (N/m^2); H là độ cứng (N/m^2); m là chỉ số mòn; k là hệ số tỷ lệ được xác định từ thực nghiệm.

Thể tích vật liệu mòn của cặp ma sát có thể được xác định thông qua tải và độ cứng sau khi đã tìm được hệ số tỷ lệ thực nghiệm [3]:

$$V_d = Z \cdot \frac{N}{H} \quad (2.2)$$

Trong đó: V_d là thể tích vật liệu mòn (mm^3); N là tải trọng pháp tuyến (N); Z là hệ số tỷ lệ được xác định từ thực nghiệm (mm).

b) Phương pháp tính theo năng lượng

Trong quá trình tiếp xúc, phần tử mòn sẽ tách khỏi bề mặt ma sát là lớp bề mặt của vật liệu đã tích lũy đủ nội năng dự trữ. Phần lớn công ma sát được khuếch tán dưới dạng nhiệt năng, chỉ còn một phần nhỏ khoảng 9% đến 16% tích lũy trong vật liệu dưới dạng nội năng. Đây chính là nguyên nhân dẫn tới phá hủy bề mặt tiếp xúc ma sát.

Theo Et. Fleisder, năng lượng ma sát bề mặt được xác định như sau [3]:

$$e_\tau^r = \frac{W_\tau}{V_d} \quad (2.3)$$

Trong đó: e_r' là năng lượng ma sát bề mặt (J/mm³); W_T là công ma sát (J), $W_T = \mu.N.L$; μ là hệ số ma sát; L là chiều dài quãng đường ma sát (m).

Năng lượng bề mặt ma sát có thể được xác định theo cường độ mòn [3]:

$$e_r' = \frac{\tau}{I} \quad (2.4)$$

Trong đó: τ là lực ma sát riêng (N/m²), $\tau = \mu.P_a$;

Năng lượng bề mặt cơ bản e_r được xác định bằng tỷ số giữa công của lực ma sát và thể tích vật liệu bị biến dạng [3]:

$$e_r = \frac{W_T}{V_{bd}} \quad (2.5)$$

Trong đó: V_{bd} là thể tích vật liệu bị biến dạng (mm³).

Một lần tương tác ma sát không đủ năng lượng để tách phần tử mòn. Nếu giả thiết phần tử mòn được tách ra khỏi bề mặt ma sát khi số lần tương tác ma sát tiến gần tới giới hạn n_k thì [3]:

$$e_r = \frac{n_k e_{rc}}{\nu} \quad (2.6)$$

Trong đó: $\nu = \frac{V_d}{V_{bd}}$. Khi đó, cường độ mòn được tính theo công thức [3]:

$$I = \frac{\tau \nu}{e_{rc} n_k} \quad (2.7)$$

c) Phương pháp tính theo độ bền nhiệt

Quá trình phá hủy bề mặt của vật rắn trong tiếp xúc ma sát như là một quá trình nhiệt động. Tuổi bền ma sát và độ bền có mối quan hệ [12]:

$$T = T_0 e^{\frac{U_0 - \gamma\sigma}{R\vartheta}} \quad (2.8)$$

Trong đó: T là tuổi bền (thời gian cần thiết để phá hủy vật liệu) (s); σ là ứng suất phá hủy (N/mm^2); γ là độ nhạy cảm cấu trúc của vùng tiếp xúc (m^3/J); ϑ là nhiệt độ (K); R là hằng số khí ($\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$); U_0 là năng lượng hoạt hóa của quá trình phá hủy (J/mol); $T_0 = 10^{-2}\text{s}$.

Công thức (2.8) phù hợp với vật liệu không đồng nhất, đa tinh thể cũng như đơn tinh thể.

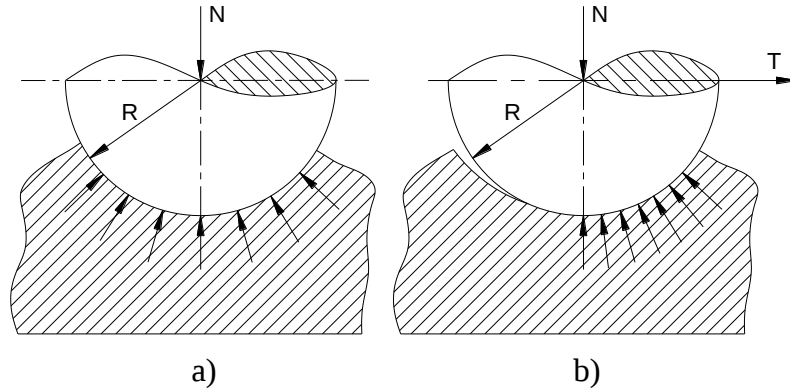
Cường độ mòn được xác định bằng công thức sau [12]:

$$I \approx \exp\left[-\frac{U_0 - \gamma\sigma}{k\vartheta}\right] \quad (2.9)$$

d) Phương pháp tính mòn theo lý thuyết ma sát mỗi

Cần xác định mối quan hệ giữa lực ma sát riêng và biến dạng của thể tích vật liệu trong vùng tiếp xúc thực. Các tiếp xúc xảy ra trên các đỉnh nhấp nhô gọi là diện tích tiếp xúc thực. Bề mặt nhấp nhô dưới tác động của tải trọng pháp tuyến sẽ thâm nhập vào nhẵn hoặc bị đè bẹp. Trong quá trình ma sát, thể tích vật liệu cục bộ nằm dưới lớp bề mặt phải chịu tác động tương hỗ lặp đi lặp lại nhiều lần.

Hình 2.6 biểu diễn sơ đồ ma sát với mô hình chỏm cầu cứng trượt trên bề mặt biến dạng, nơi xuất hiện thành phần ứng suất phức tạp [3]. Phía trước tồn tại ứng suất nén, còn phía sau là vùng ứng suất kéo. Kết quả là xuất hiện sự biến thiên ứng suất theo chu kỳ trong thể tích vật liệu ở lớp bề mặt. Mỗi chu kỳ tương tác ma sát sẽ hình thành hư hỏng tích lũy. Mòn ma sát do mỏi là dạng phá hủy đặc biệt do ứng suất ma sát thay đổi theo chu kỳ, với biên độ không vượt quá giới hạn đàn hồi của vật liệu.



Hình 2.6. Sơ đồ ma sát trượt của chỏm cầu cứng

a) Khi chưa có chuyển động tương đối; b) Khi có chuyển động tương đối.

Số chu kỳ phá hủy phụ thuộc vào biên độ của ứng suất tác dụng [3]:

$$n = \frac{C}{\tau^{t_f}} \quad (2.10)$$

Trong đó: n là số chu kỳ dẫn đến phá hủy (chu kỳ); C là hằng số; τ là lực ma sát riêng (N/m^2); t_f là số mũ của đường cong mỏi xác định từ thực nghiệm.

Số chu kỳ dẫn đến phá hủy n là thông số đặc trưng cho quá trình mỏi của lớp vật liệu bề mặt. Theo đường cong mỏi Veler, số chu kỳ dẫn đến phá hủy sẽ giảm khi tăng biên độ của ứng suất tác dụng.

Số chu kỳ phá hủy của toàn khối vật liệu được tính theo công thức [3]:

$$n_{tk} = \left(\frac{\sigma_b}{\sigma} \right)^{t_f} \quad (2.11)$$

Trong đó: n_{tk} là số chu kỳ phá hủy của toàn khối vật liệu (chu kỳ); σ_b là giới hạn bền của vật liệu (N/mm^2); σ ứng suất tác dụng (N/mm^2).

Hằng số C trong công thức (2.10) được tính như sau: $C = \left(\frac{\sigma_b}{k} \right)^{t_f}$

Với k là hệ số phụ thuộc trạng thái ứng suất ma sát và bản chất vật liệu.

Khi đó, số chu kỳ phá hủy vật liệu do ứng suất ma sát được tính bằng công thức [3]:

$$n_{ms} = \left(\frac{\sigma_b}{k \cdot \tau} \right)^{t_f} \quad (2.12)$$

2.2. Cơ sở lý thuyết phương pháp thử nghiệm tăng cường

2.2.1. Các dạng thử nghiệm tăng cường thường gặp

Dựa trên mô hình hư hỏng tích lũy, mục tiêu của thử nghiệm và các giả thuyết về điều kiện sử dụng sản phẩm, các phương pháp TNTC có thể được chia thành hai nhóm [120]:

- TNTC định tính được sử dụng nhằm xác định các cơ chế hư hỏng tiềm ẩn của sản phẩm dưới tác động của các yếu tố như quá tải, nhiệt độ cao, dao động hoặc độ ẩm. Mục tiêu chính của phương pháp này là phát hiện điểm yếu trong thiết kế, vật liệu và công nghệ chế tạo, từ đó cung cấp cơ sở để cải tiến và nâng cao ĐTC của sản phẩm.

- TNTC định lượng là dạng thử nghiệm được thiết kế nhằm xác định các thông số định lượng về ĐTC và tuổi thọ của sản phẩm trong điều kiện chịu tác động của các yếu tố tăng cường như nhiệt độ, tải trọng hay môi trường. Khác với TNTC định tính, phương pháp này cho phép xây dựng mô hình thử nghiệm, ước lượng tuổi thọ còn lại và dự đoán thời gian hư hỏng của đối tượng nghiên cứu trong điều kiện khai thác thực tế dựa trên dữ liệu thống kê và xác suất.

Phương pháp này có thể rút ngắn đáng kể thời gian hoặc số chu kỳ cần thiết để quan sát hư hỏng, dựa trên nguyên tắc tăng cường các tải trọng, điều kiện làm việc hoặc số chu kỳ làm việc nhằm đẩy nhanh quá trình tích lũy hư hỏng và suy giảm tính năng kỹ thuật của đối tượng thử nghiệm. Từ đó, có thể đưa ra các dự đoán về tuổi thọ và đặc tính hư hỏng trong điều kiện khai thác

thực tế, nhưng với thời gian và chi phí thử nghiệm thấp hơn nhiều so với phương pháp thử nghiệm truyền thống.

Đối với đối tượng nghiên cứu là đĩa ma sát ly hợp chính của xe tăng T55, làm việc trong điều kiện ma sát khô, chịu tải trọng va đập và dòng nhiệt truyền dẫn rất lớn, quy luật mòn phụ thuộc rất nhiều vào thời gian và tần suất đóng - mở ly hợp. Để xây dựng được mô hình toán học mô tả tốc độ mòn và dự báo chính xác tuổi thọ còn lại của chi tiết trong các điều kiện làm việc thực tế, nghiên cứu này lựa chọn phương pháp TNTC định lượng. Rút ngắn đáng kể thời gian thử nghiệm trên bộ thử chuyên dụng, đảm bảo tính tiệm cận cao đối với đặc tính mòn thực tế của vật liệu chế tạo đĩa ma sát ly hợp.

2.2.2. Mô hình thử nghiệm tăng cường

Mô hình thông kê thử nghiệm tăng cường cho đĩa ma sát ly hợp được xây dựng dựa trên hai yếu tố: Quy luật phân phối xác suất hư hỏng và Mối quan hệ giữa “tuổi thọ” - “tải trọng”.

Quá trình mòn và mỏi bề mặt được biểu diễn bằng các hàm phân phối xác suất, phản ánh chính xác tính ngẫu nhiên của thời điểm xảy ra hư hỏng hoặc thời điểm hệ số ma sát suy giảm đến giá trị tới hạn.

Các đại lượng đặc trưng của phân phối (như tuổi thọ trung bình và độ lệch chuẩn) được thiết lập dưới dạng các hàm số phụ thuộc trực tiếp vào mức độ của tải trọng tăng cường. Mô hình này cung cấp cơ sở toán học quyết định để quy đổi dữ liệu từ bộ thử nghiệm tăng cường sang điều kiện vận hành thực tế; từ đó cho phép dự báo chính xác tuổi thọ làm việc của đĩa ma sát ly hợp.

2.2.2.1. Phân phối xác suất

a) Phân phối Weibull

Phân phối Weibull là một phân phối xác suất liên tục quan trọng trong

thống kê. Hàm Weibull được biểu diễn thông qua các phương trình toán học mô tả xác suất hư hỏng của chi tiết theo thời gian hoặc số chu kỳ làm việc.

Hàm mật độ xác suất của phân phối Weibull 3 tham số được cho bởi:

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta}} \quad (2.13)$$

Trong đó: $f(t) \geq 0$, $t \geq 0$ hoặc γ , β là tham số hình dạng ($\beta > 0$); η là tham số tỷ lệ, hay tuổi thọ đặc trưng ($\eta > 0$); γ là tham số vị trí ($-\infty < \gamma < +\infty$).

Khi đặt $\gamma = 0$, ta có phân phối Weibull 2 tham số:

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t}{\eta} \right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t}{\eta} \right)^{\beta}} \quad (2.14)$$

Hàm mật độ xác suất Weibull 1 tham số thu được khi giả thiết $\gamma = 0$ và $\beta = C = \text{Hằng số}$:

$$f(t) = \frac{C}{\eta} \left(\frac{t}{\eta} \right)^{C-1} e^{-\left(\frac{t}{\eta} \right)^C} \quad (2.15)$$

Trong mô hình Weibull 1 tham số, tham số hình dạng β được giả định biết trước từ kinh nghiệm với các sản phẩm tương tự. Ưu điểm của cách tiếp cận này là có thể phân tích các bộ dữ liệu với rất ít hoặc không có hỏng hóc.

Tuổi thọ trung bình $\bar{T}$ hay *MTTF* trong mô hình Weibull 3 tham số được xác định bởi:

$$\bar{T} = \gamma + \eta \Gamma \left(\frac{1}{\beta} + 1 \right) \quad (2.16)$$

Trong đó $\Gamma \left(\frac{1}{\beta} + 1 \right)$ là hàm gamma tại giá trị $\left(\frac{1}{\beta} + 1 \right)$.

Hàm phân phối tích lũy của Weibull được cho bởi:

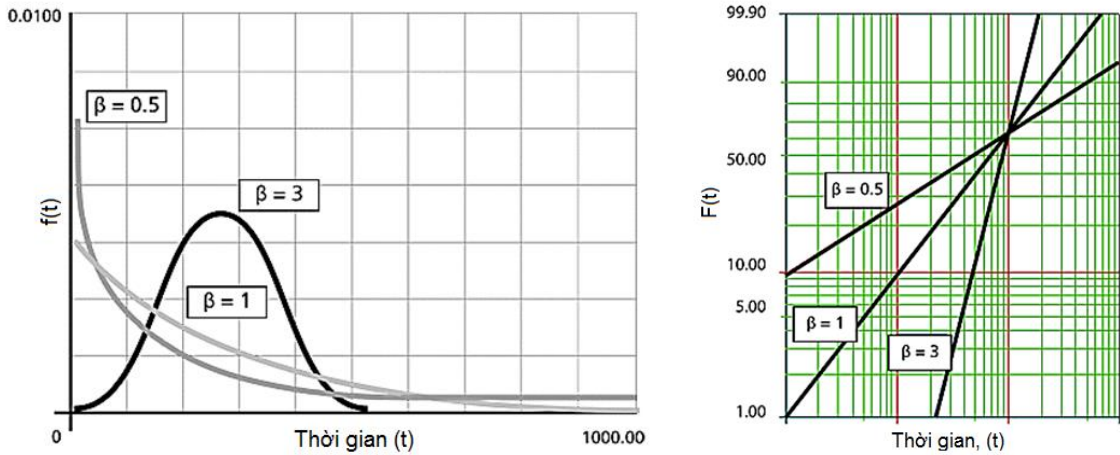
$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (2.17)$$

Hàm tin cậy của phân phối Weibull được biểu diễn theo công thức:

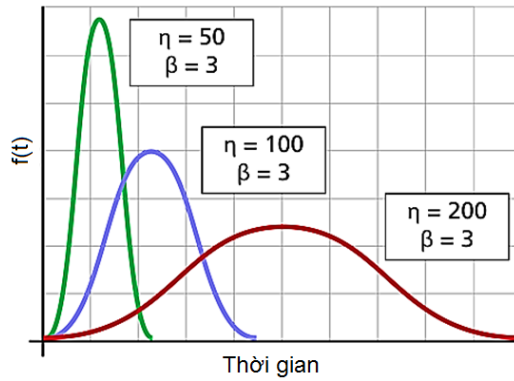
$$R(t) = 1 - F(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (2.18)$$

Hàm tỷ lệ hư hỏng của phân phối Weibull được xác định bởi:

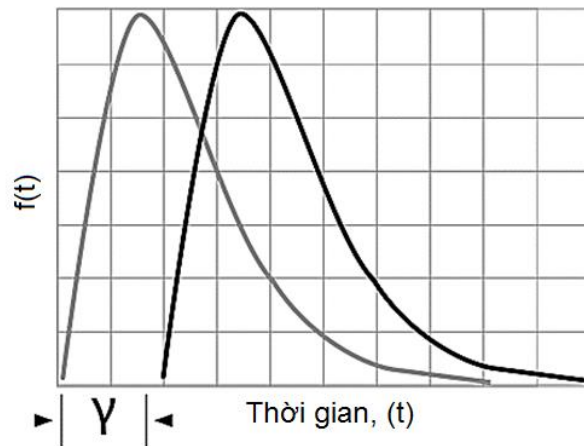
$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} \quad (2.19)$$



Hình 2.7. Ảnh hưởng của tham số hình dạng β



Hình 2.8. Ảnh hưởng của tham số tỷ lệ η



Hình 2.9. Ảnh hưởng của tham số vị trí γ

Các đồ thị (hình 2.7 đến 2.9) [106], chỉ ra ảnh hưởng của tham số hình dạng β , tham số tỷ lệ η và tham số vị trí γ ở các giá trị khác nhau đến tỷ lệ hư hỏng của sản phẩm. Tham số hình dạng β là yếu tố chính xác định bản chất của sự phá hủy, phân định rõ chi tiết đang ở pha hư hỏng sớm ($\beta < 1$), hỏng ngẫu nhiên ($\beta = 1$) hay hao mòn do tải trọng ($\beta > 1$). Tham số tỷ lệ η đại diện cho tuổi thọ đặc trưng; η càng lớn thì biểu đồ càng được kéo giãn, chứng tỏ hệ thống có độ bền cao và hoạt động ổn định lâu hơn. Cuối cùng, tham số vị trí γ tính tiến mốc thời gian bắt đầu hư hỏng, cho biết sản phẩm có khoảng thời gian bảo đảm miễn nhiễm hoàn toàn với hư hỏng ($\gamma > 0$) hay đã bị tiêu hao tuổi thọ từ trước khi đưa vào vận hành ($\gamma < 0$).

b) Phân phối mũ

Trong lý thuyết xác suất và thống kê, phân phối mũ là một lớp của các phân phối xác suất liên tục. Phân phối mũ thường được sử dụng để mô hình hóa các thành phần hoặc hệ thống có tỷ lệ hư hỏng không đổi. Hàm mật độ xác suất của phân phối mũ được mô tả như sau [107]:

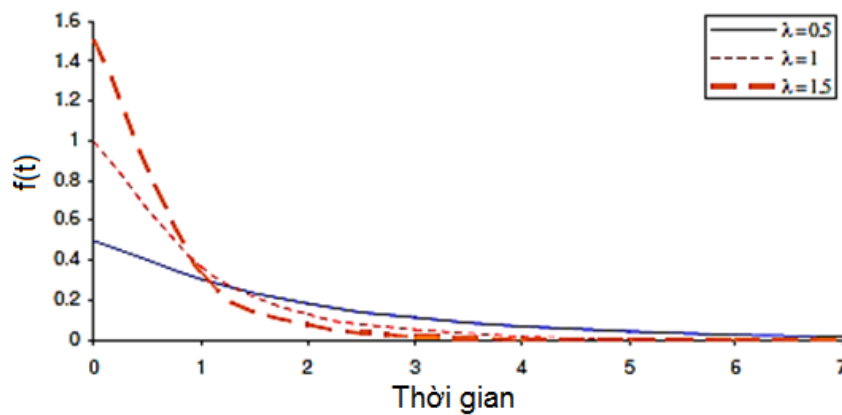
$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t} \quad (2.20)$$

Trong đó: λ là biến số tần suất (tỷ lệ hư hỏng); t là biến ngẫu nhiên (thời gian đến khi hư hỏng).

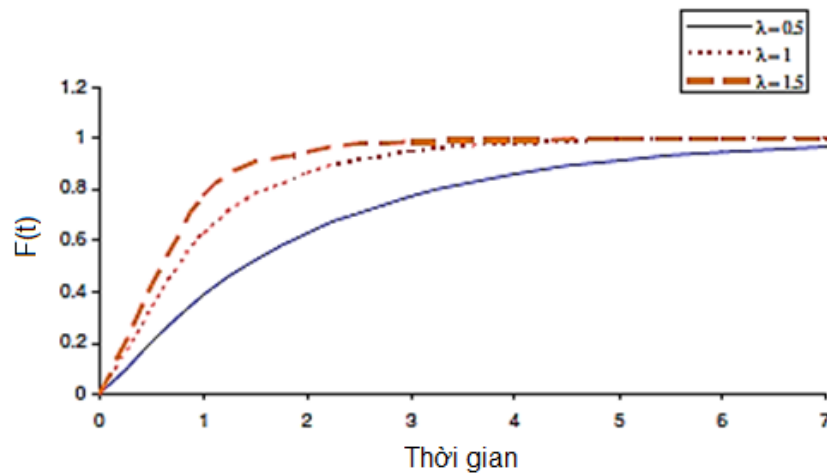
Hàm phân phối tích lũy của phân phối mũ được tính bởi công thức:

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad (2.21)$$

Đồ thị hàm mật độ xác suất và phân phối tích lũy với các tham số λ khác nhau được biểu diễn trên hình 2.10 và hình 2.11.



Hình 2.10. Hàm mật độ xác suất với các tham số λ khác nhau



Hình 2.11. Hàm phân phối tích lũy với các tham số λ khác nhau

Hàm tin cậy $R(t)$ cho một phân phối là xác suất tồn tại sau thời gian t được xác định như sau:

$$R(t) = 1 - F(t) = e^{-\lambda t} \quad (2.22)$$

Giá trị trung bình (hay giá trị kỳ vọng) của một biến ngẫu nhiên t trong phân phối mũ với tham số tỉ lệ λ được tính theo công thức:

$$E(t) = \frac{1}{\lambda} \quad (2.23)$$

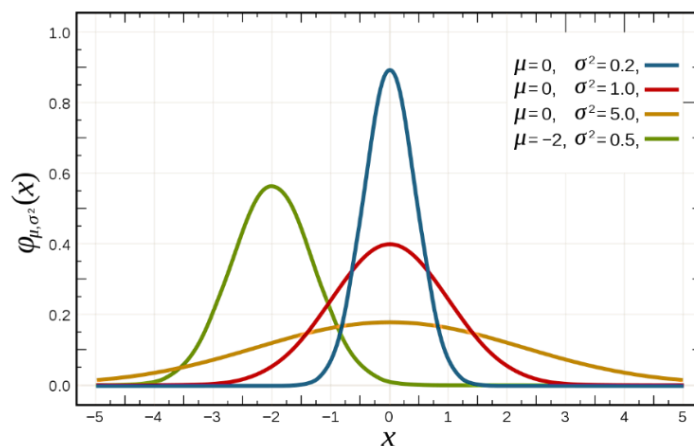
c) Phân phối chuẩn

Phân phối chuẩn thường được sử dụng để phân tích ĐTC chung, chu kỳ làm việc đến hư hỏng do mỏi, ứng suất của vật liệu hoặc tải trọng thay đổi. Hàm mật độ xác suất của phân phối chuẩn được mô tả như sau [107]:

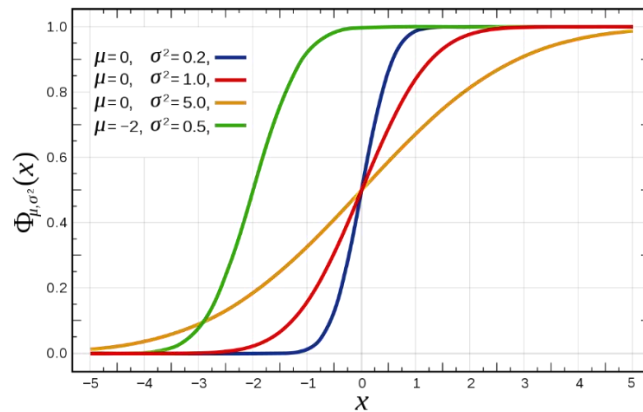
$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-\mu}{\sigma}\right)^2} \quad (2.24)$$

Trong đó: μ là giá trị trung bình của logarit tự nhiên của thời gian hư hỏng; σ là độ lệch chuẩn của thời gian hư hỏng; t là thời gian đến khi sản phẩm hư hỏng.

Đồ thị hàm mật độ xác suất của phân phối chuẩn với các tham số khác nhau được biểu diễn trên hình 2.12 và hình 2.13 [107].



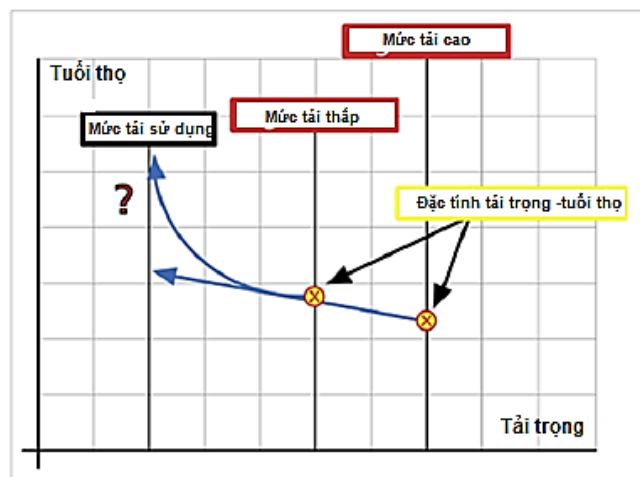
Hình 2.12. Hàm mật độ xác suất với các tham số σ khác nhau



Hình 2.13. Hàm phân phối tích lũy với các tham số μ khác nhau

2.2.2.2. Mối quan hệ giữa tuổi thọ và tải trọng

Khi TNTC chỉ tác động bởi một dạng tải trọng duy nhất, mô hình được sử dụng là mô hình “tuổi thọ” và “tải trọng”, trong đó tốc độ hư hỏng theo thời gian được gia tăng tương ứng với cường độ tải trọng. Sau khi xác định được hàm mật độ phân bố xác suất cho dữ liệu thu được, bước tiếp theo là lựa chọn mô hình tuổi thọ - tải trọng phù hợp (Hình 2.14). Ba mối quan hệ được sử dụng phổ biến nhất là [108]: Mô hình công suất nghịch đảo; mô hình Arrhenius; mô hình Eyring.



Hình 2.14. Mối quan hệ tuổi thọ - tải trọng

Với tất cả các mô hình tăng cường, dữ liệu thử nghiệm có thể được phân tích bằng các mô hình đã được thiết lập để xác định tham số tuổi thọ đặc trưng

trong điều kiện tăng cường. Thông qua hệ số tăng cường, các tham số tương ứng với môi trường làm việc được xác định và sử dụng để dự báo ĐTC. Các mô hình tăng cường cần phải được kiểm chứng bằng cách đối chiếu với dữ liệu thử nghiệm thực tế.

a) Mô hình công suất nghịch đảo

Mô hình công suất nghịch đảo được áp dụng cho các tải trọng động, như: Va đập (dạng xung) và rung động (hình sin và ngẫu nhiên); Các tải trọng môi trường như chu kỳ nhiệt, biến đổi nhiệt độ (sốc nhiệt và chu kỳ nhiệt), độ ẩm, bức xạ mặt trời, hoặc các tải trọng khí hậu khác có tính tích lũy hư hỏng.

Mô hình công suất nghịch đảo đơn giản, dễ hiểu, dễ áp dụng cho mọi phân bố hư hỏng. Có thể xác định nghiệm bằng phương pháp đồ thị, hoặc xác định tham số bằng phương pháp ước lượng hợp lý cực đại [106]. Với mô hình này, đặc trưng biểu diễn ĐTC theo thời gian, như tuổi thọ đặc trưng, tuổi thọ trung bình, hoặc thời gian trung bình đến hỏng, được xác định theo công thức:

$$L(V) = \frac{1}{KV^n} \quad (2.25)$$

Trong đó: $L(V)$ là thước đo tuổi thọ có thể định lượng được của sản phẩm (tuổi thọ trung bình, tuổi thọ đặc trưng,...); V là mức tải trọng; K và n là tham số mô hình cần xác định.

Khi biểu diễn dưới dạng logarit, mô hình trở thành đường thẳng, trong đó độ dốc thể hiện giá trị tham số n , còn hệ số chặn trục tung liên quan đến hằng số K :

$$\ln[L(V)] = -n \ln(V) - \ln(K) \quad (2.26)$$

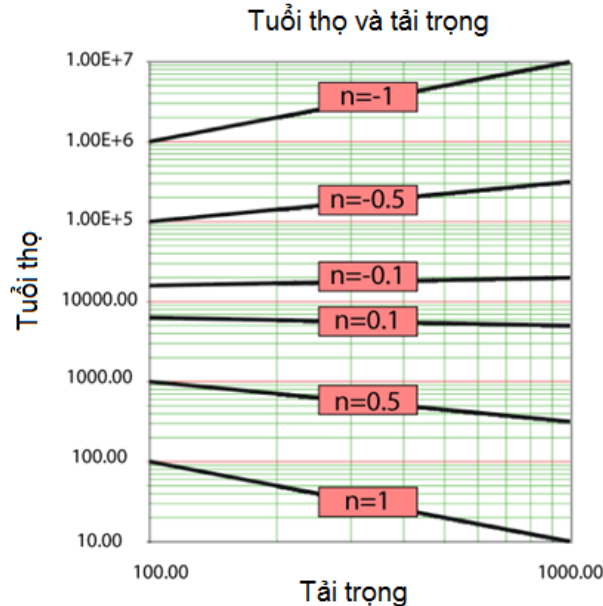
Mô hình công suất nghịch đảo có thể áp dụng cho mọi phân phối thường dùng trong phân tích ĐTC. Hệ số tăng cường thử nghiệm được xác định theo

công thức:

$$AF = \frac{L_{SD}}{L_{TN}} = \left(\frac{V_{TN}}{V_{SD}} \right)^n \quad (2.27)$$

Trong đó: AF là hệ số tăng cường theo mô hình công suất nghịch đảo; L_{SD} là tuổi thọ tại điều kiện sử dụng thực tế; L_{TN} là tuổi thọ tại điều kiện tải trọng trong thử nghiệm.

Khi tiến hành TNTC cho một chi tiết với một tải trọng cụ thể, các hư hỏng cần được phân tích và nhóm lại theo cùng cơ chế hư hỏng để đảm bảo rằng tải trọng tác dụng tạo ra cùng một cơ chế hư hỏng. Hai cơ chế khác nhau có thể bị nhầm lẫn thành một dạng hư hỏng duy nhất nếu không được phân tích chi tiết. Một trong những chỉ báo cho sự tồn tại của hai cơ chế hư hỏng khác nhau là sự xuất hiện của phân phối Weibull hai đỉnh.



Hình 2.15. Ảnh hưởng của tham số n

Tham số n trong quan hệ công suất nghịch đảo thể hiện mức độ ảnh hưởng của tải trọng đến tuổi thọ (hình 2.15) [106]. Khi giá trị tuyệt đối của n tăng, ảnh hưởng của tải trọng càng lớn. Giá trị n âm cho thấy tuổi thọ tăng khi

tải trọng tăng. Giá trị tuyệt đối của n tiến gần về 0 cho thấy tải trọng có ảnh hưởng rất nhỏ đến tuổi thọ, và khi $n = 0$ thì tải trọng không ảnh hưởng (tuổi thọ không đổi theo tải trọng).

Các thuộc tính thống kê của mô hình công suất nghịch đảo áp dụng cho phân phối Weibull được cụ thể hóa như sau:

Mô hình công suất nghịch đảo - Weibull có thể được suy ra bằng cách đặt $\eta=L(V)$ trong hàm mật độ xác suất Weibull và được xác định:

$$f(t,V) = \beta KV^n (KV^n t)^{\beta-1} e^{-(KV^n t)^\beta} \quad (2.28)$$

Tuổi thọ trung bình $\bar{T}$ hay thời gian làm việc trung bình tới khi hư hỏng của mô hình này được xác định như sau:

$$\bar{T} = \frac{1}{KV^n} \cdot \Gamma\left(\frac{1}{\beta} + 1\right) \quad (2.29)$$

Trong đó $\Gamma\left(\frac{1}{\beta} + 1\right)$ là hàm gamma được tính tại giá trị $\left(\frac{1}{\beta} + 1\right)$.

Hàm độ tin cậy biểu diễn xác suất một sản phẩm vẫn còn hoạt động tại thời điểm t dưới tải trọng V và được xác định theo công thức:

$$R(t,V) = e^{-(KV^n t)^\beta} \quad (2.30)$$

Hàm tỷ lệ hư hỏng biểu diễn tốc độ xuất hiện hư hỏng tại thời điểm t . Tỷ lệ hư hỏng $\lambda(t)$ được xác định như sau:

$$\lambda(t,V) = \frac{f(t,V)}{R(t,V)} = \beta KV^n (KV^n t)^{\beta-1} \quad (2.31)$$

b) Mô hình Arrhenius

Mô hình này được sử dụng phổ biến nhất khi tải trọng thử nghiệm là

hiệu suất. Ví dụ, thử nghiệm đánh giá tuổi thọ các linh kiện điện tử trên xe ô tô dưới ảnh hưởng của nhiệt độ trong quá trình làm việc.

Mô hình Arrhenius dựa trên việc biểu thị tốc độ gây ra chế độ hư hỏng với nhiệt độ tuyệt đối. Phương trình Arrhenius được đưa ra như sau [108]:

$$R = A_0 e^{-\frac{E_a}{k_B \cdot T}} \quad (2.32)$$

Trong đó: R là tốc độ phản ứng, A_0 là một hằng số không nhiệt chưa biết; E_a là năng lượng hoạt hóa (eV); k_B là hằng số Boltzmann, $k_B = 8,617385 \cdot 10^{-5}$ (eV / K); T là nhiệt độ tuyệt đối (K).

Hàm đại diện cho tuổi thọ (mối quan hệ tuổi thọ-tải trọng Arrhenius) có thể được xác định như sau:

$$L(T) = A e^{-\frac{E_a}{k_B T}} \quad (2.33)$$

Trong đó: $L(T)$ là thước đo tuổi thọ có thể định lượng được của sản phẩm (tuổi thọ trung bình); A là hằng số phụ thuộc vào đặc tính vật liệu, tiêu chí hỏng hóc, thiết kế sản phẩm và các yếu tố khác.

c) Mô hình Eyring

Mô hình này được sử dụng phổ biến nhất khi tải trọng là nhiệt độ, tương tự mô hình Arrhenius. Tuy nhiên, mô hình này cũng được sử dụng cho các biến tải trọng khác như độ ẩm. Mối quan hệ Eyring đối với nhiệt độ như sau [108]:

$$L(T) = \frac{1}{T} e^{-\left(A - \frac{B}{T}\right)} \quad (2.34)$$

Trong đó: $L(T)$ là thước đo tuổi thọ có thể định lượng được của sản phẩm, chẳng hạn như tuổi thọ trung bình; T là giá trị nhiệt độ tính theo đơn vị tuyệt đối Kelvin; A và B là các tham số của mô hình, được xác định từ kết quả TNTC.

Từ kết quả phân tích phạm vi áp dụng của các mô hình tuổi thọ - tải trọng, có thể thấy mô hình Arrhenius và Eyring chủ yếu được sử dụng với các biến tải trọng như nhiệt độ hoặc độ ẩm. Trong khi đó, mô hình công suất nghịch đảo có ưu thế vượt trội trong việc mô hình hóa các dạng tải trọng động, cơ học và các quá trình có tính chất tích lũy hư hỏng mỗi theo chu kỳ. Mặt khác, phương án thử nghiệm của luận án xác định tăng cường hai biến tải trọng là mô men cản quay dẫn và tần suất đóng - mở ly hợp. Vì vậy, luận án lựa chọn mô hình công suất nghịch đảo kết hợp phân phối Weibull làm mô hình biểu diễn mối quan hệ tuổi thọ và tải trọng.

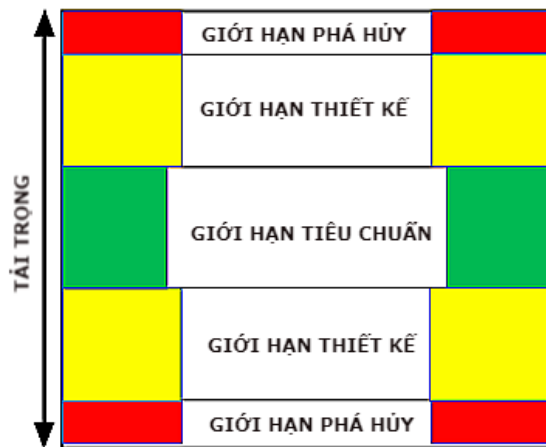
2.2.3. Các bước tiến hành thử nghiệm tăng cường

Dựa trên cơ sở lý thuyết về kỹ thuật ĐTC và kiểm thử của hệ thống, quy trình thử nghiệm nhằm đánh giá, dự đoán tuổi thọ của sản phẩm dưới tác động của tải trọng tăng cường được tiến hành theo các bước sau:

- Bước 1 "Xác định mục tiêu thử nghiệm": Bước đầu tiên đòi hỏi phải xác định rõ bản chất và kỳ vọng đầu ra của quá trình thử nghiệm. Từ đó, đưa ra lựa chọn mục tiêu là thử nghiệm định tính hay định lượng.

- Bước 2 "Xác định điều kiện làm việc của sản phẩm": Xác định rõ loại sản phẩm và vị trí của sản phẩm trong hệ thống, thiết bị; sơ đồ của các thành phần trong toàn bộ hệ thống với các kết nối và tương tác; thông tin kỹ thuật của sản phẩm bao gồm cả các yêu cầu về độ tin cậy, độ bền, khả năng bảo trì của sản phẩm ở điều kiện hoạt động bình thường, mức tải trọng áp dụng và phạm vi mức tải trọng trong các điều kiện hoạt động khác nhau, chế độ hư hỏng dự kiến và cơ chế xuống cấp của sản phẩm.

- Bước 3 "Xác định các điều kiện thử nghiệm": Tiến hành lựa chọn loại tải trọng; xác định các mức tải trọng tăng cường; lựa chọn số lượng mẫu thử nghiệm; xác định mô hình thử nghiệm tăng cường.

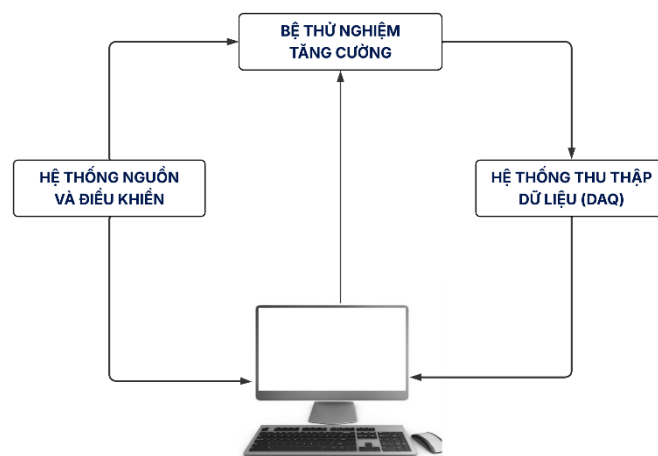


Hình 2.16. Các mức tải trọng giới hạn

Các loại và mức độ tải trọng sử dụng trong thử nghiệm tăng cường được chọn để đảm bảo tăng tốc các chế độ hư hỏng, đồng thời tránh làm xuất hiện các chế độ hư hỏng không xảy ra đối với sản phẩm trong các điều kiện sử dụng bình thường. Thông thường, mức tải trọng sẽ nằm giữa giới hạn các thông số kỹ thuật và giới hạn phá hủy của sản phẩm (nằm trong giới hạn thiết kế), thể hiện trên hình 2.16 [106]. Để rút ngắn thời gian thử nghiệm, người ta không thử nghiệm ở mức tải trọng "Giới hạn tiêu chuẩn" vì sẽ mất rất nhiều thời gian để đánh giá được độ bền mòn của đĩa ma sát. Thay vào đó, tải trọng (lực, mô men, vận tốc, áp suất, nhiệt độ) sẽ được gia tăng để bắt buộc hệ thống phải làm việc trong vùng "Giới hạn thiết kế", nhưng tuyệt đối không được chạm hoặc vượt qua vùng "Giới hạn phá hủy". Vì khi đó, cơ chế phá hủy vật lý sẽ bị thay đổi hoàn toàn và bị phá hủy ngay lập tức (gãy, vỡ, nứt nghiêm trọng, biến dạng dẻo vĩnh viễn, hoặc cháy bề mặt do quá nhiệt trong ma sát), làm cho kết quả thử nghiệm mất đi giá trị dự đoán tuổi thọ cho điều kiện vận hành thực tế.

Thông thường số lượng mẫu thử nghiệm được chọn dựa theo mục đích thử nghiệm. Theo tiêu chuẩn Quốc tế IEC 62506 [120] với thử nghiệm tăng cường định lượng, số lượng mẫu thử nghiệm nên chọn nằm trong khoảng từ 10 đến 30 mẫu.

- Bước 4 "Thiết lập thử nghiệm": Hệ thống thử nghiệm, hệ thống thu thập dữ liệu (DAQ), hệ thống điều khiển. Hình 2.17 trình bày hệ thống thử nghiệm tăng cường cho đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55, dưới tác dụng của hai tải trọng tăng cường gồm: Tần suất đóng - mở ly hợp và mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp. Đĩa ma sát thử nghiệm được lắp đặt vào ly hợp chính và đưa lên bộ thử nghiệm để kết nối với các thành phần khác.

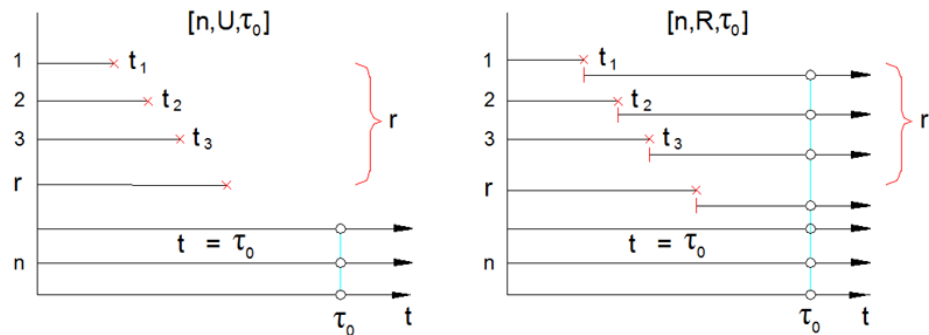


Hình 2.17. Hệ thống TNTC cho đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55

Bộ thử nghiệm là một hệ thống được thiết kế, có khả năng tái hiện lại điều kiện làm việc như trên xe thực tế. Đồng thời, tạo ra tải trọng tăng cường (tần suất đóng - mở ly hợp và mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp). Hệ thống nguồn và điều khiển cung cấp một bộ hoàn chỉnh các chức năng và chế độ hoạt động được thiết lập theo đúng yêu cầu thử nghiệm (điều khiển quá trình đóng - mở ly hợp). DAQ thu thập dữ liệu từ các mẫu thử, sau đó dữ liệu này được truyền đến máy tính bằng phần mềm LabVIEW để đánh giá trạng thái làm việc của bộ thử tại thời điểm đang xét (tốc độ vòng quay phần chủ động, bị động của ly hợp; đếm số chu kỳ làm việc của ly hợp; đo và điều chỉnh mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp).

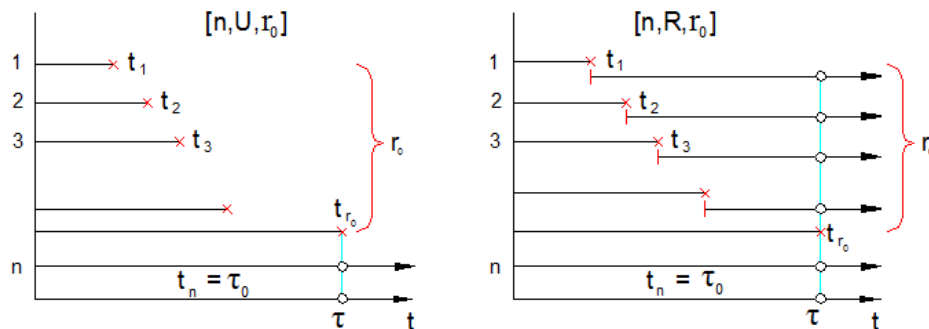
- Bước 5 "Chạy thử nghiệm và thu thập dữ liệu": Thử nghiệm được kết

thức với thời gian thử nghiệm được ấn định trước ($\tau = \tau_0$), số lượng mẫu hư hỏng r là một biến ngẫu nhiên (hình 2.18).



Hình 2.18. Kế hoạch thử nghiệm ($\tau = \tau_0$)

Thử nghiệm kết thúc với số lượng mẫu hư hỏng được ấn định từ trước ($r = r_0$), thời gian thử nghiệm τ là một biến ngẫu nhiên (Hình 2.19).



Hình 2.19. Kế hoạch thử nghiệm ($r = r_0$)

- Bước 6 "Phân tích dữ liệu thử nghiệm": Đây là bước cuối cùng nhằm xác định các thông số độ tin cậy của sản phẩm thử nghiệm. Nội dung, phương pháp phân tích sẽ được trình bày cụ thể ở chương 4, sau khi đã có kết quả thử nghiệm độ bền đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55.

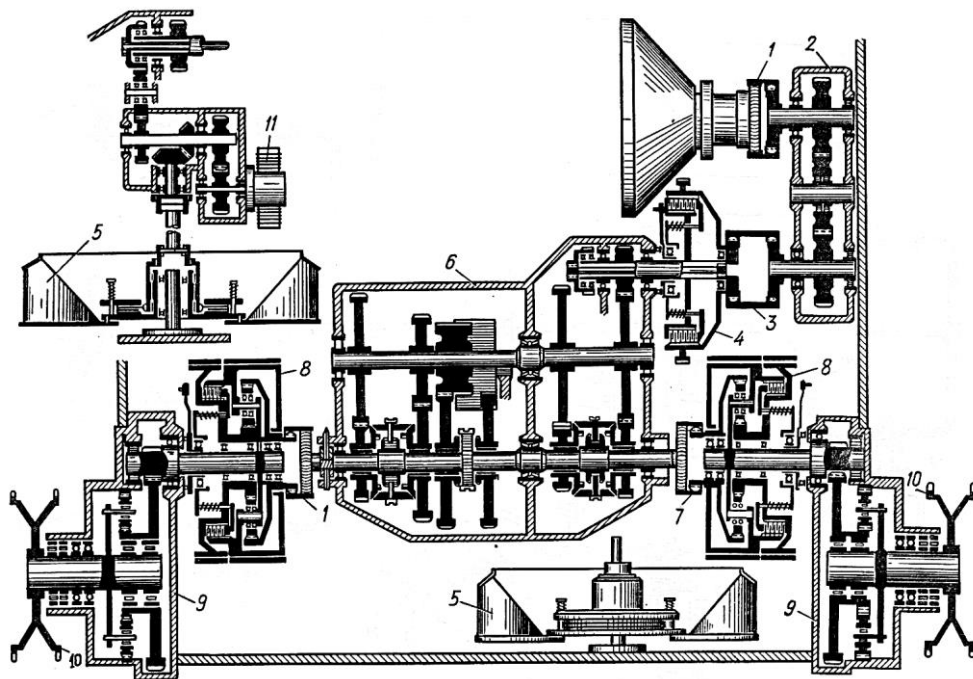
2.3. Nghiên cứu bài toán khởi hành và tăng tốc xe tăng giai đoạn thứ nhất

Quá trình trượt ly hợp khi sang số mang tính ngẫu nhiên cao do phụ thuộc trực tiếp vào kỹ năng của người lái, ảnh hưởng trực tiếp tới độ lớn của công

trượt sinh ra trong giai đoạn này. Vì vậy, đây không phải là trạng thái tải trọng khách quan để đánh giá giới hạn bền mòn.

Mặt khác, đối với trường hợp lên dốc hoặc quá tải, mặc dù ly hợp phải làm việc trong điều kiện khắc nghiệt hơn với tải trọng lớn hơn, nhưng đây là các chế độ có xác suất xuất hiện thấp trong quá trình khai thác thường xuyên của xe tăng, không đại diện cho quá trình mòn tích lũy liên tục theo thời gian.

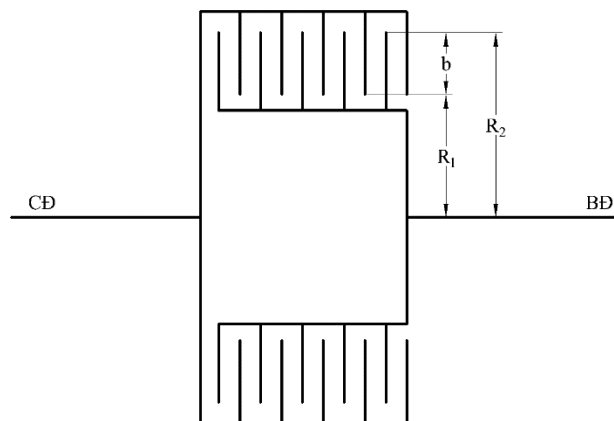
Ngược lại, chênh lệch tốc độ khi khởi hành xe giữa phần chủ động ($\omega_{cd} = \omega_0$) và bị động ($\omega_{bd} = 0$) là lớn nhất. Để xe tăng chuyển trạng thái từ đứng yên sang chuyển động, ly hợp bắt buộc phải sinh ra mô men ma sát M_{ms} đủ lớn để thắng mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp M_c trong điều kiện chênh lệch vận tốc góc ban đầu là lớn nhất. Công trượt sinh ra trong giai đoạn này là tất yếu và ổn định, hoàn toàn không thể triệt tiêu bằng kỹ năng vận hành.



Hình 2.20. Sơ đồ hệ thống truyền lực xe tăng T55

1,3,7. Khớp răng nối; 2. Ghi ta; 4. Ly hợp chính; 5. Quạt gió; 6. Hộp số; 8. Cơ cấu quay vòng; 9. Truyền lực cạnh; 10. Bánh chủ động; 11. Máy nén khí

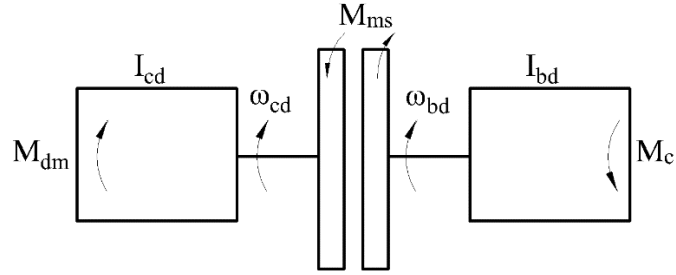
Vì vậy, khi nghiên cứu hiện tượng trượt của các đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất tại Việt Nam, căn cứ vào cấu tạo của hệ thống truyền lực [1] (hình 2.20), đặc điểm làm việc của ly hợp chính và những phân tích đã chỉ ra ở trên, luận án xác định chế độ tính toán cho ly hợp là chế độ làm việc ở giai đoạn thứ nhất của quá trình khởi hành và tăng tốc xe tăng. Hình 2.21 biểu diễn sơ đồ tính toán ly hợp nhiều đĩa ma sát khô [13].



Hình 2.21. Sơ đồ tính toán ly hợp nhiều đĩa ma sát khô

2.3.1. Giai đoạn khởi hành xe

Khi động cơ đã làm việc và đóng số truyền, người lái thả bàn đạp ly hợp để đóng ly hợp chính. Để không làm dừng động cơ đang chạy không tải trước khi đóng ly hợp chính, người lái xe phải tăng dần lượng cung cấp nhiên liệu vào động cơ đồng thời với việc thả bàn đạp ly hợp chính. Xe bắt đầu dịch chuyển khi có sự cân bằng giữa mô men ma sát M_{ms} tăng dần khi thả bàn đạp với mô men của tất cả các lực cản chuyển động của xe quy dẫn về các chi tiết bị động của ly hợp chính M_c . Trước khi mô men M_{ms} và M_c bằng nhau, xảy ra quá trình trượt giữa các đĩa ma sát của ly hợp chính trong khi xe tăng chưa chuyển động. Khi tiếp tục thả bàn đạp ly hợp, mô men ma sát tiếp tục tăng đến giá trị tính toán lớn nhất khi ly hợp đóng hoàn toàn. Hình 2.22 thể hiện sơ đồ tính toán trượt trong quá trình làm việc của ly hợp chính [13].



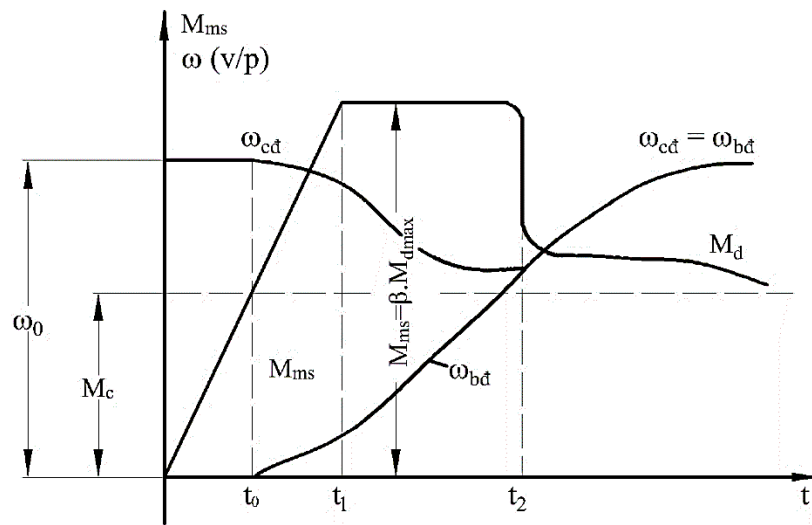
Hình 2.22. Sơ đồ tính toán trượt ly hợp chính

Trong đó: ω_{cd} là vận tốc góc của trục khuỷu động cơ và phần chủ động ly hợp; ω_{bd} là vận tốc góc của trục bị chủ động ly hợp; M_d là mô men xoắn trên phần chủ động của ly hợp; M_{ms} là mô men ma sát của ly hợp; M_c là mô men cản chuyển động của xe quy dẫn về trục bị động của ly hợp.

Khi ly hợp đóng hoàn toàn, mặc dù mô men ma sát truyền qua ly hợp lớn hơn nhiều so với mô men cản chuyển động quy dẫn về phần bị động của ly hợp, những các đĩa ma sát vẫn tiếp tục trượt một thời gian do ngoài mô men cản M_c , các đĩa bị động còn chịu một mô men quy dẫn do quán tính của các chi tiết quay trong hệ thống truyền lực và lực quán tính chuyển động thẳng của xe tăng khi chuyển động nhanh dần.

Do các đĩa ma sát bị trượt nên mô men truyền qua ly hợp giữ nguyên, còn số vòng quay của động cơ thì giảm đi vì $M_d < M_{ms}$. Sau một thời gian nào đó vận tốc góc các chi tiết chủ động và bị động của ly hợp sẽ bằng nhau, sau đó chúng sẽ quay như một khối. Bắt đầu từ thời điểm đó vận tốc góc tất cả các chi tiết của ly hợp tăng dần đến giá trị xác định bởi chế độ làm việc của động cơ theo số vòng quay do người lái quyết định.

Quá trình khởi hành và tăng tốc thực của xe tăng được biểu diễn trên đồ thị hình 2.23 [14], trong đó trục hoành biểu diễn thời gian t , còn trục tung biểu diễn vận tốc các chi tiết của ly hợp và mô men M_{ms} truyền qua ly hợp.



Hình 2.23. Quá trình khởi hành và tăng tốc thực của xe tăng

Đối với hệ thống truyền lực của xe tăng T55, tồn tại liên hệ động học cứng giữa trục khuỷu động cơ và các chi tiết chủ động của ly hợp, ta coi vận tốc góc của trục khuỷu và mô men xoắn của động cơ M_d sau khi đi qua hộp ghi ta bằng vận tốc góc ω_{cd} và mô men xoắn các chi tiết chủ động của ly hợp chính.

Mô men động cơ sinh ra ở các chế độ không ổn định nhỏ hơn một chút so với mô men ở cùng số vòng quay đó nhưng trong điều kiện làm việc ở các chế độ ổn định. Đồng thời với các động cơ thường chỉ biết trước các đặc tính ngoài được xây dựng ở các chế độ ổn định. Do đó, để không phải đưa vào những ký hiệu mới và làm các tính toán phức tạp thêm, từ nay về sau khi xét giai đoạn khởi hành của xe tăng sẽ sử dụng các giá trị mô men tự do của động cơ M_d truyền đến hệ thống truyền lực khi động cơ làm việc theo đặc tính ngoài.

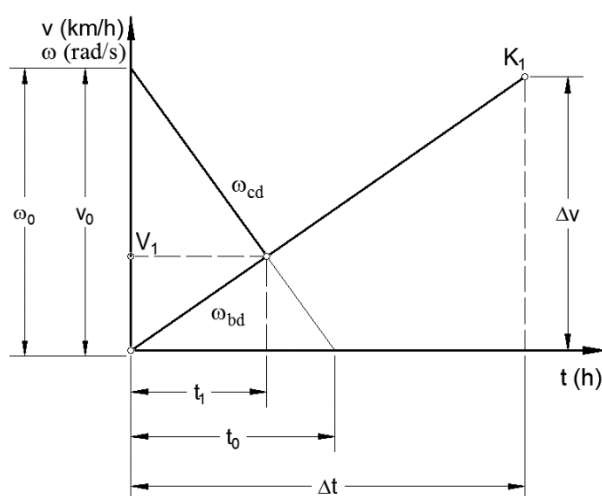
Quá trình đóng ly hợp bắt đầu khi $t = 0$ và kết thúc khi $t = t_1$. Diễn biến của quá trình đóng ly hợp được xác định bởi quy luật thả bàn đạp ly hợp, tức là phụ thuộc vào người lái. Do đó, có thể coi mô men ma sát khi đóng ly hợp thay đổi theo quy luật tuyến tính. Khi mô men truyền qua ly hợp bằng mô men do tất cả các lực cản chuyển động sinh ra quy dẫn về các chi tiết bị động của ly hợp M_c , xe tăng sẽ bắt đầu khởi hành ($t = t_0$). Từ thời điểm đó các chi tiết bị

động của ly hợp bắt đầu quay nhanh dần và do đó xe tăng bắt đầu chuyển động nhanh dần đồng thời vận tốc góc của trục khuỷu động cơ giảm đi.

Sau khi ly hợp đóng hoàn toàn, quá trình đồng nhất vận tốc góc các chi tiết chủ động và bị động của ly hợp tiếp diễn trong một khoảng thời gian và sẽ kết thúc khi $t = t_2$. Sau đó, tất cả các chi tiết của ly hợp quay nhanh dần và xe tăng sẽ tiếp tục chuyển động nhanh dần cho tới khi đạt được số vòng quay động cơ cho trước.

Quá trình xảy ra trượt các đĩa ma sát được xác định từ thời điểm ly hợp đóng hoàn toàn ($t = t_0$) đến thời điểm đồng nhất vận tốc góc của phần chủ động và bị động ($t = t_2$).

2.3.2. Xây dựng đồ thị khởi hành và tăng tốc của xe tăng ở giai đoạn thứ nhất



Hình 2.24. Xây dựng đồ thị tăng tốc ở giai đoạn thứ nhất

Hình 2.24 chỉ rõ cách dựng đồ thị khởi hành và tăng tốc của xe tăng ở giai đoạn thứ nhất [14]. Trên trục tung đặt vận tốc góc các chi tiết của ly hợp và vận tốc chuyển động của xe tăng theo những tỷ lệ nhất định, còn trên trục hoành đặt thời gian. Từ đồ thị thấy rõ là cân bằng vận tốc giữa các chi tiết chủ động và bị động của ly hợp, tức là kết thúc giai đoạn tăng tốc thứ nhất có thể xác định trên đồ thị bằng giao điểm của hai đường thẳng ứng với các phương

trình vận tốc góc các chi tiết chủ động và bị động của ly hợp. Vận tốc chuyển động của nó có thể xác định khi ta cho một thời gian Δt bất kỳ (ví dụ 1-2s), ta sẽ xác định được vận tốc của xe tăng Δv sau thời gian Δt là:

$$\Delta v = 3,6 \cdot \ddot{x}_1 \cdot \Delta t \quad (2.35)$$

Xác định trên đồ thị được điểm K có tọa độ $(\Delta t, \Delta v)$, từ điểm K kẻ qua nó một đường thẳng đi qua gốc tọa độ, đó chính là đường biểu diễn phương trình vận tốc chuyển động thẳng của xe tăng (hay vận tốc góc các chi tiết bị động của ly hợp chính) ở giai đoạn khởi hành xe.

Để dựng đường thẳng biểu diễn phương trình vận tốc góc các chi tiết chủ động của ly hợp, cần phải biết vị trí hai điểm. Một trong hai điểm đó nằm trên trục tung và được xác định bởi các tọa độ $(0, \omega_0)$, điểm thứ hai nằm trên trục hoành và được xác định bằng cách cho vận tốc góc của các chi tiết chủ động của ly hợp ω_d nhận giá trị 0, tức là giả thiết rằng sau khi ly hợp đóng, nó sẽ trượt đến khi động cơ dừng hẳn. Điều đó có thể thực hiện chẳng hạn bằng cách phanh xe. Khi đó thời gian đến khi các chi tiết chủ động của ly hợp (hay động cơ) dừng hẳn, nếu chúng chịu tác dụng của mô men ma sát $M_{ms} = \beta \cdot M_{dmax}$ khi xe tăng bị phanh, sẽ là:

$$t_0 = \frac{\omega_0}{\ddot{\varphi}_{d1}} \quad (2.36)$$

Đường thẳng kẻ qua các điểm $(0, \omega_0)$ và $(t_0, 0)$ đặc trưng cho quy luật thay đổi vận tốc góc các chi tiết chủ động của ly hợp. Giao điểm của hai đường thẳng trên hình 2.24 cho phép xác định thời gian kéo dài giai đoạn tăng tốc thứ nhất và vận tốc v_1 của xe tăng ở cuối giai đoạn đó.

Toàn bộ công trượt trên bề mặt ma sát sẽ chuyển thành nhiệt năng Q_t làm tăng nhiệt độ các chi tiết. Trong quá trình tính toán, giả thiết toàn bộ công trượt

chuyển thành nhiệt năng và toàn bộ nhiệt năng này chỉ nung nóng các đĩa ma sát (không có sự truyền nhiệt ra môi trường và các chi tiết khác).

Nhiệt lượng q_t sinh ra trên một cặp bề mặt tiếp xúc của đĩa ma sát được tính theo công thức:

$$q_t = \frac{Q_t}{Z_{ms}} \quad (2.37)$$

Trong đó: q_t là nhiệt lượng sinh ra trên một cặp ma sát (J); Q_t là nhiệt năng do toàn bộ công trượt trên bề mặt ma sát sinh ra (J); Z_{ms} là tổng số cặp bề mặt ma sát.

Đối với xe tăng T55, vật liệu chế tạo ra đĩa ma sát chủ động và bị động là đồng nhất. Vì vậy, độ tăng nhiệt trung bình của một đĩa được xác định theo công thức:

$$\Delta t = \frac{q_t}{m \cdot C} \quad (2.38)$$

Trong đó: Δt là độ tăng nhiệt trung bình của một đĩa ma sát (K); m là khối lượng một đĩa ma sát (kg); C là nhiệt dung riêng của vật liệu chế tạo đĩa ma sát (J/(kg.K)).

2.4. Xây dựng mô hình đánh giá độ mòn đĩa ma sát

Quá trình mòn của đĩa ma sát ly hợp là hệ quả của sự tương tác bề mặt trong điều kiện trượt cưỡng bức dưới áp suất cao. Theo nghiên cứu [68], quá trình này bị chi phối bởi ba yếu tố: Tần suất đóng - mở ly hợp, sự phân bố áp suất tiếp xúc và sự biến thiên nhiệt độ tại bề mặt ma sát. Mòn không chỉ làm giảm chiều dày đĩa mà còn làm thay đổi đặc tính truyền mô men, gây ra hiện tượng dao động và làm thay đổi khe hở giữa các đĩa, đặc biệt với các ly hợp nhiều đĩa làm việc ở điều kiện tải trọng nặng.

2.4.1. Các giả thuyết

Để đơn giản hóa bài toán và vẫn đảm bảo tính chính xác cho mô hình tính toán, các giả thuyết sau được áp dụng [31]:

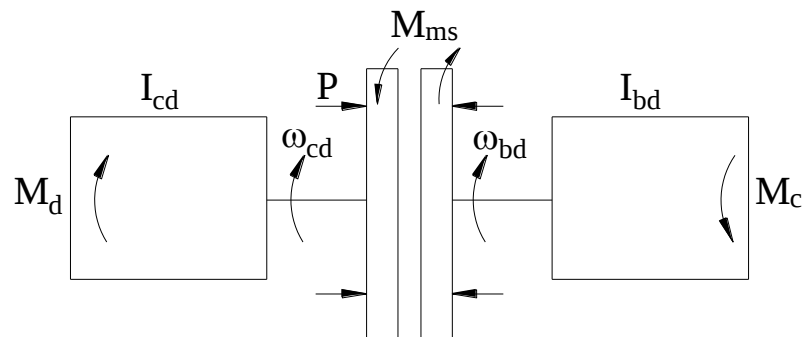
- Mô hình động lực học: Được mô hình hóa dưới dạng hệ hai khối lượng có xét đến đặc tính đàn hồi của hệ thống truyền lực;

- Quy luật mòn: Tuân theo định luật mòn của Archard, trong đó lượng vật liệu mòn tỉ lệ thuận với công ma sát;

- Hệ số ma sát (μ): Trong mô hình tính toán độ bền mòn, hệ số ma sát được coi là hằng số.

2.4.2. Mô hình vật lý

Trên cơ sở cấu tạo ly hợp xe tăng T55 ta xây dựng mô hình vật lý khối ly hợp như hình 2.25 ở dưới đây [1, 13, 14].



Hình 2.25. Mô hình vật lý khối ly hợp chính

Trong đó: M_d là mô men tác động lên khâu chủ động; I_{cd} , ω_{cd} là mô men quán tính và vận tốc góc phần chủ động; I_{bd} , ω_{bd} là mô men quán tính và vận tốc góc phần bị động; M_{ms} là mô men ma sát; M_c là mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp; P là áp lực lên bề mặt ma sát.

2.4.3. Mô hình toán học

Dựa theo nguyên lý D'Alamber, động lực học của quá trình trượt ly hợp được mô tả bằng hệ phương trình:

$$\begin{cases} J_{cd} \frac{d\omega_{cd}}{dt} = M_d(t) - M_{ms}(t) \\ J_{bd} \frac{d\omega_{bd}}{dt} = M_{ms}(t) - M_c(t) \end{cases} \quad (2.39)$$

Trong đó: J_{cd} , J_{bd} là mô men quán tính của phần chủ động và bị động ly hợp (kg.m^2); ω_{cd} , ω_{bd} là vận tốc góc tương ứng của phần chủ động và bị động ly hợp (rad/s); M_{ms} là mô men ma sát do ly hợp truyền qua (N.m); M_d , M_c là mô men động cơ và mô men cản (N.m).

Mô men ma sát truyền qua ly hợp được xác định theo phương trình tích phân dựa trên lý thuyết ma sát của [111]:

$$M_{ms}(t) = z \cdot \mu \cdot \int_{R_{tr}}^{R_n} 2\pi \cdot p(r,t) \cdot r^2 dr \quad (2.40)$$

Giả thiết độ mòn của đĩa ma sát là "mòn đều", khi đó $p(r) \cdot r = \text{Const}$, khi đó mô men ma sát được tính theo bán kính trung bình R_{tb} [13]:

$$M_{ms} = \mu \cdot z \cdot R_{tb} \cdot P \quad (2.41)$$

Theo Định luật mòn của Archard [43], tốc độ mòn tại một điểm bất kỳ trên bề mặt ma sát tỷ lệ thuận với áp suất tiếp xúc và vận tốc trượt tại điểm đó. Tốc độ mòn được xác định theo công thức:

$$\frac{dh(r,t)}{dt} = K \cdot p(r,t) \cdot v_{tr}(r,t) \quad (2.42)$$

Trong đó: $dh(r,t)$ là chiều cao mòn vi phân (mm); K là hệ số mòn ($\text{m}^3/\text{N.m}$); $p(r,t)$ là áp suất pháp tuyến tại điểm khảo sát (N/mm^2); $v(r,t)$ là vận

tốc trượt tương đối tại điểm khảo sát (mm/s); t là thời gian khảo sát (s); r là bán kính tại điểm khảo sát (mm)

Nhân cả hai vế của phương trình (2.42) với thời gian dt , ta được:

$$dh(r,t) = K \cdot p(r,t) \cdot v_{tr}(r,t) \cdot dt$$

Vận tốc trượt tiếp tuyến v_{tr} tại một điểm có bán kính r phụ thuộc vào độ chênh lệch vận tốc góc $\Delta\omega_r(t)$ giữa đĩa ma sát chủ động và bị động:

$$v_{tr}(r,t) = \Delta\omega_r(t) \cdot r \quad (2.43)$$

Từ công thức (2.42) và (2.43), ta có lượng mòn tại điểm có bán kính r trong khoảng thời gian dt :

$$dh(r,t) = K \cdot p(r,t) \cdot r \cdot \Delta\omega_r(t) \cdot dt \quad (2.44)$$

Chia thời gian trượt thành các bước nhỏ Δt . Khi đó, tích phân thời gian được chuyển thành chuỗi tổng. Lượng mòn tích lũy $h(r)$ tại bán kính r sau toàn bộ thời gian trượt được viết lại thành:

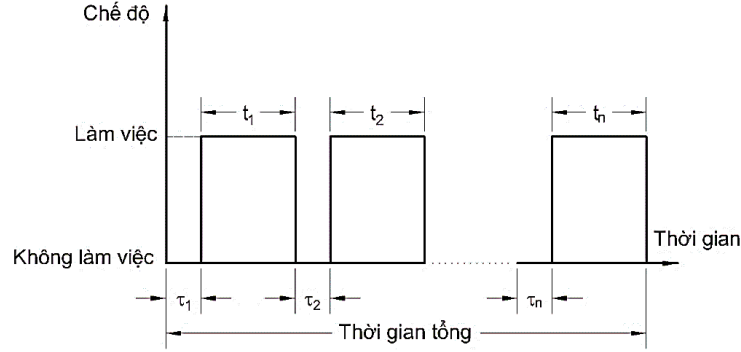
$$h(r) = K \cdot r \cdot \sum_{\Delta t} p(r,t) \cdot \Delta\omega_r(t) \cdot \Delta t \quad (2.45)$$

Sau khi tính toán áp suất tiếp xúc trên bề mặt đĩa ma sát, ta xác định được tọa độ hướng kính r_0 tại đó áp suất tiếp xúc luôn đạt cực đại $p_{max} = p(r_0)$. Trong một chu kỳ khởi hành và tăng tốc rất ngắn, giả thiết áp suất $p(r_0)$ biến thiên không đáng kể theo thời gian và là hằng số. Vì vậy, ta có thể đưa $p(r_0)$ ra ngoài dấu tổng. Khi đó, chiều cao mòn h_m sau một chu kỳ làm việc của ly hợp (chính là lượng mòn tại r_0) được xác định theo công thức:

$$h_m = K \cdot p(r_0) \cdot r_0 \cdot \sum_{\Delta t} \Delta\omega_r(t) \cdot \Delta t \quad (2.46)$$

Trên cơ sở phân phối thời gian trong điều kiện khai thác sử dụng cụ thể chúng ta sẽ xác định được chiều cao mòn trong cả quá trình khai thác, kết hợp

với độ mòn cho phép của các đĩa ma sát của ly hợp ta sẽ tính toán được thời gian sử dụng của đĩa ma sát (hình 2.26) [15].



Hình 2.26. Phân bố thời gian khai thác trong năm của xe

Trong đó: $t_1...t_n$ là các khoảng thời gian làm việc; $\tau_1... \tau_n$ là các khoảng thời gian không sử dụng.

Khi đó, tổng thời gian làm việc cho tới khi hỏng của xe được xác định bằng công thức:

$$t_n = \sum_{i=1}^n (\tau_i + t_i) \quad (2.47)$$

Thời gian làm việc thực tế của xe được xác định bằng công thức sau:

$$t_{tt} = \sum_{i=1}^n t_i \quad (2.48)$$

Khi đó, mối quan hệ giữa chiều cao mòn bề mặt đĩa ma sát, độ mòn giới hạn và số lần xảy ra trượt trung bình được biểu diễn theo công thức:

$$\zeta_{gh} = \frac{\Delta_{gh}}{\chi_{tr} \cdot h_m} \quad (2.49)$$

Trong đó: ζ_{gh} là thời gian khai thác ly hợp chính trong một năm; Δ_{gh} là độ mòn giới hạn của một bề mặt đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 (mm); χ_{tr} là số lần trung bình xảy ra trượt của ly hợp chính trong khoảng thời gian khai

thác xe thực tế trong một năm (lần).

Thời gian ζ_{gh} là giá trị cuối cùng cần phải xác định để dự báo tuổi thọ làm việc của các đĩa ma sát ly hợp chính sản xuất mới tại Việt Nam.

Kết luận chương 2

Chương 2 đã xây dựng và hệ thống hóa cơ sở lý thuyết phục vụ cho việc đánh giá độ mòn của đĩa ma sát ly hợp chính trên xe tăng T55, đã tập trung giải quyết các mục tiêu khoa học cụ thể như sau:

1. Đã phân tích bản chất của quá trình mòn, các dạng hư hỏng đặc thù và các phương pháp xác định cường độ mòn trên bề mặt đĩa ma sát. Đồng thời, nghiên cứu, thiết lập cơ sở khoa học của phương pháp thử nghiệm tăng cường. Qua phân tích, đánh giá luận án lựa chọn mô hình công suất nghịch đảo kết hợp phân phối Weibull làm mô hình biểu diễn mối quan hệ tuổi thọ và tải trọng. Đây là cơ sở lý thuyết quan trọng để xây dựng quy trình thử nghiệm tăng cường định lượng, cho phép đánh giá nhanh, chính xác độ bền và tuổi thọ của các đĩa ma sát ly hợp xe tăng T55.

2. Qua khảo sát quá trình khởi hành và tăng tốc ở giai đoạn thứ nhất của xe tăng T55, luận án đã xác định đây là chế độ làm việc điển hình, khắc nghiệt và mang tính quy luật nhất, và được chọn làm chế độ tính toán cơ sở cho ly hợp chính. Các kết quả phân tích khẳng định trượt ly hợp trong giai đoạn này là nguyên nhân chính sinh ra nhiệt và công trượt ly hợp, ảnh hưởng trực tiếp đến tốc độ mòn của đĩa ma sát.

3. Đã xây dựng các mô hình tính toán tổng quát cho ly hợp chính xe tăng T55. Đồng thời, trên cơ sở Định luật mòn Archard, luận án đã thiết lập được công thức tính toán chiều cao mòn h_m của đĩa ma sát sau mỗi lần đóng - mở ly hợp chính. Từ đó, cho phép khảo sát sự biến thiên của vận tốc, áp suất tiếp xúc và dự báo chính xác chiều cao mòn của đĩa ma sát sau mỗi chu kỳ làm việc.

Như vậy, Chương 2 đã xây dựng cơ sở lý thuyết về mòn, thử nghiệm tăng cường và các mô hình tính toán cho ly hợp chính của xe tăng T55. Đây là cơ sở khoa học để luận án tiến hành giải quyết các bài toán liên quan tới mòn. Từ đó tính toán các thông số tải trọng liên quan trực tiếp tới ly hợp chính, làm cơ sở để quy đổi sang thông số của các phần tử trên bộ thử nghiệm, phục vụ việc thiết kế, chế tạo và xây dựng hệ thống thử nghiệm ở chương tiếp theo.

Chương 3. NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO BỘ THỬ NGHIỆM TĂNG CƯỜNG KHẢO SÁT ĐỘ MÒN ĐĨA MA SÁT

3.1. Mục tiêu và cơ sở nghiên cứu bộ thử nghiệm

3.1.1. Mục tiêu thử nghiệm

Đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 là một trong các chi tiết chịu mài mòn nhiều nhất trong quá trình làm việc. Hiệu suất truyền lực và ĐTC của ly hợp phụ thuộc rất lớn vào đặc tính ma sát và khả năng chống mài mòn của các đĩa ma sát. Tuy nhiên, hiện nay chưa có thiết bị thử nghiệm nào tại Việt Nam được xây dựng nhằm đánh giá độ bền mòn của các đĩa ma sát ly hợp chính trong điều kiện sử dụng thực tế cho xe tăng T55. Vì vậy, mục tiêu cụ thể của thử nghiệm là:

- Xây dựng mô hình TNTC có kiểm soát lực ép, tốc độ quay, mô men xoắn và tần suất làm việc, đảm bảo đáp ứng yêu cầu thời gian làm việc trên bộ thử tương đương với nhiều năm sử dụng thực tế;
- Đo và phân tích độ mòn (sự suy giảm chiều dày) của đĩa ma sát nhằm đánh giá quy luật hư hỏng của chúng. Qua đó, đưa ra dự đoán tuổi thọ làm việc còn lại và giới hạn làm việc an toàn của đĩa ma sát.

3.1.2. Cơ sở nghiên cứu bộ thử nghiệm

Thử nghiệm là một trong những công cụ quan trọng nhất để nghiên cứu, đánh giá độ bền mòn và tuổi thọ của đĩa ma sát ly hợp chính. Việc tiến hành thử nghiệm không chỉ nhằm kiểm tra khả năng làm việc của đĩa ma sát trong điều kiện khai thác thực tế mà còn cung cấp bộ dữ liệu nền tảng phục vụ cho các bước phân tích lý thuyết, xây dựng mô hình và kiểm chứng mô phỏng số.

Do đó, việc lựa chọn phương pháp thử nghiệm phải dựa trên các cơ sở khoa học, kỹ thuật và thực tiễn, nhằm đảm bảo kết quả thử nghiệm phản ánh

đúng điều kiện làm việc thực tế và có giá trị ứng dụng cao. Cụ thể:

- Đặc điểm làm việc của xe tăng: Khởi hành với tải trọng lớn, địa hình phức tạp, điều kiện môi trường khắc nghiệt (bụi, nhiệt, ẩm). Quá trình đóng - mở ly hợp diễn ra trong thời gian ngắn, năng lượng ma sát rất lớn, tạo ra ứng suất và nhiệt cục bộ cao. Vì vậy, phương pháp thử nghiệm cần tái hiện được các chế độ tải trọng, điều kiện nhiệt, ma sát tương tự thực tế.

- Yêu cầu về độ tin cậy và tính ổn định: Thử nghiệm phải có khả năng kiểm soát chính xác các thông số (mô men, vận tốc, áp suất bề mặt, nhiệt độ). Kết quả cần có ĐTC thống kê, bảo đảm kết quả ổn định qua nhiều mẫu thử. Các phương pháp TNTC được ưu tiên để rút ngắn thời gian và vẫn bảo toàn cơ chế hư hỏng tương tự thực tế.

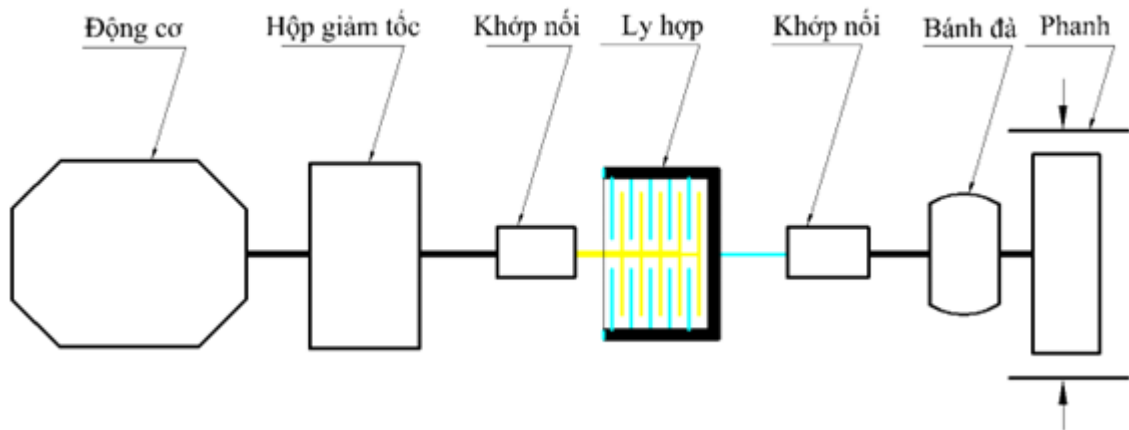
- Khả năng đánh giá cơ chế mài mòn và hư hỏng: Đĩa ma sát có cơ chế hư hỏng rất phức tạp. Phương pháp thử nghiệm phải có khả năng tái hiện được các dạng hư hỏng này, đặc biệt là hư hỏng do mòn.

- Phù hợp với tiêu chuẩn và thông lệ quốc tế: Điều này vừa đảm bảo tính hợp pháp và khoa học của kết quả, vừa tạo điều kiện so sánh và đối chiếu với các nghiên cứu khác.

- Tính khả thi về thiết bị và điều kiện thử nghiệm trong nước: Thiết bị thử nghiệm phải nằm trong khả năng gia công, chế tạo, cải tiến hoặc có thể khai thác tại các cơ sở nghiên cứu trong nước. Đồng thời, việc lựa chọn phương pháp thử nghiệm cũng phải cân nhắc đến vấn đề chi phí, thời gian và nguồn lực hiện có.

Như vậy, từ các phân tích trên có thể khẳng định rằng việc ứng dụng phương pháp TNTC trong đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp xe tăng T55 là phù hợp nhất. Phương pháp này vừa rút ngắn đáng kể thời gian thử nghiệm, vừa duy trì được cơ chế mòn thực tế của đĩa ma sát, đồng thời cho

phép xác định tuổi thọ thông qua các tham số đặc trưng (tần suất làm việc, độ mòn giới hạn). Hình 3.1 trình bày sơ đồ phương án thử nghiệm đánh giá độ bền mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55.



Hình 3.1. Sơ đồ phương án thử nghiệm

Việc xác định rõ mục tiêu thử nghiệm và cơ sở lựa chọn phương pháp đã đảm bảo rằng nghiên cứu hướng tới các tiêu chí khoa học về ĐTC và tính ổn định của thử nghiệm. Đây chính là tiền đề quan trọng để triển khai thiết kế và xây dựng mô hình thử nghiệm, nhằm cụ thể hóa các nội dung đã đề cập thành một hệ thống thử nghiệm khả thi, đáp ứng yêu cầu đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính trên xe tăng T55. Cụ thể, trong quá trình thử nghiệm các thông số được nghiên cứu bao gồm: Tốc độ đầu vào và đầu ra của ly hợp; mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp; tần suất đóng mở ly hợp; độ mòn của đĩa ma sát.

3.2. Cơ sở tính toán xây dựng hệ thống thử nghiệm

3.2.1. Các giả thiết và dữ liệu ban đầu

a) Các giả thiết khi tính toán mòn của đĩa ma sát

Để loại trừ ảnh hưởng mang tính cá nhân của người lái, thể hiện khi đóng ly hợp chính hoặc cung cấp nhiên liệu cho động cơ, khi tính toán ta chấp nhận các giả thiết sau đây [13, 14]:

- Quá trình đóng ly hợp xảy ra tức thời.
- Số vòng quay tính toán của động cơ ở thời điểm đóng ly hợp bằng số vòng quay ở chế độ công suất cực đại (n_N).
- Mô men ma sát M_{ms} và mô men cản M_c không thay đổi.

b) Cơ sở dữ liệu ban đầu

Bảng 3.1. Thông số tính toán ly hợp chính xe tăng T55

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Mô men xoắn cực đại của động cơ V-2	M_{emax}	2300	N.m
2	Vòng quay của động cơ ở chế độ mô men lớn nhất	n_M	1200	v/ph
3	Công suất cực đại của động cơ V-2	N_{emax}	433	Kw
4	Vòng quay của động cơ ở chế độ công suất lớn nhất	n_N	2000	v/ph
5	Trọng lượng chiến đấu của xe	G	$3,6.10^5$	N
6	Tỷ số truyền của truyền động cạnh	i_C	6,71	
7	Tỷ số truyền của hộp ghi ta	i_{gt}	0,7	
8	Hiệu suất truyền của hộp ghi ta	η_{gt}	0,96	
9	Tỷ số truyền của hộp số ở tay số II	i_{hsII}	2,8	
10	Bán kính bánh xe chủ động	r_{cd}	290	mm
11	Chiều dài lò xo ép ở trạng thái tự do	L_0	66,5	mm
12	Chiều dài lò xo ép ở trạng thái ly hợp đóng hoàn toàn	L_1	45	mm
13	Chiều dài lò xo ép ở trạng thái ly hợp mở hoàn toàn	L_2	37,5	mm
14	Đường kính dây cuốn lò xo	d	4	mm
15	Đường kính trung bình của vòng cuốn lò xo	D	27	mm
16	Số vòng cuốn lò xo	k	9	vòng
17	Số lượng lò xo ép của ly hợp chính	Z_{1x}	18	chiếc
18	Chiều dày đĩa ma sát chủ động	a_1	5	mm

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
19	Chiều dày đĩa ma sát bị động	a_2	5	mm
20	Khối lượng đĩa ma sát chủ động	m_1	1,23	kg
21	Khối lượng đĩa ma sát bị động	m_2	1,2	kg
22	Số răng đĩa ma sát chủ động	Z_1	123	
23	Số răng đĩa ma sát bị động	Z_1	100	
24	Modul răng ngoài đĩa ma sát chủ động	m_n	3	
25	Modul răng trong đĩa ma sát bị động	m_t	3	
26	Hệ số ma sát giữa thép với thép	μ	0,18	
27	Số lượng bi trong cơ cấu mở	Z_b	3	
28	Bán kính rãnh bi trong cơ cấu mở	R_r	10	mm
29	Bán kính viên bi mở	r_b	7,5	mm
30	Góc nghiêng của rãnh bi	α	15^0	
31	Góc ma sát giữa viên bi và rãnh bi	ϕ	30^0	
32	Bán kính bát mở tới tâm rãnh bi	R	69	mm
33	Khoảng cách từ tâm bát mở đến tâm chốt cầu tay quay đĩa di động	l	195	mm
34	Modul đàn hồi của vật liệu chế tạo lò xo	E	$8,5 \cdot 10^4$	N/mm ²
35	Hệ số ma sát lăn giữa bi và mặt rãnh lõm bát mở	f	0,005	

3.2.2. Tính toán các thông số làm việc liên quan

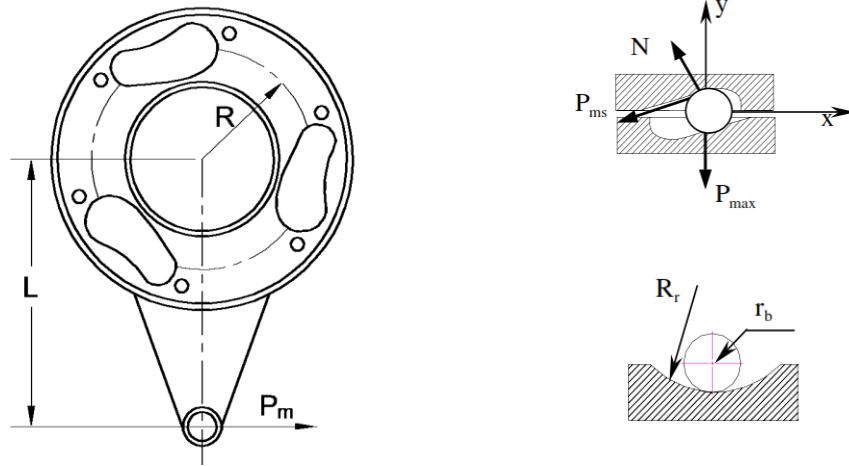
a) Lực tác dụng lên tay quay bát di động

Đối với cơ cấu mở bằng bi (hình 3.2), phải xác định lực P_m cần thiết tác động lên tay quay bát di động bảo đảm ly hợp mở hoàn toàn. Lực P_m được xác định bằng:

$$P_m = P_{\max}^m \cdot \frac{R}{L} \cdot \frac{f + \operatorname{tg} \alpha}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (3.1)$$

Trong đó: f là hệ số ma sát lăn giữa bi và mặt rãnh lõm bát mở. Với bề mặt rãnh lõm được xementit hoá và tôi có $f = (0,002 \div 0,005)$. Chọn $f = 0,004$;

α là góc nghiêng của bề mặt rãnh lõm: $\alpha = 12^0 \div 19^030'$, lấy $\alpha = 15^0$; R là bán kính từ tâm đến đường tròn đi qua tâm các rãnh bi trên bát cơ cấu mở; L là khoảng cách từ tâm bát mở tới tâm chốt cầu tay quay đĩa di động;



Hình 3.2. Sơ đồ tính toán cơ cấu mở kiểu bi

$P_{\max}^m$ là lực tổng cộng của các lò xo ép khi ly hợp mở, tính theo công thức:

$$P_{\max}^m = P_{l\max}^m \cdot Z_{lx} \quad (3.2)$$

$P_{l\max}^m$ là lực ép lớn nhất của lò xo khi ly hợp mở hoàn toàn và được tính theo công thức:

$$P_{l\max}^m = C_{lx} \cdot f_{\max}^m \quad (3.3)$$

C_{lx} là độ cứng của lò xo, được tính như sau:

$$C_{lx} = \frac{d_0^4 \cdot E}{8 \cdot k \cdot D^3} \quad (3.4)$$

Với: k số vòng cuộn của lò xo; d_0 là đường kính dây cuộn lò xo; D là đường kính trung bình vòng cuộn lò xo; E là mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo lò xo.

Thay các giá trị đã biết từ bảng 2 vào công thức (3.4) ta được:

$$C_{lx} = \frac{4^4 \cdot 8,5 \cdot 10^4}{8 \cdot 9 \cdot 27^3} = 15,35 \text{ (N/mm)}$$

Biến dạng của lò xo khi ly hợp mở hoàn toàn là:

$$f_{\max}^m = L_0 - L_2 = 66,5 - 37,5 = 29 \text{ (mm)}$$

Từ các công thức (3.2), (3.3) ta tính được:

$$P_{\max}^m = C_{lx} \cdot Z_{lx} \cdot f_{\max}^m = 15,35 \cdot 18 \cdot 29 = 8012,7 \text{ (N)}$$

Thay giá trị $P_{\max}^m$ ở trên vào công thức (3.1) ta tính được lực tác dụng lên tay quay bất di động để ly hợp mở hoàn toàn:

$$P_m = 8012,7 \cdot \frac{69}{195} \cdot \frac{0,004 + tg15^\circ}{1 - 0,004 \cdot tg15^\circ} = 771,9 \text{ (N)}$$

b) Xác định mô men ma sát của ly hợp chính

Khi tính toán mô men ma sát của ly hợp chính, phải xác định bằng lực tổng cộng của các lò xo ép khi ly hợp đóng hoàn toàn $P_{\max}^d$. Khi đó, lực $P_{\max}^d$ được tính theo công thức:

$$P_{\max}^d = P_{l\max}^d \cdot Z_{lx} \quad (3.5)$$

Trong đó, $P_{l\max}^d$ là lực ép lớn nhất của một lò xo khi ly hợp đóng hoàn toàn:

$$P_{l\max}^d = C_{lx} \cdot f_{\max}^d \quad (3.6)$$

$f_{\max}^d$ là độ biến dạng của lò xo khi ly hợp đóng hoàn toàn:

$$f_{\max}^d = L_0 - L_1 \quad (3.7)$$

Khi đó, ta tính được: $f_{\max}^d = 66,5 - 45 = 21,5 \text{ (mm)}$

Từ các công thức (3.5), (3.6), thay các giá trị đã biết ta xác định được tổng

lực ép của các lò xo khi ly hợp đóng hoàn toàn là:

$$P_{\max}^d = Z_{lx} \cdot C_{lx} \cdot f_{\max}^d = 18.15,35.21,5 = 5940,45 \text{ (N)}$$

Mô men ma sát của ly hợp chính, được tính theo công thức:

$$M_{ms} = P_{\max}^d \cdot \mu \cdot R_{tb} \cdot z \quad (3.8)$$

Trong đó: z là số cặp bề mặt ma sát tiếp xúc, $z = 20$; μ là hệ số ma sát giữa thép với thép $\mu = 0,18$. R_{tb} là bán kính trung bình đĩa ma sát được tính theo công thức:

$$R_{tb} = \frac{R_n + R_t}{2} = \frac{179 + 155}{2} = 167 \text{ (mm)}$$

Thay các giá trị đã biết vào công thức (3.8), ta tính được mô men ma sát của ly hợp chính là:

$$M_{ms} = 5940,45 \cdot 0,18 \cdot 167 \cdot 10^{-3} \cdot 20 = 3571,4 \text{ (Nm)}$$

c) Hệ số dự trữ mô men của ly hợp chính

Hệ số dự trữ mô men của ly hợp β bảo đảm yêu cầu truyền triệt để mô men xoắn của động cơ, đồng thời đảm bảo cho ly hợp là cơ cấu an toàn trong hệ thống truyền lực. Khi β lớn làm cho kết cấu và việc điều khiển nặng nề hơn, đồng thời làm mất vai trò là cơ cấu an toàn. Vì vậy ở mỗi kết cấu ma sát, giá trị hệ số β phù hợp với công dụng, đặc điểm kết cấu và điều kiện làm việc của nó [16]. Hệ số β được xác định theo công thức:

$$\beta = \frac{M_{ms}}{M_t} \quad (3.9)$$

Với M_t là mô men tính toán của ly hợp chính, được xác định như sau:

$$M_t = M_{d\max} \cdot i_{gt} \cdot \eta_{gt} \quad (3.10)$$

Trong đó: $M_{d\max}$ là mô men xoắn tự do cực đại của động cơ (Nm); i_{gt} là tỷ số truyền của hộp ghi ta; η_{gt} là hiệu suất truyền của hộp ghi ta.

Mô men xoắn tự do cực đại của động cơ được tính như sau [14]:

$$M_{d\max} = 9550 \cdot \frac{N_{dM}}{n_M} \quad (3.11)$$

Trong đó: n_M là số vòng quay của trục khuỷu động cơ ứng với chế độ mô men xoắn lớn nhất (vòng/phút); N_{dM} là công suất tự do của động cơ ở chế độ mô men xoắn lớn nhất (Kw) và được tính theo công thức:

$$N_{dM} = N_{eM} - N_{dIM} \quad (3.12)$$

Trong đó: N_{eM} là công suất cực đại của động cơ ở chế độ vòng quay trục khuỷu n_M và được tính theo công thức S.R.Lây Đécman [17]:

$$N_{eM} = N_{emax} \left[a \cdot \frac{n_M}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \right] \quad (3.13)$$

Với N_{emax} là công suất tính toán lớn nhất của động cơ; n_N là số vòng quay của động cơ ứng với chế độ công suất cực đại; a, b, c là các hệ số thực nghiệm được chọn theo loại động cơ. Đối với xe tăng T55, có động cơ diesel 4 kỳ buồng cháy trực tiếp, hệ số thực nghiệm có giá trị là [17]: $a = 0,5$; $b = 1,5$; $c = 1$.

Thay các giá trị đã biết từ bảng 3.1 vào công thức (3.13) ta tính được:

$$N_{eM} = 433 \cdot \left[0,5 \cdot \frac{1200}{2000} + 1,5 \cdot \left(\frac{1200}{2000} \right)^2 - 1 \cdot \left(\frac{1200}{2000} \right)^3 \right] \approx 270,2 \text{ (Kw)}$$

Đối với xe tăng T55, động cơ được làm mát bằng quạt gió nên tổn thất công suất của thiết bị động lực ở chế độ mô men lớn nhất N_{dIM} sẽ được tính theo công thức sau [14]:

$$N_{dIM} = N_{dIN} \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \quad (3.14)$$

Trong đó: N_{dIN} là tổn thất công suất của thiết bị động lực ở chế độ công suất đạt cực đại. Với động cơ làm mát bằng quạt gió:

$$N_{dIN} = 0,18.N_{e\max} = 0,18.433 = 77,94(\text{Kw})$$

Theo công thức (3.14), ta tính được:

$$N_{dIM} = 77,94 \cdot \left(\frac{1200}{2000} \right)^3 \approx 17 (\text{Kw})$$

Từ công thức (3.12), công suất tự do của động cơ ở chế độ mô men xoắn lớn nhất sẽ xác định bằng:

$$N_{dM} = N_{eM} - N_{dIM} = 270,2 - 17 = 253,2(\text{Kw})$$

Thay tất cả các giá trị đã tìm được vào công thức (3.11), ta xác định được mô men xoắn tự do cực đại của động cơ bằng:

$$M_{d\max} = 9550 \cdot \frac{N_{dM}}{n_M} = 9550 \cdot \frac{253,2}{1200} \approx 2015 (\text{Nm})$$

Thay các giá trị đã biết vào công thức (3.10), ta xác định được mô men tính toán của ly hợp chính như sau:

$$M_t = M_{d\max} \cdot i_{gt} \cdot \eta_{gt} = 2015 \cdot 0,70,96 \approx 1354 (\text{Nm})$$

Từ công thức (3.9), hệ số dự trữ mô men của ly hợp được xác định:

$$\beta = \frac{M_{ms}}{M_t} = \frac{3571,4}{1354} \approx 2,63$$

d) Tính mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp chính

Mối quan hệ giữa mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp M_c và mô men xoắn tự do cực đại của động cơ $M_{d\max}$ được tính theo công thức [16]:

$$\frac{M_c}{M_{d \max}} = \frac{f_c}{f_{d \max}} \quad (3.15)$$

Trong đó: f_c là hệ số cản chuyển động tổng cộng; $f_{d \max}$ là lực kéo đơn vị lớn nhất ở số truyền i đang xét.

Trong khuôn khổ nghiên cứu của luận án, ta chỉ xét chế độ làm việc của xe là chế độ khởi hành ở tay số II. Do vậy, đối với loại đường đất thường có hệ số cản tổng cộng bằng: $f_c = 0,06$. Từ đó, ta tính được lực kéo đơn vị lớn nhất ở số truyền đang xét là [16]:

$$f_{d \max} = \frac{M_{d \max} \cdot \eta_{tl} \cdot \eta_x \cdot i_{hsII} \cdot i_c}{r_{cd} \cdot G} \quad (3.16)$$

Trong đó: η_{tl} , η_x là hiệu suất truyền động của hệ thống truyền lực và dải xích; i_{hsII} , i_c là tỷ số truyền của hộp số và truyền động cạnh.

Dải xích của xe tăng T55 là loại xích khớp kín, hiệu suất truyền động của dải xích khi xe làm việc ở tay số II được xác định theo công thức [14]:

$$\eta_{xII} = 0,95 - \frac{1}{f_{cdII}} (0,013 + 3 \cdot 10^{-6} V_{II}^2) \quad (3.17)$$

Với f_{cdII} là lực kéo đơn vị trên bánh xe chủ động ở tay số II và được tính theo công thức sau [14]:

$$f_{cdII} = \frac{3600 \cdot N_d}{V_{II} \cdot G} \eta_{tl} \quad (3.18)$$

Với N_d là công suất tự do của động cơ, được tính như sau:

$$N_d = N_{emax} - N_{dIN} = 433 - 77,94 = 355,06 \text{ (Kw)}$$

Vận tốc của xe tăng ở tay số II ứng với số vòng quay n_N [14]:

$$V_{II} = 0,377 \frac{r_{cd} \cdot n_N}{i_{tl}} = 0,377 \frac{r_{cd} \cdot n_N}{i_{gt} \cdot i_{hsII} \cdot i_c} \quad (3.19)$$

Thay các giá trị tương ứng vào công thức (3.19), ta tính được vận tốc của xe tăng ở tay số II là:

$$V_{II} = 0,377 \cdot \frac{r_{cd} \cdot n_N}{i_{gt} \cdot i_{hsII} \cdot i_c} = 0,377 \cdot \frac{0,29 \cdot 2000}{0,7 \cdot 2,8 \cdot 6,71} = 16,63 (\text{Km/h})$$

Tương tự, thay các giá trị đã biết vào (3.18) ta tính được lực kéo đơn vị trên bánh xe chủ động ở tay số II là:

$$f_{cdII} = \frac{3600 \cdot N_d}{V_{II} G} \eta_{tl} = \frac{3600 \cdot 355,06}{16,63 \cdot 3,6 \cdot 10^5} \cdot 0,86 \approx 0,184$$

Theo công thức (3.17), hiệu suất truyền động của dải xích khi xe làm việc ở tay số II tính được là:

$$\eta_{xII} = 0,95 - \frac{1}{0,184} (0,013 + 3 \cdot 10^{-6} \cdot 16,63^2) = 0,875$$

Như vậy, từ phương trình (3.16) ta tính được lực kéo đơn vị lớn nhất ở số truyền II là:

$$f_{d\max} = \frac{M_{d\max} \cdot \eta_{tl} \cdot \eta_x \cdot i_{hsII} \cdot i_c}{r_{cd} \cdot G} = \frac{2015 \cdot 0,86 \cdot 0,875 \cdot 2,8 \cdot 6,71}{0,29 \cdot 3,6 \cdot 10^5} \approx 0,273$$

Thay các giá trị đã biết vào công thức (3.15), ta tính được mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp như sau:

$$M_c = \frac{f_c}{f_{d\max}} \cdot M_{d\max} = \frac{0,06}{0,273} \cdot 2015 \approx 443 (\text{Nm})$$

3.3. Cơ sở thiết kế và lựa chọn thiết bị cho hệ thống thử nghiệm

3.3.1. Lý thuyết đồng dạng trong bài toán tính mòn

Việc nghiên cứu hao mòn đĩa ma sát trên bộ thử nghiệm tăng cường đòi hỏi phải xây dựng một mô hình đồng dạng nhằm chuyển đổi chính xác kết quả

thực nghiệm sang điều kiện vận hành của cụm ly hợp chính trên xe xích. Mô hình được áp dụng thuộc loại "Đồng dạng động lực học một phần", tập trung vào việc rút ngắn thời gian thử nghiệm mà không làm biến đổi cơ chế phá hủy bề mặt đĩa ma sát.

a) Cơ sở lý thuyết thứ nguyên và hệ số đồng dạng

Cơ sở của phương pháp thiết kế mô hình thử nghiệm là lý thuyết thứ nguyên. Yêu cầu bắt buộc để hệ thống đạt trạng thái đồng dạng là các chuẩn số đồng dạng của mô hình P_{kM} và vật thực P_{kV} phải đồng nhất.

Để chuyển đổi các đại lượng vật lý, hệ số đồng dạng H_k được định nghĩa là tỷ số giữa giá trị của đại lượng trên vật thực A_{kV} và trên mô hình bộ thử A_{kM} [18]:

$$H_k = \frac{A_{kV}}{A_{kM}} \quad (3.20)$$

Mọi hệ số đồng dạng H_k đặc trưng cho động lực học ma sát đều có thể suy ra từ ba hệ số cơ bản H_a, H_b, H_c thuộc ba đại lượng độc lập A_a, A_b, A_c chọn trước, sau khi đã nâng lên một lũy thừa ik, jk, qk nhất định, biểu diễn qua phương trình thứ nguyên cơ sở [18]:

$$H_k = H_a^{i_k} \cdot H_b^{j_k} \cdot H_c^{q_k} \quad (3.21)$$

b) Thiết lập ràng buộc đồng dạng cho bộ thử nghiệm

Điểm mấu chốt của luận án là việc tính toán lượng mòn tích lũy theo lý thuyết mòn của Archard. Do đó, lý thuyết đồng dạng áp dụng cho bộ thử nghiệm bị ràng buộc bởi các điều kiện sau:

- Bảo toàn cơ chế mòn: Không được phép tăng tải trọng vượt quá giới hạn của thép 65Mn. Các chuẩn số về áp suất bề mặt và năng lượng ma sát riêng giữa vật thực và mô hình phải được bảo toàn với hệ số bằng 1.

- Tăng cường tần suất làm việc: Việc đẩy nhanh tốc độ mòn của đĩa ma sát trên bộ thử nghiệm được thực hiện thông qua hệ số đồng dạng thời gian H_t . Bộ thử tăng cường tần suất đóng mở ly hợp, để đẩy nhanh quá trình mòn chạy rà và mòn ổn định, thay vì làm sai lệch vận tốc trượt tối đa.

- Đồng dạng trường nhiệt độ: Công trượt của ly hợp phải được kiểm soát thông qua hệ số đồng dạng H_N , đảm bảo nhiệt độ không vượt quá điểm biến đổi của tổ chức thép đã nhiệt luyện.

c) Xác định các hệ số đồng dạng của hệ thống

Dựa trên điều kiện thực tế của bộ thử nghiệm tăng cường, luận án thiết lập 3 đại lượng cơ sở mang tính quyết định đến trạng thái ma sát và mài mòn, bao gồm:

- Kích thước hình học ($H_D = 1$): Kích thước đĩa ma sát trên bộ thử được giữ nguyên bản (tỷ lệ 1:1) so với trên xe thực tế.

- Lực ép pháp tuyến ($H_P = 1$): Lực ép tác dụng lên 01 cặp đĩa trên mô hình được khống chế bằng đúng lực ép trên xe thực tế.

- Hành trình đĩa ép ($H_S = 0,05$): Do hệ thống giảm từ 20 cặp bề mặt ma sát xuống còn 1 cặp bề mặt ma sát làm việc, nên hành trình đĩa ép trên bộ thử chỉ bằng 0,05 lần so với thực tế trên xe .

Từ 3 đại lượng cơ sở đã xác định ở trên, các chuẩn số đồng dạng thứ cấp khác được xác định như sau:

- Hệ số đồng dạng của diện tích tiếp xúc H_A : Do kích thước hình học của đĩa ma sát giữ nguyên $H_D = 1$, đồng nghĩa với diện tích làm việc danh nghĩa của cặp đĩa ma sát được bảo toàn nguyên vẹn:

$$H_A = H_D^2 = 1^2 = 1$$

- Hệ số đồng dạng của áp suất bề mặt H_N : Theo phương trình thứ nguyên, áp suất tỷ lệ thuận với lực pháp tuyến và tỷ lệ nghịch với diện tích tiếp xúc, khi đó:

$$H_N = \frac{H_P}{H_A} = \frac{1}{1} = 1$$

- Hệ số đồng dạng của mô men ma sát H_{Mc} : Mô men ma sát sinh ra trên một cặp bề mặt ma sát phụ thuộc vào lực ép và bán kính trung bình. Vì $H_P = 1$ và $H_D = 1$, nên mô men ma sát của một cặp đĩa trên mô hình bằng đúng mô men ma sát của một cặp đĩa trên xe nguyên bản $H_{Mc} = 1$.

- Hệ số đồng dạng của mô men xoắn động cơ quy dẫn về trục chủ động ly hợp H_{Mk} : Do mô men ma sát của ly hợp tỷ lệ thuận với số đôi bề mặt ma sát z , lực ép tổng cộng của các lò xo P , bán kính trung bình đĩa ma sát R_{tb} và hệ số ma sát μ . Khi đó, phương trình thứ nguyên được viết là:

$$H_{Mk} = H_z \cdot H_\mu \cdot H_P \cdot H_D$$

Vì vật liệu ma sát và điều kiện bề mặt trên bộ thử giống hệt trên xe nguyên bản, nên hệ số ma sát không đổi: $H_\mu = 1$.

Thay các giá trị cơ sở vào phương trình, ta có: $H_{Mk} = 20 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 20$

- Hệ số đồng dạng Mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp H_{Mc} : Để bộ thử nghiệm mô phỏng chính xác như trên xe thực tế, phương trình cân bằng động lực học dao động phải được bảo toàn. Khi đó, tỷ lệ giữa mô men phản chủ động ly hợp và mô men cản trên bộ thử phải đồng nhất với tỷ lệ trên xe.

Do đó, hệ số đồng dạng mô men cản buộc phải bằng hệ số đồng dạng mô men xoắn chủ động:

$$H_{Mc} = H_{Mk} = 20$$

- Hệ số đồng dạng tốc độ quay của trục chủ động H_n

Để cơ chế mòn không thay đổi, công trượt riêng và nhiệt độ tại các điểm trên bề mặt đĩa ma sát phải tương đương với thực tế. Cả hai đại lượng này đều phụ thuộc trực tiếp vào vận tốc trượt tương đối v_{tr} giữa hai đĩa, nên $H_v = 1$. Vận tốc trượt được tính bằng công thức $v_{tr} = \omega \cdot R_b$ (hoặc $v_{tr} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$). Từ đó, phương trình thứ nguyên được tính: $H_v = H_n \cdot H_D$

Do $H_v = 1$ và $H_D = 1$, ta suy ra: $H_n = 1$

Bảng 3.2a. Các hệ số đồng dạng của mô hình bộ thử nghiệm

TT	Đại lượng vật lý	Ký hiệu	Phương trình thứ nguyên	Giá trị
1	Số đôi bề mặt ma sát làm việc	H_z	Chọn	20
2	Kích thước hình học đĩa ma sát	H_D	Chọn	1
3	Lực ép pháp tuyến	H_P	Chọn	1
4	Hành trình đĩa ép	H_S	Chọn	0,05
5	Hệ số ma sát	H_μ	Vật liệu không đổi	1
6	Diện tích tiếp xúc	H_A	$H_A = H_D^2$	1
7	Áp suất bề mặt	H_N	$H_N = H_P / H_A$	1
8	Tốc độ vòng quay trục chủ động	H_n	$H_n = H_v / H_D$	1
9	Mô men xoắn của động cơ quy dẫn về trục chủ động ly hợp	H_{Mk}	$H_{Mk} = H_z \cdot H_\mu \cdot H_P \cdot H_D$	20
10	Mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp chính	H_{Mc}	$H_{Mc} = H_{Mk}$	20

d) *Tính toán các thông số đầu vào của bộ thử nghiệm*

- Mô men xoắn lớn nhất của động cơ quy dẫn về trục chủ động ly hợp:

$$M_{e\max TN} = M_{e\max} \cdot i_{gt} \cdot \frac{1}{H_{Mk}} = 2300 \cdot 0,7 \cdot 0,05 = 80,5 \text{ (Nm)}$$

- Mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp:

$$M_{bdTN} = M_c \cdot \frac{1}{H_{Mc}} = 443 \cdot 0,05 = 22,15 \text{ (Nm)}$$

- Lực tác dụng lên tay quay đĩa di động:

$$P_{mTN} = P_m \cdot \frac{1}{H_p} = 771 \text{ (N)}$$

- Tốc độ vòng quay của trục chủ động ly hợp ở chế độ khởi hành:

$$n_{cdTN} = n_{dc} \cdot i_{gt} \cdot \frac{1}{H_n} = 1200 \cdot \frac{1}{0,7} \cdot \frac{1}{1} = 1714 \text{ (vòng/phút)}$$

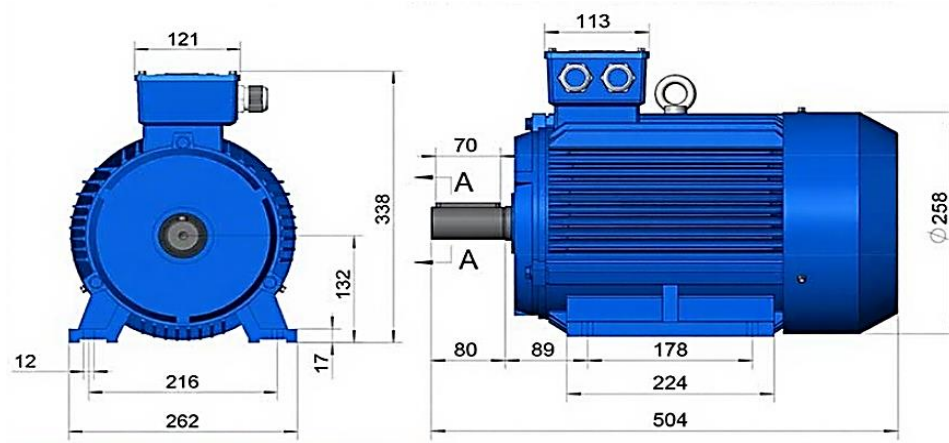
Từ kết quả tính toán ở mục 3.2.2 và 3.3.1, ta có bảng số liệu 3.2b đối chiếu các thông số của bộ thử nghiệm cần đạt được trong điều kiện thực tế với mô hình thử nghiệm tương đương. Các thiết bị được lựa chọn cho hệ thống thử nghiệm, sẽ được trình bày trong phần tiếp theo của luận án.

Bảng 3.2b. Số liệu thực tế và thử nghiệm

TT	Thông số kỹ thuật	Đơn vị tính	Giá trị tính toán	Thông số thiết bị chọn
1	Mô men xoắn lớn nhất quy dẫn về trục chủ động ly hợp	Nm	80,5	82,5
2	Tốc độ vòng quay của trục chủ động ly hợp	Vg/ph	1714	2900
3	Lực tác dụng lên tay quay đĩa di động	N	771	$2 \cdot 10^4$
4	Mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp chính	Nm	22,15	200

3.3.2. Lựa chọn thiết bị cho hệ thống thử nghiệm

3.3.2.1. Động cơ điện và bộ truyền đai



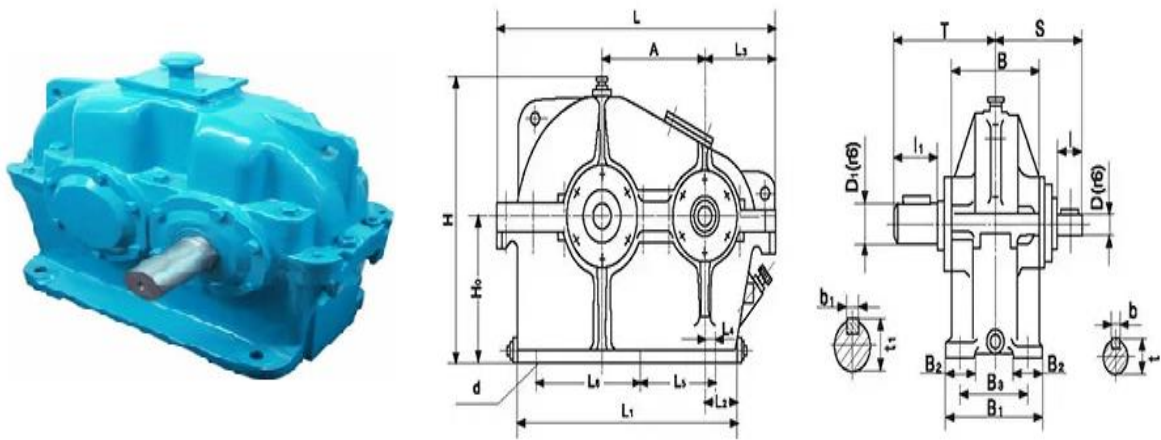
Hình 3.3. Động cơ điện ba pha (PARMA Y3-132S2-2)

Động cơ (hình 3.3) điện đóng vai trò cung cấp năng lượng cơ cho toàn hệ thống. Thông qua bộ truyền đai ($i_{đai} = 1$) truyền chuyển động quay đến hộp giảm tốc. Ưu điểm của bộ truyền đai là giảm rung lắc và dễ thay thế.

Bảng 3.3. Thông số cơ bản của động cơ điện PARMA Y3-132S2-2

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
1	Dòng điện định mức	A	14,9
2	Tần số dòng điện	Hz	50
3	Điện áp	V	380
4	Công suất định mức	Kw	7,5
		HP	10
5	Tốc độ vòng quay	vòng/phút	2900
6	Hiệu suất		0,87
7	Hệ số công suất (Cos φ)		0,88
8	Mômen định mức	Nm	23,8
9	Mô-men khởi động	Nm	47,6
10	Mô men lớn nhất của động cơ	Nm	54,7
11	Mức ồn (1 m)	dB	80
12	Khối lượng	Kg	60,5

3.3.2.2. Hộp giảm tốc



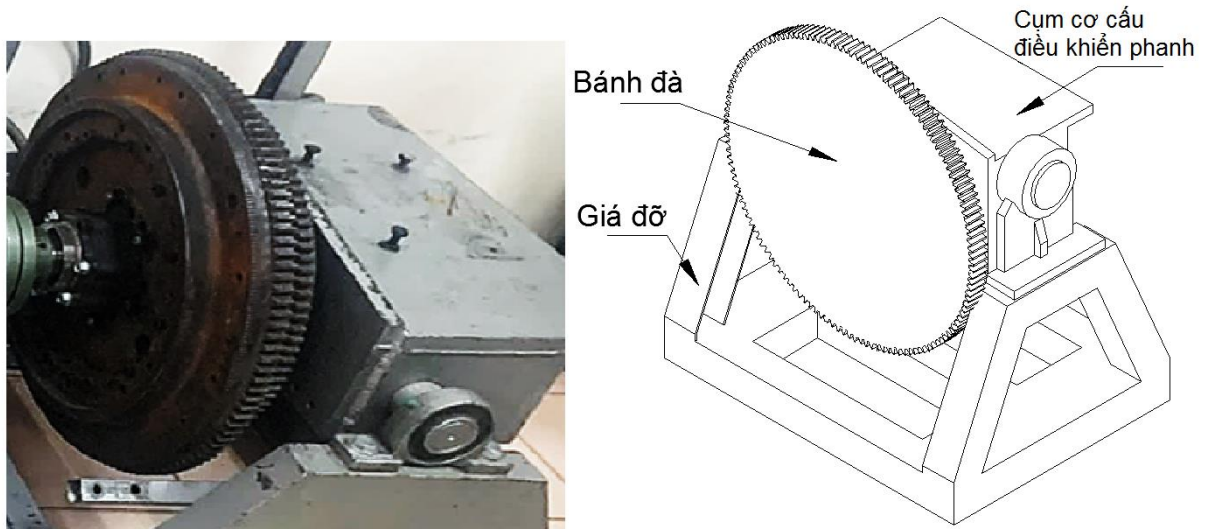
Hình 3.4. Hộp giảm tốc ZDY-160

Hộp giảm tốc ZDY-160 là loại hộp giảm tốc một cấp bánh răng trụ răng nghiêng, dùng để giảm tốc độ quay của động cơ và tăng mô-men xoắn truyền đến cơ cấu chấp hành với tỷ số truyền ($i_{HGT} = 1,5$) (hình 3.4). Thiết bị gồm vỏ gang đúc nguyên khối chịu lực, bên trong bố trí cặp bánh răng trụ nghiêng được tôi và mài chính xác để truyền công suất ổn định, các trục vào và ra song song, lắp trên ổ bi và được bôi trơn bằng dầu kín. Cấu trúc này cho phép truyền động êm, hiệu suất cao và làm việc liên tục trong các máy công nghiệp như băng tải, máy nghiền hay tời nâng, nơi yêu cầu độ bền và khả năng chịu tải lớn. Thông số kỹ thuật của hộp giảm tốc được trình bày trong bảng 3.4.

Bảng 3.4. Thông số cơ bản của hộp giảm tốc ZDY-160

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
1	Khoảng cách tâm trục	mm	160
2	Tỷ số truyền		1,5
3	Công suất định mức vào	Kw	115
4	Moment định mức tham khảo	Nm	2.960
5	Hiệu suất truyền		96.5
6	Kích thước cơ sở (D-R-C)	mm	445 - 245 - 403
7	Trọng lượng	Kg	115

3.3.2.3. Thiết bị tạo cản



Hình 3.5. Thiết bị tạo cản

Thiết bị tạo cản (hình 3.5) là cơ cấu được sử dụng để mô phỏng mô men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp chính. Cấu tạo chính gồm bánh đà có khối lượng lớn để tạo mô men quán tính, tang phanh liên kết đồng trục với bánh đà, má phanh ma sát và bộ chấp hành điện khí điều khiển đóng mở phanh. Khi bộ chấp hành tác động, má phanh ép lên tang phanh sinh ra mô men hãm có thể điều chỉnh, từ đó tạo điều kiện khảo sát đặc tính động lực học của ly hợp chính trong điều kiện tải biến thiên sát với thực tế vận hành.

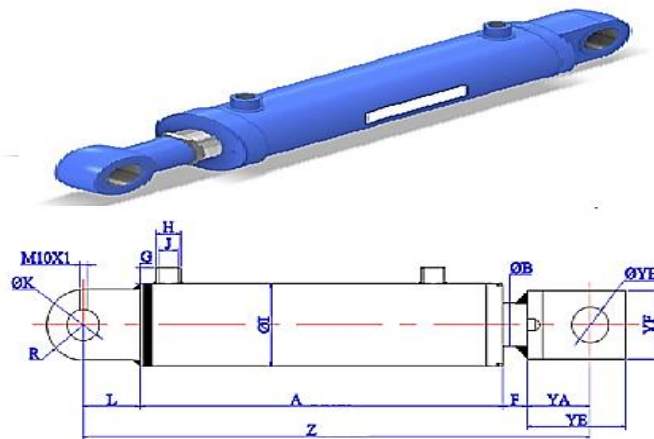
Bảng 3.5. Thông số kỹ thuật của thiết bị tạo cản

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
1	Mô men cản lớn nhất	Nm	100
2	Tỉ số truyền		1
3	Dạng điều khiển	Điện khí nén	
4	Trọng lượng	Kg	300

3.3.2.4. Xy lanh thủy lực TDR-CA-Y

Trên hệ thống thử nghiệm, để đơn giản hóa quá trình điều khiển, đồng thời loại bỏ các sai số do hệ thống dẫn động cơ khí thủ công và mô phỏng chính

xác đặc tính động học của quá trình đóng - mở ly hợp, luận án đề xuất sử dụng xy lanh thủy lực tác động trực tiếp vào tay quay đĩa di động (hình 3.6). Giải pháp này cho phép: Kiểm soát tự động và chính xác hành trình làm việc của cơ cấu mở; ghi nhận được quy luật biến thiên của lực cản khi nén cụm lò xo thử nghiệm; có thể mô phỏng linh hoạt tần suất đóng - mở ly hợp (đột ngột hoặc từ từ) tương tự thao tác thực tế của người lái.



Hình 3.6. Xylanh thủy lực hai chiều TDR-CA-Y

Thông số kỹ thuật của xy lanh thủy lực được trình bày trong bảng 3.6 dưới đây.

Bảng 3.6. Thông số kỹ thuật của xy lanh thủy lực TDR-CA-Y

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
1	Lực đẩy (kéo) của piston	N	2.10^4
2	Hành trình piston	mm	350
3	Đường kính xy lanh	mm	40
4	Màu sắc		Xanh

3.3.2.5. Khớp nối đàn hồi FCL-250

Hệ thống trục của bộ thử nghiệm bao gồm chuỗi liên kết động học truyền động từ động cơ qua, hộp giảm tốc, đến cụm ly hợp thử nghiệm và thiết bị tạo cản. Do hệ thống được chế tạo, lắp ráp trong điều kiện phòng thí nghiệm, việc

duy trì độ đồng tâm tuyệt đối giữa các đoạn trục là rất khó khăn. Sự tồn tại của các sai số hình học như độ lệch tâm, lệch góc và độ dịch trục dọc sinh ra các mô men uốn, rung động và làm sai lệch kết quả đo, đặc biệt là trong giai đoạn khởi hành và tăng tốc xe tăng. Do đó, việc sử dụng một khớp nối đàn hồi là cần thiết, để có thể khắc phục được những nhược điểm kể trên.



Hình 3.7. Khớp nối đàn hồi FCL-250

Khớp nối đàn hồi FCL-250 (hình 3.7) sử dụng các chốt thép kết hợp với các vòng đệm cao su giảm chấn hình ống gắn trên mặt bích. Mô men xoắn được truyền từ nửa khớp nối chủ động sang nửa khớp nối bị động thông qua sự biến dạng đàn hồi của các vòng đệm cao su này. Vật liệu cao su đàn hồi cao có khả năng hấp thụ và triệt tiêu các tần số dao động xoắn, giúp mô men truyền qua đạt độ ổn định và hiệu suất cao.

Bảng 3.7. Thông số kỹ thuật của khớp nối FCL-250

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
1	Mô men xoắn lớn nhất cho phép	Nm	616
2	Tốc độ quay lớn nhất cho phép	vòng/phút	2550
3	Đường kính ngoài mặt bích	mm	250
4	Đường kính phần đầu trục	mm	125
5	Khoảng cách khe hở giữa 2 mặt bích	mm	4

3.3.2.6. Các thiết bị đo

a) Thiết bị đo tốc độ Omega HHT-13



Hình 3.8. Thiết bị đo tốc độ Omega HHT-13

Để đo tốc trục chủ động và trục bị động của ly hợp chính sử dụng 2 thiết bị đo tốc độ Omega HHT-13 do công ty Omega Engineering của Mỹ sản xuất (hình 3.8). Thiết bị OMEGA HHT-13 là dạng máy đo tốc độ xoay cầm tay, hỗ trợ cả đo tiếp xúc và không tiếp xúc. Dùng laser hoặc cảm biến với miếng phản xạ để đo tốc độ quay của trục, hoặc bánh xe tiếp xúc. Thiết bị cũng cho phép xuất xung tín hiệu tới các thiết bị ghi số liệu hoặc cấu hình điều khiển bên ngoài.

Bảng 3.8. Thông số cơ bản của thiết bị đo tốc độ Omega HHT-13

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
1	Phạm vi đo không tiếp xúc	Vòng/phút	5 ÷ 200.000
	Phạm vi đo trực tiếp	Vòng/phút	0,5 ÷ 20.000
2	Độ chính xác		± 0,01%
3	Khoảng cách sử dụng chế độ không tiếp xúc	m	7,6
4	Công suất tối đa	Mw	1
5	Bước sóng	nm	650
8	Độ phân giải	Vòng/phút	0,001
9	Kích thước cơ bản		

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
	Dài	mm	176
	Rộng	mm	61
	Cao	mm	41
10	Khối lượng	Kg	0,63

b) Cảm biến tiệm cận PRT18-8DO



Hình 3.9. Cảm biến tiệm cận PRT18-8DO

Để đo hành trình cũng như điều khiển quá trình làm việc của tay quay bát di động, phải sử dụng cảm biến tiệm cận PRT18-8DO (hình 3.9). Đây là cảm biến tiệm cận dạng cảm ứng, được dùng để phát hiện sự hiện diện hoặc khoảng cách của vật dẫn điện (kim loại) mà không cần tiếp xúc vật lý. Khi vật tới gần vùng cảm ứng (sensing range), tín hiệu ra được đóng hoặc ngắt để kích hoạt thiết bị điều khiển. Do độ nhạy cao, tuổi thọ lớn nên loại cảm biến này thích hợp sử dụng trong lĩnh vực cơ khí, chế tạo máy, hoặc các ứng dụng như phát hiện vị trí trục, phát hiện chi tiết kim loại, giới hạn hành trình.

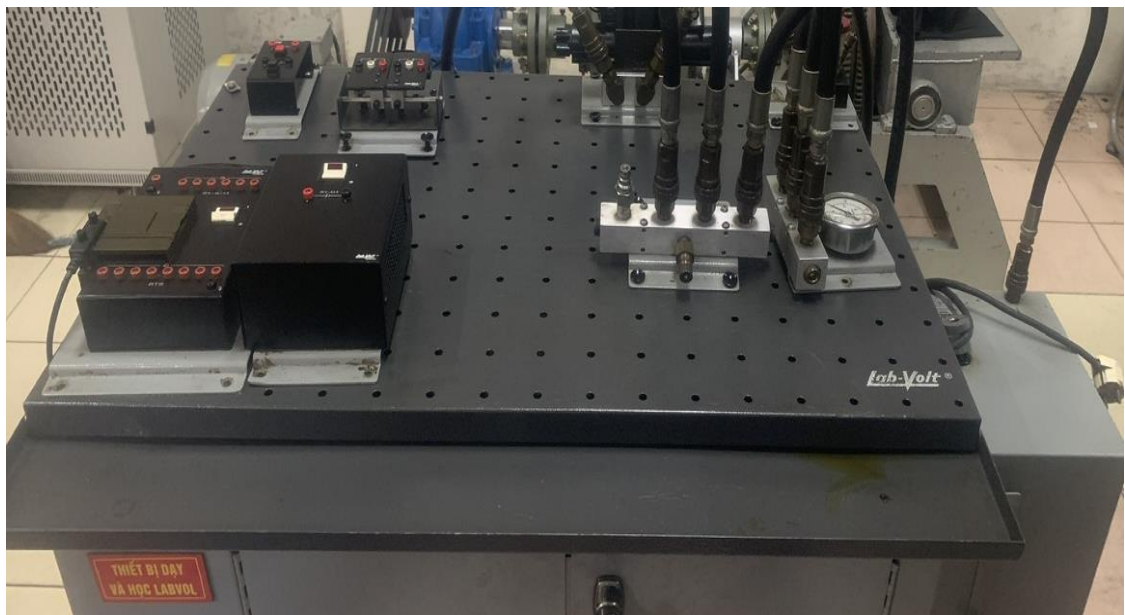
Bảng 3.9. Thông số cơ bản của cảm biến tiệm cận PRT18-8DO

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
1	Khoảng cách phát hiện	mm	8
2	Tần số đáp ứng	Hz	350
3	Nguồn điện sử dụng		Nguồn một chiều
4	Điện áp cấp	V	10 ÷ 30

TT	Thông số	Đơn vị tính	Giá trị
5	Thang nhiệt độ hoạt động	°C	(-25 ... 70)
6	Cấu trúc bảo vệ		IP67
7	Chỉ thị trạng thái		Đèn LED
8	Độ chệch	%	≤ 10
9	Trọng lượng	Kg	0,122

3.3.2.7. Các thiết bị điều khiển, ghi và xử lý tín hiệu

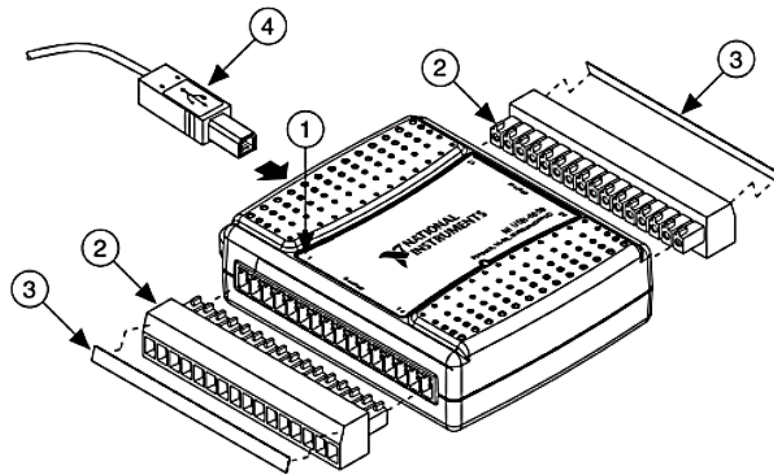
a) Thiết bị điều khiển thủy lực Lab-Volt



Hình 3.10. Thiết bị điều khiển thủy lực Lab-Volt

Thiết bị điều khiển thủy lực Lab-Volt (hình 3.10) được sử dụng trong hệ thống thử nghiệm để điều khiển tần suất đóng mở của xy lanh thủy lực, qua đó thực hiện quá trình đóng - mở ly hợp theo chế độ mong muốn. Hệ thống bao gồm nguồn thủy lực, cụm van điều khiển lưu lượng và áp suất, cùng các phần tử chấp hành và cảm biến, cho phép thiết lập và điều chỉnh chính xác chu kỳ vận hành của xy lanh. Thiết bị giúp mô phỏng điều kiện làm việc thực tế của ly hợp chính, phục vụ nghiên cứu đặc tính động lực học và đánh giá khả năng đáp ứng của hệ thống truyền lực trong các chế độ tải khác nhau.

b) Bộ chuyển đổi dữ liệu NI-USB 6009



Hình 3.11. Bộ chuyển đổi dữ liệu NI-USB 6009

1. Vỏ; 2. Đầu nối có vít xiết (16 vị trí); 3. Kênh tín hiệu; 4. Cáp USB

Bộ chuyển đổi dữ liệu NI-USB 6009 của hãng National Instruments là thiết bị thu thập và xử lý tín hiệu đa năng giao tiếp trực tiếp với máy tính qua cổng USB. Hình 3.11 minh họa cách lắp đặt và định danh tín hiệu cho bộ chuyển đổi dữ liệu NI-USB 6009. Thiết bị tích hợp tám kênh đo tín hiệu tương tự đầu vào với độ phân giải 14 bit, hai kênh xuất tín hiệu tương tự 12 bit, mười hai đường vào/ra số và một bộ đếm 32 bit, cho phép đo lường và điều khiển nhiều loại tín hiệu trong cùng một phần cứng. Tốc độ lấy mẫu tối đa đạt 48 kS/s ở chế độ đo single-ended với dải điện áp ± 10 V, đáp ứng yêu cầu thu thập tín hiệu nhanh và chính xác trong các thí nghiệm hoặc hệ thống kiểm tra. NI-USB 6009 được cấp nguồn trực tiếp từ máy tính, sử dụng trình điều khiển NI-DAQmx và lập trình trên nền tảng phần mềm LabVIEW.

c) Biến tần Delta C2000 Plus

Biến tần Delta C2000 Plus được sử dụng trong hệ thống nhằm điều khiển tốc độ động cơ xoay chiều ba pha với độ chính xác và tính ổn định cao (hình 3.12). Thiết bị hỗ trợ nhiều phương thức điều khiển như điện áp/tần số, điều

khuyến vector không cảm biến (SVC) và điều khiển vector có hồi tiếp (FOC), cho phép duy trì mômen ổn định trong dải tốc độ rộng và đáp ứng nhanh các thay đổi tải. Bộ biến tần tích hợp các chức năng bảo vệ quá dòng, quá áp, quá nhiệt và mất pha, đồng thời hỗ trợ nhiều dạng giao tiếp (Modbus, CANopen, Ethernet/IP) thuận tiện cho việc kết nối với PLC hoặc hệ thống giám sát. Khả năng cài đặt linh hoạt giúp tối ưu hóa quá trình vận hành.



Hình 3.12. Biến tần đa năng Delta C2000 plus

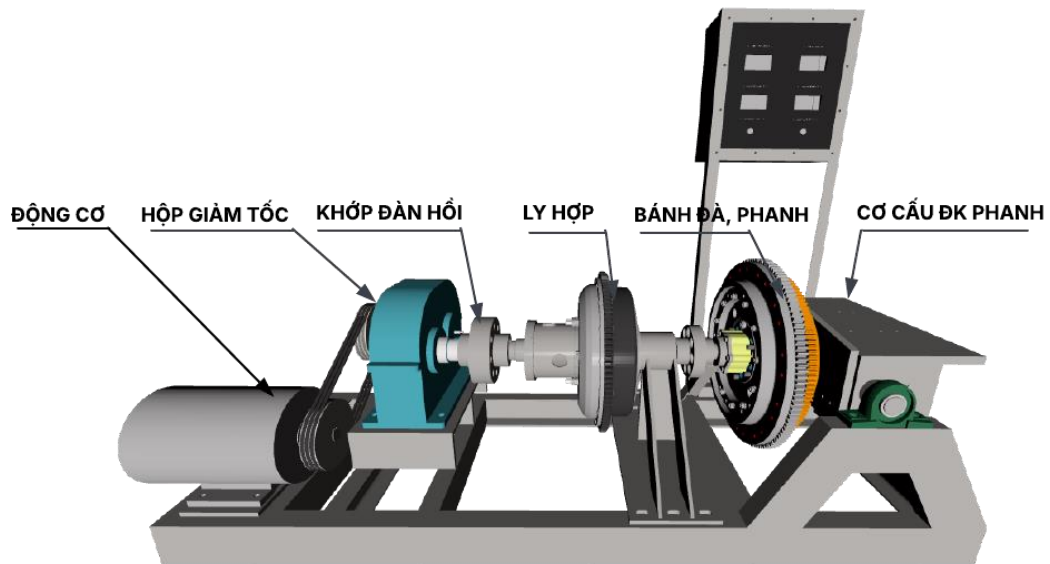
3.4. Chuẩn bị và tổ chức thử nghiệm

3.4.1. Chuẩn bị thử nghiệm, bố trí lắp đặt các thiết bị đo

Toàn bộ hệ thống thử nghiệm được kiểm tra và hiệu chỉnh theo tiêu chuẩn kỹ thuật. Động cơ, hộp giảm tốc, các khớp nối, ly hợp chính, bánh đà và cơ cấu tạo cản được kiểm tra tình trạng lắp ghép, khe hở ổ đỡ, độ đồng trục và độ chặt của các mối ghép, bảo đảm các chi tiết không bị sai lệch, duy trì sự ổn định làm việc và hạn chế sai số trong quá trình đo. Hình 3.13 minh họa sơ đồ bố trí tổng thể của hệ thống thử nghiệm.

Song song với đó, các mẫu đĩa ma sát được lựa chọn phải có nguồn gốc

rõ ràng, đặc tính vật liệu đã được xác định thông qua các thí nghiệm cơ lý. Bề mặt ma sát được làm sạch, đo đặc kích thước hình học ban đầu và ghi nhận tình trạng bề mặt để phục vụ so sánh sau khi thử nghiệm.



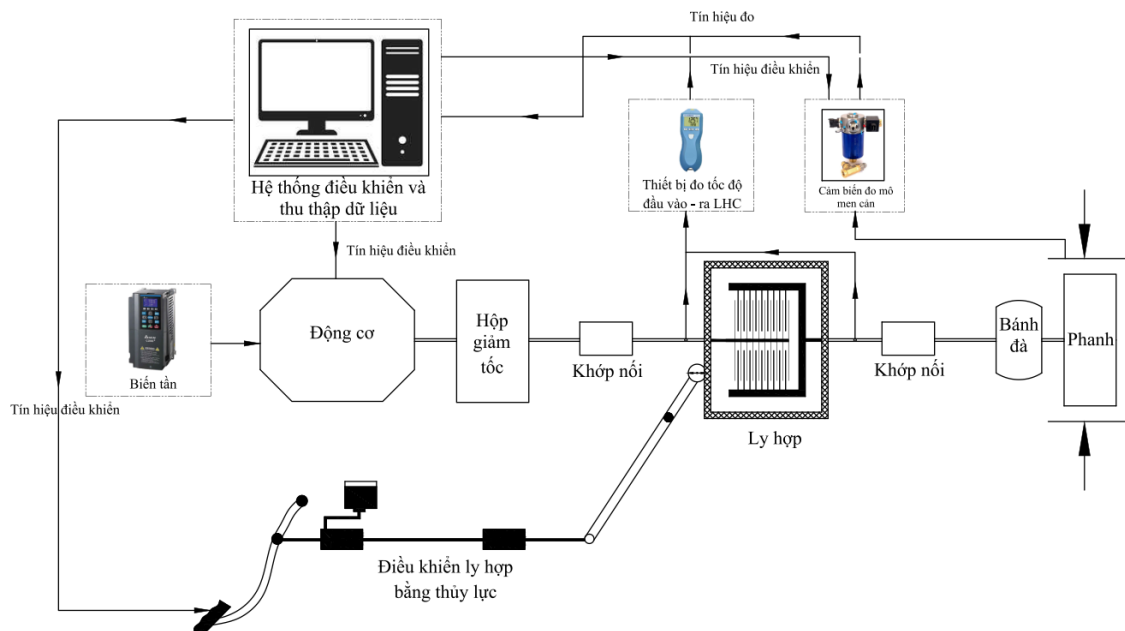
Hình 3.13. Sơ đồ bố trí tổng thể hệ thống thử nghiệm

Các cảm biến được lựa chọn phù hợp với dải đo đã xác định. Trước khi lắp đặt, chúng được hiệu chỉnh theo hướng dẫn của nhà sản xuất để bảo đảm tín hiệu đầu ra chính xác. Bộ chuyển đổi tín hiệu và bộ thu thập dữ liệu (DAQ) được cấu hình trên máy tính, trong đó tần suất làm việc của ly hợp, độ phân giải và các kênh đo được cài đặt để đáp ứng đặc tính biến thiên nhanh của các tín hiệu cơ học và điện. Mỗi kênh đo được ký hiệu rõ ràng để tránh nhầm lẫn trong quá trình kết nối.

Cuối cùng, các yêu cầu về an toàn và tổ chức nhân lực cũng được đặc biệt chú trọng. Người vận hành và giám sát được phân công rõ ràng, trong khi các thiết bị bảo vệ, che chắn, cảm biến an toàn và hệ thống ngắt khẩn cấp luôn trong trạng thái sẵn sàng nhằm hạn chế rủi ro trong quá trình thử nghiệm.

Trong sơ đồ bố trí các thiết bị đo (hình 3.14), hai thiết bị đo tốc độ OMEGA HHT-13 được bố trí: một chiếc ở phía trục chủ động (giữa ly hợp và

hộp giảm tốc) và một chiếc ở phía trục bị động ly hợp (giữa ly hợp và bánh đà). Thiết bị được sử dụng ở chế độ không tiếp xúc (tia laser); trên hai đầu trục được dán miếng phản quang có bề mặt phẳng, đủ rộng (6-12 mm) và dán chính tâm đầu trục để đảm bảo tín hiệu phản xạ ổn định tại mỗi vòng quay. Mỗi thiết bị được cố định trên giá đỡ cứng, kẹp chặt và hiệu chỉnh sao cho tia laser chiếu vuông góc hoặc gần vuông góc với mặt phản xạ (độ lệch góc $\leq 10^\circ$) và giữ khoảng cách làm việc ổn định (khoảng cách đến trục là 1 m); vị trí và gá kẹp phải hạn chế rung tương đối giữa đầu đo và trục.



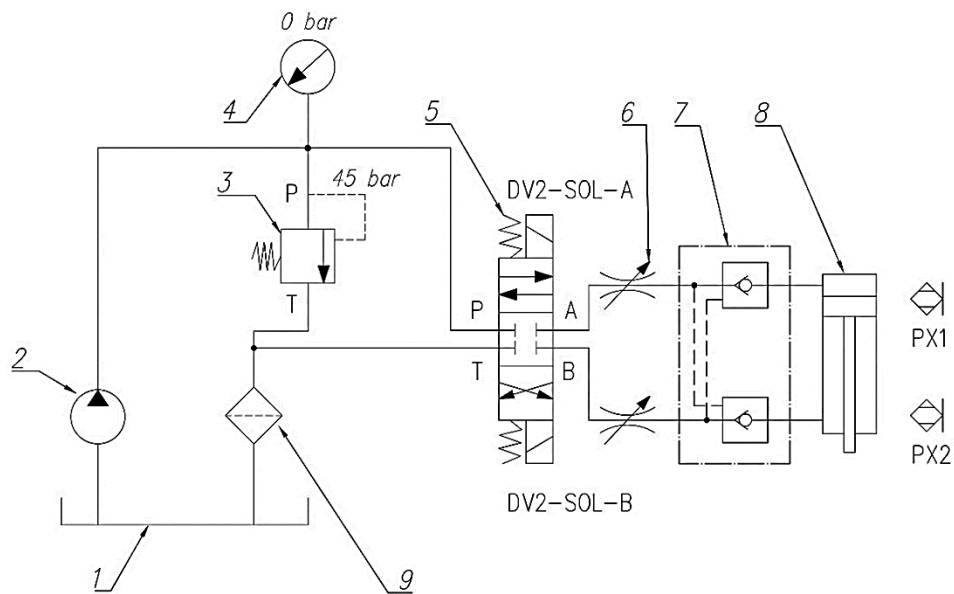
Hình 3.14. Sơ đồ bố trí các thiết bị đo

Đồng thời, cảm biến tiệm cận báo trạng thái đóng - mở ly hợp được đấu vào một kênh số riêng để đồng bộ hóa các sự kiện (sự kiện đóng - mở ly hợp chính). Tần suất lấy mẫu và xử lý trong phần mềm xử lý được cấu hình phù hợp, để tránh bỏ xung ở tốc độ cao và đảm bảo tương quan thời gian chính xác giữa tốc độ, mômen và trạng thái ly hợp.



Hình 3.15. Lắp đặt cảm biến PRT18-8DO và xy lanh điều khiển

Xy lanh thủy lực đóng vai trò như bộ chấp hành trực tiếp, được lắp đặt để điều khiển quá trình đóng mở ly hợp (hình 3.15). Chúng được cố định chắc chắn trên bệ thép hàn cứng vững, bảo đảm truyền lực chính xác và giảm thiểu sai lệch khi vận hành. Đầu cần piston của xy lanh được liên kết với tay quay bát di động của ly hợp chính thông qua khớp nối chốt, cho phép biến chuyển động tịnh tiến thành mômen để đóng-mở ly hợp. Hệ thống đường ống thủy lực được bố trí gọn, chiều dài hợp lý để hạn chế tổn thất áp suất và nâng cao độ nhạy phản ứng. Việc lắp đặt này cho phép thiết bị điều khiển Lab-Volt điều chỉnh áp suất dầu và tốc độ dịch chuyển của piston, từ đó mô phỏng chính xác chế độ làm việc của ly hợp chính trong điều kiện thử nghiệm. Hình 3.16 biểu diễn sơ đồ điều khiển thủy lực.



Hình 3.16. Sơ đồ điều khiển thủy lực

1. Thùng dầu thủy lực; 2. Bơm thủy lực; 3. Van an toàn; 4. Đồng hồ đo áp suất; 5. Van phân phối 4/3; 6. Van tiết lưu; 7. Van 1 chiều kép; 8. Xy lanh thủy lực tác động kép; 9. Bộ lọc dầu

Thiết bị điều khiển Lab-Volt được lắp đặt như một bộ phận trung tâm điều khiển quá trình đóng - mở ly hợp. Cụm thiết bị này được bố trí gần bộ thử và vị trí gá đặt xy lanh thủy lực để đảm bảo chiều dài ống dẫn dầu ngắn nhất, giúp giảm tổn thất áp suất và nâng cao độ chính xác điều khiển. Nguồn cấp điện và đường dầu áp suất được đấu nối trực tiếp từ trạm nguồn, các van phân phối và bộ tiết lưu được hiệu chỉnh theo dải áp suất yêu cầu của xy lanh chấp hành. Từ thiết bị Lab-Volt, các tín hiệu điều khiển được dẫn đến van điện từ, cho phép điều chỉnh tần suất và tốc độ dịch chuyển của xy lanh, qua đó mô phỏng chính xác quá trình đóng-mở ly hợp trong điều kiện thí nghiệm.

Tín hiệu đầu ra của thiết bị đo được dẫn qua cáp chống nhiễu về bộ DAQ (NI-USB-6009), mỗi kênh được gán cho một tín hiệu xung riêng để phần mềm ghi nhận và chuyển đổi thành tốc độ (vòng/phút) theo thời gian thực (hình 3.17).



Hình 3.17. Kết nối các thiết bị đo và cảm biến với bộ NI-USB 6009

3.4.2. Mức tải trọng, số lượng mẫu thử nghiệm và tiêu chuẩn đánh giá

Trong quá trình làm việc, xe tăng đóng - mở ly hợp chính khi khởi hành, chuyển số, hiện tượng trượt cũng xảy ra trong quá trình này. Khi trượt ly hợp, đĩa ma sát bị mài mòn và sinh nhiệt. Giai đoạn ly hợp đã đóng hoàn toàn không phát sinh lượng mòn. Thời gian nghỉ giữa các lần đóng - mở là rất lớn. Việc tăng tần suất đóng - mở ly hợp lên gấp nhiều lần trên bộ thử so với điều kiện làm việc thông thường nhằm rút ngắn thời gian nghỉ.

Dựa theo lý thuyết mòn Archard: Tốc độ mòn và chiều cao mòn tỷ lệ thuận với lực pháp tuyến F_n và quãng đường trượt S . Khi tăng lực ép hoặc mô men cản M_c trên bộ thử lên cao hơn so với điều kiện làm việc bình thường, ta đang trực tiếp tăng áp suất tiếp xúc trung bình p trên bề mặt đĩa ma sát. Điều này làm tăng mật độ tiếp xúc thực tế của các nhấp nhô bề mặt, đẩy nhanh tốc độ mài mòn.

Thông qua các phân tích ở trên, luận án lựa chọn tần suất làm việc và mô

men cản quy dẫn về trục bị động của ly hợp chính là tải trọng tăng cường cho thử nghiệm đánh giá độ bền mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55. Trên cơ sở tính toán đã thực hiện ở phần trước, xác định được giá trị các tải trọng tăng cường như sau: Tần suất đóng-mở ly hợp chính 1,5 phút/lần (một chu kỳ đóng mở là 4/3 phút), tương đương số lần đóng - mở trong 1 ngày (24 giờ) là 960 lần/ngày, so với tần suất đóng mở theo thực tế là 36 lần/ngày, hệ số tăng cường trong trường hợp này là 26,7. Mô men cản quy dẫn về phần bị động ly hợp tăng lần lượt ở các mức tải là 120%, 150% và 175%. Số lượng mẫu thử ở mỗi mức tải lần lượt là 10 mẫu (Bảng 3.10).

Bảng 3.10. Mức tải và số lượng mẫu thử nghiệm

TT	Mức tải tăng cường	Tần suất đóng-mở ly hợp chính (lần/ngày)	Mô men cản quy dẫn về phần bị động ly hợp (Nm)	Số lượng mẫu
1	Thấp M_{c1} (120%)	960	26,58	10
2	Trung bình M_{c2} (150%)	960	33,23	10
3	Cao M_{c3} (175%)	960	38,76	10

Tiêu chuẩn xác định đĩa ma sát ly hợp chính bị hỏng được quy định rõ để bảo đảm tính thống nhất của kết quả đo (bảng 3.11). Cụ thể, độ mòn đĩa ma sát được theo dõi trực tiếp bằng thước đo chính xác, cứ sau 500 chu kỳ đóng - mở ly hợp lại tiến hành kiểm tra một lần; khi chiều dày lớp ma sát bị giảm quá 0,175 mm trên mỗi mặt so với kích thước ban đầu, đĩa được coi là đạt giới hạn hỏng và phải dừng sử dụng [2]. Quy định này được áp dụng cho tất cả các đĩa ma sát trong bộ ly hợp và là căn cứ để quyết định thời điểm thay thế, bảo đảm tính lặp lại của các lần thử nghiệm tiếp theo và tránh gây sai lệch do đặc tính ma sát thay đổi vượt quá ngưỡng cho phép.

Bảng 3.11. Tiêu chuẩn đánh giá hư hỏng do mòn đối với đĩa ma sát

Tham số	Tiêu chuẩn đánh giá đĩa ma sát hỏng	Phương pháp đo	Ghi chú
Độ mòn đĩa ma sát	$\Delta_{gh} > 0,175 \text{ mm}$	Gián tiếp	Sau 500 chu kỳ tiến hành đo 1 lần

3.4.3. Tổ chức thử nghiệm

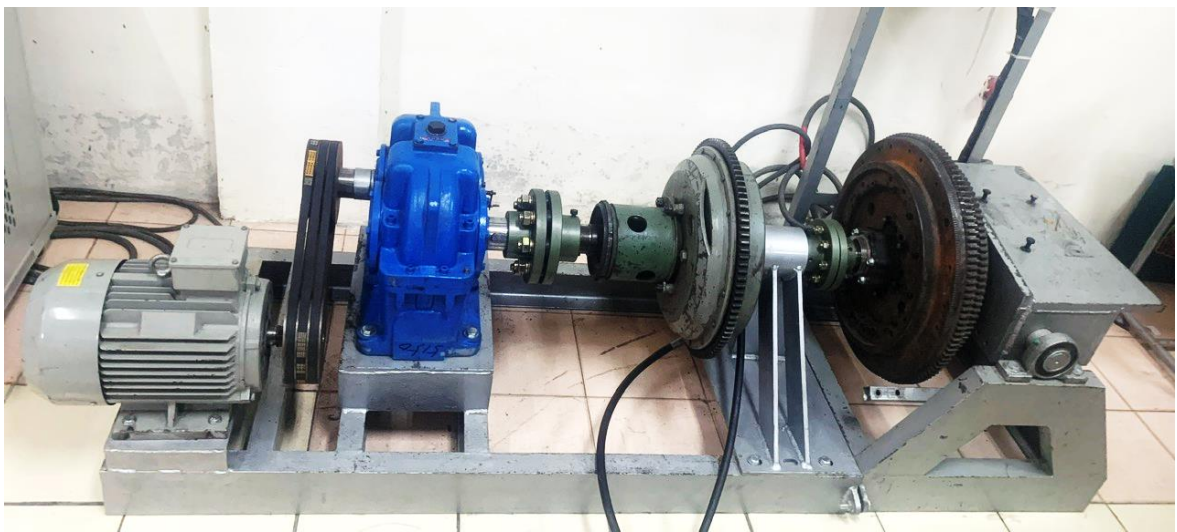


Hình 3.18. NCS báo cáo thử nghiệm có sự tham gia của các chuyên gia

Quá trình nghiên cứu, xây dựng mô hình và chế tạo thiết bị thử nghiệm đánh giá độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 được thực hiện tại phòng trang bị của Bộ môn Tăng thiết giáp. Báo cáo kết quả thử nghiệm được tổ chức vào ngày 03/7/2025, cùng với sự chứng kiến và đóng góp ý kiến của các chuyên gia (hình 3.18).

Thử nghiệm kết thúc khi tất cả các mẫu thử bị hư hỏng, thời gian hư hỏng (số chu kỳ đóng-mở ly hợp) là một biến ngẫu nhiên. Ở mỗi mức tải trọng, các mẫu thử lần lượt được đưa vào thiết bị và tiến hành chạy thử nghiệm đến khi hư hỏng. Sau khi hết số lượng mẫu thử ở mức thấp, chuyển sang thử nghiệm các mẫu ở mức tải trọng cao hơn. Quá trình thử nghiệm được tiến hành cụ thể theo các bước:

Bước 1: Chuẩn bị mẫu thử và thiết bị thử nghiệm (hình 3.19). Kiểm tra, hiệu chỉnh toàn bộ hệ thống truyền động, bộ ly hợp, các thiết bị đo tốc độ, cảm biến điều khiển ly hợp chính, mômen và hệ thống thu thập dữ liệu. Chuẩn bị các mẫu đĩa ma sát đã được đo và ghi nhận chiều dày ban đầu; phân nhóm theo từng mức tải trọng dự kiến. Cài đặt thông số vận hành của thiết bị: tốc độ quay đầu vào, tần suất đóng-mở ly hợp, áp suất dầu điều khiển và giá trị tải tương ứng từng mức.



Hình 3.19. Thiết bị thử nghiệm độ bền mòn đĩa ma sát ly hợp chính

Bước 2: Lắp đặt và khởi động. Lắp đĩa ma sát của vào cụm ly hợp, bảo đảm đồng trục và độ siết chặt theo yêu cầu. Khởi động hệ thống, vận hành không tải ngắn để kiểm tra khả năng làm việc của hệ thống thử nghiệm, tín hiệu cảm biến và độ ổn định cơ khí.

Bước 3: Bắt đầu tiến hành thử nghiệm. Cho hệ thống hoạt động theo chế độ đóng - mở ly hợp tự động, duy trì tốc độ và tải trọng đã đặt. Theo dõi liên tục các thông số vận hành (tốc độ, nhiệt độ, áp suất, số chu kỳ). Khi phát hiện đĩa ma sát đạt giới hạn mòn ($\Delta_{gh} = 0,175$ mm mỗi mặt) hoặc xuất hiện hiện tượng trượt không kiểm soát, dừng thiết bị và ghi nhận thời gian hư hỏng (tương ứng số chu kỳ đóng-mở).

Bước 4. Lặp lại và chuyển mức tải. Tiếp tục lắp các mẫu thử còn lại trong cùng mức tải trọng, tiến hành thử nghiệm tương tự cho đến khi toàn bộ mẫu của mức này hư hỏng và được ghi nhận. Sau khi hoàn thành nhóm tải thấp, tăng tải trọng lên mức kế tiếp, hiệu chỉnh thông số thiết bị, rồi lặp lại quá trình từ bước 1 tới bước 3 cho các mẫu mới.

Bước 5: Kết thúc và xử lý dữ liệu. Khi toàn bộ các mẫu của tất cả mức tải trọng đều đã hư hỏng, kết thúc chương trình thử nghiệm. Tổng hợp, kiểm tra và xử lý dữ liệu thống kê.

Kết luận chương 3

Chương 3 đã tính toán lý thuyết, thiết kế và lựa chọn thiết bị cho bộ thử nghiệm, nhằm đánh giá tuổi thọ và độ mòn của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55. Kết quả cụ thể:

1. Từ việc phân tích, thiết lập các giả thiết và dữ liệu ban đầu, luận án đã xác định các thông số làm việc của ly hợp chính trên xe tăng T55, gồm: Lực tác dụng lên tay quay đĩa di động; mô men ma sát của ly hợp chính; mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp. Đồng thời, thông qua lý thuyết đồng dạng, đã tính toán quy đổi các thông số làm việc từ hệ thống truyền lực trên xe tăng T55 sang bộ thử nghiệm tăng cường (mô men xoắn và số vòng quay lớn nhất của động cơ, mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp, lực tác dụng và hành trình tay quay đĩa di động). Điều này đảm bảo cho quá trình thử nghiệm tăng cường trên bộ thử phản ánh đúng bản chất vật lý và cường độ mòn diễn ra trong điều kiện khai thác thực tế.

2. Trên cơ sở các thông số đã tính toán được, luận án đã thiết kế, xây dựng và lắp đặt hoàn chỉnh bộ thử nghiệm tăng cường dành riêng cho ly hợp chính xe tăng T55. Giải pháp thiết kế này đáp ứng tốt khả năng tái tạo mô men cản quy dẫn về trục bị động ly hợp tương đương chế độ làm việc khắc nghiệt

nhất. Bộ thử không chỉ đảm bảo độ cứng vững, ổn định khi làm việc ở chế độ tải trọng va đập và dao động, mà còn cho phép tự động hóa quá trình đóng - mở ly hợp với độ chính xác cao.

3. Đã xây dựng phương án bố trí các thiết bị đo lường, phân bố các mức tải trọng thử nghiệm (thấp, trung bình và cao) và xác định số lượng mẫu thử cần thiết (mỗi mức tải trọng 10 mẫu). Xây dựng tiêu chuẩn đánh giá (độ mòn giới hạn $\Delta_{gh} = 0,175$ mm) và quy trình thử nghiệm bài bản, chính xác, chặt chẽ là cơ sở để loại trừ sai số hệ thống, đảm bảo dữ liệu thực nghiệm thu được có độ tin cậy và chính xác cao.

Các kết quả nghiên cứu của chương này, được sử dụng để kiểm chứng, hiệu chỉnh mô hình toán học và mô phỏng, từ đó đưa ra các đánh giá toàn diện về độ bền mòn và khả năng thay thế của đĩa ma sát ly hợp chính chế tạo trong nước so với đĩa ma sát nguyên bản sẽ được thực hiện ở Chương 4.

CHƯƠNG 4. KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA ĐỘ MÒN ĐẾN TUỔI THỌ ĐĨA MA SÁT LY HỢP CHÍNH

4.1. Khảo sát độ mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 bằng phương pháp lý thuyết kết hợp mô phỏng

4.1.1. Khảo sát trạng thái làm việc của ly hợp trong giai đoạn thứ nhất quá trình khởi hành và tăng tốc

Bảng 4.1 biểu diễn các số liệu cần thiết phục vụ tính toán và đã được xác định ở Chương 3.

Bảng 4.1. Thông số tính toán quá trình khởi hành xe tăng

STT	Tên gọi	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Hệ số dự trữ mô men của ly hợp	β	2,63	
2	Hệ số ảnh hưởng khối lượng chuyển động quay	δ_0	1,3314	
3	Lực kéo đơn vị lớn nhất ở số truyền đang xét	f_{dmax}	0,273	
4	Hệ số cản chuyển động tổng cộng	f_c	0,06	
5	Mô men xoắn lớn nhất của động cơ	M_{dmax}	2015	Nm
6	Mô men quán tính quy dẫn về trục khuỷu động cơ (động cơ và phần chủ động của LHC)	I_{d0}	9,731	Nms ²
7	Vận tốc góc ban đầu của các chi tiết chủ động khi đóng LHC ứng với số vòng quay tính toán của động cơ	ω_0	209,4	rad/s
8	Mô men ma sát	M_{ms}	3571,4	Nm

Gia tốc của xe tăng ở giai đoạn tăng tốc thứ nhất được tính bằng [14]:

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta_0} (\beta \cdot f_{dmax} - f_c) \quad (4.1)$$

Trong đó: $\ddot{x}$ là gia tốc của xe tăng ở giai đoạn khởi hành (m/s²); f_{dmax} là giá trị lớn nhất của lực kéo đơn vị của xe tăng ở số truyền đang xét; δ_0 là hệ số ảnh hưởng bởi khối lượng quay khi ly hợp mở; f_c là hệ số cản chuyển động tổng

cộng ($f_c = \sin \alpha + f \cdot \cos \alpha$ với f là hệ số cản lăn, α là góc dốc); β hệ số dự trữ mô men của ly hợp.

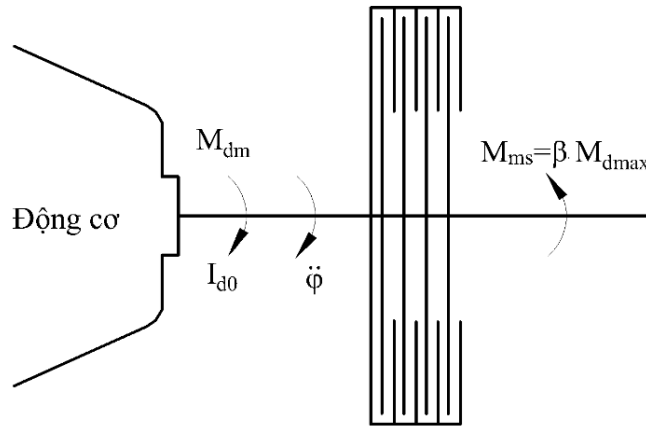
Thay các giá trị đã biết vào công thức (4.1) ta tính được:

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta_0} (\beta \cdot f_{d\max} - f_c) = \frac{9,81}{1,3314} (2,63 \cdot 0,273 - 0,06) \approx 4,85 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

Vận tốc chuyển động của xe tăng được xác định là:

$$v = 3,6 \cdot \ddot{x} \cdot t \quad (4.2)$$

Trong đó: t là giá trị thời gian tức thời ở giai đoạn khởi hành (s).



Hình 4.1. Mô men tác dụng lên phần chủ động của ly hợp chính

Theo nguyên lý Đalămbe, phương trình chuyển động của các chi tiết phần chủ động của ly hợp chính, chịu tác dụng của các mô men như mô tả trên hình 4.1 [14, 19]:

$$M_d + I_{d0} \cdot \ddot{\varphi}_{cd} = \beta \cdot M_{d\max} \quad (4.3)$$

Trong đó: M_d là mô men xoắn tự do của động cơ (Nm); I_{d0} là mô men quán tính tổng cộng của các chi tiết có liên hệ động học cứng với trục khuỷu động cơ khi cắt ly hợp chính (bánh đà động cơ, các chi tiết chủ động của ly hợp chính...) quy dẫn về trục khuỷu (Nms^2); $\ddot{\varphi}_{cd}$ là gia tốc chuyển động chậm dần

đều của các chi tiết phần chủ động của ly hợp (rad/s^2).

Căn cứ vào giả thiết đã đưa ra, coi $M_d = M_{d\max} = \text{const}$ trong suốt thời gian trượt ly hợp, biến đổi công thức (4.3) ta được:

$$\ddot{\varphi}_{cd} = \frac{(\beta - 1) \cdot M_{d\max}}{I_{d0}} \quad (4.4)$$

Thay các giá trị đã biết vào công thức (4.4), ta có:

$$\ddot{\varphi}_{cd} = \frac{(2,63 - 1) \cdot 2015}{9,731} \approx 337,5 (\text{rad/s}^2)$$

Các chi tiết chủ động của ly hợp sẽ chuyển động quay chậm dần với vận tốc được xác định theo phương trình:

$$\omega_{cd} = \omega_0 - \ddot{\varphi}_{cd} \cdot t \quad (4.5)$$

Trong đó: ω_0 là vận tốc ban đầu của các chi tiết chủ động khi đóng ly hợp chính (rad/s) ứng với số vòng quay tính toán n_N của động cơ (vòng/phút) (theo giả thiết, số vòng quay tính toán của động cơ ở thời điểm đóng ly hợp bằng số vòng quay ở chế độ công suất cực đại).

Gia tốc góc của các chi tiết bị động của ly hợp ở giai đoạn này cũng được xác định như sau:

$$\ddot{\varphi}_{bd} = \frac{\ddot{x} \cdot i_{tl}}{r_{cd}} \quad (4.6)$$

Biến đổi và thay giá trị các thông số đã biết vào công thức (4.6), ta được:

$$\ddot{\varphi}_{bd} = \frac{\ddot{x} \cdot i_{gt} \cdot i_{hs} \cdot i_c}{r_{cd}} = \frac{4,85 \cdot 0,72 \cdot 8,6 \cdot 71}{0,29} \approx 220 (\text{rad/s}^2)$$

Từ đó, vận tốc góc các chi tiết bị động ở giai đoạn này được xác định theo phương trình sau:

$$\omega_{bd} = \ddot{\varphi}_{bd} \cdot t \quad (4.7)$$

Trong đó: $\ddot{\varphi}_{bd}$ là gia tốc chuyển động của các chi tiết phần bị động của ly hợp (rad/s^2).

Vì ở cuối giai đoạn trượt, vận tốc góc của phần chủ động và bị động của ly hợp bằng nhau, nên từ hai phương trình (4.5) và (4.7) ta tính được khoảng thời gian trượt của các đĩa ma sát trong giai đoạn khởi hành:

$$t_{tr} = \frac{\omega_0}{\ddot{\varphi}_{cd1} + \ddot{\varphi}_{bd1}} \quad (4.8)$$

Thay giá trị của các thông số vào công thức (4.8), ta được:

$$t_{tr} = \frac{\omega_0}{\ddot{\varphi}_{cd} + \ddot{\varphi}_{bd}} = \frac{209,4}{337,5 + 220} \approx 0,4 \text{ (s)}$$

Theo tài liệu [14, 19], công trượt của ly hợp được tính theo công thức:

$$L_{tr} = M_{ms} \cdot \frac{\omega_N \cdot t_{tr}}{2} \quad (4.9)$$

Công trượt chính là phần diện tích tam giác giới hạn bởi đường vận tốc góc phần chủ động ω_{cd} và vận tốc góc phần bị động ω_{bd} , $t = 0$, $t = t_1$, được thể hiện trên hình 2.23.

Như vậy, thay các kết quả đã tính được vào công thức (4.2) ta xác định được vận tốc của xe tại thời điểm $t = 0,4 \text{ (s)}$

$$v = 3,6 \cdot \ddot{x} \cdot t = 3,6 \cdot 4,85 \cdot 0,4 \approx 6,98 \text{ (km/h)}$$

Theo [14, 19], nếu chọn $\Delta t = 2 \text{ (s)}$ thì khi đó: $\Delta v = 34,9 \text{ (km/h)}$

Như vậy, tọa độ của điểm K trên đồ thị khởi hành là: K(2; 34,9).

Phương trình đường thẳng (d1) đi qua điểm K và gốc tọa độ (0; 0) là đường biểu diễn phương trình vận tốc chuyển động thẳng của xe tăng (hay vận tốc góc các chi tiết bị động của ly hợp chính ở quá trình khởi hành và tăng tốc). Đường thẳng đó được biểu diễn như sau:

$$(d1): \omega_{bd} = 17,45.t \quad (4.10)$$

Để dựng đường thẳng biểu diễn vận tốc góc các chi tiết phần chủ động của ly hợp chính, cần phải biết 2 điểm. Điểm thứ nhất nằm trên trục tung và được xác định bởi điểm có tọa độ $(0; \omega_0) = (0; 209,4)$

Điểm thứ hai nằm trên trục hoành có tọa độ $(t_0; 0)$ và được xác định theo phương trình (4.5):

$$0 = \omega_0 - \ddot{\varphi}_{cd}.t_0$$

$$\text{Hay: } t_0 = \frac{\omega_0}{\ddot{\varphi}_{cd}} = \frac{209,4}{337,5} \approx 0,62 \text{ (s)}$$

Do đó, ta xác định được tọa độ điểm thứ hai là $(0,62; 0)$.

Như vậy, phương trình đường thẳng (d2) biểu diễn vận tốc góc phần chủ động ly hợp chính như sau:

$$(d2): \omega_{cd} = -337,7.t + 209,4 \quad (4.11)$$

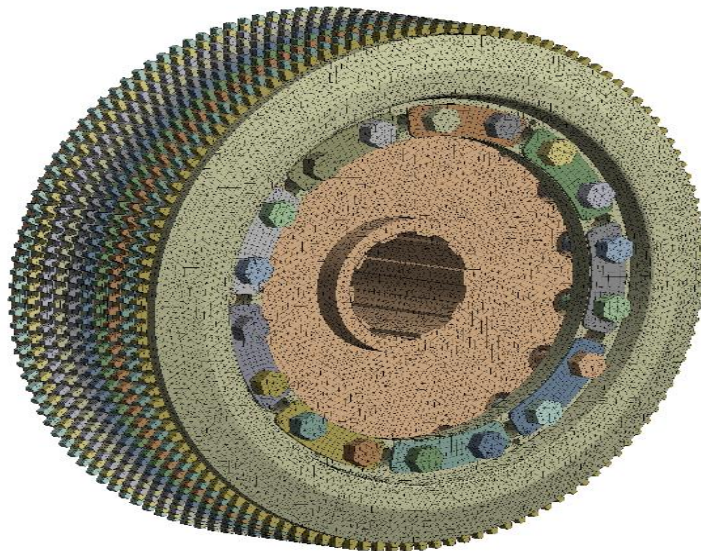
Giao điểm A của 2 đường thẳng (d1) và (d2) cho phép ta xác định thời gian t_1 của giai đoạn tăng tốc thứ nhất (khởi hành) và vận tốc v_1 của xe tăng ở cuối giai đoạn đó. Từ (4.10), (4.11) xác định được tọa độ điểm A là: $A(0,59; 10,3)$. Do đó, thời gian từ khi bắt đầu khởi hành đến khi đồng nhất về vận tốc góc giữa các chi tiết phần chủ động và bị động của ly hợp là: $t_1 = 0,59$ (s) tương với vận tốc góc bằng $10,3$ (rad/s).

Thông qua việc xây dựng được phương trình biểu diễn vận tốc góc của phần chủ động và bị động ly hợp chính và tính được thời gian t_1 , ta sẽ xây dựng được bảng thông số biểu diễn vận tốc góc phần chủ động và bị động ly hợp ở bảng 4.2.

Bảng 4.2. Bảng thông số vận tốc góc phần chủ động và bị động ly hợp

TT	Thời gian (s)	Vận tốc	
		Phần chủ động (ω_{cd} , rad/s)	Phần bị động (ω_{bd} , rad/s)
1	0	209.40	0
2	0.059	189.49	1.03
3	0.118	169.58	2.06
4	0.177	149.67	3.09
5	0.236	129.76	4.12
6	0.295	109.85	5.15
7	0.354	89.94	6.18
8	0.413	70.03	7.21
9	0.472	50.12	8.24
10	0.531	30.21	9.27
11	0.590	10.30	10.30

4.1.2. Khảo sát phân phối áp suất trên bề mặt đĩa ma sát của ly hợp chính bằng phương pháp mô phỏng trong ANSYS Workbench



Hình 4.2. Mô hình ly hợp trong ANSYS

Mô hình mô phỏng ly hợp trong ANSYS Workbench được thực hiện qua

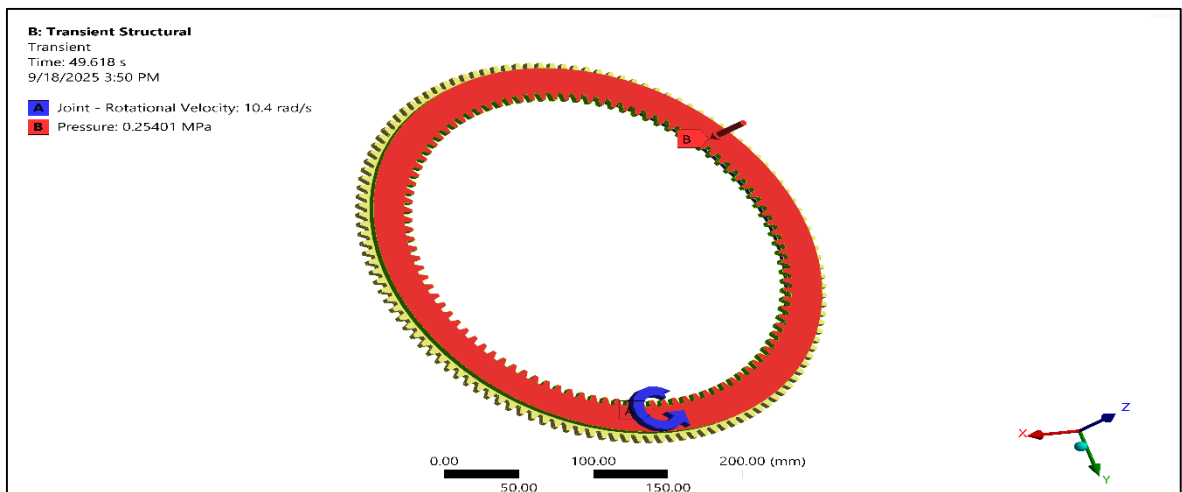
các bước chính: Xây dựng mô hình hình học của cụm ly hợp gồm đĩa chủ động, đĩa bị động và cơ cấu ép; Chia lưới phần tử 3D solid bằng phương pháp Tetrahedral kết hợp tinh chỉnh cục bộ tại bề mặt tiếp xúc; Thiết lập các điều kiện biên trong ANSYS Mechanical, bao gồm vận tốc góc ban đầu của đĩa chủ động, lực ép tác dụng lên đĩa ép, khai báo mô men cản và các ràng buộc bậc tự do; Khai báo tiếp xúc giữa hai bề mặt ma sát với hệ số ma sát lấy từ dữ liệu thực nghiệm; Giải bài toán để phản ánh sự biến đổi theo thời gian; Cuối cùng là xử lý kết quả để thu thập các đại lượng quan trọng như áp suất tiếp xúc, quãng trượt tích lũy...

Việc xây dựng mô hình (hình 4.2) được thực hiện dựa trên nguyên lý làm việc của ly hợp chính trên xe tăng T55. Quá trình mô phỏng được thực hiện bằng Ansys Mechanical, với cơ sở vật lý chính là mài mòn do trượt có thể mô tả đầy đủ bằng Định luật Archard. Mô hình mô phỏng được xây dựng theo nguyên tắc giảm thiểu chi tiết hình học không cần thiết và tận dụng tính đối xứng hình học của đĩa để giảm kích thước bài toán, từ đó đảm bảo khả năng tính toán hiệu quả mà vẫn giữ được độ chính xác tại vùng quan tâm.

Bảng 4.3. Thông số hình học của mô hình

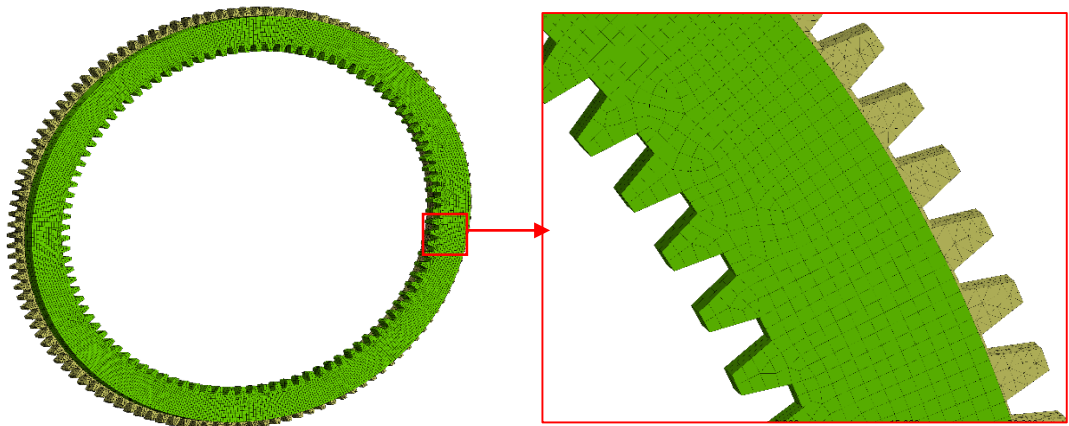
TT	Thông số	Giá trị		Đơn vị tính
		Đĩa chủ động	Đĩa bị động	
1	Đường kính ngoài	373	358	mm
2	Đường kính trong	311	296	mm
3	Độ dày	5	5	mm
4	Khối lượng	1,1612	1,1191	kg

Trong ANSYS Mechanical, tiếp xúc giữa hai đĩa được định nghĩa là Frictional Contact với hệ số ma sát $\mu = 0,18$. Một đĩa được cố định (chỉ có chuyển động quay), đĩa còn lại chịu tải dọc trục và chuyển vị quay tương đối để tạo trượt (hình 4.3).



Hình 4.3. Mô hình cài đặt ban đầu

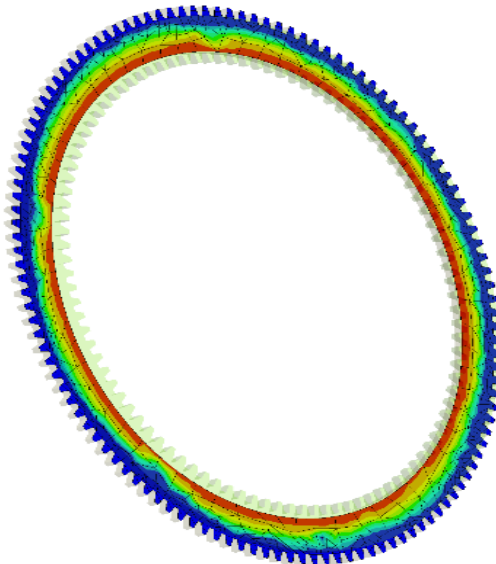
Để bảo đảm độ chính xác trong tính toán mòn, cần áp dụng lưới có mức tinh chỉnh hợp lý tại vùng tiếp xúc. Hình học được đơn giản hóa để giảm số phần tử, chỉ giữ lại các chi tiết ảnh hưởng đến ứng suất và ma sát, điều này giúp giảm đáng kể số nút và bậc tự do.



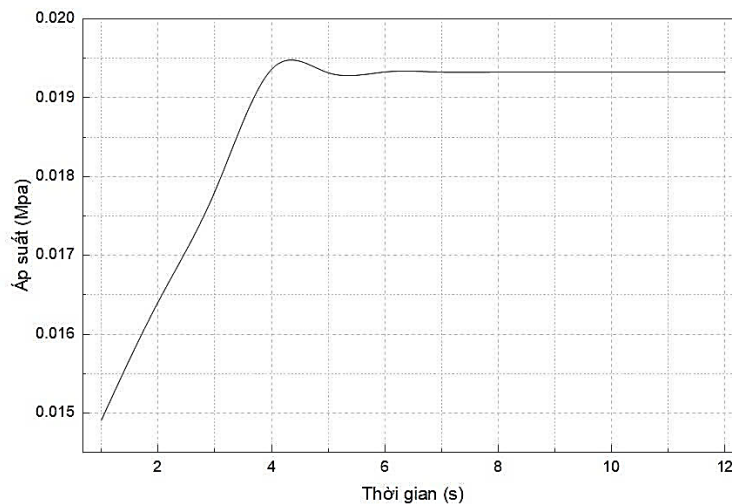
Hình 4.4. Mô hình chia lưới phần tử đĩa ma sát

Trong luận án, trên cơ sở lý thuyết đồng dạng mô hình mô phỏng được rút gọn tương đương như với mô hình thử nghiệm. Lưới 3D dạng solid được ưu tiên, với kích thước phần tử mịn hơn rõ rệt tại bề mặt ma sát và phần tử thô dần về phía vùng không chịu tải. Lưới được sinh bằng phần tử tứ diện với tổng số 400.373 nút và 191.984 phần tử (Hình 4.4).

Để tiết kiệm tài nguyên và tập trung phân tích vào khu vực quan trọng, một mô hình rút gọn chỉ còn hai đĩa ma sát được xây dựng. Cách tiếp cận này vừa đảm bảo phản ánh chính xác đặc tính tiếp xúc, vừa cho phép chia lưới dày hơn và nâng cao độ chính xác của kết quả.



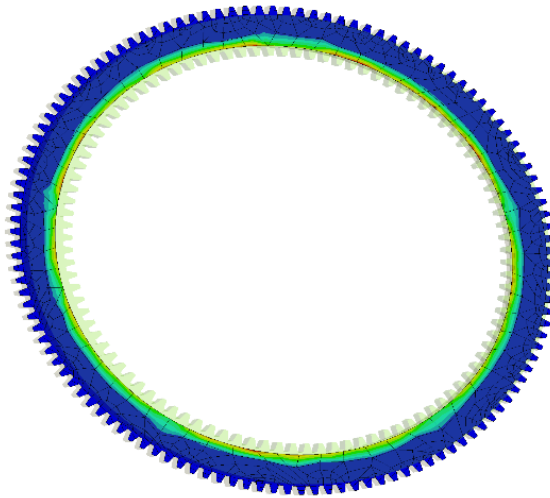
Hình 4.5. Phân phối áp suất tiếp xúc trên bề mặt ma sát



Hình 4.6. Đồ thị áp suất tiếp xúc trong 1 chu kỳ làm việc

Kết quả mô phỏng cho thấy phân phối áp suất trên bề mặt ma sát không đồng đều, tập trung cao hơn tại vùng bán kính trong (hình 4.5). Giá trị áp suất cực đại đạt khoảng 0,01933 MPa, trong khi áp suất trung bình trên toàn bộ vùng

tiếp xúc ổn định ở mức 0,00089 MPa (hình 4.6).



Hình 4.7. Phân bố ứng suất ma sát trên bề mặt tiếp xúc

Ứng suất ma sát cực đại khoảng 0,012 MPa, phản ánh lực cắt do ma sát trên bề mặt tiếp xúc và phù hợp với hệ số ma sát đã đặt. Ngoài ra, biến dạng tổng lớn nhất trên toàn mô hình đạt khoảng 14,5 mm, trong khi ứng suất chỉ ở mức cỡ 0,1 MPa, cho thấy tải trọng chủ yếu được truyền qua cơ chế ma sát mà không gây biến dạng đáng kể trong thân đĩa (hình 4.7).

4.1.3. Khảo sát độ mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55

Hiện nay, xe tăng T55 vẫn chiếm số lượng lớn trong lực lượng tăng thiết giáp của Quân đội. Nhìn chung, các xe được khai thác và sử dụng hiện nay chủ yếu ở hai loại hình đó là: Niêm cất dài hạn tại các kho và huấn luyện sẵn sàng chiến đấu tại các đơn vị. Cường độ khai thác sử dụng xe tăng T55 ở các Lữ đoàn là lớn nhất.

Do đó, nghiên cứu lựa chọn và lấy số liệu của đơn vị này làm cơ sở để tính toán. Thực tế tại các đơn vị hiện nay, chỉ có hai giai đoạn huấn luyện kỹ chiến thuật trong một năm (giai đoạn 1: Tháng (4 ÷ 6); Giai đoạn 2: Tháng (10 ÷ 12)). Qua khảo sát thực tế tại các đơn vị Tăng thiết giáp, thống kê đối với xe tăng T55 thể hiện ở bảng 4.4 dưới đây.

Bảng 4.4. Thông số khảo sát xe tăng T55 tại đơn vị

TT	Thông số	Giá trị	Đơn vị tính	Ghi chú
1	Tổng số xe T55	94	xe	
2	Số xe huấn luyện chiến đấu	18	xe	
3	Định mức sử dụng hàng năm đối với nhóm xe huấn luyện chiến đấu	320	km/xe/năm	
4	Định mức sử dụng hàng năm đối với nhóm xe sẵn sàng chiến đấu	40	km/xe/năm	

Căn cứ vào số liệu thống kê thực tế tại đơn vị, xuất phát từ kế hoạch huấn luyện chiến đấu hàng năm của đơn vị tăng thiết giáp, ta xây dựng được bảng 4.5 thống kê cường độ sử dụng xe hàng năm. Làm cơ sở để xác định số lần trượt trung bình khi khởi hành xe trong một năm.

Bảng 4.5. Cường độ sử dụng xe tăng T55 của H01
(Số xe huấn luyện chiến đấu: 18 xe)

Tháng	Số km sử dụng trong tháng (km)	Số lượt khởi hành xe trong ngày	Số ngày sử dụng xe trong tháng (ngày)
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	0	0
4	2.981	1.215	22
5	3.240	1.312	20
6	4.160	1.361	21
7	0	0	0
8	0	0	0
9	0	0	0
10	3.175	1.231	17
11	3.964	1.426	22
12	3.240	1.231	21
T. bình	1.730	648	10,25

- *Xác định số lượt khởi hành xe trung bình trong một năm*

Trung bình số lần xảy ra trượt ở chế độ khởi hành xe trong khoảng thời gian khai thác xe thực tế trong một năm χ_{tr} được xác định bằng công thức:

$$\chi_{tr} = 12 \cdot n_{kh} \cdot m_{ng} \quad (4.12)$$

Trong đó: n_{kh} là số lượt khởi hành xe trung bình trong một ngày, $n_{kh} = 36$ (lượt); m_{ng} là số ngày trung bình khai thác xe trong một tháng, $m_{ng} \approx 11$ (ngày).

Do vậy, thay giá trị của các thông số vào công thức (4.12), tính được số lượt khởi hành xe trung bình trong một năm là: $\chi_{tr} = 4.752$ (lượt).

Từ kết quả mô phỏng, xác định được áp suất tiếp xúc lớn nhất sinh ra trên bề mặt đĩa ma sát tính theo phương hướng kính: $P_{tb} = 1,933.10^4$ (N/m²).

- *Xác định tổng góc trượt chênh lệch giữa đĩa ma sát chủ động và đĩa ma sát bị động* $\sum_{\Delta t} \Delta\omega_r(t) \cdot \Delta t$

Từ phân tích ở mục 2.4.3, $\Delta\omega_r(t)$ là chênh lệch vận tốc góc giữa đĩa ma sát chủ động và bị động; Δt là bước thời gian ($\Delta t = 0,059$ (s)). Từ bảng 4.2, ta xác định được:

Chênh lệch vận tốc góc lớn nhất $\Delta\omega_{max}$ tại $t_0 = 0$ (s):

$$\Delta\omega_{max} = \omega_{cd}(0) - \omega_{bd}(0) = 209.40 - 0 = 209.4 \text{ (rad/s)}$$

Chênh lệch vận tốc góc nhỏ nhất tại $t_{10} = 0,59$ (s) (thời điểm đồng tốc):

$$\Delta\omega_{min} = \omega_{cd}(0.59) - \omega_{bd}(0.59) = 10.3 - 10.3 = 0 \text{ (rad/s)}$$

Tổng thời gian trượt: $t_{tr} = 0,59$ (s)

Khi đó, tổng góc trượt chênh lệch giữa đĩa ma sát chủ động và đĩa ma sát bị động là:

$$\sum_{\Delta t} \Delta \omega_r(t) \cdot \Delta t = \int_0^{0.590} \Delta \omega_r(t) dt = \frac{1}{2} \cdot \Delta \omega_{max} \cdot t_{tr}$$

Thay số ta được: $\sum_{\Delta t} \Delta \omega_r(t) \cdot \Delta t = \frac{1}{2} \cdot 209,4 \cdot 0,59 = 61,773 \text{ (rad)}$

- *Xác định hệ số mài mòn K*

Đối với thép 65Mn, hệ số mài mòn trung bình K nằm trong khoảng $(0,5 \div 8) \cdot 10^{-14} \text{ (m}^3/\text{N.m)}$ tùy chế độ tải trọng và độ cứng bề mặt [117, 118]. Trong phạm vi tính toán của luận án chọn $K = 6 \cdot 10^{-14} \text{ (m}^3/\text{N.m)}$, đây là hệ số xác định từ thực nghiệm khi đo nhiều lần mài mòn trên thiết bị với cùng một áp lực, cùng khoảng thời gian và xác định lượng mòn sau mỗi lần đo.

Từ công thức (2.46) thay các giá trị đã biết ở trên, ta xác định được chiều cao mòn trong một lần khởi hành:

$$h_m = 6 \cdot 10^{-14} \cdot 1,933 \cdot 10^4 \cdot 0,167 \cdot 10^3 \cdot 61,773 \approx 1,196 \cdot 10^{-5} \text{ (mm)}$$

- Độ mòn giới hạn cho một bề mặt đĩa ma sát được xác định theo Bảng 3.11 là: $\Delta_{gh} = 0,175 \text{ (mm)}$.

Theo công thức (2.49), thời gian khai thác xe tăng tính theo năm được xác định như sau:

$$\zeta_{gh} = \frac{\Delta_{gh}}{\chi_{tr} \cdot h_m} = \frac{0,175}{4752 \cdot 1,196 \cdot 10^{-5}} \approx 3,079 \text{ (năm)}$$

Theo bảng 4.5, ta có thể tính tuổi thọ theo số km xe chạy như sau:

$$T = \zeta_{gh} \cdot \frac{1730 \cdot 12}{18} = 3,079 \cdot 1153,3 \approx 3551 \text{ (km)}$$

Như vậy, số chu kỳ làm việc cho tới khi đĩa ma sát hỏng:

$$TTTB = \zeta_{gh} \cdot \chi_{tr} = 4752 \cdot 3,079 \approx 14631 \text{ (chu kỳ)}$$

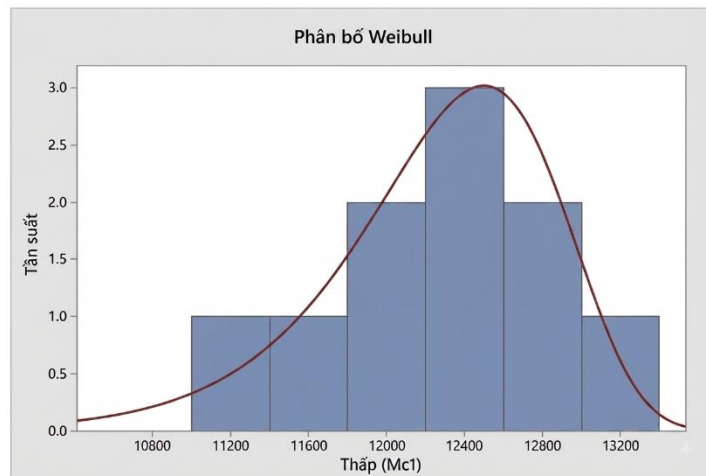
4.2. Nghiên cứu thực nghiệm ảnh hưởng của độ mòn đến tuổi thọ đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55

Sau khi tiến hành các thử nghiệm, kết quả số lần đóng mở ly hợp đến khi hỏng ở các mức tải được thể hiện trên bảng 4.6 (sắp xếp theo thứ tự tăng dần).

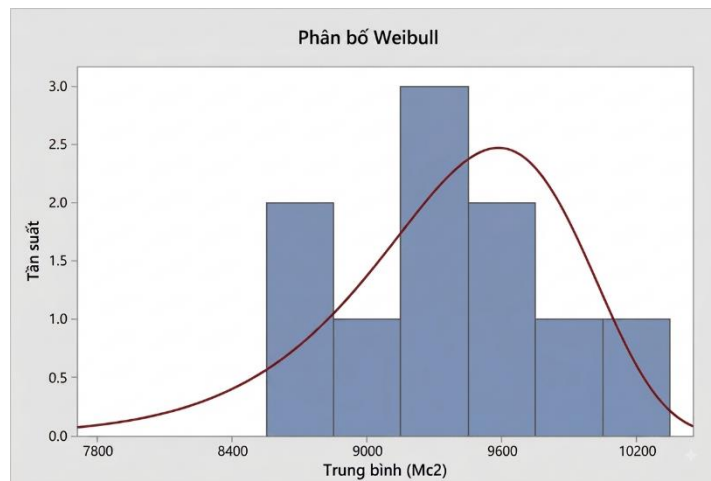
Bảng 4.6. Kết quả thử nghiệm tăng cường

TT	Mức tải (M_c)		
	Thấp	Trung bình	Cao
1	11340	8570	6490
2	11630	8760	6860
3	11850	9010	7070
4	11920	9150	7200
5	12200	9290	7410
6	12350	9440	7460
7	12490	9650	7550
8	12780	9710	7720
9	12920	10000	7810
10	13070	10140	7910

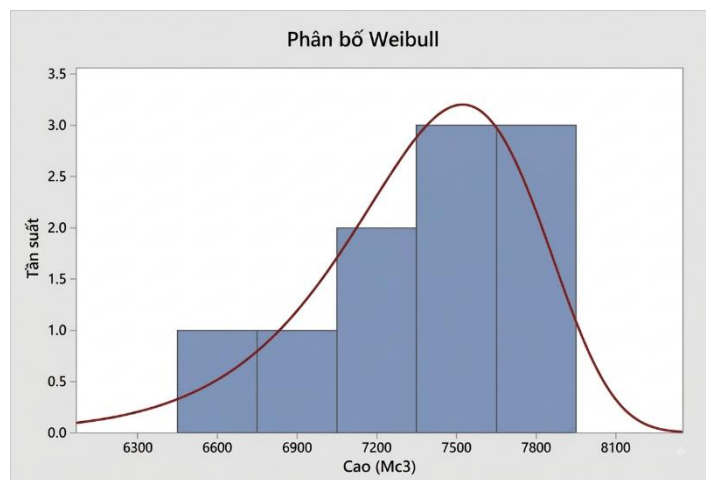
Trên cơ sở kết quả thử nghiệm thu được, bước đầu tiên là xác định phân phối xác suất phù hợp nhất với dữ liệu thu được. Sử dụng phương pháp ước lượng hợp lý cực đại (MLE) để ước lượng tham số phân phối mũ, chuẩn, Weibull, ... Sau đó sử dụng phương pháp Anderson-Darling (A-D) để kiểm tra sự phù hợp nhất của ba phân phối xác suất đã xác định ở trên. Kết quả cho thấy phân phối Weibull là phù hợp nhất với dữ liệu thu được từ các thí nghiệm. Biểu đồ tần suất của các chu kỳ ly hợp đóng - mở tương ứng với các mức tải được thể hiện ở Hình 4.8, 4.9 và 4.10. Hình 4.11 thể hiện hàm mật độ xác suất (PDF) của phân phối Weibull. Các tham số của phân phối Weibull được trình bày trong Bảng 4.7.



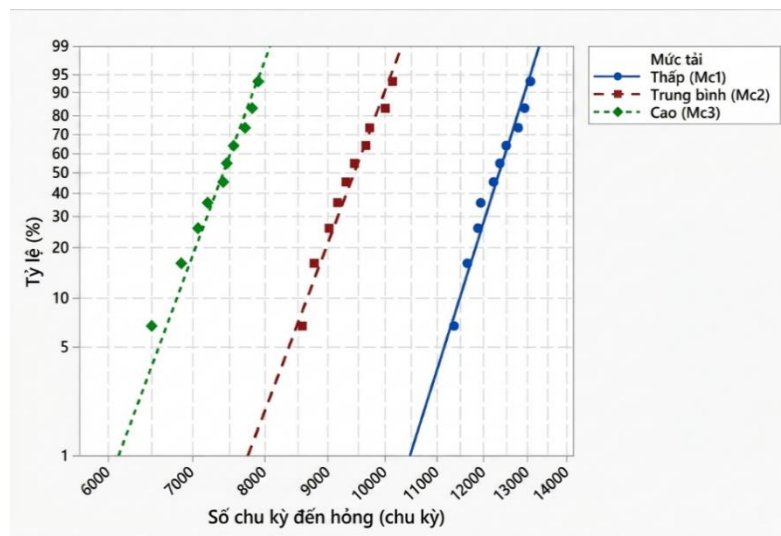
Hình 4.8. Biểu đồ tần suất ở mức tải thấp



Hình 4.9. Biểu đồ tần suất ở mức tải trung bình



Hình 4.10. Biểu đồ tần suất ở mức tải cao



Hình 4.11. Hàm mật độ xác suất (PDF) của phân phối Weibull

Bảng 4.7. Các tham số của phân phối Weibull

Mức tải trọng (M_c)	Tham số hình dáng (β)	Tham số tỉ lệ (η)
Thấp	26	12518
Trung bình	22	9605
Cao	23	7539

Bước tiếp theo là xác định các tham số của mối quan hệ tuổi thọ-tải trọng. Về mặt lý thuyết, tải trọng gia tăng trên bề mặt chủ yếu là tải trọng cơ học như: Lực ép, công trượt riêng, mômen ma sát và tần suất đóng mở ly hợp. Thay vì dùng mô hình Arrhenius thường chỉ áp dụng cho hiện tượng lão hóa do tải nhiệt thuần túy, mô hình Luật công suất nghịch đảo là phù hợp nhất để mô tả mối quan hệ phi tuyến giữa tuổi thọ (hay thời gian đến khi hỏng) và tải trọng cơ học. Đồng thời, do sự mài mòn đĩa ma sát là một quá trình tích lũy hư hỏng bề mặt vật lý, phân phối Weibull với tham số hình dạng β được sử dụng để phản ánh chính xác giai đoạn mòn tăng dần theo thời gian, điều mà các phân phối chuẩn hay phân phối mũ không thể hiện được.

Như vậy, mô hình luật công suất nghịch đảo kết hợp phân phối Weibull là công cụ duy nhất thỏa mãn đồng thời ba điều kiện: Giữ nguyên cơ chế mòn khi gia tăng tải trọng, mô tả chính xác quy luật mòn cơ học theo hàm lũy thừa

ứng suất, và cho phép ngoại suy chính xác tuổi thọ làm việc của đĩa ma sát trên xe tăng T55 thực tế khi độ mòn đạt tới giới hạn Δ_{gh} .

Do đó, mô hình luật công suất nghịch đảo (IPL) là mô hình phù hợp và linh hoạt nhất cho các thử nghiệm với tải trọng cơ học. Do đó, trong nghiên cứu này IPL được sử dụng để ngoại suy tham số độ tin cậy ở điều kiện hoạt động bình thường. Mô hình IPL-Weibull về mối quan hệ tuổi thọ - tải trọng được xác định bằng cách đặt $\eta = L(M_c)$:

$$\eta = L(\psi) = \frac{C}{M_c^n} \quad (4.13)$$

Mối quan hệ được tuyến tính hóa bằng cách lấy logarit tự nhiên của cả hai vế trong mô hình IPL-Weibull:

$$\ln(\eta) = -n \cdot \ln(M_c) + \ln(C) \quad (4.14)$$

Bảng 4.8. Dữ liệu chuyển đổi của mô hình IPL-Weibull

TT	Mức tải trọng M_c (Nm)	Tham số tỷ lệ η_i	$\ln(M_c)$	$\ln(\eta_i)$
1	26,58	14180	4.04	9.43
2	33,23	10720	4.28	9.17
3	38,76	8120	4.42	8.93

Sử dụng phương pháp bình phương nhỏ nhất, mối quan hệ IPL-Weibull được thể hiện trong hình 4.12, tham số mô hình thu được là $n = 1,32$; $\ln(C) = 14,82$.

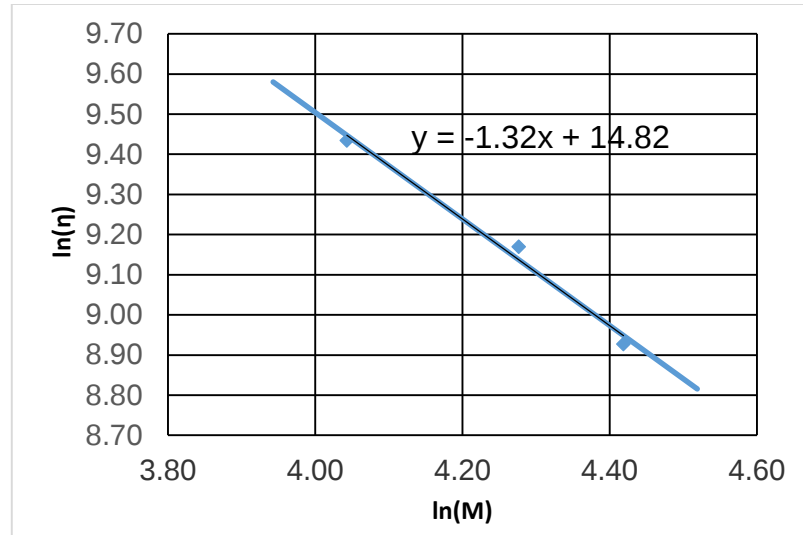
Ước lượng tham số tỷ lệ phân phối Weibull tại điều kiện làm việc bình thường (η_0) của đĩa ma sát khi đó sẽ là:

$$\eta_0 = \frac{e^{14,82}}{47,5^{1,32}} = 16711 \quad (4.15)$$

Ước lượng tham số hình dáng của phân phối Weibull (β_0) tại điều kiện làm việc bình thường của đĩa ma sát được tính theo công thức:

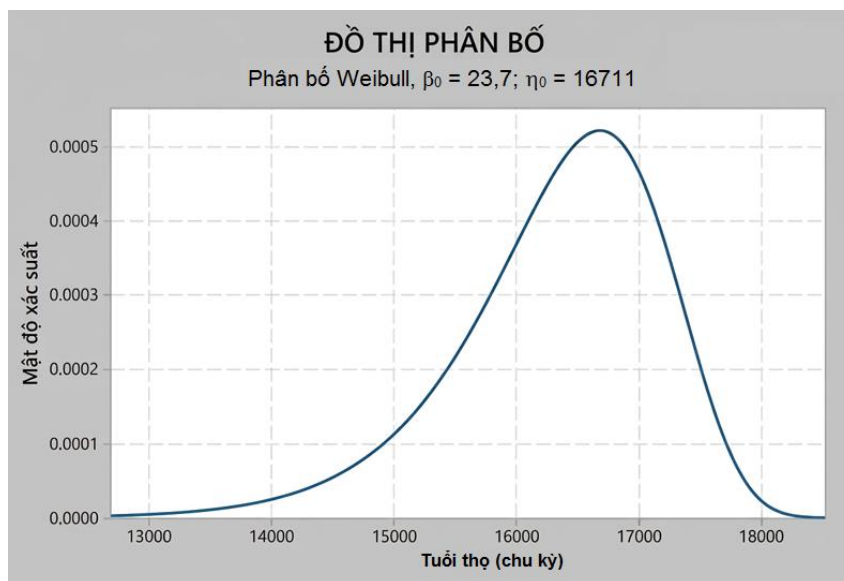
$$\beta_0 = \frac{N_i \cdot \hat{\beta}_i}{\sum N_i} \quad (4.16)$$

Trong đó: N_i là số lần hư hỏng của mẫu thử nghiệm ở mức ứng suất thứ i .



Hình 4.12. Mối quan hệ tuổi thọ - tải trọng

Tham số hình dáng của Weibull trong trường hợp này là: $N_1 = N_2 = N_3 = 10$. Thay các giá trị đã biết vào công thức, ta xác định được: $\beta_0 = 23,7$. Hàm mật độ xác suất của phân phối Weibull được biểu diễn như hình 4.13.



Hình 4.13. Đồ thị biểu diễn hàm mật độ xác suất của phân phối Weibull.

Từ đó, tuổi thọ trung bình (MTTF) của đĩa ma sát theo phân phối Weibull được xác định như sau:

$$MTTF = \eta_0 \times \Gamma\left(\frac{1}{\beta_0} + 1\right) \quad (4.17)$$

Trong đó: $\Gamma\left(\frac{1}{\beta_0} + 1\right)$ là hàm gamma ở giá trị $\left(\frac{1}{\beta_0} + 1\right)$, Giá trị hàm gamma có thể tra theo Bảng A.1 tại trang 221 của tài liệu [119]. Thay giá trị của các tham số vào công thức (4.17):

$$MTTF = 16711 \times \Gamma\left(\frac{1}{23,7} + 1\right) = 16711 \times \Gamma(1,04) = 16711 \times 0,978 = 16351$$

Như vậy, tuổi thọ làm việc trung bình (MTTF) đến khi hỏng của đĩa ma sát ly hợp chính thu được thông qua thử nghiệm trên thiết bị chuyên dụng tương đương với 16351 chu kỳ đóng mở. Chiều cao mòn sau mỗi chu kỳ đóng mở là:

$$h_m = \frac{\Delta_{gh}}{TTTB} = \frac{0,175}{16351} = 1,07 \cdot 10^{-5} \text{ (mm)}$$

Từ đó, ta xác định được tuổi thọ của đĩa ma sát theo công thức:

$$\zeta_{gh} = \frac{\Delta_{gh}}{\chi_{tr} \cdot h_m} = \frac{0,175}{4752 \cdot 1,07 \cdot 10^{-5}} = 3,442 \text{ (năm)}$$

Có thể quy đổi tuổi thọ theo số km xe chạy như sau:

$$T = \zeta_{gh} \cdot \frac{1730.12}{18} = 3442.1153,3 = 3969,8 \text{ km}$$

4.3. Đánh giá kết quả tính toán lý thuyết và thực nghiệm

Để kiểm chứng độ tin cậy của mô hình toán học đã thiết lập và xác định chính xác chất lượng của đĩa ma sát sản xuất trong nước, phải tiến hành so sánh,

đối chiếu giữa kết quả lý thuyết và đo đạc trên bộ thử nghiệm tăng cường (bảng 4.9), đây là điều hết sức cần thiết.

Bảng 4.9. Kết quả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm

Thông số	Kết quả		Sai số (%)
	Lý thuyết	Thử nghiệm	
Số chu kỳ làm việc đến hỏng (chu kỳ)	14.631	16.351	10,52
Chiều cao mòn sau mỗi chu kỳ (mm)	$1,196.10^{-5}$	$1,07.10^{-5}$	10,54
Tuổi thọ của đĩa ma sát (năm)	3,079	3,442	10,54
Quãng đường quy đổi tới hỏng (km)	3.551	3.969,8	10,54

Khoảng sai số dao động dưới 11% là một chỉ số đảm bảo trong các nghiên cứu thực nghiệm về ma sát học và mài mòn, hoàn toàn nằm trong giới hạn cho phép đối với các bài toán động lực học xe tăng. Đây là cơ sở khoa học cho thấy rằng các giả thuyết, và phương pháp tính mòn thông qua định luật Archard theo thời gian đã phản ánh chính cơ chế làm việc của ly hợp.

Dưới tác dụng liên tục của áp suất tiếp xúc lớn nhất $p_0 = 1,933.10^6 \text{ N/mm}^2$ kết hợp với dòng nhiệt cục bộ sinh ra do ma sát trượt quá độ, lớp bề mặt của đĩa ma sát sản xuất bằng thép 65Mn xảy ra hiện tượng biến cứng mạng tinh thể sau giai đoạn chạy rà. Quá trình này làm tăng độ cứng bề mặt, dẫn đến hệ số mài mòn thực tế thấp hơn so với hệ số định mức $K = 6.10^{-14} \text{ m}^3/\text{N.m}$ cố định trong mô hình toán.

Chiều cao mòn sau mỗi lần đóng mở ly hợp trong thực tế ($1,07.10^{-5} \text{ mm}$) nhỏ hơn so với lý thuyết ($1,196.10^{-5} \text{ mm}$), hệ quả kéo theo là tổng số chu kỳ đóng - mở tích lũy cho đến khi tổng lượng mòn đạt tới giới hạn cho phép Δ_{gh} trên bộ thử nghiệm (16.351 chu kỳ) có độ lớn cao hơn lý thuyết (14.631 chu kỳ). Khi quy đổi các đại lượng này sang tuổi thọ công tác (năm) và quãng đường hành tiến (km) dựa trên cường độ sử dụng xe đã thống kê thực tế (36 lần/ngày), các kết quả giữa tính toán lý thuyết với thực nghiệm tính tỷ lệ tuyến tính với

nhau (10,54 %). Sự nhất quán của các chênh lệch dữ liệu khẳng định, thử nghiệm tăng cường được xây dựng dựa trên cơ sở lý thuyết đồng dạng tại Chương 3 là chính xác, loại bỏ được các sai số ngẫu nhiên của hệ thống đo lường.

Bảng 4.10. Chu kỳ sửa chữa xe tăng T55

Tên xe	Xe mới			Xe qua sửa chữa ở Việt Nam		
	Từ bắt đầu sử dụng đến sửa chữa vừa (km)	Từ SCV đến SCL (km)	Từ bắt đầu sử dụng đến sửa chữa lớn (km)	Từ bắt đầu sử dụng đến sửa chữa vừa (km)	Từ SCV đến SCL (km)	Từ bắt đầu sử dụng đến sửa chữa lớn (km)
T55	4000	3000	7000	3000	2000	5000

Qua tính toán lý thuyết và thực nghiệm vận hành dưới tần suất đóng - mở ly hợp liên tục, cường độ cao (hệ số tăng cường 26,7 lần) cho thấy các chỉ số tuổi thọ của đĩa ma sát sản xuất tại Việt Nam đạt được (3.969,8 km) so với tiêu chuẩn thực tế của đĩa ma sát nguyên bản sản xuất tại Nga (4000 km) được cho ở Bảng 4.10 [9] là nhỏ hơn nhưng không đáng kể (số liệu được tra tính từ khi bắt đầu sử dụng đến sửa chữa vừa, đạt độ mòn giới hạn $\Delta_{gh} = 0,175$ mm, trang 129 tài liệu [2]).

Vì vậy, có thể khẳng định sản phẩm đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 chế tạo tại Việt Nam, có thể đáp ứng các tiêu chuẩn động lực học, có khả năng làm việc ổn định, mòn đều, không nứt vỡ, đủ điều kiện đưa vào sản xuất hàng loạt thay thế cho các đĩa ma sát nguyên bản nhập khẩu của Nga.

Kết luận chương 4

Thông qua việc kết hợp giữa tính toán lý thuyết, mô phỏng và thực nghiệm, chương 4 này đã đạt được các kết quả cụ thể sau:

1. Đã làm rõ phân bố trường áp suất và động học mòn bằng mô phỏng số: Bằng phương pháp lý thuyết kết hợp mô phỏng, luận án đã chỉ ra quy luật phân bố áp suất tiếp xúc không đều theo phương hướng kính trên bề mặt đĩa

ma sát trong quá trình khởi hành và tăng tốc xe tăng T55.

2. Đã thu thập thành công bộ dữ liệu thử nghiệm độc lập và tin cậy: Quá trình nghiên cứu thực nghiệm trên bộ thử nghiệm tăng cường (tải trọng quy đổi đồng dạng) đã vận hành ổn định, ghi nhận chính xác các chỉ tiêu trạng thái giới hạn của đĩa ma sát chế tạo tại Việt Nam. Kết quả thực tế chỉ ra mẫu thử nghiệm đạt độ bền tích lũy lên tới 16.351 chu kỳ làm việc, tương đương tuổi thọ vận hành khai thác đạt 3,442 năm và quãng đường hành tiến đạt 3.969,8 km.

3. Sai số tương đối giữa tính toán lý thuyết và thực nghiệm dao động rất hẹp và ổn định ($\leq 11\%$). Khoảng sai số này, chứng minh việc lựa chọn mô hình tính mòn theo định luật Archard là phù hợp, đồng thời khẳng định đĩa ma sát do Việt Nam sản xuất đạt chất lượng đảm bảo, đủ điều kiện ứng dụng thay thế vật tư ngoại nhập.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

1. Kết quả đạt được và những đóng góp mới của luận án

Luận án: "Nghiên cứu độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất tại Việt Nam bằng phương pháp thử nghiệm tăng cường" đã hoàn thành đầy đủ các mục tiêu khoa học và thực tiễn đề ra. Dựa trên việc kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết cơ học ma sát và mài mòn, mô phỏng số học và thực nghiệm, luận án đã đạt được những kết quả cụ thể sau:

- Luận án đã hệ thống hóa và phân tích toàn diện các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền mòn của đĩa ma sát ly hợp chính trên xe tăng. Xây dựng mô hình toán học và vật lý dựa trên định luật mòn Archard để tính toán lượng mòn của đĩa ma sát. Thông qua mô phỏng đã giải quyết được bài toán phân bố áp suất tiếp xúc không đồng đều trên bề mặt đĩa ma sát trong giai đoạn khởi hành xe tăng, làm cơ sở tính toán độ mòn đĩa ma sát.

- Đã nghiên cứu, thiết kế và chế tạo thành công bộ thử nghiệm tăng cường khảo sát độ mòn đĩa ma sát. Hệ thống bộ thử nghiệm này tuân thủ nghiêm ngặt lý thuyết đồng dạng trong bài toán tính mòn, cho phép tái hiện chính xác chế độ tải trọng và cơ chế mòn bề mặt của đĩa ma sát trong thời gian ngắn hơn nhiều so với việc thử nghiệm trong điều kiện thực tế (hệ số tăng cường tần suất làm việc 26,7).

- Đã tiến hành thử nghiệm và thu thập được bộ số liệu tin cậy về ảnh hưởng của độ mòn đến tuổi thọ đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng. Qua phân tích, so sánh và đánh giá kết quả giữa tính toán lý thuyết và thực nghiệm cho thấy mức độ hội tụ cao. Độ sai lệch của các thông số liên quan giữa hai phương pháp (lý thuyết và thực tế): Số chu kỳ làm việc đến hỏng (14.631 chu kỳ và 16.351 chu kỳ); chiều cao mòn sau mỗi chu kỳ ($1,196 \cdot 10^{-5}$ mm và $1,07 \cdot 10^{-5}$ mm); tuổi thọ đĩa ma sát (3,079 năm và 3,442 năm). Sai số tương đối giữa tính toán lý thuyết với thử nghiệm thực tế duy trì ở mức thấp (dưới 11%), khẳng định độ tin cậy của mô hình lý thuyết đã xây dựng.

Kết quả nghiên cứu là minh chứng khoa học vững chắc khẳng định: Đĩa ma sát chế tạo trong nước hoàn toàn đáp ứng được các tiêu chuẩn khắt khe về độ bền cơ học và đặc tính mài mòn, đủ điều kiện để ứng dụng rộng rãi và thay thế sản phẩm nhập khẩu từ Nga.

Từ những kết quả đạt được, có thể rút những đóng góp mới của luận án:

- Luận án đã nghiên cứu, xây dựng một mô hình tính toán kết hợp với định luật mòn Archard, giải quyết triệt để bài toán đánh giá độ bền mòn đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55.

- Luận án đã tính toán, thiết kế, xây dựng và đưa vào vận hành bộ thử nghiệm tăng cường cho đối tượng đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T55 sản xuất tại Việt Nam tuân thủ nghiêm ngặt lý thuyết đồng dạng, tạo ra bộ công cụ đánh

giá độ bền mòn có độ chính xác cao.

2. Hướng phát triển tiếp theo của luận án

Hướng phát triển tiếp theo của luận án có thể tập trung vào việc phát triển các mô hình vật lý đa trường, đặc biệt là kết hợp bài toán tương tác cơ, nhiệt, nhằm đánh giá chính xác hiện tượng mất ổn định nhiệt đàn hồi trên bề mặt tiếp xúc của đĩa ma sát.

Đồng thời, nền tảng phương pháp luận từ nghiên cứu này sẽ là cơ sở vững chắc để tiến tới khảo sát các công nghệ xử lý bề mặt tiên tiến, hoặc phát triển các hệ vật liệu ma sát mới trên nền thép 65Mn, nhằm tối ưu hóa hơn nữa tuổi thọ phục vụ và hệ số tin cậy của các đĩa ma sát sản xuất trong nước.

DANH MỤC CÔNG TRÌNH CỦA TÁC GIẢ

1. Xuan Phong Cu, Zdenek Vintr, và Duc Son Mai (2021), *Prediction of the Lifetime of Tank Track Components Using the Accelerated Testing*, 2021 *International Conference on Military Technologies (ICMT)*, IEEE, pp. 1-6. (Scopus).
2. Mai Đức Sơn, Tô Viết Thành và Cù Xuân Phong (2021), *Nghiên cứu hiện tượng trượt của ly hợp chính xe tăng trong quá trình khai thác*, Tạp chí Khoa học công nghệ hàng hải (Hội nghị Khoa học & công nghệ Cơ khí động lực lần thứ XIV), ISSN 1859-316X, Số đặc biệt 10/2021, tr. 262-267.
3. Mai Đức Sơn, Tô Viết Thành và Cù Xuân Phong (2022), *Nghiên cứu lý thuyết phương pháp thử nghiệm tăng cường trong đánh giá tuổi thọ các chi tiết trên xe tăng thiết giáp*, Tuyển tập công trình Hội nghị khoa học các nhà nghiên cứu trẻ lần thứ XVII năm 2022, ISBN: 978 - 604 - 51 - 824 7 - 5, tr 468-476.
4. Mai Đức Sơn, Tô Viết Thành, Cù Xuân Phong và Vũ Văn Thế (2022), *Ứng dụng phương pháp thử nghiệm tăng cường trong đánh giá tuổi thọ các chi tiết trên xe xích chiến đấu*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam (Hội nghị KH&CN Cơ khí - Động lực lần thứ XV), ISSN 2615-9910, Số đặc biệt 11/2021, tr. 408-414.
5. Mai Đức Sơn, Tô Viết Thành và Cù Xuân Phong (2023), *Nghiên cứu mô hình thử nghiệm tăng cường đánh giá độ bền đĩa ma sát ly hợp chính trên xe xích quân sự*, Tạp chí Giao thông vận tải (Hội nghị KH&CN Cơ khí - Động lực lần thứ XVI), ISSN: 1859-2724, tr. 111-117.
6. Mai Đức Sơn, Cù Xuân Phong, Tô Viết Thành (2024). *Ứng dụng thử nghiệm tăng cường trong đánh giá độ bền của đĩa ma sát ly hợp chính trên xe xích quân sự*. HNKH các nhà nghiên cứu trẻ lần thứ XIX, Học Viện KTQS.
7. Xuan Phong Cu, and Duc Mai Son (2026). "An Experimental Investigation into the Durability of the Main Clutch Friction Disc in Tracked Vehicles." *Advances in Military Technology*: 83-93. (Scopus)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt

1. Nguyễn Đình Tuấn (2003), *Cấu tạo xe tăng (tập 2)*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội.
2. Nguyễn Quốc Điệt, Nguyễn Hoàng Nam, và Nguyễn Ngọc Ban (2006), *Giáo trình cơ sở khai thác xe quân sự (tập 1)*, Học viện KTQS, Hà Nội.
3. Nguyễn Anh Tuấn và Phạm Văn Hùng (2005), *Ma sát học*, NXB Khoa học & Kỹ thuật.
4. Nguyễn Trường Sinh và Nguyễn Đại Thắng (2018), "*Đánh giá chất lượng của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T54 sản xuất tại Việt Nam thông qua các yếu tố ma sát, mài mòn*", Tạp chí cơ khí Việt Nam.
5. Nguyễn Trọng Hiệp (2024), "*Chi tiết máy (tập 1)*", Nxb Bách khoa Hà Nội, Hà Nội.
6. Lê Kỳ Nam và Nguyễn Đình Tuấn (2006), "*Mô phỏng động lực học ly hợp ma sát khô, ứng dụng vào thiết kế, kiểm nghiệm ly hợp và điều khiển hệ thống truyền lực*", Tạp chí cơ khí Việt Nam.
7. Nguyễn Trường Sinh và Nguyễn Đại Thắng (2018), "*Đánh giá chất lượng của đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng T54 sản xuất tại Việt Nam thông qua các yếu tố ma sát, mài mòn*", Tạp chí cơ khí Việt Nam.
8. Tô Viết Thành và Trần Phương Huy (2020), "*Nghiên cứu nhiệt đĩa ma sát ly hợp chính xe tăng sản xuất mới tại Việt Nam*", Tạp chí cơ khí Việt Nam.
9. *Hướng dẫn Điều lệ Công tác kỹ thuật QĐNDVN* (2012), Bộ Quốc phòng, Hà Nội.
10. Hoàng Giang Nam, cùng cộng sự. (2021), "*Ứng dụng mô hình Markov nghiên cứu đánh giá tình trạng kỹ thuật cơ cấu phanh chính trên hệ thống phanh thủy khí*", Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải(10), pp. 337-341.
11. Nguyễn Anh Tuấn và Nguyễn Văn Thêm (1990), *Kỹ thuật ma sát và biện pháp nâng cao tuổi thọ thiết bị*, NXB Khoa học & Kỹ thuật.
12. Nguyễn Trường Sinh, Lê Công Ích, và Đỗ Văn Quỳnh (2019), *Giáo trình ma sát, mài mòn và bôi trơn kỹ thuật*, Nxb QĐND, Hà Nội.
13. Nguyễn Văn Luận và Lê Kỳ Nam (1999), *Kết cấu và tính toán xe tăng thiết giáp*, Học viện KTQS, Hà Nội.

14. Lê Trung Dũng, Nguyễn Minh Tân, và Cù Xuân Phong (2023), *Giáo trình Lý thuyết xe xích quân sự*, Nxb QĐND, Hà Nội.
15. Nguyễn Doãn Ý (2005), *Giáo trình ma sát - mòn - bôi trơn*, Nxb Xây dựng.
16. Dương Ngọc Phượng (2006), *Hướng dẫn đồ án môn học "Kết cấu và tính toán xe tăng" (tập 1)*, Học viện KTQS, Hà Nội.
17. Nguyễn Hữu Cẩn, cùng cộng sự. (2005), *Lý thuyết ô tô máy kéo*, Nxb Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
18. Phạm Văn Lang (1996), *Cơ sở lý thuyết đồng dạng, mô hình phép phân tích thứ nguyên và ứng dụng trong kỹ thuật cơ-điện nông nghiệp*, NXB Nông nghiệp, Hà Nội.
19. Nguyễn Văn Luận, Nguyễn Văn Tần, và Lê Trung Dũng (1990), *Lý thuyết xe tăng*, Học viện KTQS, Hà Nội.

Tiếng Nga

20. БИ Костецкий và НФ Колесниченко (1969), *Качество поверхности и трение в машинах*, Рипол Классик.
21. Межгосу Дарственные Йстандарт (2008), *ГОСТ 4543–71: "Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия"*, Ипк Издательство Стандартов, Москва.

Tiếng Anh

22. Nasr A Jabbar, Ihsan Y Hussain, và Oday I Abdullah (2021), "*Thermal and thermoelastic problems in dry friction clutch: A comprehensive review*", Heat transfer. 50(8), pp. 7855-7878.
23. William Q Meeker (1991), *Accelerated testing: statistical models, test plans, and data analyses*, Taylor & Francis.
24. Sebastian Marian ZAhARIA, Ionel Martinescu, và Cristin Olimpiu Morariu (2012), "*Life time prediction using accelerated test data of the specimens from mechanical elements*", Eksploatacja i Niezawodnosc. 14(2), pp. 99-106.
25. Hobbs và K Gregg (2000), *Accelerated reliability engineering: HALT and HASS*, Wiley, USA.
26. Greg Ramsey, Greg Schultz, và James Clerkin (2024), *Modernizing Military Ground Vehicle Reliability Testing*.
27. Cliff C Chou, Krish Aekbote, và Jerry Jialiang Le (2007), "*A review of side impact component test methodologies*", International journal of

vehicle safety. 2(1-2), pp. 141-184.

28. Karan A Dutt, cùng cộng sự. (2024), "*Experimental investigations and finite element simulation for predicting wear life of overrunning clutches*", Engineering Research Express. 6(3), p. 035522.
29. Roland Biczó, Gábor Kalácska, và Tamás Mankovits (2021), "*Effects of Automotive Test Parameters on Dry Friction Fiber-Reinforced Clutch Facing Surface Microgeometry and Wear*", Polymers. 13(22), p. 3896.
30. Meng Li (2017), *Tribological And Dynamical Study Of An Automotive Transmission System*, Louisiana State University and Agricultural & Mechanical College.
31. Dariusz Grzelczyk và Jan Awrejcewicz (2015), "*Wear processes in a mechanical friction clutch: theoretical, numerical, and experimental studies*", Mathematical Problems in Engineering. 2015(1), p. 725685.
32. Tsyganov VV, cùng cộng sự. (2023), "*Accelerated testing of mechanical and chemical effect of the environment on wear resistance of parts of tribocouples under complex dynamic loading*", Eurasian Physical Technical Journal. 20(4).
33. Matija Hoic, cùng cộng sự. (2014), "*Experimental characterization and modeling of dry dual clutch wear*", SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems. 7(2014-01-1773), pp. 326-337.
34. Matija Hoić, cùng cộng sự. (2023), "*Redesign of a Disc-on-Disc Computer Numerical Control Tribometer for a Wide-Range and Shudder-Resistant Operation*", Machines. 12(1), p. 14.
35. Mauro Velardocchia, cùng cộng sự. (2023), *PSD profiles for dynamic and durability tests of military off-road vehicle racks*, SAE Technical Paper.
36. ОВ Червотока, МО Геращенко, và ОЛ Кіпріянов (2024), "*Analysis of the regulatory and methodological apparatus for carrying out tests of armored tank and vehicle equipment to the influence of external mechanical and climate factors*", Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки. 21(3), pp. 133-138.
37. Xincai Tan (2002), "*Comparisons of friction models in bulk metal forming*", Tribology International. 35(6), pp. 385-393.
38. Oday I Abdullah và Josef Schlattmann (2016), "*Thermal behavior of friction clutch disc based on uniform pressure and uniform wear*

- assumptions"*, Friction. 4, pp. 228-237.
39. Taimin Gong, cùng cộng sự. (2015), "*Wear map for a copper-based friction clutch material under oil lubrication*", Wear. 328, pp. 270-276.
 40. Yazhou Yang, cùng cộng sự. (2012), "*Uniform design of optimizing formulation of friction materials with composite mineral fiber (CMF) and their friction and wear behavior*", Applied Composite Materials. 19, pp. 161-170.
 41. Gábor Kalácska và Roland Biczó (2023), "*Effects of Automotive Test Parameters on Dry Friction Fiber-Reinforced Clutch Facing Surface Microgeometry and Wear—Part 3 Tribological Parameter Correlations and Simulation of Thermo-Mechanical Tribological Contact Behavior*", Polymers. 15(5), p. 1255.
 42. Roland Biczó và Gábor Kalácska (2022), "*Effects of Automotive Test Parameters on Dry Friction Fiber-Reinforced Clutch Facing Surface Microgeometry and Wear—Part 2*", Polymers. 14(9), p. 1757.
 43. JeFoa Archard (1953), "*Contact and rubbing of flat surfaces*", Journal of applied physics. 24(8), pp. 981-988.
 44. Matthew Watson, cùng cộng sự. (2005), "*Dynamic modeling and wear-based remaining useful life prediction of high power clutch systems*", Tribology Transactions. 48(2), pp. 208-217.
 45. Toshihiro Saito, cùng cộng sự. (2007), *Study of durability prediction with focus on wear properties for multiple plate clutches*, SAE Technical Paper.
 46. M Li, cùng cộng sự. (2015), "*On the wear prediction of the paper-based friction material in a wet clutch*", Wear. 334, pp. 56-66.
 47. Yubo Yang, cùng cộng sự. (1997), *Theoretical and experimental studies on the thermal degradation of wet friction materials*, SAE Technical Paper.
 48. Guang Rao (2012), "*Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*".
 49. I Botonakis, cùng cộng sự. (2010), "*Modellierung von Reibung und Verschleiss bei trocken laufenden Kupplungsreibbelägen*", Tribologie und Schmierungstechnik. 57(5), pp. 5-10.
 50. Matija Hoić, Mario Hrgetić, và Joško Deur (2016), "*Design of a pin-on-disc-type CNC tribometer including an automotive dry clutch application*", Mechatronics. 40, pp. 220-232.

51. Zhiwei Ma, cùng cộng sự. (2022), "*Friction-wear characteristics of carbon fiber reinforced paper-based friction materials under different working conditions*", *Materials*. 15(10), p. 3682.
52. JD Bressan, cùng cộng sự. (2008), "*Influence of hardness on the wear resistance of 17-4 PH stainless steel evaluated by the pin-on-disc testing*", *Journal of materials processing technology*. 205(1-3), pp. 353-359.
53. Ian Sherrington và P Hayhurst (2001), "*Simultaneous observation of the evolution of debris density and friction coefficient in dry sliding steel contacts*", *Wear*. 249(3-4), pp. 182-187.
54. Mohammad Asaduzzaman Chowdhury và Maksud Helali (2008), "*The effect of relative humidity and roughness on the friction coefficient under horizontal vibration*", *Open Mechanical Engineering Journal*. 2(1), pp. 128-135.
55. Alfons Fischer và Kirsten Bobzin (2009), *Friction, wear and wear protection*, Vol. 10, John Wiley & Sons.
56. Priit Podra và Sören Andersson (1999), "*Simulating sliding wear with finite element method*", *Tribology international*. 32(2), pp. 71-81.
57. AM Rajesh, cùng cộng sự. (2020), "*Dry sliding wear simulation of hybrid aluminum metal matrix composites*", *Advanced Composites Hybrid Materials*. 3(1), pp. 120-126.
58. Mahesh B Davanageri, S Narendranath, và Ravikiran Kadoli (2018), *Finite element wear behaviour modeling of super duplex stainless steel AISI 2507 using ansys*, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, p. 012131.
59. Ashish Saurabh, Kartik Joshi, và Piyush Chandra Verma (2023), "*Load-dependent finite element wear simulation of semi-metallic and ceramic friction materials using ANSYS*", *Transactions of the Indian Institute of Metals*. 76(9), pp. 2473-2482.
60. R Suresh, cùng cộng sự. (2017), "*Numerical Simulation & Experimental study of wear depth and Contact pressure distribution Of Aluminum MMC Pin on Disc Tribometer*", *Materials Today: Proceedings*. 4(10), pp. 11218-11228.
61. Ali Belhocine và Wan Zaidi Wan Omar (2017), "*Three-dimensional finite element modeling and analysis of the mechanical behavior of dry contact slipping between the disc and the brake pads*", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 88(1), pp. 1035-1051.

62. A Belhocine, AR Abu Bakar, và M Bouchetara (2014), "*Numerical modeling of disc brake system in frictional contact*", Tribology in Industry. 36(1), p. 49.
63. E Mouffak và M Bouchetara (2016), "*Transient thermal behavior of automotive dry clutch discs by using Ansys software*", Mechanics. 22(6), pp. 562-570.
64. Miloš Stanković, cùng cộng sự. (2019), "*Determination of Archard's wear coefficient and wear simulation of sliding bearings*", Industrial lubrication Tribology. 71(1), pp. 119-125.
65. Nishant Dhengre, Ashish Mogra, và Ankit Gupta (2018), "*Investigating behaviour of multi-clutch plate frictional materials using ANSYS*", International Journal of Applied Engineering Research. 13(16), pp. 12657-12662.
66. Sung-Je Lee, Jang-Hyun Lee, và Se-Yun Hwang (2022), "*Suggestion of Practical Application of Discrete Element Method for Long-Term Wear of Metallic Materials*", Applied Sciences. 12(20), p. 10423.
67. Oday I Abdullah, cùng cộng sự. (2019), "*The distribution of frictional heat generated between the contacting surfaces of the friction clutch system*", International Journal on Interactive Design Manufacturing. 13, pp. 487-498.
68. Oday I Abdullah và Josef Schlattmann (2014), "*An investigation into the thermal behavior of the grooved dry friction clutch*", Journal of Tribology 136(3), p. 034504.
69. Cheol-Ho Shin, cùng cộng sự. (2019), "*Design Technique for Durability Improvement of Military Vehicle Clutch System*", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society. 20(10), pp. 117-124.
70. Wayne B Nelson (2009), *Accelerated testing: statistical models, test plans, and data analysis*, John Wiley & Sons.
71. CM Kim và Do-Sun Bai (2002), "*Analyses of accelerated life test data under two failure modes*", International Journal of Reliability, Quality Safety Engineering. 9(02), pp. 111-125.
72. AJ Watkins và AM John (2008), "*On constant stress accelerated life tests terminated by Type II censoring at one of the stress levels*", Journal of statistical Planning Inference. 138(3), pp. 768-786.
73. Tsai-Hung Fan và Chia-Hsiang Yu (2013), "*Statistical inference on constant stress accelerated life tests under generalized gamma lifetime*

- distributions*", Quality Reliability Engineering International. 29(5), pp. 631-638.
74. ZF Jaheen, HM Moustafa, và GH Abd El-Monem (2014), "*Bayes inference in constant partially accelerated life tests for the generalized exponential distribution with progressive censoring*", Communications in Statistics-Theory Methods. 43(14), pp. 2973-2988.
 75. Qiang Guan, cùng cộng sự. (2014), "*Optimal multiple constant-stress accelerated life tests for generalized exponential distribution*", Communications in statistics-simulation computation. 43(8), pp. 1852-1865.
 76. MM Mohie El-Din, cùng cộng sự. (2016), "*Estimation in constant-stress accelerated life tests for extension of the exponential distribution under progressive censoring*", Metron. 74(2), pp. 253-273.
 77. MM Mohie El-Din, cùng cộng sự. (2017), "*Optimal plans of constant-stress accelerated life tests for the Lindley distribution*", Journal of Testing Evaluation. 45(4), pp. 1463-1475.
 78. Ali A Ismail (2019), "*Statistical analysis of Type-I progressively hybrid censored data under constant-stress life testing model*", Physica A: Statistical Mechanics Its Applications. 520, pp. 138-150.
 79. Mazen Nassar và Sanku Dey (2018), "*Different estimation methods for exponentiated Rayleigh distribution under constant-stress accelerated life test*", Quality Reliability Engineering International. 34(8), pp. 1633-1645.
 80. Wayne Nelson (2001), "*Ch. 22. Prediction of field reliability of units, each under differing dynamic stresses, from accelerated test data*", Handbook of Statistics. 20, pp. 611-621.
 81. Guangbin Yang và Z Zaghati (2006), *Accelerated life tests at higher usage rates: a case study*, RAMS'06. Annual Reliability and Maintainability Symposium, 2006., IEEE, pp. 313-317.
 82. DK Manna, Surajit Pal, và Sagnik Sinha (2007), "*A use-rate based failure model for two-dimensional warranty*", Computers Industrial Engineering. 52(2), pp. 229-240.
 83. CF Jeff Wu và Michael S Hamada (2011), *Experiments: planning, analysis, and optimization*, John Wiley & Sons.
 84. Lloyd Condra (2018), *Reliability improvement with design of experiment*, Crc Press.

85. Qianqian Zhang, cùng cộng sự. (2019), *The wear characteristics of wet clutch in the DCT vehicle during the launching process*, *Proceedings of the 6th international conference of fluid flow, heat and mass transfer*, Ottawa, Canada, pp. 18-19.
86. H Abdullah Tasdemir, cùng cộng sự. (2014), *"The effect of oil temperature and additive concentration on the wear of non-hydrogenated DLC coating"*, *Tribology International*. 77, pp. 65-71.
87. Aravind Vadiraj (2010), *"Engagement characteristics of a friction pad for commercial vehicle clutch system"*, *Sadhana*. 35(5), pp. 585-595.
88. Rama Arora, cùng cộng sự. (2015), *"Role of different range of particle size on wear characteristics of Al–rutile composites"*, *Particulate Science Technology*. 33(3), pp. 229-233.
89. XP Cu, Z VINTR, và HA BUI (2024), *Design of Hydraulic Clutch Control System to Replace Mechanical Control System on Tracked Vehicles*, *Transport Means-Proceedings of the International Conference*, Kauno Technologijos Universitetas, pp. 330-335.
90. Schmid Serope Kalpakjian (2015), *Manufacturing, engineering and technology*.
91. Quoc Tiep La và Xuan Phong Cu (2023), *The Remaining Useful Life of Military Technical Equipment and Prediction Methods*, *2023 International Conference on Military Technologies (ICMT)*, IEEE, pp. 1-8.
92. XP Cu, Z VINTR, và HA BUI (2022), *Prediction of the Lifetime of Shock Absorbers of Tracked Vehicles Using the Degradation Data*, *Transport Means-Proceedings of the International Conference*, pp. 56-60.
93. Xuan Phong Cu, Zdenek VINTR, và Duc Son Mai (2021), *Prediction of the Lifetime of Tank Track Components Using the Accelerated Testing*, *2021 International Conference on Military Technologies (ICMT)*, IEEE, pp. 1-6.
94. Xuan Phong Cu và Z VINTR (2021), *Reliability Prediction of Electronic Devices for Combat Vehicles Based on Accelerated Testing*, *Proceedings of the 31st European Safety and Reliability Conference, ESREL 2021*, Research Publishing, Singapore, pp. 2799-2803.
95. Xuan Phong Cu và Ha Anh Bui (2020), *"Evaluating Reliability Of Electronic Components In Vehicles By Accelerated Reliability Testing"*, *Journal of Science Technique*. 15(05).

96. Xuan Phong CU và Zdenek VINTR (2019), *Reliability Estimation of Electronic Components by Step-Stress Accelerated Reliability Testing*, 2019 International Conference on Information and Digital Technologies (IDT), IEEE, pp. 376-380.
97. Xuan Phong CU và ZdeneN VINTR (2019), *Analysis of accelerated reliability testing data of electronic component in combat vehicles*, Proceedings of the 29th European Safety and Reliability Conference, p. 2.
98. Xuan Phong Cu, cùng cộng sự. (2019), *Using Accelerated Reliability Testing to Predict Reliability of Electronic Components in Combat Vehicles*, 2019 International Conference on Military Technologies (ICMT), IEEE, pp. 1-6.
99. Horst Czichos, Tetsuya Saito, và Leslie Smith (2006), "Springer handbook of materials measurement methods".
100. Michael M Khonsari, Sahar Ghatreh Samani, và Saleh %J Wear Akbarzadeh (2021), "On the running-in nature of metallic tribo-components: A review". 474, p. 203871.
101. Yingliang Liu, cùng cộng sự. (2024), "Synergistic Enhancement of the Friction and Wear Performance for UHMWPE Composites under Different Aging Times", Polymers. 16(14), p. 2059.
102. Oday Ibraheem Abdullah, cùng cộng sự. (2020), "Thermal stress analysis of dry friction clutches", Industrial Lubrication. 72(2), pp. 189-194.
103. George E Totten (2017), *Friction, lubrication, and wear technology*, ASM international.
104. Kenneth Holmberg và Allan Matthews (2009), *Coatings tribology: properties, mechanisms, techniques and applications in surface engineering*, Vol. 56, Elsevier.
105. Xuan Phong Cu, cùng cộng sự. (2023), *Determination of the Lifetime of Track with Metal-Rubber Joint in Tracked Vehicles under the Action of Tensile Force*, 2023 International Conference on Military Technologies (ICMT), IEEE, pp. 1-6.
106. Reliasoft Corporation (2007), *Accelerated life testing reference*, Tucson: ReliaSoft Publishing.
107. Lev M Klyatis và Eugene Klyatis (2010), *Accelerated quality and reliability solutions*, Elsevier.

108. Guang Yang (2007), *Life cycle reliability engineering*, John Wiley & Sons.
109. Peter J Blau (2008), *Friction science and technology: from concepts to applications*, CRC press.
110. Corentin Penfornis, Abdeljalil Jourani, và Pierre-Emmanuel Mazeran (2023), "*Effect of grain sizes on the friction and wear behavior of dual-phase microstructures with similar macrohardness and composition*", *Coatings*. 13(3), p. 533.
111. Qian Wang, cùng cộng sự. (2023), "*Effects of operating conditions on the tribological behavior of a wet multi-disc clutch during the running-in process*", *Tribology International*. 179, p. 108096.
112. Ao Li và Izabela Szlufarska (2015), "*How grain size controls friction and wear in nanocrystalline metals*", *Physical Review B*. 92(7), p. 075418.
113. Yi Dong, cùng cộng sự. (2024), "*Tribological and Wear Properties of Cu-Based Composite Reinforced by Core–Shell Structure in Multi-disk Clutch*", *Tribology Letters*. 72(3), p. 66.
114. Zhipeng Yuan, cùng cộng sự. (2024), "*Effect of surface roughness on friction and wear behavior of GCr15 bearing steel under different loads*", *Surface Science Technology*. 2(1), p. 28.
115. Bhanudas Bachchhav và Harijan Bagchi (2021), "*Effect of surface roughness on friction and lubrication regimes*", *Materials Today: Proceedings*. 38, pp. 169-173.
116. Kingsford Koranteng, cùng cộng sự. (2021), "*The performance of Cu-based friction material in dry clutch engagement*", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 235(6), pp. 1114-1123.
117. Kingsford Koranteng, cùng cộng sự. (2021), "*Coefficient of friction and wear rate of paper-based composite friction material against 65Mn steel*", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 235(3), pp. 544-550.
118. Zhiguo Lu, cùng cộng sự. (2021), "*Wear and friction characteristics of 65Mn steel for spike-tooth harrow*", *Coatings*. 11(3), p. 319.
119. Bryan Dodson và Harry Schwab (2021), *Accelerated testing: a practitioner's guide to accelerated and reliability testing*, SAE international.

120. IEC 62506 (2013), *Methods for product accelerated testing*, International Electrotechnical Committee.