BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI

NGUYỄN HỒNG QUÂN

NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH VÀ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN TRÊN Ô TÔ CON

RESEARCH ON THE CHARACTERISTICS AND CONTROL OF ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM IN CARS

LUẬN ÁN TIẾN SĨ

HÀ NỘI - 2026

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI

NGUYỄN HỒNG QUÂN

NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH VÀ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN TRÊN Ô TÔ CON

RESEARCH ON THE CHARACTERISTICS AND CONTROL OF ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM IN CARS

Ngành: Kỹ thuật cơ khí động lực

Mã số: 9.52.01.16

LUẬN ÁN TIẾN SĨ

Người hướng dẫn khoa học: PGS.TS. Vũ Văn Tấn
Người đồng hướng dẫn: GS.TS. Olivier Sename

HÀ NỘI - 2026

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là công trình nghiên cứu của riêng tôi dưới sự hướng dẫn của PGS.TS. Vũ Văn Tấn và GS.TS. Olivier Sename. Các số liệu, kết quả nghiên cứu trong luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác.

Thay mặt tập thể hướng dẫn khoa học.

Hà Nội, ngày tháng năm 2026

Nghiên cứu sinh

Nguyễn Hồng Quân

LỜI CẢM ƠN

Trước hết, tác giả xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc và kính trọng tới PGS.TS. Vũ Văn Tấn và GS.TS. Olivier Sename, hai Nhà khoa học đã trực tiếp hướng dẫn khoa học, tận tình chỉ bảo, định hướng chuyên môn và luôn dành cho tác giả sự hỗ trợ quý báu trong suốt quá trình nghiên cứu và hoàn thành luận án. Những ý kiến khoa học sâu sắc, tinh thần làm việc nghiêm túc và chuẩn mực học thuật của các Thầy là nền tảng quan trọng giúp tác giả hoàn thiện tư duy nghiên cứu, phương pháp tiếp cận và nội dung khoa học của luận án.

Tác giả xin trân trọng cảm ơn Trường Đại học Giao thông vận tải - đơn vị đào tạo, Phòng Đào tạo sau đại học, Phòng Khảo thí và đảm bảo chất lượng, các phòng ban liên quan đã tạo điều kiện thuận lợi về môi trường học tập, nghiên cứu và các thủ tục hành chính trong suốt quá trình học tập và thực hiện luận án. Tác giả cũng xin gửi lời cảm ơn chân thành tới Bộ môn Cơ khí ô tô - Khoa Cơ khí - Trường Đại học Giao thông vận tải, đơn vị công tác, đã luôn quan tâm, động viên và hỗ trợ về chuyên môn cũng như điều kiện làm việc để tác giả có thể tập trung nghiên cứu và hoàn thành luận án.

Tác giả xin trân trọng cảm ơn các nhà khoa học, chuyên gia và đồng nghiệp đến từ Đại học Bách khoa Hà Nội, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội, Trường Đại học Thủy lợi, Trường Đại học Đại Nam, Trường Đại học Điện lực, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp - Đại học Thái Nguyên, Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải, Đại học Phenikaa, Học viện Nông nghiệp Việt Nam… cùng các cơ sở đào tạo, nghiên cứu liên quan đã dành thời gian trao đổi, đóng góp nhiều ý kiến khoa học quý báu, giúp tác giả hoàn thiện nội dung nghiên cứu và nâng cao chất lượng luận án.

Tác giả xin bày tỏ lòng biết ơn chân thành tới GS.TS. Olivier Sename cùng tập thể các nhà khoa học tại Univ. Grenoble Alpes, CNRS, Grenoble INP, GIPSA-Lab (38000, Grenoble, France) đã tạo điều kiện thuận lợi cho tác giả trong quá trình trao đổi học thuật, tiếp cận các hướng nghiên cứu tiên tiến và mở rộng tầm nhìn khoa học trong lĩnh vực nghiên cứu của luận án.

Tác giả xin chân thành cảm ơn GS.TSKH. Peter Gáspár và TS. Mihály András - Đại học Bách khoa Budapest (Budapest University of Technology and Economics), Viện khoa học máy tính và điều khiển Hungary, đã hỗ trợ chuyên môn và kỹ thuật trong quá trình thực hiện các thí nghiệm mô phỏng ảo trên phần mềm bản quyền CarSim, góp phần quan trọng vào chất lượng và độ tin cậy của kết quả nghiên cứu.

Cuối cùng, tác giả xin gửi lời cảm ơn sâu sắc tới gia đình, người thân, bạn bè và đồng nghiệp đã luôn động viên, chia sẻ và tạo hậu phương vững chắc về tinh thần trong suốt quá trình học tập, nghiên cứu và hoàn thành luận án tiến sĩ này.

Nghiên cứu sinh
Nguyễn Hồng Quân

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN I
LỜI CẢM ƠN II
MỤC LỤC III
DANH MỤC HÌNH VI
DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU VIII
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU IX
DANH MỤC CÁC TỪ VIẾT TẮT XV
MỞ ĐẦU 1
CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU 3
1.1. TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG LÁI CÓ TRỢ LỰC VÀ HỆ THỐNG LÁI CÓ ĐIỀU KHIỂN TRÊN Ô TÔ 3
1.2. HỆ THỐNG LÁI EPS TRÊN Ô TÔ 3
1.2.1. Khái quát về hệ thống lái EPS 3
1.2.2. Hệ thống lái C-EPS 4
1.3. CẢM GIÁC LÁI 5
1.3.1. Cảm giác lái 5
1.3.2. Các thành phần chủ quan của cảm giác lái 6
1.4. CẢM GIÁC LÁI VỚI AN TOÀN CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ 7
1.4.1. Khái quát về ổn định quỹ đạo và an toàn chuyển động ô tô 7
1.4.2. Ổn định quỹ đạo chuyển động ô tô bằng hệ thống lái 8
1.4.3. Tầm quan trọng của cảm giác lái trong an toàn chuyển động của ô tô 8
1.5. CÁC NGHIÊN CỨU NƯỚC NGOÀI VÀ TRONG NƯỚC 9
1.5.1. Các nghiên cứu nước ngoài 9
1.5.2. Các nghiên cứu trong nước 14
1.5.3. Vấn đề nghiên cứu trung tâm và định hướng giải quyết của luận án 15
1.6. MỤC TIÊU, PHẠM VI, PHƯƠNG PHÁP VÀ NỘI DUNG NGHIÊN CỨU 16
1.6.1. Mục tiêu nghiên cứu 16
1.6.2. Phạm vi và đối tượng nghiên cứu 16
1.6.3. Phương pháp và cách thực hiện 17
1.6.4. Nội dung nghiên cứu 17
1.7. KẾT LUẬN CHƯƠNG 19
CHƯƠNG II: XÂY DỰNG BẢN ĐỒ ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI, THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN VÀ NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ CẢM GIÁC LÁI EPS 20
2.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC 20
2.1.1. Mục đích và cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình ĐLH 20
2.1.2. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống lái EPS 21
2.1.3. Xây dựng mô hình ĐLH chuyển động của ô tô 25
2.1.4. Xây dựng mô hình ĐLH bánh xe đàn hồi 28
2.1.5. Xây dựng mô hình xác định tải trọng phân bố lên bánh xe 31
2.1.6. Xây dựng mô hình xác định mô men cản quay vòng 33
2.1.7. Xây dựng mô hình ĐLH động cơ điện trợ lực 35
2.1.8. Mô men cản ngẫu nhiên 36
2.2. XÂY DỰNG BẢN ĐỒ ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI HỆ THỐNG LÁI EPS 37
2.2.1. Yêu cầu đặc tính trợ lực lái 37
2.2.2. Xây dựng các dạng đặc tính trợ lực lái 38
2.3. XÂY DỰNG ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI LÝ TƯỞNG CHO HỆ THỐNG LÁI EPS 40
2.3.1. Phương pháp xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng 40
2.3.2. Cơ sở khoa học về cảm giác lái theo quy luật tâm lý người điều khiển 41
2.3.3. Mô hình xây dựng đặc tính lái lý tưởng 43
2.3.4. Xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật lũy thừa của Stevens 46

2.3.5. Xây dựng đặc tính trợ lực lái theo "Phong cách lái/Driving style" 48
2.3.6. Xác định các tham số và hệ số trong các biểu thức đặc tính trợ lực lái 53
2.4. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN CHO HỆ THỐNG LÁI EPS 57
2.4.1. Cơ sở lý thuyết về điều khiển 57
2.4.2. Thiết kế bộ điều khiển PID-FOC cho động cơ PMSM 60
2.5. PHƯƠNG PHÁP VÀ CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CẢM GIÁC LÁI 61
2.5.1. Cảm giác lái và mô hình điều khiển vòng kín "Người lái - Phương tiện" 61
2.5.2. Phương pháp đánh giá cảm giác lái 63
2.5.3. Chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái 68
2.6. KẾT LUẬN CHƯƠNG 71
CHƯƠNG III: MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG LÁI EPS 73
3.1. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU 73
3.1.1. Giới thiệu đối tượng nghiên cứu 73
3.1.2. Giới thiệu hệ thống lái trên xe nghiên cứu 73
3.2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG 73
3.2.1. Xây dựng MHMP tổng thể "EPS DYNAMICS & CONTROLLER" 73
3.2.2. Xây dựng MHMP xác định tải trọng phân bố lên bánh xe 75
3.2.3. Xây dựng MHMP ĐLH bánh xe đàn hồi 75
3.2.4. Xây dựng MHMP xác định mô men cản quay vòng 75
3.2.5. Xây dựng MHMP đặc tính trợ lực lái hệ thống lái EPS 75
3.2.6. Xây dựng MHMP ĐLH hệ thống lái EPS 75
3.2.7. Xây dựng MHMP ĐLH chuyển động của ô tô 76
3.2.8. Xây dựng MHMP mô men nhiễu ngẫu nhiên 76
3.2.9. Xây dựng MHMP bộ điều khiển PID-FOC 76
3.2.10. Xây dựng MHMP ĐLH động cơ PMSM 76
3.3. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ MÔ HÌNH ĐLH 76
3.3.1. Mục tiêu, phương pháp và các tiêu chí mô phỏng đánh giá các mô hình ĐLH 76
3.3.2. Mô phỏng và đánh giá kết quả xác định tải trọng phân bố lên bánh xe 77
3.3.3. Mô phỏng và đánh giá kết quả ĐLH bánh xe đàn hồi 78
3.3.4. Mô phỏng và đánh giá kết quả xác định mô men cản quay bánh xe dẫn hướng 79
3.3.5. Mô phỏng và đánh giá kết quả ĐLH hệ thống lái EPS 81
3.3.6. Mô phỏng và đánh giá kết quả ĐLH chuyển động ô tô 87
3.4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI EPS 87
3.4.1. Mô phỏng và đánh giá các loại đặc tính trợ lực lái EPS 87
3.4.2. Mô phỏng và đánh giá đặc tính trợ lực lái theo đặc điểm phong cách lái 99
3.5. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ BỘ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG LÁI EPS 107
3.5.1. Các chế độ mô phỏng 107
3.5.2. Kịch bản 1 $T_d = 3.2sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm, (f = 0.2Hz)$ 107
3.5.3. Kịch bản 2 $T_d = 6sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm, (f = 0.2Hz)$ 111
3.5.4. Kịch bản 3 $T_d = 3.2sin(2\pi t)Nm, (f = 1Hz)$ 113
3.6. KẾT LUẬN CHƯƠNG 116
CHƯƠNG IV: THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG LÁI EPS 118
4.1. LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP THỬ NGHIỆM 118
4.1.1. Các phương pháp thử nghiệm 118
4.1.2. Mục tiêu của thử nghiệm hệ thống lái 118
4.1.3. Lựa chọn phương pháp thử nghiệm 118
4.1.4. Giới thiệu phần mềm thử nghiệm mô phỏng CarSim 119
4.2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN 119
4.2.1. Xây dựng mô hình ô tô thử nghiệm trên CarSim 119
4.2.2. Xây dựng mô hình ô tô thử nghiệm tích hợp CarSim-Matlab/Simulink 121

4.3. THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ 123
4.3.1. Đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển 123
4.3.2. Mô phỏng kiểm chứng động lực học và thử nghiệm đánh giá cảm giác lái 127
4.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 141
KẾT LUẬN 144
CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ 148
TÀI LIỆU THAM KHẢO i

DANH MỤC HÌNH

Hình 1.1. Sơ đồ tiến trình phát triển của hệ thống lái 3
Hình 1.2. Sơ đồ hệ thống lái EPS 3
Hình 1.3. Cấu tạo hệ thống lái C-EPS 4
Hình 1.4. Cấu tạo động cơ điện trợ lực PMSM 4
Hình 1.5. Cấu tạo cảm biến mô men quay trục lái 5
Hình 1.6. Động lực học điều khiển ô tô 8
Hình 1.7. Lưu đồ các bước thực hiện nội dung nghiên cứu 18

Hình 2.1. Mô tả cấu trúc của bản đồ đặc tính trợ lực lái 20
Hình 2.2. Mô hình nghiên cứu tổng quát ĐLH và điều khiển EPS 21
Hình 2.3. Mô hình ĐLH EPS 23
Hình 2.4. Mô hình ĐLH chuyển động hai vết 26
Hình 2.5. Mô hình ĐLH chuyển động một vết 27
Hình 2.6. Các lực tác dụng từ mặt đường lên bánh xe 29
Hình 2.7. Các góc quay của bánh xe 29
Hình 2.8. Ý nghĩa của các tham số trong công thức Magic Formula 30
Hình 2.9. Quan hệ giữa phản lực dọc và phản lực ngang 30
Hình 2.10. Lực ly tâm và sự thay đổi phản lực thẳng đứng 31
Hình 2.11. Sơ đồ tính toán góc nghiêng thân xe ϕ và sự thay đổi phản lực thẳng đứng 32
Hình 2.12. Khoảng cách từ T' đến cầu xe 33
Hình 2.13 . Xác định trục nghiêng thân xe 33
Hình 2.14. Góc đặt bánh xe và trụ đứng 34
Hình 2.15. So sánh các đường đặc tính trợ lực lái 38
Hình 2.16. Các loại bản đồ đặc tính trợ lực lái 39
Hình 2.17. Mô hình phân tích nghịch ĐLH EPS theo phong cách lái 44
Hình 2.18. Mô hình cấu trúc bộ điều khiển PID 59
Hình 2.19. Sơ đồ chiến lược kiểm soát EPS 60
Hình 2.20. Sơ đồ điều khiển PID-FOC cho động cơ PMSM 61
Hình 2.21. Mô hình điều khiển kín "Người lái-Phương tiện" 62
Hình 2.22. Mô hình điều khiển kín "Người lái-Phương tiện" thông thường 62
Hình 2.23. Sơ đồ đánh giá đa cấp 64
Hình 2.24. Các thuộc tính chính của đánh giá cảm giác lái. 65
Hình 2.25. Thử nghiệm khách quan 66
Hình 2.26. Thử nghiệm vòng kín 66
Hình 2.27. Thử nghiệm vòng hở 67

Hình 3.1. MHMP tổng thể "ĐLH và điều khiển hệ thống lái EPS" 74
Hình 3.2. KQMP phân bố tải trọng 77
Hình 3.3. KQMP ĐLH bánh xe đàn hồi 79
Hình 3.4. KQMP so sánh mô men cản quay vòng 80
Hình 3.5. KQMP ĐLH EPS $T_d=3.2\sin(\frac{2\pi}{5}t)$*Nm;(f=0.2 Hz, v=0km/h);* 82
Hình 3.6. So sánh sự sai khác giữa các chu kỳ, f =0.2Hz 82
Hình 3.7. KQMP ĐLH EPS $T_d=6\sin(\frac{2\pi}{5}t)$*Nm;(f=0.2 Hz; v=100km/h)* 84
Hình 3.8. KQMP ĐLH EPS $T_d=3.2\sin(2\pi t)$*Nm, (f =2Hz,v=150 km/h)* 85
Hình 3.9. Thời gian trễ 85
Hình 3.10. Đồ thị tương quan hàm hệ số K(v) và các điểm rời rạc 88
Hình 3.11. Đồ thị tương quan hàm (T_{di}, a_{yi}) *và các điểm rời rạc* 89
Hình 3.12. Trường hợp 1: Đặc tính tuyến tính 90
Hình 3.13. Trường hợp 2: Đặc tính đa tuyến tính 94

Hình 3.14. Trường hợp 3: Đặc tính phi tuyến tính *96*
Hình 3.15. Trường hợp 4: Đặc tính hỗn hợp *98*
Hình 3.16. Trường hợp 1: Phong cách lái thoải mái *101*
Hình 3.17. Trường hợp 2: Phong cách lái thể thao *103*
Hình 3.18. Trường hợp 3: Phong cách lái đa mức *105*
Hình 3.19. KB 1: Mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ (v=0km/h) *107*
Hình 3.20. KB 1: Sai lệch mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ (v=0km/h) *108*
Hình 3.21. KB 1- Vận tốc góc động cơ trợ lực (v=0km/h): *108*
Hình 3.22. KB 2: Mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ (v=100km/h) *111*
Hình 3.23. KB 2: Sai lệch mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ (v=100km/h) *111*
Hình 3.24. KB 2: Vận tốc góc động cơ trợ lực (v=100km/h) *112*
Hình 3.25. KB 3: Mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ (v=150 km/h) *114*
Hình 3.26. KB 3: Sai lệch mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ (v=150km/h) *114*
Hình 3.27. KB 3: Vận tốc góc động cơ trợ lực (v=150 km/h) *115*

Hình 4.1. Giao diện lựa chọn "Xe thử nghiệm" *120*
Hình 4.2. Thông số kỹ thuật cơ bản của "Xe thử nghiệm" *120*
Hình 4.3. Mô hình điều khiển EPS tích hợp CarSim-Matlab/Simulink *122*
Hình 4.4. Mô hình đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC *124*
Hình 4.5. KQMP kiểm tra đáp ứng của bộ điều khiển với kích thích sin *125*
Hình 4.6. KQMP kiểm tra đáp ứng của bộ điều khiển với kích thích dốc + bước *125*
Hình 4.7. KQMP kiểm tra đáp ứng của bộ điều khiển với kích thích xung *126*
Hình 4.8. KQMP Bài thử nghiệm xử lý trung tâm *129*
Hình 4.9. KQMP Đánh giá cảm giác lái xử lý trung tâm *130*
Hình 4.10. Phân tích cảm giác lái trung tâm - Đặc tính Td-φd *131*
Hình 4.11. Phân tích cảm giác lái trung tâm các đặc tính khác *131*
Hình 4.12. KQMP Thử nghiệm phản ứng tức thời tín hiệu xung tại v = 100km/h *136*
Hình 4.13. Đặc tính pha-tần số và đặc tính biên độ-tần số, v = 100km/h *136*
Hình 4.14. KQMP Thử nghiệm khả năng trả lái khi lái sang trái tại v = 100km/h *139*
Hình 4.15. Đặc tính ζ - D, khi lái sang trái tại v = 100km/h *140*

DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU

Bảng 2.1. So sánh phương pháp điều khiển các loại động cơ trợ lực điện 57
Bảng 2.2. Thang đánh giá xe và chỉ số đánh giá 65
Bảng 2.3. Các chỉ tiêu đánh giá khách quan cảm giác lái. 68

Bảng 3.1. So sánh phân bố tải trọng giữa Simulink và CarSim 77
Bảng 3.2. So sánh ĐLH bánh xe đàn hồi giữa Simulink và CarSim 78
Bảng 3.3. Giá trị các hệ số trong công thức Pacejka 78
Bảng 3.4. So sánh mô men cản quay vòng giữa Simulink và CarSim 80
Bảng 3.5. KB 1: Tổng hợp các giá trị động học 83
Bảng 3.6. KB 2: Tổng hợp các giá trị động học 84
Bảng 3.7. KB 3: Tổng hợp các giá trị động học 85
Bảng 3.8. So sánh các giá trị động học ở các tần số khác nhau 86
Bảng 3.9. Bảng số liệu xác định K(vi) 88
Bảng 3.10. Bảng số liệu xác định b, c, k, n 88
Bảng 3.11. KB 1: KQMP đáp ứng của bộ điều khiển 108
Bảng 3.12. KB 2: KQMP đáp ứng của bộ điều khiển 112
Bảng 3.13. KB 3: KQMP đáp ứng của bộ điều khiển 115

Bảng 4.1. Bảng so sánh KQMP xử lý trung tâm Simulink và CarSim 129
Bảng 4.2. Bảng so sánh chỉ tiêu cảm giác lái trung tâm Simulink và CarSim 132
Bảng 4.3. Bảng tham chiếu đánh giá hệ số tương hợp tín hiệu 135
Bảng 4.4. Xử lý số liệu miền tần số với kích thích lái xung, v = 100km/h 137
Bảng 4.5. Kết quả đặc tính pha-tần số và đặc tính biên độ-tần số, v = 100km/h 137
Bảng 4.6. Bảng tham chiếu đánh giá hệ số D, ξ 139
Bảng 4.7. Bảng kết quả chỉ tiêu đánh giá khả năng trả lái 140

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU

Ký hiệu *Symbol*	Đơn vị *Unit*	Thông số	Parameter
M_{mm}, M_{mg} M_{md}, M_{mi}	$[Nm]$	Mô men lực quán tính của l_5, l_6, l_7, l_8	Moment of inertia of l_5, l_6, l_7, l_8
T_d	$[Nm]$	Mô men tác dụng lên vành tay lái (Mô men lái)	Driver torque
T_{di}	$[Nm]$	Mô men tại điểm chuyển tiếp	Transition point torque
T_{dmin}	$[Nm]$	Mô men lái tối thiểu để trợ lực kích hoạt	Minimum driver torque to activate the assist motor
T_{dmax}	$[Nm]$	Mô men lái lớn nhất	Maximum driver torque
$T_{dmax}(v_i)$	$[Nm]$	Mô men lái lớn nhất tại v_i	Maximum driver torque at v_i
$T_{dmax}(0)$	$[Nm]$	Mô men lái lớn nhất tại $v = 0$	Maximum driver torque at $v = 0$
T_{dat}	$[Nm]$	Mô men lái khi trợ lực kích hoạt (đặc tính phi tuyến)	Steering torque when assist motor is activated (nonlinear characteristic)
T_{drq}	$[Nm]$	Mô men tại thời điểm trợ lực được kích hoạt	The torque when the power steering is activated
T_{int}	$[Nm]$	Mô men tại điểm chuyển tiếp (đặc tính hỗn hợp)	Transition point torque (mix characteristic)
T_a	$[Nm]$	Mô men trợ lực lái	Assist torque
T_{aas}	$[Nm]$	Mô men trợ lực lái thực tế	Actual assist torque
T_{arq}	$[Nm]$	Mô men trợ lực lái yêu cầu	Required assist torque
T_{amax}	$[Nm]$	Mô men trợ lực lái lớn nhất	Maximum assist torque
T_m	$[Nm]$	Mô men trợ lực động cơ điện	Assist motor torque
T_{mas}	$[Nm]$	Mô men trợ lực động cơ điện thực tế	Actual assist motor torque
T_r	$[Nm]$	Mô men cản quay của đường	Road reaction torque
T_{rr}	$[Nm]$	Mô men cản quay bánh xe bên phải	Right wheel road reaction torque
T_{rl}	$[Nm]$	Mô men cản quay bánh xe bên trái	Left wheel road reaction torque
T_{rd}	$[Nm]$	Mô men cản ngẫu nhiên	Random resistance torque
T_L	$[Nm]$	Mô men tải	Load torque
T_s	$[Nm]$	Mô men cảm biến đo được	Sensing torque
F_{mi}^n, F_{mi}^T $(i = 5 \div 8)$	$[N]$	Lực cản quán tính pháp tuyến và tiếp tuyến của các khâu l_5, l_6, l_7, l_8	Normal and tangential inertial resistance forces of the links l_5, l_6, l_7, l_8
F_4, N, F_A^n $F_A^T, F_B^n, F_B^T,$ F_D^n, F_D^T F_E^n, F_E^T	$[N]$	Các phản lực pháp tuyến và tiếp tuyến của thanh răng và tại các khớp A, B, D, E	Normal and tangential reactions of the rack and at the joints A, B, D, E
F_{Cx}, F_{Cy} F_{Fx}, F_{Fy}	$[N]$	Các phản lực theo phương OX và OY tại các khớp C, E	Reaction forces in the OX and OY directions at the joints C, E
F_{req}	$[N]$	Phản lực quy dẫn lên thanh răng	Reaction force applied to the rack
F_{Ti}	$[N]$	Phản lực tiếp tuyến (lực dọc)	Longitudinal force

		ở các bánh xe	
F_{ni}	$[N]$	Phản lực pháp tuyến (lực ngang) ở các bánh xe	Lateral force
F_{zi}	$[N]$	Phản lực thẳng đứng ở các bánh xe	Vertical force
F_{Tf}	$[N]$	Phản lực tiếp tuyến (lực dọc) ở trục trước	Longitudinal force at the front axle
F_{Tr}	$[N]$	Phản lực tiếp tuyến (lực dọc) ở trục sau	Longitudinal force at the rear axle
F_{nf}	$[N]$	Phản lực pháp tuyến (lực ngang) ở trục trước	Lateral force at the front axle
F_{zf}	$[N]$	Phản lực thẳng đứng ở trục trước	Vertical (normal) force at the front axle
F_{zr}	$[N]$	Phản lực thẳng đứng ở trục sau	Vertical (normal) force at the rear axle
P_{max}	$[N]$	Lực lớn nhất tác dụng lên vành tay lái	Maximum force acting on the steering wheel
Z_f	$[N]$	Trọng lượng phân bố trục trước	Front axle weight distribution
Z_r	$[N]$	Trọng lượng phân bố trục sau	Rear axle weight distribution
α_f	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lốp trước	Front tire side slip angle
α_{fl}	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lốp trước trái	Left front tire side slip angle
α_{fr}	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lốp trước phải	Right front tire side slip angle
α_r	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lốp sau	Rear tire side slip angle
α_i	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lốp thứ i	The i^{th} tire side slip angle
β	$[Rad]$	Góc lệch thân xe	Vehicle side slip angle
φ_d	$[rad]$	Góc quay vành tay lái (góc lái)	Steering column angle
φ_m	$[rad]$	Góc quay của trục động cơ trợ lực	Assist motor shaft angle
φ_p	$[rad]$	Góc quay của trục răng cơ cấu lái	Pinion angle
φ_{wr}	$[rad]$	Góc quay của bánh xe bên phải	Right wheel angle
φ_{wl}	$[rad]$	Góc quay của bánh xe bên trái	Left wheel angle
φ_5	$[rad]$	Góc quay của thanh đẩy l_5	l_5 link of angle
φ_6	$[rad]$	Góc quay của đòn quay bên l_6	l_6 link of angle
φ_7	$[rad]$	Góc quay của thanh đẩy l_7	l_7 link of angle
φ_8	$[rad]$	Góc quay của đòn quay bên l_8	l_8 link of angle
θ_r	$[rad]$	Góc quay trục rô to	Rotor angle
ψ	$[Rad]$	Góc quay thân xe	Vehicle yaw angle
δ_i	$[Rad]$	Góc quay bánh xe dẫn hướng	Steer angle
γ_p	$[Rad]$	Góc kingpin	Kingpin angle
γ_c	$[Rad]$	Góc camber	Camber angle

h	$[m]$	Khoảng cách giữa thanh răng và trục dẫn hướng	Distance between rack and front axle
h''_r	$[m]$	Chiều cao trọng tâm khối lượng không treo trục sau	Rear axle unsprung mass centre height
h''_f	$[m]$	Chiều cao trọng tâm khối lượng không treo trục trước	Front axle unsprung mass centre height
h'_f	$[m]$	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo trục trước	Front axle unsprung mass centre height
h'_r	$[m]$	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo trục sau	Rear axle sprung mass centre height
h'_g	$[m]$	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo	Sprung mass centre height
h'	$[m]$	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo đến trục lắc	Sprung mass centre to roll axis height
L	$[m]$	Chiều dài cơ sở xe	Wheelbase
l_r, l_i	$[m]$	Chiều dài thanh hình thang lái (i = 5 ÷ 8)	Ackermann links length (i = 5 ÷ 8)
l_p	$[m]$	Khoảng cách tâm hai trụ đứng	Distance between kingpins
n_k	$[m]$	Độ lệch sau	Tire pneumatic trail
n_r	$[m]$	Độ lệch trước	Kingpin forward indicator
n_s	$[m]$	Độ lệch tổng cộng	Total offset
p_f	$[m]$	Chiều cao tâm lắc trục trước	Front axle roll centre height
p_r	$[m]$	Chiều cao tâm lắc trục sau	Rear axle roll centre height
r_b	$[m]$	Bán kính bánh xe	Wheel radius
r_w	$[m]$	Bán kính bánh xe	Wheel radius
r_{sw}	$[m]$	Bán kính vành tay lái	Steering wheel radius
r_p	$[m]$	Bán kính trục răng	Pinion radius
$t_f = 2x_f$	$[m]$	Vết bánh xe trước	Front wheel track
$t_r = 2x_r$	$[m]$	Vết bánh xe sau	Rear wheel track
x_i	$[m]$	Tọa độ theo trục OX của các tâm bánh xe	Ox-axis distance of the axle number i from the mass centre
x_f	$[m]$	Tọa độ theo trục OX của bánh xe trục trước	Ox-axis distance of the front axle from the mass centre
x_r	$[m]$	Tọa độ theo trục OY của bánh xe trục sau	Oy-axis distance of the rear axle from the mass centre
x'_f	$[m]$	Khoảng cách trọng tâm khối lượng được treo đến trục trước	Distance of sprung mass centre to front axle
x'_r	$[m]$	Khoảng cách trọng tâm khối lượng được treo đến trục sau	Distance of sprung mass centre to rear axle
y_i	$[m]$	Tọa độ theo trục OY của các tâm bánh xe	Oy-axis distance of the axle number i from the mass centre
y_r	$[m]$	Dịch chuyển của thanh răng	Rack position
ρ	$[m]$	Bán kính quay vòng	Turning radius
m	$[kg]$	Khối lượng ô tô	Vehicle mass
m_c	$[kg]$	Khối lượng trục lái	Column mass
m_m	$[kg]$	Khối lượng trục động cơ trợ	Motor mass

		lực	
m_p	$[kg]$	Khối lượng của trục răng cơ cấu lái	Pinion mass
m_r	$[kg]$	Khối lượng của thanh răng	Rack mass
m_{req}	$[kg]$	Mô men quán tính từ thanh răng đến bánh xe quy dẫn về thanh răng	Front axle inertia converted to rack mass
m_4, m_5, m_6 m_7, m_8	$[kg]$	Khối lượng của l_4, l_5, l_6, l_7, l_8	l_5, l_6, l_7, l_8 mass
m_f	$[kg]$	Khối lượng phân bố lên trục trước	Front axle mass
m_r	$[kg]$	Khối lượng phân bố lên trục	Axle mass
m'	$[kg]$	Tổng khối lượng được treo	Total sprung mass
m'_f	$[kg]$	Khối lượng được treo trục trước	Front axle mass
m'_r	$[kg]$	Khối lượng được treo trục sau	Rear axle mass
m''	$[kg]$	Tổng khối lượng không được treo	Total unsprung mass
m''_f	$[kg]$	Khối lượng không treo trục trước	Front axle unsprung mass
m''_r	$[kg]$	Khối lượng không treo trục sau	Rear axle unsprung mass
J_d	$[kgm^2]$	Mô men quán tính trục lái	Column inertia
J_m	$[kgm^2]$	Mô men quán tính động cơ điện	Motor inertia
J_p	$[kgm^2]$	Mô men quán tính của trục răng	Pinion inertia
J_5, J_6, J_7, J_8	$[kgm^2]$	Mô men quán tính thanh răng l_5, l_6, l_7, l_8	Inertia of l_5, l_6, l_7, l_8
J_w	$[kgm^2]$	Mô men quán tính bánh xe	Wheel inertia
J_r	$[kgm^2]$	Mô men quán tính vùng biến dạng ngang của lốp bên phải	Inertia of the lateral deformation zone of the right tire
J_l	$[kgm^2]$	Mô men quán vùng biến dạng ngang của lốp bên trái	Inertia of the lateral deformation zone of the left tire
J_z	$[kgm^2]$	Mô men quán tính xe	Vehicle moment of inertia
B_r	$[N/m]$	Ma sát cản nhớt của thanh răng	Rack viscous friction
B_{req}	$[N/m]$	Ma sát cản nhớt quy dẫn từ bánh xe về thanh răng	Equivalent viscous friction from wheel to rack
C_{spf}	$[N/m]$	Độ cứng hệ treo trục trước	Front axle suspension stiffness
C_{spr}	$[N/m]$	Độ cứng treo trục sau	Rear axle suspension stiffness
K_{req}	$[N/m]$	Độ cứng quy dẫn từ bánh xe về thanh răng	Steer tire stiffness converted to rack stiffness
K_5	$[N/m]$	Độ cứng của thanh đẩy l_5	l_5 link of stiffness
K_6	$[N/m]$	Độ cứng của đòn quay bên l_6	l_6 link of stiffness

K_7	$[N/m]$	Độ cứng của thanh đẩy l_7	l_7 link of stiffness
K_8	$[N/m]$	Độ cứng của đòn quay bên l_8	l_8 link of stiffness
F_r	$[N/m]$	Ma sát khô của thanh răng	Rack dry friction torque
K_r	$[N/m]$	Độ cứng của thanh răng	Rack stiffness
C_{axf}	$[Nm/rad]$	Độ cứng góc nghiêng trục xe trước	Front axle roll angle stiffness
C_{axr}	$[Nm/rad]$	Độ cứng góc nghiêng trục xe sau	Rear axle roll angle stiffness
C_{ax}	$[Nm/rad]$	Độ cứng góc nghiêng trục xe	Axle roll angle stiffness
M_c	$[Nm/rad]$	Ma sát khô của trục lái	Column dry friction torque
M_m	$[Nm/rad]$	Ma sát khô của trục động cơ trợ lực	Assist motor dry friction torque
M_p	$[Nm/rad]$	Ma sát khô của trục răng cơ cấu lái	Pinion dry friction torque
$K_{\alpha i}$	$[Nm/rad]$	Hệ số cứng ngang của lốp	Tire lateral stiffness coefficient
$K_{\alpha f}$	$[Nm/rad]$	Độ cứng ngang của lốp trước	Front tire sideslip coefficient (lateral stiffness)
$K_{\alpha r}$	$[Nm/rad]$	Độ cứng ngang của lốp sau	Rear tire sideslip coefficient (lateral stiffness)
K_s	$[Nm/rad]$	Độ cứng của hệ thống lái	Steering system stiffness
K_c	$[Nm/rad]$	Độ cứng của trục lái	Steering column stiffness
K_m	$[Nm/rad]$	Độ cứng của trục động cơ trợ lực	Assist motor shaft stiffness
K_p	$[Nm/rad]$	Độ cứng của trục răng cơ cấu lái	Pinion stiffness
v	$[m/s]$	Vận tốc ô tô	Vehicle speed
v_ψ	$[m/s]$	Vận tốc nhạy cảm của xe	Vehicle characteristic speed
$v_f; v_r$	$[m/s]$	Vận tốc bánh xe trước và sau	Front and rear wheel longitudinal speeds
a_y	$[m/s^2]$	Gia tốc ngang	Lateral acceleration
B_c	$[(Nm)/(rad/s)]$	Ma sát cản nhớt của trục lái	Steering column viscous friction
B_m	$[(Nm)/(rad/s)]$	Ma sát cản nhớt của trục động cơ trợ lực	Assist motor shaft viscous friction
B_p	$[(Nm)/(rad/s)]$	Ma sát cản nhớt của trục răng cơ cấu lái	Pinion viscous friction
D_c	$[(Nm)/(rad/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu của trục lái	Steering column damping
D_m	$[(Nm)/(rad/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu của trục động cơ	Assist motor shaft damping
D_p	$[(Nm)/(rad/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu của trục răng	Pinion damping
D_r	$[(Nm)/(rad/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu của thanh răng	Rack damping
$D_{\alpha f}$	$[(Nm)/(rad/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu của lốp	Wheel tire of damping
D_6	$[Nm/(m/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu đòn quay bên l_6	l_6 link of damping
D_7	$[Nm/(m/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu của thanh đẩy l_7	l_7 link of damping

D_8	$[Nm/(m/s)]$	Hệ số nhớt vật liệu đòn quay bên l_8	l_8 link of damping
p	$[kPa]$	Áp suất tiêu chuẩn của lốp	Tire standard pressure
R_s	$[\Omega]$	Điện trở cuộn Stator	Stator resistor
L_s	$[mH]$	Độ từ cảm Stator	Stator coil inductance
L_{sd}, L_{sq}	$[mH]$	Độ từ cảm Stator theo trục $(d-q)$	Stator coil inductance on $(d-q)$
U_s	$[V]$	Điện thế Stator	Voltage of stator
u_{sd}, u_{sq}	$[V]$	Điện áp cuộn dây stato theo trục $(d-q)$	Voltage of stator on $(d-q)$
i_{st}	$[A]$	Dòng điện Stator	Stator current
i_{sd}, i_{sq}	$[A]$	Dòng điện Stator theo trục $(d-q)$	Stator current on $(d-q)$
φ_s	$[Wb]$	Từ thông Stator	Stator magnetic linkage
$\varphi_{sd}, \varphi_{sq}$	$[Wb]$	Từ thông Stator theo trục $(d-q)$	Stator magnetic linkage on $(d-q)$
φ_f	$[Wb]$	Liên kết từ rô to	Rotor magnetic linkage
$\varphi_{sd}, \varphi_{sq}$	$[Wb]$	Liên kết từ rô to theo trục $(d-q)$	Magnetic linkage on $(d-q)$
ω_m	$[Rad/s]$	Vận tốc góc của động cơ	Rotor mechanical angular velocity
ω_e	$[Rad/s]$	Tốc độ góc điện của hệ trục (d − q)	Electrical angular velocity of the d–q reference frame
p_n		Số cặp cực của động cơ	Number of motor pole-pairs
$Ki(v)$		Hệ số khuếch đại trợ lực	Power assist gain coefficient
$K(0)$		Hệ số khuếch đại trợ lực khi ô tô quay vòng tại chỗ	Power assist gain coefficient when turning in place
$f(v, T_d)$		Hàm số khuếch đại trợ lực	Power assist gain function
μ		Hệ số bám (ma sát)	Adhesion coefficient (friction)
η		Hiệu suất hệ thống lái	Steering system efficiency
i_s		Tỉ số truyền cơ cấu lái	Steering gear ratio

DANH MỤC CÁC TỪ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Chú giải	Notes
ABS	Hệ thống phanh chống bó cứng	Anti - Lock Brake System
ACC	Gia tốc	Acceleration
ADAS	Hệ thống hỗ trợ người lái tiên tiến	Advanced driver-assistance system
ADRC	Điều khiển khử nhiễu chủ động	Active Disturbance Rejection Control
AEB	Hệ thống phanh tự động khẩn cấp	Automatic Emergency Braking
AFLS	Chiếu sáng phía trước thích ứng	Adaptive Front-lighting System
ANC	Điều khiển phi tuyến thích nghi	Adaptive nonlinear control
ANFIS	Hệ thống suy luận mờ thần kinh thích ứng	Adaptive neural-fuzzy Inference system
BAS	Hệ thống hỗ trợ phanh khẩn cấp	Brake Assist System
BMS	Hệ thống quản lý pin/ắc quy	Battery management system
BLDC	Động cơ điện một chiều không chổi than	Brushless Direct Current motor
BS	Phương pháp backstepping	Backstep
BSM	Hệ thống giám sát và cảnh báo điểm mù	Blind Spot Monitoring
BSPID	Bộ điều khiển Backstepping–PID	Backstep - Proportional integral derivative
CAN	Mạng điều khiển khu vực	Controller area network
CNS	Hệ thần kinh trung ương	Central Nervous System
CS	CarSim	CarSim
CBMM	Cân bằng mô men	Moment balance
CBMMTTT	Cân bằng mô men tại trọng tâm	Moment balance at the centre of gravity
C-EPS	Hệ thống lái trợ lực điện tác động vào trục lái	Column electric power steering System
CFD	Động lực học chất lưu tính toán	Computational fluid dynamics
ĐLH	Động lực học	Dynamics
DC	Dòng điện một chiều / động cơ điện một chiều	Direct Current / DC motor
DMC	Điều khiển ma trận động	Dynamics matrix control
DOF	Bậc tự do	Degrees of freedom
DP-EPS	Hệ thống trợ lực lái điện hai trục răng	Dual-pinion electric power steering system
MAPE	Sai số phần trăm tuyệt đối trung bình	Mean absolute percentage error
MAX	Sai số lớn nhất	Maximum absolute error
MEA	Sai số trung bình	Mean absolute error
EBD	Hệ thống phân bổ lực phanh	Electronic brake force distribution
ECU	Bộ điều khiển điện tử	Electronic Control Unit
EPS	Hệ thống lái trợ lực điện	Power steering system
EPSapa	Hệ thống trợ lực lái điện với bộ servo dẫn động bằng dây đai	Electric power steering system with belt drive servo Unit
ESP	Hệ thống cân bằng điện tử	Electronic Stability Program
ESS	Hệ thống cảnh báo phanh khẩn cấp	Emergency Signal System
FEA	Phân tích phần tử hữu hạn	Finite element analysis
FEM	Phương pháp phần tử hữu hạn	Finite element method
FOC	Điều khiển theo hướng trường	Field-oriented control
FCW	Hệ thống cảnh báo va chạm	Forward-Collision Warning
GTLT	Giá trị lý tưởng	Ideal value

GB/T	Tiêu chuẩn quốc gia Trung quốc	National standard of the People's Republic of China
HDC	Hệ thống hỗ trợ xuống dốc hay đổ đèo	Hill Descent Control
HIL	Phần cứng trong vòng lặp	Hardware in the Loop
HSAC	Hệ thống hỗ trợ khởi hành ngang dốc	Hill-start Assist Control
HTL	Hệ thống lái	Steering system
IDE	Tiến hóa vi phân cải tiến	Improved differential evolution
ISO	Tổ chức tiêu chuẩn hóa quốc tế	International organization for standardization
ISO/TS	Đặc tả kỹ thuật của ISO	ISO Technical Specification
KB	Kịch bản	Scenario
KQMP	Kết quả mô phỏng	Simulation results
LIN	Mạng liên kết cục bộ	Local interconnect network
LPV	Bộ điều khiển thay đổi tham số tuyến tính	Linear parameter-varying
LQG	Điều khiển tuyến tính bậc hai Gauss	Linear-Quadratic-Gaussian control
LQR	Bộ điều khiển tối ưu tuyến tính bình phương	Linear quadratic regulator
MHĐH	Mô hình động học	Kinematic model
MHĐLH	Mô hình động lực học	Dynamics model
MHMP	Mô hình mô phỏng	Simulation model
MIL	Mô hình trong vòng lặp	Model in the Loop
MPC	Bộ điều khiển mô hình dự đoán	Model predictive control
MRAC	Điều khiển thích nghi bám mô hình chuẩn	Model reference adaptive control
NDO	Bộ quan sát nhiễu phi tuyến	Nonlinear disturbance observer
PAS	Hệ thống hỗ trợ đỗ xe	Parking Assist System
PCA	Phân tích thành phần chính	Principal component analysis
PID	Bộ điều khiển đạo hàm tích phân tỷ lệ	Proportional integral derivative
PID-FOC	PID kết hợp điều khiển định hướng từ thông	PID combined with Field-Oriented Control
	PID kết hợp điều chế độ rộng xung	PID combined with Pulse-Width Modulation
PMSM	Động cơ đồng bộ nam châm vĩnh cửu	Permanent magnet synchronous motor
PWM	Điều chế độ rộng xung	Pulse width modulation
R&D	Nghiên cứu và phát triển	Research and development
RD-EPS	Hệ thống trợ lực lái điện dẫn động trực tiếp thanh răng	Rack direct drive electric power steering system
RP-EPS	Hệ thống trợ lực lái điện dẫn động bằng dây đai	Rack parallel electric power steering system
RMSE	Căn bậc hai của sai số bình phương trung bình	Root MEA square error
RTC	Trở về trung tâm	Return-to-centre
SAT	mô men lái tự căn chỉnh	Self-aligning torque
SBEM	Thử nghiệm mô phỏng	Simulation based engineering modeling
SBW	Hệ thống lái bằng dây dẫn	Steer by wire
SIL	Phần mềm trong vòng lặp	Software in the Loop
SMC	Bộ điều khiển trượt	Sliding mode controller
SM	Simulink	Simulink
SP-EPS	Hệ thống lái trợ lực điện tác động vào	Single pinion electric power steering

	trục răng	system
SRS	Hệ thống túi khí trên ô tô	Supplemental Restraint System
SS	Hệ thống lái	Steering system
STR	Tỷ lệ thời gian trượt	Sliding time ratio
SWA	Góc quay vành tay lái (Góc lái)	Steering wheel angle
SWT	Mô men lái	Steering wheel torque
TCS	Hệ thống kiểm soát lực kéo	Traction Control System
VHDM	Mô đun động lực học điều khiển xe	Vehicle handling dynamics module
WFNN-AMF	Mạng nơ-ron mờ wavelet sử dụng hàm thành viên bất đối xứng	A wavelet fuzzy neural network using asymmetric membership function
Yaw	Vận tốc xoay thân	Yaw rate

MỞ ĐẦU

Trong những năm gần đây, cùng với sự phát triển mạnh mẽ của khoa học - công nghệ, ngành công nghiệp ô tô đã và đang có những thay đổi căn bản về cấu trúc và phương thức thiết kế hệ thống. Các hệ thống cơ khí truyền thống dần được thay thế bởi các hệ thống cơ điện tử và điều khiển điện tử nhằm nâng cao hiệu suất, độ an toàn và tiện nghi của phương tiện. Sự kết hợp giữa cơ cấu chấp hành điện, cảm biến và bộ điều khiển điện tử cho phép các hệ thống trên ô tô không chỉ thực hiện chức năng cơ bản mà còn có khả năng điều chỉnh linh hoạt theo điều kiện vận hành và yêu cầu của người sử dụng. Trong bối cảnh đó, nghiên cứu các hệ thống cơ điện tử trên ô tô có ý nghĩa quan trọng cả về mặt khoa học và thực tiễn.

Hệ thống lái là một trong những hệ thống cơ bản và quan trọng nhất của ô tô, giữ vai trò quyết định đến khả năng điều khiển và ổn định chuyển động của ô tô. Trên cơ sở phát triển của công nghệ cơ điện tử, hệ thống lái trợ lực điện EPS (Electric power steering) đã được nghiên cứu và ứng dụng ngày càng rộng rãi trên ô tô con thay thế cho các hệ thống trợ lực thủy lực truyền thống. So với hệ thống trợ lực thủy lực, EPS có ưu điểm về tiết kiệm năng lượng, giảm tổn thất công suất động cơ, kết cấu gọn nhẹ và thuận lợi cho việc điều chỉnh, tối ưu thông qua phần mềm điều khiển. Bên cạnh đó, EPS còn tạo điều kiện tích hợp với các hệ thống an toàn chủ động và hỗ trợ lái, góp phần nâng cao mức độ an toàn và tiện nghi của ô tô hiện đại.

Theo Viện nghiên cứu Yano, quy mô thị trường EPS toàn cầu năm 2021 đạt 64.716 nghìn chiếc tính theo số lượng lắp đặt trong sản lượng xe và dự báo có thể tăng lên 98.645 nghìn chiếc vào năm 2035 [1], trang bị EPS trên xe con năm 2020 chiếm gần 65% và dự báo 75% vào năm 2028 [2]. Các số liệu này cho thấy EPS có triển vọng tăng trưởng mạnh, được thúc đẩy bởi tiến bộ công nghệ, nhu cầu xe tiết kiệm nhiên liệu và quá trình điện hóa, tự động hóa phương tiện.

Song song với sự phát triển và ứng dụng ngày càng rộng rãi của hệ thống lái trợ lực điện, vấn đề chất lượng cảm giác lái trở thành một yêu cầu mang tính bản chất và cấp thiết. Cảm giác lái là chỉ tiêu quan trọng phản ánh mức độ phù hợp của hệ thống lái đối với người điều khiển, ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng kiểm soát xe, ổn định chuyển động và an toàn vận hành. Do EPS tác động trực tiếp lên hệ thống lái thông qua mô men điều khiển của động cơ điện, nên nếu đặc tính trợ lực lái và chiến lược điều khiển không được xây dựng một cách khoa học, hệ thống có thể làm suy giảm phản hồi lực từ mặt đường, tạo cảm giác lái thiếu tự nhiên và làm giảm độ chính xác điều khiển. Thực tiễn cho thấy cảm giác lái của hệ thống EPS không phải là yếu tố cảm tính đơn lẻ mà là kết quả tổng hợp của nhiều thành phần, bao gồm đặc tính trợ lực lái, chất lượng điều khiển

mô men của động cơ trợ lực, khả năng bù ma sát và nhiễu, cũng như logic điều khiển theo trạng thái vận hành của xe. Vì vậy, nghiên cứu xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng, thiết kế điều khiển phù hợp để hiện thực hóa đặc tính đó và đánh giá cảm giác lái trên cơ sở các chỉ tiêu định lượng là yêu cầu cấp thiết đối với hệ thống lái trợ lực điện trên ô tô. Như vậy nghiên cứu về hệ thống lái EPS là cần thiết, có nhiều dư địa phát triển trong tương lai, đặc biệt nghiên cứu về xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng, thiết kế bộ điều khiển tối ưu và đánh giá cảm giác lái của hệ thống lái EPS, nhằm cải thiện cảm giác lái cho hệ thống lái này là hướng nghiên cứu đang được chú trọng hơn cả.

Trong những năm gần đây, nhiều công trình nghiên cứu trong và ngoài nước đã tập trung vào mô hình hóa, điều khiển và tối ưu hệ thống lái trợ lực điện nhằm giải quyết các vấn đề nêu trên. Xu hướng chung của các nghiên cứu là xây dựng đặc tính trợ lực lái hợp lý để bảo đảm sự cân bằng giữa lực điều khiển nhẹ nhàng và khả năng phản hồi thông tin từ mặt đường, đồng thời chú trọng thiết kế bộ điều khiển cho cơ cấu chấp hành của EPS, đặc biệt là điều khiển mô men của động cơ điện, nhằm hiện thực hóa chính xác các đặc tính trợ lực lái đã đề xuất. Bên cạnh đó, các phương pháp đánh giá cảm giác lái dựa trên các chỉ tiêu định lượng ngày càng được quan tâm, góp phần nâng cao tính khách quan và khả năng so sánh trong quá trình nghiên cứu và phát triển hệ thống EPS.

Mặc dù đã có nhiều kết quả nghiên cứu, việc tiếp cận hệ thống lái trợ lực điện theo hướng tổng thể, gắn kết chặt chẽ giữa đặc tính trợ lực lái, điều khiển hệ thống và đánh giá cảm giác lái vẫn còn những hạn chế nhất định. Đặc biệt, đối với xe con, yêu cầu về cảm giác lái êm dịu, chính xác và ổn định trong các điều kiện vận hành khác nhau đòi hỏi phải có những nghiên cứu chuyên sâu và phù hợp với đặc điểm sử dụng thực tế.

Xuất phát từ những yêu cầu nêu trên, luận án lựa chọn đề tài ***"Nghiên cứu đặc tính và điều khiển hệ thống lái trợ lực điện trên ô tô con"***. Mục tiêu của luận án là nghiên cứu xây dựng đặc tính trợ lực lái, thiết kế điều khiển và đánh giá cảm giác lái hệ thống lái trợ lực điện, trong đó chú trọng đến việc xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng và đánh giá cảm giác lái của hệ thống trợ lực điện. Kết quả nghiên cứu của luận án góp phần bổ sung cơ sở khoa học cho việc thiết kế, điều khiển và đánh giá hệ thống lái trợ lực điện, đồng thời có thể làm tài liệu tham khảo phục vụ nghiên cứu, giảng dạy và ứng dụng trong thực tiễn đối với hệ thống lái trên ô tô con.

CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1. TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG LÁI CÓ TRỢ LỰC VÀ HỆ THỐNG LÁI CÓ ĐIỀU KHIỂN TRÊN Ô TÔ

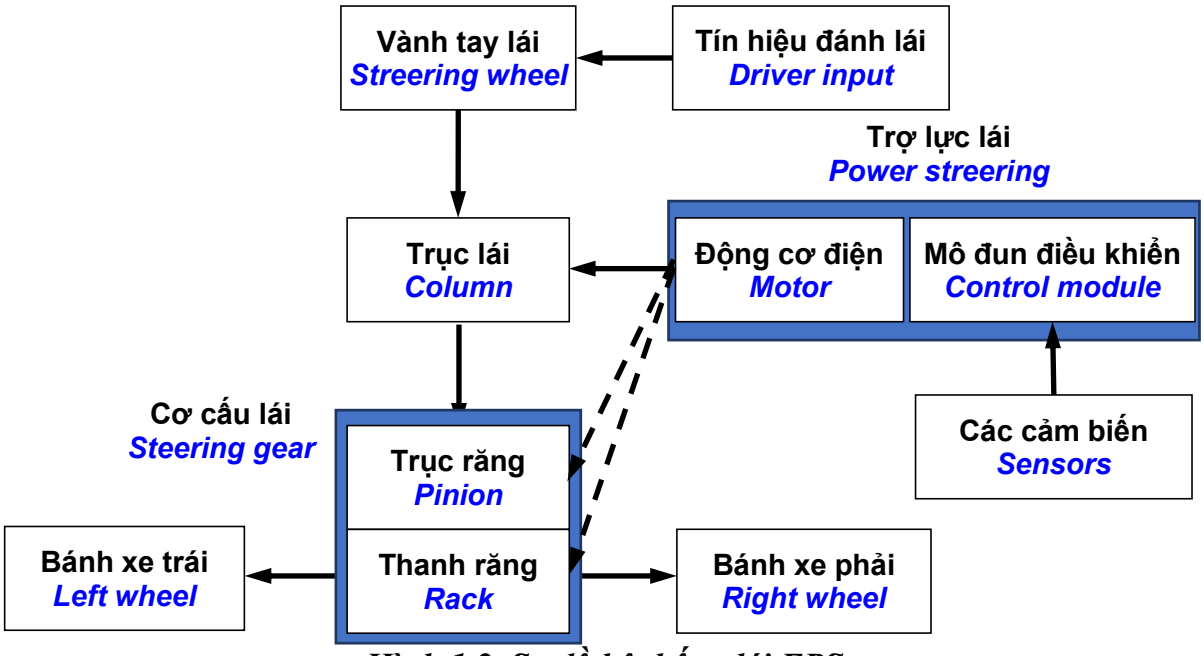
Quá trình phát triển các hệ thống lái (HTL) trên ô tô được bắt đầu từ hệ thống lái cơ khí sau đó phát triển qua hệ thống lái trợ lực thủy lực, hệ thống lái trợ lực thủy lực điều khiển điện, hệ thống lái EPS, hệ thống lái tích cực, hệ thống lái bằng dây dẫn SBW (Steer by wire), hệ thống lái tự động theo tiến trình phát triển như Hình 1.1.



Hình 1.1. Sơ đồ tiến trình phát triển của hệ thống lái

1.2. HỆ THỐNG LÁI EPS TRÊN Ô TÔ

1.2.1. Khái quát về hệ thống lái EPS



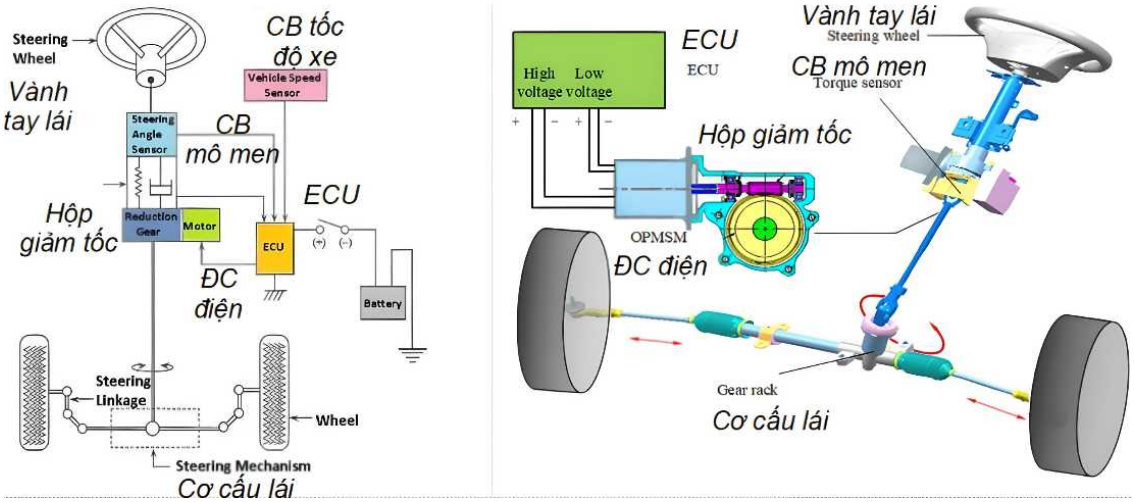
Hình 1.2. Sơ đồ hệ thống lái EPS

Hệ thống lái EPS là hệ thống bổ trợ lực cho hệ thống lái giúp người lái duy trì hay thay đổi hướng của ô tô một cách dễ dàng. Hệ thống lái EPS không chỉ mang lại sự linh hoạt cho xe khi vận hành mà còn đem lại cảm giác thoải mái, an toàn cho người điều khiển. Bên cạnh đó hệ thống lái EPS còn hạn chế tối đa mức nhiên liệu tiêu hao, dễ dàng bảo trì, sửa chữa và đem đến công năng vượt trội hoàn toàn so với các hệ thống trợ lực lái còn lại. Cùng với sự nghiên cứu, phát triển liên tục qua các năm, hệ thống lái EPS ngày càng được nâng cấp, cải tiến để thích nghi với nhiều dòng sản phẩm, nhiều điều kiện vận hành khác nhau. Tùy thuộc vào mục đích sử dụng, tính năng được tích hợp, các điều kiện chuyển động của ô tô và tác động của người lái xe đến vành lái thì mô tơ điện sẽ cung

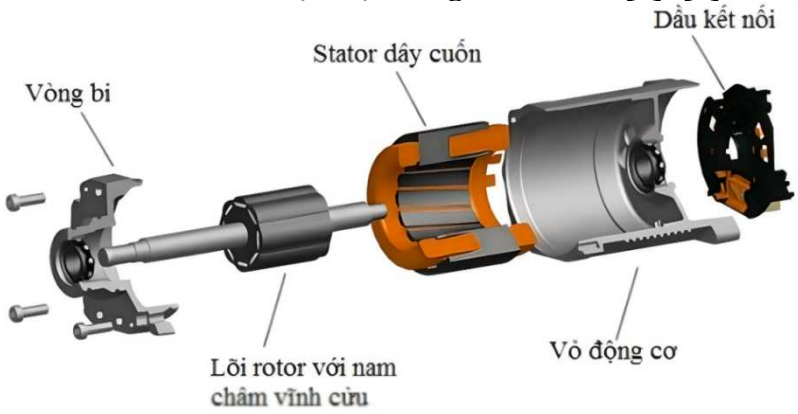
cấp một mô men bổ trợ tác động vào trục lái C-EPS (Column electric power steering System) vào trục răng SP-EPS (Single pinion electric power steering system), hay thanh răng DP-EPS (Dual-pinion electric power steering system), EPSapa (Electric power steering system with belt drive servo Unit) hay còn gọi là RP-EPS (Rack parallel electric power steering system), RD-EPS (Rack direct drive electric power steering system).

1.2.2. Hệ thống lái C-EPS

Hệ thống lái C-EPS là hệ thống lái EPS có thiết kế bộ trợ lực nằm trên trục lái, ngay sau phía dưới vành tay lái và phía trên của trục trung gian, động cơ điện trợ lực cung cấp mô men hỗ trợ tác dụng lên trục lái thông qua hộp giảm tốc trục vít-bánh vít. Hệ thống này được trang bị trên các phương tiện hạng nhẹ và trung như ô tô con, mô men hỗ trợ của động cơ điện được tăng lên nhiều lần khi truyền qua hộp giảm tốc trục vít-bánh vít của bộ trợ lực và khi truyền qua cơ cấu lái. Các bộ phận chính của hệ thống lái EPS gồm: cảm biến góc lái, mô men trục lái, góc quay động cơ điện…, động cơ điện và bộ điều khiển ECU (Electronic control unit).



Hình 1.3. Cấu tạo hệ thống lái C-EPS [3], [4]

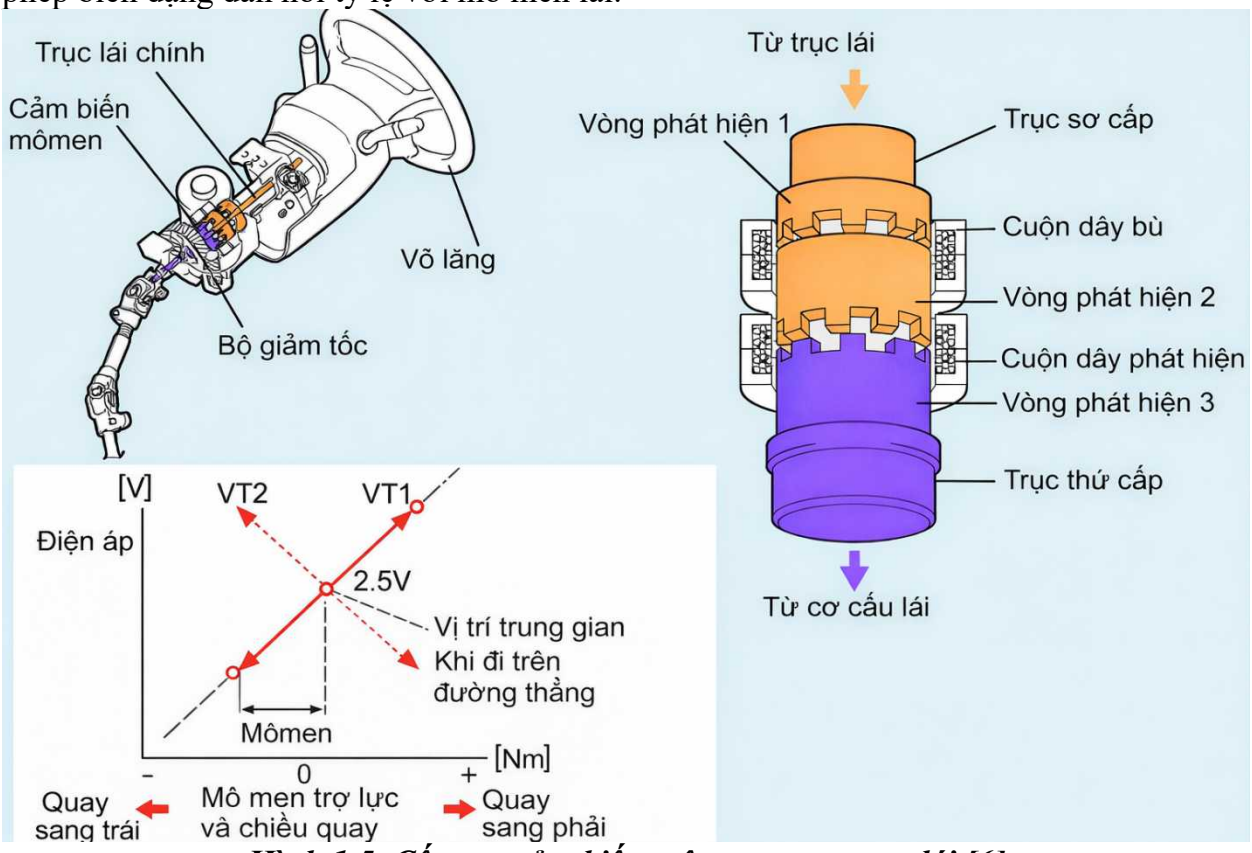


Hình 1.4. Cấu tạo động cơ điện trợ lực PMSM [5]

Để đảm bảo được công suất trợ lực cần thiết trên bộ trợ lực điện sử dụng loại động cơ điện đồng bộ nam châm vĩnh cửu (PMSM), nó bao gồm rô to, stato, trục chính và cơ cấu giảm tốc. Cơ cấu giảm tốc bao gồm trục vít và bánh vít, mô men do rô to động cơ điện tạo ra được truyền tới cơ cấu giảm tốc sau đó được truyền tới trục lái chính. Trục vít được đỡ trên các ổ đỡ để giảm độ ồn và tăng tuổi thọ làm việc, khớp nối đảm bảo cho việc nếu động cơ bị hư hỏng thì trục lái chính và cơ cấu giảm tốc không bị khóa cứng lại và hệ thống lái vẫn có thể hoạt động được.

Cảm biến mô men trục lái là phần tử trung tâm của hệ thống trợ lực lái điện, có

nhiệm vụ đo mô men do người lái tác dụng lên vành tay lái để cung cấp tín hiệu điều khiển cho ECU EPS. Mô men lái được truyền từ vành tay lái qua trục lái chính tới trục sơ cấp của cảm biến. Trên trục sơ cấp bố trí hai vòng phát hiện, trong khi một vòng phát hiện khác được lắp trên trục thứ cấp; hai trục này được liên kết bằng một thanh xoắn, cho phép biến dạng đàn hồi tỷ lệ với mô men lái.



Hình 1.5. Cấu tạo cảm biến mô men quay trục lái [6]

Các vòng phát hiện sử dụng cuộn dây không tiếp xúc tạo thành mạch kích thích điện từ. Khi người lái tác dụng mô men, thanh xoắn bị xoắn, gây ra độ lệch pha giữa các vòng phát hiện trên trục sơ cấp và trục thứ cấp. Độ lệch pha này được chuyển đổi thành tín hiệu điện tỷ lệ với mô men lái và truyền tới ECU EPS. Kết hợp tín hiệu mô men với thông tin tốc độ xe từ ECU ABS, ECU EPS xác định dòng điện, chiều và thời điểm cấp điện cho động cơ điện trợ lực nhằm hỗ trợ người lái quay trục lái theo hướng mong muốn.

Hệ thống EPS điều khiển động cơ thông qua rơle đóng cắt nguồn và có khả năng tự chẩn đoán; khi xảy ra sự cố, tín hiệu cảnh báo được hiển thị trên bảng đồng hồ. Nhờ không sử dụng công suất cơ học từ động cơ đốt trong, EPS giúp giảm tiêu hao nhiên liệu khoảng 2-3%, đồng thời cải thiện độ ổn định, cảm giác lái và an toàn vận hành, đặc biệt ở tốc độ cao.

1.3. CẢM GIÁC LÁI

1.3.1. Cảm giác lái

Hiện nay chưa có tài liệu nào định nghĩa mang tính phổ quát và thống nhất về cảm giác lái (steering feel). Tuy nhiên, trong lĩnh vực động lực học ô tô, cảm giác lái được xem là tổng hợp các phản hồi mà người lái cảm nhận thông qua vành tay lái, bao gồm mô men lái, góc lái và đặc tính tự trả lái, phản ánh trạng thái chuyển động của xe và điều kiện mặt đường [7], [8], [9]. Theo ISO 15037 [7], các đại lượng mô men lái và góc lái là tín hiệu đo tiêu chuẩn phục vụ đánh giá hành vi lái. Gillespie [8] và Rajamani [9] chỉ ra rằng mô men lái đóng vai trò là kênh phản hồi chính truyền tải thông tin động học từ xe đến

người lái, ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng kiểm soát và ổn định hướng của phương tiện.

1.3.2. Các thành phần chủ quan của cảm giác lái

Tương tự như khái niệm cảm giác lái, hiện nay, chưa có một định nghĩa chính thức nào được công bố trong các giáo trình hay tiêu chuẩn quy chuẩn về "cảm giác lái lý tưởng" cho hệ thống lái ô tô. Tuy nhiên, dựa trên sự đồng thuận của các chuyên gia trong lĩnh vực động lực học ô tô và phát triển hệ thống lái, cảm giác lái có thể được đặc trưng thông qua một tập hợp các thuộc tính cốt lõi phản ánh mức độ tương tác giữa người lái và phương tiện. Các thuộc tính này được đánh giá trong những điều kiện vận hành khác nhau giữa mô men lái, góc lái và gia tốc ngang, vận tốc xe… Mặc dù chưa mang tính đầy đủ tuyệt đối, chúng đóng vai trò quan trọng trong việc hình thành cảm giác lái tự nhiên, hài hòa và phù hợp với phản ứng động học của xe. Bao gồm năm thuộc tính chính [10]:

- Mô men lái và quy luật biến thiên mô men lái (Steering effort and steering torque build-up)
- Độ trễ phản ứng lái (Steering response delay/steering delay)
- Cảm giác mô men lái quá độ (Transient steering torque feel)
- Khả năng trả lái (Returnability/self-aligning return)
- Phản hồi mặt đường (Road feedback/road feel)

1.3.2.1. Mô men lái và quy luật biến thiên mô men lái (Steering effort and steering torque build-up)

Mô men lái phản ánh mức mô men lái mà người lái cần tác dụng lên vành tay lái để tạo ra chuyển động đánh lái, trong khi quy luật biến thiên mô men lái mô tả quy luật tăng của mô men này theo gia tốc ngang và góc lái, đặc biệt trong các tình huống vận tốc góc vành tay lái thấp (nhỏ hơn $45°/s$) [10]. Trong điều kiện này, mô men lái cần tăng tỷ lệ thuận với lực vào cua, tạo nên mối quan hệ tuyến tính và dễ dự đoán giữa thao tác lái và phản ứng của xe.

Độ dốc của đường cong mô men lái theo gia tốc ngang là chỉ báo trực tiếp của "cảm giác vào cua". Độ dốc thấp mang lại cảm giác nhẹ nhàng, thoải mái, trong khi độ dốc cao tạo cảm giác thể thao và phản hồi mạnh mẽ hơn. Dù lựa chọn mức độ nào, hình dạng đường cong cần đảm bảo tính liên tục và nhất quán, giúp người lái cảm nhận rõ ràng sự gia tăng lực vào cua theo mô men lái mà không xuất hiện các điểm gãy khúc hay thay đổi đột ngột.

1.3.2.2. Độ trễ phản ứng lái (Steering response delay/steering delay)

Độ trễ phản ứng lái là cảm giác trễ mô tả sự khác biệt về mô men lái khi vành tay lái rời khỏi vị trí trung tâm so với khi quay trở lại, cũng như độ chậm giữa thao tác đánh lái và phản ứng thực tế của hệ thống lái và thân xe, đặc biệt rõ trong vùng trung tâm. Các nguyên nhân chính gây ra cảm giác trễ bao gồm ma sát trong hệ thống lái, đặc tính giảm chấn theo vận tốc quay vành tay lái, quán tính quay, cũng như độ trễ trong điều khiển điện tử của hệ thống EPS.

Ở vận tốc quay thấp (nhỏ hơn $45°/s$), ma sát là yếu tố chi phối cảm giác trễ; trong khi ở vận tốc cao hơn (lớn hơn $90°/s$) [10], quán tính và giảm chấn đóng vai trò quan trọng hơn. Một mức trễ hợp lý là cần thiết để tạo cảm giác lái tự nhiên và ổn định. Trễ quá thấp khiến hệ thống lái trở nên nhạy quá mức, giống như lò xo và thiếu ổn định; ngược lại, trễ quá lớn làm hạn chế tiến trình lực lái, buộc người lái phải tác dụng mô men lớn để duy trì góc lái mong muốn.

1.3.2.3. Cảm giác mô men lái quá độ (Transient steering torque feel)

Cảm giác mô men lái quá độ phản ánh đặc tính đáp ứng của mô men lái trong các thao tác động nhanh, chẳng hạn như đánh lái gấp hoặc chuyển làn đột ngột, khi vận tốc

góc vành tay lái vượt quá $90°/s$. Trong các tình huống này, mô men lái có xu hướng dẫn đến sự thay đổi góc lái và gia tốc ngang, chịu ảnh hưởng đồng thời của ma sát, quán tính và giảm chấn của hệ thống lái.

Mối quan hệ pha giữa mô men lái và góc lái là yếu tố then chốt. Pha lệch quá lớn tạo cảm giác vành tay lái nặng nề, giống như có quán tính quay cao; trong khi mô men không dẫn dắt được góc lái sẽ làm hệ thống trở nên thiếu kết nối, gây cảm giác "trống lực" ở giai đoạn đầu của thao tác. Việc điều chỉnh phù hợp đặc tính mô men tạm thời giúp người lái dự đoán chính xác phản ứng của xe, giảm tải công việc điều khiển và nâng cao độ an toàn trong các tình huống vận hành động.

1.3.2.4. Khả năng trả lái (Returnability/self-aligning return)

Khả năng trả lái mô tả xu hướng vành tay lái tự quay trở về vị trí trung tâm sau khi người lái giảm hoặc thả lực tác động. Thuộc tính này chủ yếu được tạo ra bởi mô men tự căn chỉnh của lốp kết hợp với chiến lược điều khiển của hệ thống EPS. Khả năng trả lái yếu khiến việc duy trì hướng đi thẳng trở nên khó khăn, buộc người lái phải liên tục hiệu chỉnh và làm tăng tải nhận thức.

Khả năng trả lái có mối liên hệ chặt chẽ với mô men lái và cảm giác trễ; mức trễ lớn thường làm suy giảm mô men khôi phục. Một hệ thống lái có khả năng trả lái tốt thể hiện sự cân bằng hợp lý giữa hình học treo, đặc tính ma sát, độ cứng hệ thống và chiến lược điều khiển mô tơ, từ đó nâng cao cảm giác ổn định và "dễ lái" trong dải vận tốc rộng.

1.3.2.5. Phản hồi mặt đường (Road feedback/road feel)

Phản hồi mặt đường là một trong những thuộc tính khó định nghĩa nhất của cảm giác lái. Theo quan điểm người sử dụng, đây là khả năng hệ thống lái truyền đạt thông tin về mức độ bám đường của bánh xe thông qua vành tay lái. Dưới góc độ kỹ thuật, phản hồi mặt đường được đặc trưng bởi mức độ xoắn và đáp ứng tần số của vành tay lái trước các biến đổi của lực ngang lốp và mô men tự căn chỉnh.

Phản hồi phù hợp giúp tăng tính kết nối giữa người lái và mặt đường, đặc biệt trong các điều kiện giới hạn bám. Tuy nhiên, phản hồi này cần được kiểm soát và lọc hợp lý nhằm loại bỏ các tín hiệu không hữu ích, như rung lắc do mặt đường không bằng phẳng, mất cân bằng bánh xe, hoặc ảnh hưởng từ lực kéo và lực phanh. Trong các hệ thống EPS, việc tái tạo phản hồi mặt đường phụ thuộc lớn vào chiến lược điều khiển trợ lực và kỹ thuật định hình mô men phản hồi, nhằm đạt được sự cân bằng tối ưu giữa thông tin cảm nhận và sự thoải mái.

1.4. CẢM GIÁC LÁI VỚI AN TOÀN CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ

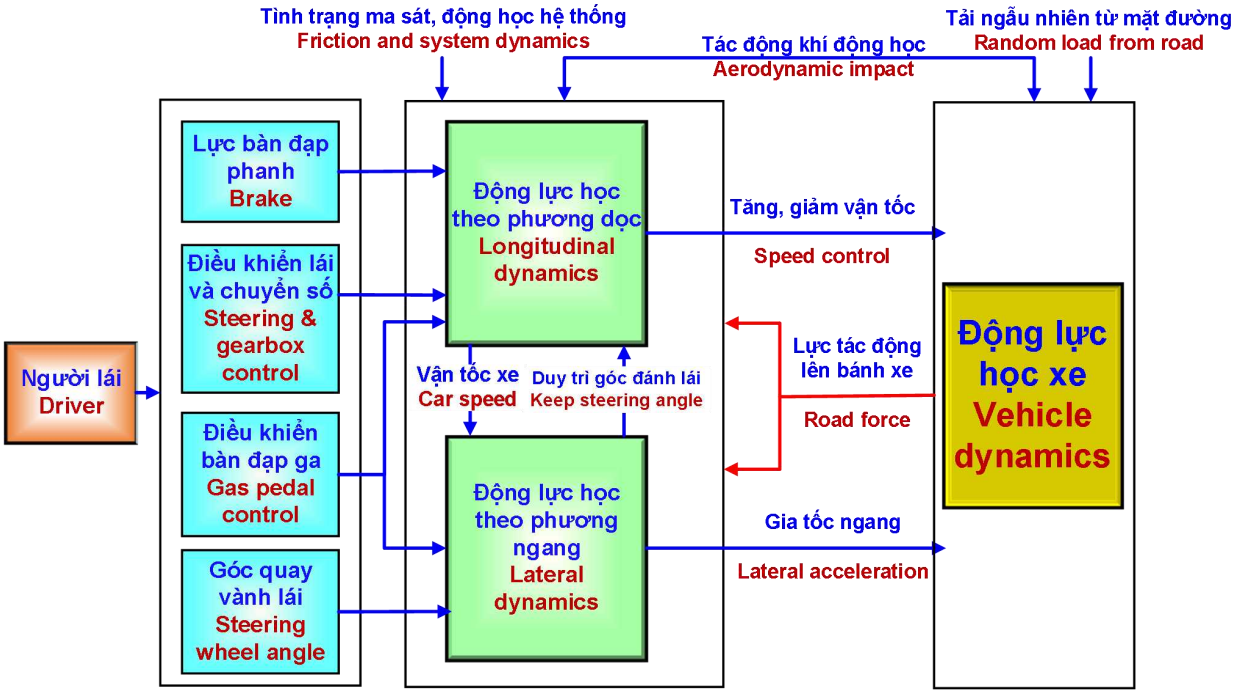
1.4.1. Khái quát về ổn định quỹ đạo và an toàn chuyển động ô tô

An toàn chuyển động ô tô bao gồm các giải pháp kỹ thuật để đảm bảo vận hành an toàn, gồm an toàn thụ động như thiết kế, kết cấu... và chủ động như phanh, ổn định, điều khiển, chiếu sáng... An toàn thụ động nhằm giảm thiệt hại khi xảy ra tai nạn, như hình dáng, kết cấu cabin, độ bền. An toàn chủ động là các biện pháp kỹ thuật ngăn ngừa và tránh tai nạn, như tính ổn định quỹ đạo, tính năng phanh, điều khiển, cảnh báo [11]. Các giải pháp tổng thể để đảm bảo an toàn chuyển động bao gồm việc xử lý phương tiện, điều kiện đường sá, hành vi lái xe và môi trường.

Quỹ đạo chuyển động của ô tô là tổng hợp tương tác giữa các hệ thống như lái, động cơ, truyền lực, treo, phanh và lốp xe, cũng như tình trạng mặt đường [12]. Ở vận tốc cao, quỹ đạo chuyển động phức tạp do tác động của lực bên và biến dạng lốp, có thể dẫn đến mất ổn định chuyển động và tai nạn [11]. Tính năng động lực (performance), tính điều khiển (handling) và dao động theo phương thẳng đứng (ride) [13].

Tính ổn định quỹ đạo là khả năng ô tô giữ được trạng thái chuyển động theo yêu cầu

trong nhiều điều kiện [14], [15]. Ô tô có thể mất ổn định do lực ngang, quay vòng, phanh gấp. Trong điều kiện phức tạp, ô tô phải giữ được quỹ đạo theo ý người lái [12], [16].



Hình 1.6. Động lực học điều khiển ô tô

Khi khảo sát an toàn chuyển động, cần quan tâm đến động lực học (ĐLH) theo ba hướng: dọc (Longitudinal), ngang (Lateral) và thẳng đứng (Vertical) [12]. ĐLH ngang chủ yếu về quay vòng, được phân tích kỹ lưỡng để đảm bảo an toàn và cảm giác thoải mái. ĐLH thẳng đứng liên quan đến dao động, biến dạng lốp và mất ổn định khi phanh.

1.4.2. Ổn định quỹ đạo chuyển động ô tô bằng hệ thống lái

Đảm bảo ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô thông qua hệ thống lái là một trong những vấn đề trọng tâm trong nghiên cứu động lực học ô tô và an toàn chủ động. Khả năng duy trì quỹ đạo mong muốn của xe phụ thuộc trực tiếp vào hiệu quả điều khiển của hệ thống lái trong việc bảo đảm tính điều khiển được và ổn định chuyển động. Khi hệ thống lái không đáp ứng yêu cầu, quỹ đạo xe trở nên khó dự đoán, làm gia tăng nguy cơ mất ổn định và tai nạn giao thông. Do đó, nhiều nghiên cứu đã tập trung phân tích mối quan hệ giữa động lực học xe và tác động của điều khiển lái đối với ổn định quỹ đạo, từ đó đề xuất các giải pháp nhằm nâng cao hiệu suất vận hành và mức độ an toàn. Các công nghệ an toàn tiên tiến như hệ thống kiểm soát ổn định điện tử (ESC) và các chức năng lái tự động cho thấy vai trò ngày càng quan trọng của điều khiển lái chủ động trong việc giám sát và điều chỉnh quỹ đạo xe, đặc biệt trong điều kiện đường sá bất lợi.

Trong bối cảnh đó, hệ thống lái trợ lực điện được xem là giải pháp hiệu quả nhằm nâng cao ổn định quỹ đạo cho các phương tiện hiện đại. So với hệ thống trợ lực thủy lực truyền thống, EPS có ưu thế về hiệu suất, độ tin cậy và khả năng bảo trì. EPS cho phép điều chỉnh mức trợ lực theo tốc độ xe và điều kiện vận hành, giúp duy trì cảm giác lái nhất quán và khả năng kiểm soát tốt, đặc biệt ở tốc độ cao. Nhờ khả năng thích ứng thông minh dựa trên cảm biến và thuật toán điều khiển, EPS góp phần cải thiện đáng kể độ ổn định, khả năng xử lý và an toàn tổng thể của ô tô.

1.4.3. Tầm quan trọng của cảm giác lái trong an toàn chuyển động của ô tô

Trong nghiên cứu động học và động lực học ô tô, ổn định quỹ đạo chuyển động và

an toàn vận hành thường được đánh giá thông qua các chỉ tiêu khách quan như đáp ứng góc xoay thân xe, góc lệch thân xe, gia tốc ngang, đặc tính thiếu lái và giới hạn bám của lốp. Tuy nhiên, trong điều kiện vận hành thực tế, các đặc tính này không được khai thác trực tiếp mà luôn chịu sự chi phối của người lái thông qua hệ thống lái. Do đó, chuyển động của ô tô cần được xem xét trong khuôn khổ một vòng kín điều khiển người - xe - môi trường, trong đó cảm giác lái đóng vai trò là kênh phản hồi chính, kết nối trạng thái động học của phương tiện với khả năng nhận biết và điều khiển của người lái.

Cảm giác lái phản ánh mối quan hệ giữa mô men phản hồi tại vành tay lái, góc lái và đáp ứng chuyển động của xe. Thông qua các tín hiệu lực và chuyển động này, người lái có thể cảm nhận được trạng thái quỹ đạo của phương tiện, bao gồm mức độ bám đường của lốp, xu hướng thiếu lái hoặc thừa lái, cũng như các nhiễu tác động từ mặt đường. Cảm giác lái do đó không chỉ mang tính chủ quan mà là kết quả vật lý của tương tác giữa hệ thống lái và động lực học xe.

Trong vùng vận hành gần chạy thẳng hoặc gia tốc ngang thấp như vùng điều khiển trung tâm, cảm giác lái có vai trò đặc biệt quan trọng. Các sai lệch quỹ đạo trong vùng này thường có biên độ nhỏ và khó nhận biết bằng thị giác, nhưng nếu không được hiệu chỉnh kịp thời, chúng có thể tích lũy và dẫn đến mất ổn định rõ rệt. Khi cảm giác lái có đặc tính tuyến tính, nhất quán và độ nhạy phù hợp, người lái có thể phát hiện sớm các sai lệch nhỏ và điều chỉnh vành tay lái với biên độ và tốc độ hợp lý. Ngược lại, cảm giác lái mờ nhạt, có vùng chết lớn hoặc phi tuyến mạnh làm suy giảm khả năng nhận biết trạng thái động học, dẫn đến phản ứng chậm hoặc điều khiển quá mức.

Dưới góc nhìn điều khiển học, cảm giác lái ảnh hưởng trực tiếp đến hệ số khuếch đại điều khiển của người lái và độ trễ pha trong phản ứng điều khiển. Nếu mô men phản hồi tại vành tay lái quá thấp hoặc vùng chết điều khiển lớn, người lái buộc phải tăng biên độ điều khiển để cảm nhận phản ứng của xe, từ đó dễ vượt qua biên ổn định tuyến tính và gây dao động quỹ đạo. Ngược lại, cảm giác lái quá nhạy hoặc thiếu khả năng suy giảm dao động có thể khuếch đại nhiễu từ mặt đường, làm tăng tải nhận thức và giảm độ chính xác điều khiển. Vì vậy, ổn định quỹ đạo chuyển động là kết quả của sự kết hợp giữa đặc tính động học nội tại của phương tiện và chất lượng tương tác người lái - hệ thống lái.

Đối với an toàn chuyển động, đặc biệt trong phạm vi an toàn chủ động, cảm giác lái đóng vai trò như một cơ chế cảnh báo sớm. Trong nhiều tình huống, mất an toàn không xảy ra do vượt ngưỡng bám tức thời mà bắt nguồn từ sự tích lũy dần các sai lệch quỹ đạo nhỏ, chẳng hạn lệch làn hoặc gia tăng góc xoay thân xe ngoài dự kiến. Cảm giác lái cho phép người lái nhận biết các thay đổi này thông qua lực và chuyển động vành tay lái trước khi chúng trở nên rõ ràng về mặt thị giác, từ đó giảm mệt mỏi, giảm tải nhận thức và nâng cao khả năng kiểm soát trong vận hành dài hạn.

Với sự phát triển của hệ thống lái trợ lực điện EPS, cảm giác lái ngày càng trở thành một đối tượng thiết kế có chủ đích. EPS cho phép hiệu chỉnh linh hoạt đặc tính phản hồi lái, song nếu thiết kế không phù hợp có thể tạo ra cảm giác ổn định giả tạo, khiến người lái đánh giá sai biên độ an toàn thực tế của phương tiện. Do đó, cảm giác lái cần được xem là yếu tố then chốt liên kết giữa ổn định quỹ đạo và an toàn chuyển động, đóng vai trò quyết định trong khả năng khai thác hiệu quả vùng ổn định của hệ thống lái, đặc biệt trong các điều kiện vận hành phức tạp hoặc gần giới hạn ổn định.

1.5. CÁC NGHIÊN CỨU NƯỚC NGOÀI VÀ TRONG NƯỚC

1.5.1. Các nghiên cứu nước ngoài

Các nghiên cứu nước ngoài về hệ thống lái EPS trên ô tô bao gồm nghiên cứu các phương pháp và chiến lược khác nhau để đảm bảo hiệu suất, cảm giác lái chân thực, giảm

tác động gây mệt mỏi cho người lái, khả năng phản hồi và an toàn tối ưu. Các hướng nghiên cứu chính có thể tổng quát như sau:

- Nghiên cứu xây dựng mô hình hệ thống lái EPS;
- Nghiên cứu về chiến lược điều khiển;
- Nghiên cứu phương pháp xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái;
- Nghiên cứu đánh giá cảm giác lái;
- Nghiên cứu xử lý phản hồi của cảm biến; Phát triển các chế độ lái cho người dùng lựa chọn; Phát triển các tính năng hỗ trợ người lái;
- Tích hợp với các hệ thống kiểm soát động lực học của xe;
- Phát hiện và chẩn đoán lỗi hệ thống.

1.5.1.1. Các hướng nghiên cứu chính trong các công bố quốc tế

Các hướng nghiên cứu chính nêu trên được phân tích chi tiết như sau:

1) **Nghiên cứu về mô hình hệ thống lái**: Hai dạng chính được sử dụng trên ô tô con là C-EPS [17], [18], [19], [20] và P-EPS [21], [22], [23]. Các dạng sử dụng trên xe SUV cỡ lớn DP-EPS. RD-EPS, RP-EPS [24], [25], [26].

2) Nghiên cứu về chiến lược điều khiển bao gồm các nhánh:

Chiến lược kiểm soát tín hiệu đầu vào và tín hiệu đầu ra của bộ điều khiển: kiểm soát mô men trợ lực, tốc độ và vị trí trục động điện cơ trợ lực để điều chỉnh hỗ trợ lái dựa trên các điều kiện đánh lái và mô men cản quay từ mặt đường. Việc lựa chọn các tham số đầu vào và tham số điều khiển phụ thuộc vào mục tiêu của chiến lược điều khiển: Trong [27], [28], [29] tín hiệu đầu vào là mô men tác dụng từ vành tay lái T_d và tốc ô tô v, tín hiệu đầu ra là mô men động cơ trợ lực T_m; Trong [30], [31], [32] tín hiệu đầu vào T_d và v, tín hiệu đầu ra là T_m và vị trí hoặc/và tốc độ trục động cơ trợ lực φ_m, $\dot{\varphi}_m$. Trong [33], [34] tín hiệu đầu vào T_d, v và góc lái φ_d, tín hiệu đầu ra là T_m; Trong [35], [36], [37], [38] tín hiệu đầu vào T_d, v và φ_d, tín hiệu đầu ra là T_m và φ_m, $\dot{\varphi}_m$.

Chiến lược điều khiển vòng kín: Hệ thống điều khiển vòng kín liên tục giám sát thông tin lái của người lái, tốc độ xe, tình trạng đường và các thông số khác để điều chỉnh hỗ trợ lái theo thời gian thực[10], [39], [40]. Điều này đảm bảo cảm giác lái phản ứng nhanh và phù hợp với tình huống lái xe.

Nghiên cứu các phương pháp điều khiển: Các chiến lược điều khiển khác nhau để đáp ứng các mục tiêu khác nhau như: điều khiển PID [23], [24],[41]; điều khiển Fuzzy-PID [42], [43]; điều khiển Fuzzy[41], [44]; điều khiển BSPID [19], điều khiển PI [27]; điều khiển FOC [30], [36]; Mạng nơ ron mờ Wavelet với thuật toán tiến hóa (IDE) [17], [39]; Mạng nơ-ron BP (Back Propagation, BP)[45], điều khiển trượt [46]; điều khiển LQR [25], [33],[47]; điều khiển H∞[48]; điều khiển H2/H∞ [30].

Chiến lược điều khiển thích ứng: Thuật toán điều khiển thích ứng được sử dụng để điều chỉnh hỗ trợ lái dựa trên các yếu tố như tốc độ xe, điều kiện đường, hành vi của người lái và chế độ lái. Các thuật toán này tối ưu hóa cảm giác lái và phản hồi cho các tình huống lái xe khác nhau [22], [38], [49].

Chiến lược điều khiển các mức hỗ trợ thay đổi: Hệ thống lái EPS có thể cung cấp các mức hỗ trợ khác nhau tùy theo điều kiện lái xe. Các chiến lược để kiểm soát các mức hỗ trợ này bao gồm điều chỉnh mô men lái của động cơ, tỷ số lái và các đặc tính phản hồi để đáp ứng sở thích của người lái và nâng cao tính năng động lực học của xe [38],[49]. Các nghiên cứu điển hình có [45] điều khiển theo đa bản đồ, sử dụng các đường đặc tính trợ lực lái khác nhau phụ thuộc vào tải trọng và hệ số bám của mặt đường.

Kỹ thuật điều khiển nâng cao: Nghiên cứu đang tiến hành tập trung vào các kỹ thuật điều khiển tiên tiến như điều khiển dự đoán, học máy và trí tuệ nhân tạo để nâng cao hơn nữa hiệu suất và khả năng của hệ thống lái EPS trên ô tô[50], [51], [52], [53].

3) Nghiên cứu xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái (xem phân tích phía dưới)

4) Nghiên cứu đánh giá cảm giác lái và các biện pháp cải thiện cảm giác lái bao gồm hai nhánh:

Nghiên cứu đánh giá cảm giác lái (xem phân tích phía dưới)

Các biện pháp cải thiện cảm giác lái: Điều khiển trả lái về vị trí trung gian, dự báo những tham số không chắc chắn, loại bỏ nhiễu chủ động do ma sát, mặt đường…điều khiển trên cơ sở ước lượng mô men lái: Điều khiển phản hồi tác động từ mặt đường để nâng cao cảm giác lái [28],[54]; Điều khiển giảm rung động của hệ thống [22], [30], [55], [56]; Điều khiển bù ma sát trong hệ thống lái có [38], [57]; Điều khiển có bù ma sát, bù giảm chấn và bù quán tính [42], [56], [58]; Điều khiển có tính đến tải trọng trên trục dẫn hướng và sự thay đổi hệ số bám của bánh xe và mặt đường [45], [57]; Điều khiển chống nhiễu, lọc nhiễu và kiểm soát nhiễu chủ động [59], [60], [61]; Điều khiển quay về vị trí trung gian [37], [51]; Điều khiển dựa trên ước lượng mô men lái [33], [41], [45], [62].

***5)* Phản hồi của cảm biến, EPS tích hợp tính năng hỗ trợ người lái: Các cảm biến như cảm biến mô men lái, cảm biến góc và cảm biến vị trí được sử dụng để cung cấp phản hồi về góc vành tay lái, thông tin đầu vào của người lái và động lực học của xe. Phản hồi này rất cần thiết để hệ thống điều khiển điều chỉnh hỗ trợ lái một cách chính xác. Thiết kế mô đun bù pha để điều chỉnh tín hiệu cảm biến mô men [34],**[61]; Thiết kế các bộ lọc để ổn định tín hiệu mô men lái [63]; Các chiến lược kiểm soát phản hồi nhằm cải thiện cảm giác lái [32], [55], [62]; ước lượng mô men lái để tránh mất hỗ trợ đột ngột khi cảm biến bị lỗi [20]. Hệ thống lái EPS có thể tích hợp các tính năng hỗ trợ người lái như hỗ trợ giữ làn đường, hỗ trợ đỗ xe và tránh va chạm [64], [65], [66]. Những tính năng này sử dụng thuật toán điều khiển để cung cấp thêm hỗ trợ lái và tăng cường độ an toàn cho xe.

***6)* EPS tích hợp với hệ thống kiểm soát động lực học của xe: Hệ thống lái EPS thường được tích hợp với hệ thống kiểm soát độ ổn định của xe để nâng cao động lực học tổng thể của xe. Các chiến lược điều khiển phối hợp đảm bảo rằng hỗ trợ lái bổ sung cho các hệ thống kiểm soát an toàn và ổn định khác trên xe**[65], [67].

***7)* Nghiên cứu phát hiện và chẩn đoán lỗi cho EPS: Các chiến lược kiểm soát bao gồm các thuật toán phát hiện lỗi nhằm giám sát hệ thống để phát hiện các trục trặc hoặc bất thường. Khi phát hiện lỗi, hệ thống điều khiển có thể điều chỉnh hỗ trợ lái hoặc đưa ra cảnh báo cho người lái để đảm bảo vận hành an toàn**[53], [68].

1.5.1.2. Phân tích các hướng nghiên cứu liên quan trực tiếp đến nhánh nghiên cứu của luận án.

1) Nghiên cứu phương pháp xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái

Các nhánh tiếp cận nghiên cứu xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái bao gồm:

a. Cách tiếp cận thực dụng, bảng tra và đường cong tham số hóa

Phần lớn các nghiên cứu và ứng dụng công nghiệp xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái dưới dạng bảng tra hai hoặc ba chiều mô men lái - tốc độ xe - tải/điều kiện vận hành hoặc các đường cong tham số hóa đơn giản nhằm thuận tiện cho triển khai trên bộ điều khiển điện tử ECU [69], [70]. Nhiều công trình đã khẳng định vai trò trung tâm của bản đồ đặc tính trợ lực lái trong việc quyết định cảm giác lái, độ ổn định, khả năng tự trả lái và phản hồi mặt đường [71], [31], [72]. Tuy nhiên, đặc điểm chung của hướng tiếp cận này là bản đồ thường được "lựa chọn và hiệu chỉnh" dựa trên dữ liệu thử nghiệm hoặc kinh nghiệm kỹ sư, thay vì được tạo ra từ một cấu trúc lý luận có liên kết rõ ràng với động lực học xe và cảm nhận của người điều khiển.

b. Cách tiếp cận đa bản đồ theo điều kiện vận hành

Một hướng nghiên cứu khác tập trung phát triển nhiều bản đồ đặc tính trợ lực lái để

thích nghi với tải trọng, hệ số bám và điều kiện mặt đường, nhằm cải thiện độ ổn định và cảm giác lái theo điều kiện vận hành [73], [74], [75]. Như nghiên cứu trên xe thương mại đã xây dựng tập bản đồ đặc tính trợ lực lái theo tải trục trước và hệ số bám, kiểm chứng thông qua các bài thử tiêu chuẩn và đối chiếu với một số chuẩn quốc gia và quốc tế [45]. Ưu điểm của hướng này là tăng khả năng thích nghi của EPS. Tuy nhiên, việc chuyển đổi giữa các vùng làm việc hoặc các bản đồ khác nhau thường tiềm ẩn nguy cơ không liên tục cảm giác lái (perceptual discontinuity), dẫn đến cảm giác rời rạc và thiếu tự nhiên nếu không có ràng buộc thiết kế về tính mượt chuyển tiếp (smooth transition). Vấn đề này đã được ghi nhận nhưng chưa được xử lý như một yêu cầu thiết kế nền tảng trong đa số công trình.

c. Cách tiếp cận hướng con người và mô men lái lý tưởng

Các nghiên cứu theo hướng lấy con người làm trung tâm (human-centreed approach) cho rằng hình dạng của đường đặc tính trợ lực lái có liên hệ chặt chẽ với quy luật cảm nhận và hành vi điều khiển vận động của con người. Một số công trình về mô men lái lý tưởng (ideal steering torque) cho thấy tồn tại các quy luật cảm nhận tương đối ổn định trong cùng phân khúc xe [76], [77]. Ngoài ra, một số nghiên cứu đã liên hệ nguồn gốc của đường đặc tính trợ lực lái với quy luật lũy thừa giữa kích thích - cảm nhận và nguyên lý tối ưu vận động, qua đó gợi ý khả năng tích hợp định lượng quy luật tâm lý vào thiết kế [78]. Tuy nhiên, phần lớn các kết quả hiện mới dừng ở mức chứng minh nguyên lý hoặc ứng dụng trong các kịch bản lý tưởng, chưa hình thành được một quy trình thiết kế bản đồ đặc tính trợ lực lái có cấu trúc tổng quát và khả năng triển khai thực tế cho nhiều nền xe và nhiều chế độ lái.

Đánh giá tổng hợp nhánh xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái: Tổng hợp các nghiên cứu cho thấy nhánh này đã phát triển mạnh theo hướng thực dụng bảng tra và thích nghi đa bản đồ, đồng thời bắt đầu xuất hiện các tiếp cận hướng tâm lý con người. Tuy nhiên, vẫn tồn tại ba hạn chế lớn:

Thiếu cơ sở lý luận và cấu trúc tạo bản đồ tổng quát, liên kết trực tiếp mô hình động lực học xe - hệ thống lái - mục tiêu cảm giác lái [69], [79], [10].

Khả năng nhân bản thấp: Cùng một bản đồ tạo ra cảm giác khác nhau khi thay đổi nền xe, hệ thống lốp, tỷ số truyền hoặc độ cứng hệ thống [80], [81].

Thiếu "ngôn ngữ tham số" có cơ sở khoa học để mô tả phong cách lái và đảm bảo tính liên tục cảm giác khi chuyển chế độ hoặc vùng làm việc [74], [82], [83].

2) Nghiên cứu chiến lược điều khiển và thiết kế bộ điều khiển EPS

Các nhánh tiếp cận nghiên cứu này bao gồm:

a. Mô hình hóa EPS phục vụ điều khiển

Nhiều nghiên cứu đã xây dựng mô hình cơ - điện - điều khiển của EPS nhằm phục vụ thiết kế bộ điều khiển và phân tích độ nhạy tham số. Tuy nhiên, trong thực tế công nghiệp, logic điều khiển lõi thường thuộc sở hữu của nhà cung cấp và khó tiếp cận đầy đủ, khiến OEM thường phải sử dụng các mô hình bảng tra dựa trên dữ liệu thử nghiệm thay vì mô hình điều khiển chi tiết [84]. Điều này làm gia tăng khoảng cách giữa thiết kế lý luận và khả năng triển khai thực tế.

b. Điều khiển bám mô men mục tiêu và cảm giác lái tham chiếu

Một số công trình tập trung vào điều khiển bám mô men lái mục tiêu nhằm tái tạo cảm giác lái mong muốn và giảm phụ thuộc vào hiệu chỉnh thủ công [10]. Song song, khái niệm cảm giác lái tham chiếu dựa trên mô hình cho phép thiết kế cảm giác lái "ảo" và sử dụng bộ điều khiển để theo dõi tham chiếu này [85]. Hướng tiếp cận này cho thấy tiềm năng nâng cao mức độ chủ động trong thiết kế cảm giác lái.

Tuy nhiên, trong hầu hết các nghiên cứu, tham chiếu hoặc mô men mục tiêu vẫn cần

được xác lập từ dữ liệu xe mẫu hoặc đánh giá chủ quan. Điều này cho thấy thiếu vắng một nền tảng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng và thiếu khung đánh giá khách quan để xác nhận chất lượng tham chiếu.

Đánh giá tổng hợp nhánh điều khiển: Nhánh điều khiển EPS đã đạt nhiều tiến bộ về mô hình hóa, bám mô men và bù ảnh hưởng động cơ điện. Tuy nhiên, hai khoảng thiếu chính vẫn tồn tại: (i) thiếu liên kết chặt giữa thiết kế bản đồ đặc tính trợ lực lái và thiết kế bộ điều khiển như một quy trình thống nhất; (ii) thiếu phương pháp đánh giá khách quan đủ mạnh để xác nhận bộ điều khiển thực thi bản đồ một cách bền vững và nhất quán cảm giác lái trong nhiều điều kiện vận hành.

3) Nghiên cứu đánh giá cảm giác lái

Các nhánh tiếp cận nghiên cứu này bao gồm:

a. Đánh giá chủ quan và hạn chế chuẩn hóa

Các nghiên cứu về đánh giá chủ quan chỉ ra rằng phương pháp này chịu ảnh hưởng mạnh bởi thang điểm, cách diễn giải, thiên lệch cá nhân và điều kiện thử nghiệm, đồng thời đòi hỏi nguyên mẫu vật lý và chi phí cao [86]. Điều này tạo động lực phát triển các chỉ số đánh giá khách quan để hỗ trợ thiết lập mục tiêu kỹ thuật.

b. Tương quan đánh giá chủ quan - chỉ số khách quan

Nhóm nghiên cứu cảm giác lái đã xây dựng mối liên hệ giữa đánh giá chủ quan và các chỉ số khách quan như mô men lái (steering effort), biên thiên mô men lái (steering torque build-up gradient), vùng chết mô men (torque deadband), độ trễ - vòng trễ (hysteresis) và đặc tính xử lý trung tâm (on-centre handling) [87], [88], [89]. Việc sử dụng rô bốt lái (steering robot) giúp tăng độ lặp và giảm nhiễu do thao tác con người.

Tuy nhiên, các mô hình này vẫn phụ thuộc đánh giá chủ quan làm dữ liệu tham chiếu và dải giá trị "ưa thích" phụ thuộc phân khúc xe và tập dữ liệu. Vì vậy, chưa hình thành được phương pháp đánh giá hoàn toàn độc lập và chuẩn hóa.

c. Tiếp cận định hướng khách hàng

Phương pháp phát triển cảm giác lái định hướng khách hàng (customer-focused steering feel development) phân tách cảm giác lái thành các thuộc tính và ánh xạ sang các bài thử khách quan để xây dựng yêu cầu kỹ thuật [90]. Tuy nhiên, việc xác lập mục tiêu vẫn cần dữ liệu khảo sát và thử nghiệm clinic (là hình thức thử nghiệm đánh giá cảm nhận người dùng có kiểm soát, trong đó một nhóm người lái đại diện như khách hàng mục tiêu, kỹ sư thử nghiệm, chuyên gia đánh giá… được mời tham gia lái thử xe hoặc mô phỏng lái trong môi trường tiêu chuẩn hóa), nên chưa đạt được đánh giá "toàn diện".

d. Rô bốt lái và tiêu chuẩn ISO

Rô bốt lái được chứng minh là công cụ hiệu quả để thực hiện chính xác các bài thử tiêu chuẩn ISO 7401 và ISO 13674, đảm bảo dạng sóng và biên độ thao tác lái, từ đó nâng cao độ lặp và độ tin cậy của dữ liệu thử nghiệm [91]. Tuy nhiên, các tiêu chuẩn này chủ yếu tập trung vào đáp ứng động học và ổn định xe; việc chuyển đổi kết quả thử nghiệm ISO thành bộ chỉ số cảm giác lái phục vụ xác nhận bản đồ đặc tính trợ lực lái EPS vẫn chưa được chuẩn hóa.

e. Đánh giá trên băng thử và phương pháp đánh giá sớm

Các nghiên cứu đánh giá phản hồi lái trên băng thử thông qua kích thích lực tại thanh răng và phân tích hàm truyền mô men vành tay lái, kết hợp mô hình tay người (human grip model), cho thấy khả năng đánh giá sớm không cần xe thật và cải thiện tương quan với đánh giá chủ quan [92]. Tuy nhiên, phương pháp này mới tập trung vào phản hồi an toàn (safety relevant feedback) và chưa bao phủ đầy đủ các thành phần cảm giác lái gắn với bản đồ đặc tính trợ lực lái.

f. Đánh giá cảm giác thoải mái bằng chỉ số sinh lý

Phương pháp sử dụng hiệu suất lái dựa trên tín hiệu điện cơ để đánh giá sự thoải mái khi lái xe cho thấy tiềm năng kết nối giữa năng lượng thao tác và cảm nhận người điều khiển [93]. Tuy nhiên, yêu cầu thiết bị đo phức tạp và khó chuẩn hóa đại trà khiến phương pháp này chưa phù hợp cho đánh giá công nghiệp quy mô lớn.

1.5.1.3. Khoảng trống nghiên cứu

Từ phân tích hướng nghiên cứu liên quan trực tiếp đến nhánh nghiên cứu của luận án, có thể xác định ba khoảng trống nghiên cứu trọng tâm:

Khoảng trống thứ nhất: Khoảng trống về cơ sở lý luận và cấu trúc tổng quát để xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng, trong đó bản đồ được tạo từ mô hình, tích hợp định lượng quy luật cảm nhận của người điều khiển, tách bạch tham số phần cứng và tham số cảm nhận/phong cách lái.

Khoảng trống thứ hai: Khoảng trống về khung đánh giá cảm giác lái EPS theo hướng được chuẩn hóa theo tiêu chuẩn quốc tế ISO hoặc tiêu chuẩn quốc gia tương đương, với hệ thống chỉ số định lượng rõ ràng, đủ độ lặp và có thể triển khai sớm trong mô phỏng phần mềm trong vòng lặp MIL, SIL và phần cứng trong vòng lặp HIL, nhằm kiểm chứng trực tiếp chất lượng bản đồ đặc tính trợ lực lái và bộ điều khiển.

Khoảng trống thứ ba: Cần có một quy trình đầy đủ từ khâu thiết kế bản đồ đặc tính trợ lực lái, xây dựng chiến lược điều khiển và đánh giá cảm giác lái để kiểm chứng tính phù của bản đồ đặc tính trợ lực lái và khả năng đáp ứng của bộ điều khiển trong giai đoạn nghiên cứu và phát triển sản phẩm.

Ghi chú: *Khoảng trống nghiên cứu được nhận định trên cơ sở các công trình đã công bố. Luận án không nhận định đối với các nghiên cứu bảo mật và không được công bố của các nhà sản xuất.*

1.5.2. Các nghiên cứu trong nước

1.5.2.1. Các hướng nghiên cứu

Trong nước, đã có một số công trình nghiên cứu về động lực học chuyển động ô tô, hệ thống lái trên ô tô hiện đại và hệ thống lái EPS. Các hướng nghiên cứu chính bao gồm:

- Nghiên cứu các vấn đề về lý thuyết ô tô, quỹ đạo chuyển động ô tô, động lực học ô tô có thể kể đến các giáo trình, sách chuyên khảo [13], [94], [95]; Dao động ô tô [96].

- Nghiên cứu các dạng hệ thống lái có thể kể đến hệ thống lái bằng dây dẫn SBW (không trục lái) trên ô tô con [97], [98], [99] và ô tô tải [100], [101], [102] hệ thống lái trợ lực thủy lực [100], [103]; hệ thống lái chủ động [11],[104]; hệ thống lái trợ lực điện EPS [105], [106].

Về phương pháp điều khiển có thể kể đến điều khiển mờ [11], điều khiển PID [105], [107] điều khiển trượt [100].

Nghiên cứu thử nghiệm hệ thống lái có thử nghiệm trên mô hình bán thực nghiệm [11], [16],[108] và thử nghiệm trên xe [12].

1.5.2.2. Phân tích một số nghiên cứu công bố trong nước

Trong [106] (2023), nhóm tác giả xây dựng mô hình EPS để khảo sát đặc tính cảm biến mô men và truyền động của động cơ trợ lực, đồng thời mô phỏng mô men điện trở từ mặt đường truyền lên vành tay lái. Trên cơ sở tín hiệu cảm biến, bộ điều khiển PID được thiết kế nhằm thu thập đầu vào, tính toán và điều khiển dòng điện động cơ trợ lực. Không nghiên cứu về đặc tính trợ lực lái và đánh giá cảm giác lái.

Trong [107] (2021), bài báo đề xuất điều khiển PID cho động cơ EPS nhằm đáp ứng yêu cầu trợ lực theo vận tốc xe và điều kiện mặt đường. Thuật toán PID điều chỉnh điện áp cấp cho động cơ dựa trên phản hồi từ cảm biến mô men lái, cảm biến tốc độ và cảm

biến góc lái để tạo mô men trợ lực phù hợp. Không nghiên cứu về đặc tính trợ lực lái và đánh giá cảm giác lái.

Trong [109] (2021), các tác giả nghiên cứu hệ thống C-EPS, xây dựng mô hình cơ học và phương trình động lực học dạng không gian trạng thái. Các tham số kết cấu ảnh hưởng đến đặc tính hệ thống được xét gồm: mô men quán tính, độ cứng xoắn và giảm chấn trục lái; độ cứng xoắn và giảm chấn thanh răng; bán kính bánh răng. Mô hình được khảo sát trên miền tần số và miền thời gian để đánh giá mức độ tác động của tham số đến đáp ứng. Không nghiên cứu về đặc tính trợ lực lái và đánh giá cảm giác lái.

Trong [105] (2017), nghiên cứu trình bày thiết kế bộ điều khiển PID cho động cơ trong EPS; mô hình toán học C-EPS được xây dựng và mô phỏng trên Matlab/Simulink để kiểm chứng. Không nghiên cứu về đặc tính trợ lực lái và đánh giá cảm giác lái.

Nguyễn Xuân Tuấn và cộng sự trong [12], [98], [100], [101], [102], [110] (2016-2021) công bố chuỗi nghiên cứu chuyển đổi hệ thống lái cơ khí trợ lực thủy lực sang SBW điện tử - thủy lực cho xe tải HINO 300Series. Nhóm tác giả xây dựng mô hình động lực học tổng quát và các mô hình mô phỏng tương ứng trên Matlab/Simulink, với tham số đầu vào từ thử nghiệm và tài liệu tham khảo; đồng thời thiết kế bộ điều khiển trượt SMC cho cơ cấu chấp hành dẫn hướng và mô đun tái tạo cảm giác lái, kèm thử nghiệm chuyển đổi trên xe. Không nghiên cứu về đặc tính trợ lực lái và đánh giá cảm giác lái.

Trần Văn Lợi và cộng sự [97], [98], [99], [99], [108] (2011-2018) nghiên cứu SBW trên ô tô con theo hướng mô hình hóa dạng mô đun để thuận lợi khảo sát và điều khiển. Thuật toán Fuzzy-PID được dùng cho điều khiển bám giữa vành lái và cơ cấu chấp hành; sai số góc nằm trong khoảng 0÷0.15 (rad), phù hợp giới hạn của hệ thống lái truyền thống. Nhóm tác giả phát triển mô hình thí nghiệm bán tự nhiên có giao tiếp ảo DAQ để đo tham số đầu vào và kiểm chứng mô phỏng; tuy nhiên các điều kiện tải trọng và tốc độ thực tế chưa được phản ánh đầy đủ. Không nghiên cứu về đặc tính trợ lực lái và đánh giá cảm giác lái.

Nguyễn Tuấn Anh [104] giới thiệu bộ điều khiển tối ưu cho hệ thống lái tích cực và đánh giá chất lượng điều khiển khi có tác động của gió ngang. Không nghiên cứu về đặc tính trợ lực lái và đánh giá cảm giác lái.

Đánh giá chung về các công trình nghiên cứu trong nước: Các tài liệu về lý thuyết ô tô và động học động lực học chuyển động đã tương đối đầy đủ và có độ tin cậy cao. Tuy nhiên, các công bố nghiên cứu chuyên sâu hệ thống lái trợ lực điện EPS, còn rất hạn chế; một số nghiên cứu tiêu biểu chủ yếu tập trung vào hệ thống lái SBW. Với EPS, các công trình hiện nay phần lớn mới dừng ở phân tích kết cấu, xây dựng bộ điều khiển cơ bản và đánh giá bằng mô phỏng, chưa có nghiên cứu chuyên sâu về các nội dung cốt lõi như xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái, chiến lược, phương pháp điều khiển và thiết kế bộ điều khiển theo mục tiêu, cũng như đánh giá cảm giác lái một cách hệ thống.

1.5.3. Vấn đề nghiên cứu trung tâm và định hướng giải quyết của luận án

Qua phân tích, nhận định khoảng trống của các công trình đã công bố, luận án xác định vấn đề nghiên cứu trung tâm không chỉ là "thiết kế một bản đồ đặc tính trợ lực lái tốt cho một xe cụ thể" hay "tìm một chỉ số khách quan nào đó cho cảm giác lái", mà là xây dựng một chuỗi phương pháp luận khép kín cho EPS gồm: (i) lý luận và cấu trúc tạo bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng, (ii) chiến lược và bộ điều khiển thực thi bản đồ đặc tính trợ lực lái một cách bền vững và (iii) khung đánh giá cảm giác lái khách quan để kiểm chứng (i) và (ii). Trên cơ sở đó, luận án hướng tới trả lời câu hỏi tổng quát:

Làm thế nào để xây dựng một quy trình gồm phương pháp xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái có cơ sở lý luận, có cấu trúc tổng quát, có tính nhân bản và phù hợp với quy luật tâm lý người điều khiển, đồng thời phát triển chiến lược điều khiển, thiết kế bộ điều khiển EPS để hiện thực hóa bản đồ đó. Cuối cùng xây dựng một khung đánh giá cảm giác lái theo hướng chuẩn hóa theo tiêu chuẩn, nhằm kiểm chứng chất lượng bản đồ và bộ điều khiển?

1.6. MỤC TIÊU, PHẠM VI, PHƯƠNG PHÁP VÀ NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

1.6.1. Mục tiêu nghiên cứu

1.6.1.1. Mục tiêu nghiên cứu

Luận án tập trung 03 mục tiêu nghiên cứu chính cho hệ thống lái trợ lực điện trên xe con bao gồm:

Mục tiêu 1: Nghiên cứu thiết lập cơ sở lý luận, cấu trúc và phương pháp xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái từ đó đề xuất cấu trúc bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng phù hợp với quy luật tâm lý người điều khiển;

Mục tiêu 2: Nghiên cứu chiến lược và thiết kế bộ điều khiển hệ thống lái trợ lực điện để thực thi mục tiêu 1;

Mục tiêu 3: Nghiên cứu đánh giá cảm giác lái để kiểm chứng mục tiêu 1 và 2.

1.6.1.2. Đóng góp mới của luận án

Nghiên cứu xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái, thiết kế bộ điều khiển hệ thống lái EPS và đánh giá cảm giác trên xe con là hướng nghiên cứu mới tại Việt Nam. Kết quả nghiên cứu có thể dùng làm tài liệu trong đào tạo và có khả năng ứng dụng vào thực tiễn về hoàn thiện thiết kế và sản xuất hệ thống lái EPS.

1.6.2. Phạm vi và đối tượng nghiên cứu

1.6.2.1. Phạm vi

Về lý thuyết: Nghiên cứu cơ sở lý thuyết và cấu trúc đặc tính trợ lực lái điện; Nghiên cứu xây dựng các mô hình ĐLH có tham gia trong cấu trúc bản đồ đặc tính trợ lực lái. Nghiên cứu cảm giác lái, cảm giác lái phù hợp quy luật tâm lý của người điều khiển và phương pháp, chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái. Từ đó xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng, thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống lái EPS và đánh giá cảm giác lái tổng thể.

- Thử nghiệm: Thử nghiệm mô phỏng trên môi trường mô phỏng tích hợp mô hình Matlab/Simulink với mô hình CarSim. Thử nghiệm mô phỏng (MIL) các bài thử nghiệm đánh giá cảm giác lái đã được chuẩn hóa theo các tiêu chuẩn quốc tế nhằm kiểm chứng mô hình lý thuyết, đánh giá tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái và khả năng đáp ứng của bộ điều khiển từ đó tinh chỉnh và hoàn thiện mô hình lý thuyết.

Căn cứ và mục tiêu nghiên cứu, luận án không xem xét các nội dung sau:

- ĐLH chuyển động ô tô được xây dựng để thiết lập cấu trúc của bản đồ đặc tính trợ lực lái. Do đó luận án không phân tích và đánh giá ổn định quỹ đạo chuyển động cũng như các vấn đề về an toàn chuyển động như hành lang, gia tốc ngang giới hạn, trượt bên…
- Nghiên cứu không xem xét đến sự lão hóa của hệ thống hoặc sai lệch chế tạo.
- Không xem xét đến vùng phi tuyến của lốp.

1.6.2.2. Đối tượng

Hệ thống lái EPS loại C-EPS trên ô tô con.

1.6.3. Phương pháp và cách thực hiện

Phương pháp: Nghiên cứu lý thuyết kết hợp mô phỏng và thử nghiệm mô phỏng trên phần mềm thử nghiệm ảo công nghiệp.

Cách thực hiện:

Lưu đồ các bước thực hiện nội dung nghiên cứu chính được thể hiện như Hình 1.7.

- Bước 1: Xây dựng mô hình ĐLH ô tô, hệ thống lái, mô men cản quay, phân bố khối lượng, bánh xe đàn hồi, động cơ trợ lực;
- Bước 2: Thiết lập cấu trúc bản đồ đặc tính trợ lực lái và thiết kế bộ điều khiển trợ lực lái;
- Bước 3: Xây dựng các MHMP trong phần mềm Matlab/Simulink;
- Bước 4: Xây dựng mô hình trong phần mềm CarSim và mô hình thử nghiệm mô phỏng tích hợp CarSim - Matlab/Simulink;
- Bước 5: Lựa chọn một xe mẫu cụ thể, mô phỏng trong phần mềm Matlab/Simulink, tiến hành đối chứng với xe tham chiếu trong CarSim để kiểm chứng và đánh giá tính đúng đắn của các mô hình toán học và MHMP trong Simulink.
- Bước 6: Thử nghiệm mô phỏng đánh giá cảm giác lái trên mô hình tích hợp CarSim - Matlab/Simulink để đánh giá tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái đã thiết lập thông qua các chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái.
- Bước 7: Thông qua kết quả Bước 6, tinh chỉnh các tham số trong cấu trúc bản đồ đặc tính trợ lực lái. Nếu kết quả đánh giá cảm giác lái chưa đạt mục tiêu thì thực hiện lại Bước 6. Lặp lại quy trình Bước 6 và Bước 7 đến khi đạt mục tiêu về cảm giác lái mong muốn.
- Bước 8: Đưa ra bộ thông số của bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng cho xe mẫu. Đề xuất bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng và tinh chỉnh bộ điều khiển;
- Bước 9: Kết luận và kiến nghị.

Áp dụng quy trình này cho các loại xe có trang bị EPS khi xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái và thiết kế bộ điều khiển trong giai đoạn nghiên cứu phát triển sản phẩm.

1.6.4. Nội dung nghiên cứu

Luận án gồm 04 chương sau:

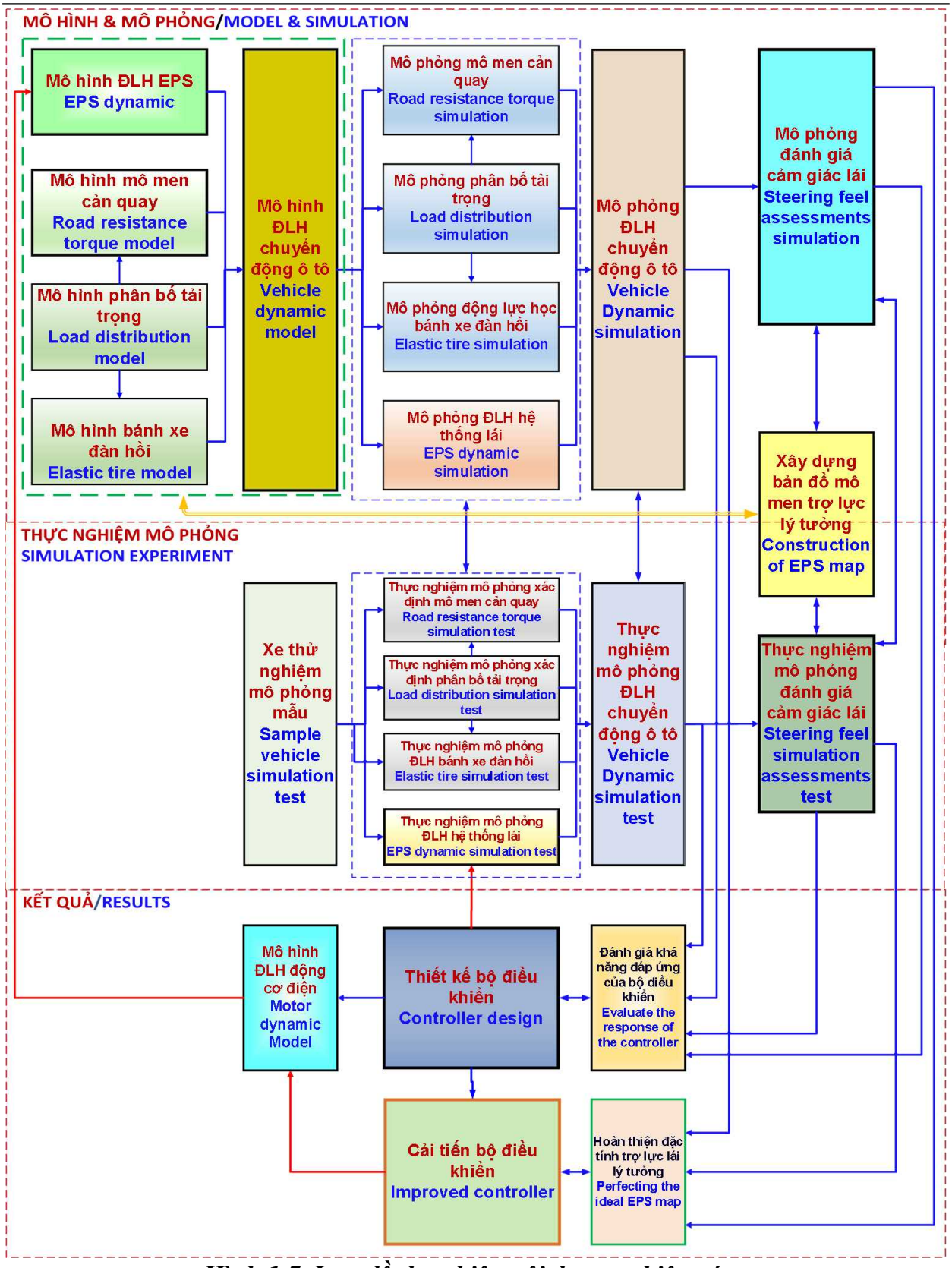
Chương I: Tổng quan vấn đề nghiên cứu

Chương 1 sẽ trình bày tổng quan về hệ thống lái có trợ lực và hệ thống lái có điều khiển trên ô tô trên ô tô. Cảm giác lái và tầm quan trọng của cảm giác lái trong an toàn chuyển động và ổn định quỹ đạo chuyển động ô tô. Phân tích tính cấp thiết, ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận án. Phân tích các nghiên cứu nước ngoài và trong nước về hệ thống lái EPS. Xác định mục tiêu, phạm vi, đối tượng, phương pháp và nội dung nghiên cứu.

Chương II: Xây dựng mô hình động lực học và thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống lái EPS

Nội dung chương 2 gồm:

- Xây dựng các mô hình toán học ĐLH được tích hợp trong cấu trúc bản đồ đặc tính trợ lực lái bao gồm: ĐLH hệ thống lái trợ lực điện; ĐLH chuyển động của ô tô; ĐLH bánh xe đàn hồi; Xác định tải trọng phân bố lên bánh xe; Xác định mô men cản quay vòng; ĐLH động cơ điện trợ lực.
- Xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái điện; Xây dựng bản đồ đặc tính lý trợ lực điện lý tưởng; Thiết kế bộ điều khiển hệ thống lái EPS.
- Nghiên cứu phương pháp và chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái.



Hình 1.7. Lưu đồ thực hiện nội dung nghiên cứu

Chương III: Tính toán mô phỏng

Nội dung chương 3 gồm:

- Lựa chọn và xác định thông số xe mẫu; Xây dựng các mô hình mô phỏng.
- Mô phỏng và đánh giá các mô hình ĐLH; Mô phỏng đánh giá các loại bản đồ đặc tính trợ lực lái.
- Mô phỏng và đánh giá bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo phong cách lái.

- Mô phỏng và đánh giá khả năng đáp ứng bộ điều khiển hệ thống lái EPS.

Chương IV: Nghiên cứu thử nghiệm mô phỏng

Nội dung chương 4 gồm:

- Xây dựng mô hình ô tô mẫu trên CarSim và xây dựng mô hình ô tô thử nghiệm tích hợp CarSim-Matlab/Simulink.

- Đánh giá đáp ứng của bộ điều khiển; Mô phỏng kiểm chứng động lực học bằng mô hình mô phỏng tích hợp.

- Thử nghiệm mô phỏng đánh giá cảm giác lái.

1.7. KẾT LUẬN CHƯƠNG

Chương 1 đã hoàn thành các nội dung sau:

- Đã hệ thống hóa bối cảnh nghiên cứu của luận án. Đã phân tích đánh giá các công trình nghiên cứu đã công bố của tác giả trong và ngoài nước liên quan chặt chẽ đến hướng nghiên cứu của luận án; Nêu những vấn đề còn tồn tại; Chỉ ra những vấn đề mà luận án cần tập trung nghiên cứu giải quyết.

Từ các phân tích trên, đã nêu rõ mục tiêu, đối tượng, phạm vi, phương pháp nghiên cứu, cũng như cấu trúc của luận án, làm nền tảng khoa học và định hướng logic cho các chương tiếp theo.

CHƯƠNG II: XÂY DỰNG BẢN ĐỒ ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI, THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN VÀ NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ CẢM GIÁC LÁI EPS

Mục tiêu chương 2 là xây dựng một khung lý thuyết toàn diện, có hệ thống, có cơ sở lý luận, có các biểu thức rõ ràng về phương pháp, cách thực hiện để xây dựng các loại đường đặc tính trợ lực lái, đề xuất phương pháp xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật tâm lý và các phong cách lái khác nhau, thiết bộ điều khiển cho hệ thống lái EPS và cuối cùng là đưa ra phương pháp và các chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái để đánh giá cảm giác lái của hệ thống lái EPS áp dụng đặc tính trợ lực lái lý tưởng được đề xuất.

2.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC

2.1.1. Mục đích và cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình ĐLH

2.1.1.1. Mục đích xây dựng mô hình ĐLH

Mục tiêu cốt lõi của việc xây dựng các mô hình động lực học trong luận án là thiết lập một nền tảng khoa học chặt chẽ, có khả năng mô tả đầy đủ và nhất quán mối quan hệ nhân - quả giữa thao tác điều khiển của người lái, phản ứng động lực học của phương tiện và mô men trợ lực do hệ thống lái trợ lực điện EPS tạo ra. Các mô hình ĐLH được tích hợp trong cấu trúc của đặc tính trợ lực lái. Từ đó, việc xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng không chỉ dừng lại ở hiệu chỉnh kinh nghiệm hay quy luật thử nghiệm, mà được đặt trên nền tảng mô hình hóa vật lý có cấu trúc chặt chẽ, có khả năng giải thích, dự đoán và tái sử dụng cho nhiều loại xe và phân khúc xe khác nhau. Cấu trúc của bản đồ đặc tính trợ lực lái phải bao gồm các thành phần như Hình 2.1.

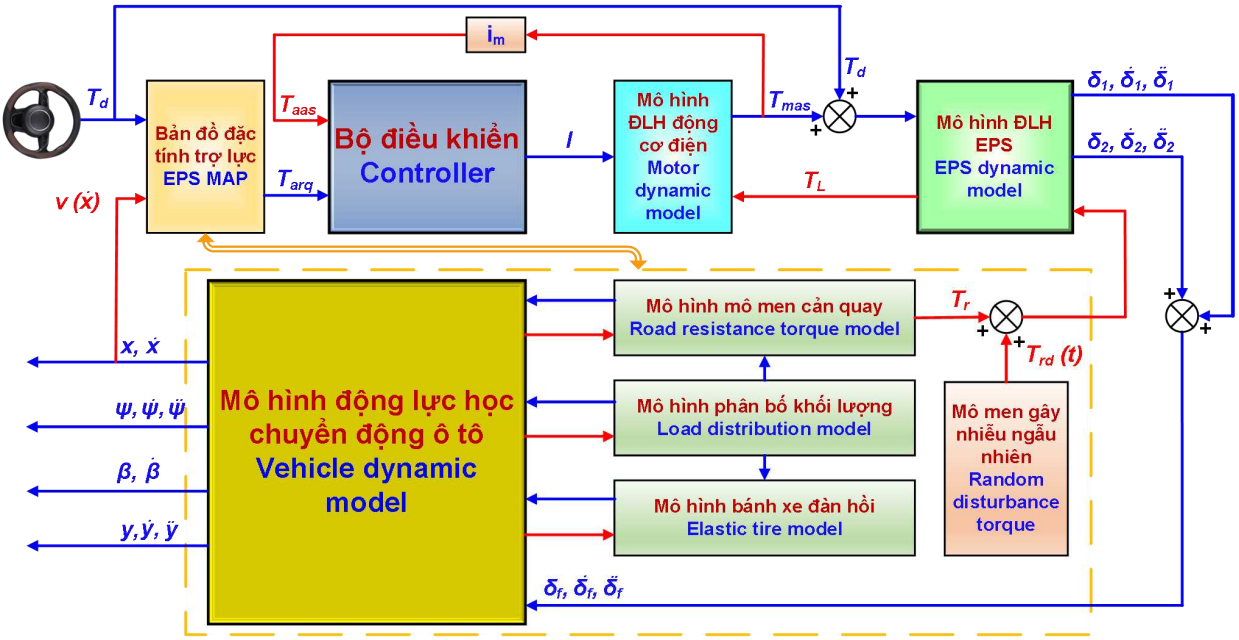


Hình 2.1. Mô tả cấu trúc của bản đồ đặc tính trợ lực lái

Hệ thống EPS được xem xét như một hệ đa vật thể có liên kết chặt chẽ với động lực học chuyển động của ô tô - tương tác lốp - mặt đường. Vì vậy, luận án xây dựng đồng bộ các mô hình động lực học thành phần, bao gồm: mô hình động lực học hệ thống lái EPS, mô hình chuyển động ngang của ô tô, mô hình bánh xe đàn hồi, mô hình phân bố tải trọng khi quay vòng, mô hình xác định mô men cản quay vòng và mô hình động lực học động cơ điện trợ lực. Cách tiếp cận tích hợp này cho phép mô tả chính xác chuỗi truyền lực và mô men từ vành tay lái đến bánh xe dẫn hướng, cũng như sự phản hồi ngược từ mặt đường về người lái.

Việc kết hợp mô hình tuyến tính với các yếu tố phi tuyến quan trọng như ma sát Coulomb, đặc tính phi tuyến của lốp, sự thay đổi tải trọng động và nhiễu ngẫu nhiên giúp

mô hình phản ánh sát thực các hiện tượng ảnh hưởng trực tiếp đến cảm giác lái. Trên nền tảng đó, mối quan hệ lý tưởng giữa mô men lái và mô men trợ lực EPS được xác lập một cách định lượng. Đây chính là cơ sở khoa học để xây dựng các đường đặc tính trợ lực lái vừa đảm bảo yêu cầu điều khiển và ổn định, vừa đáp ứng mục tiêu cảm giác lái mong muốn, đồng thời cho phép mở rộng sang các phong cách lái và chiến lược điều khiển EPS khác nhau một cách có hệ thống. Mô hình nghiên cứu tổng quát ĐLH và điều khiển EPS thể hiện như Hình 2.2.



Hình 2.2. Mô hình nghiên cứu tổng quát ĐLH và điều khiển EPS

2.1.1.2. Cơ sở lý thuyết xây dựng mô hình ĐLH

Ô tô và hệ thống lái EPS là một hệ thống cơ học gồm nhiều bậc tự do và liên kết phức tạp, trong mô hình ĐLH thường gồm có các phần tử có khối lượng và các liên kết, để xây dựng mô hình toán có thể sử dụng nhiều phương pháp như phương trình Lagrange loại 2, nguyên lý D'Alembert, phương pháp họa đồ, phương pháp hệ thống con… Trong nội dung nghiên cứu của luận án sử dụng hai phương pháp phổ biến để xây dựng mô hình toán cho hệ ĐLH đó là phương trình Lagrange loại 2 và nguyên lý D'Alembert để chuyển bài toán ĐLH về bài toán tĩnh học bằng cách đưa các mô men quán tính khối lượng, khối lượng quán tính vào cơ hệ. Khi đó phương trình chuyển động sẽ được thiết lập trên cơ sở lấy tổng các mô men, lực tác dụng lên cơ hệ [111].

2.1.2. Xây dựng mô hình động lực học hệ thống lái EPS

2.1.2.1. Các phương pháp xây dựng mô hình động lực học hệ thống lái EPS

Nhờ tiến bộ khoa học kỹ thuật, mô hình động lực học (MHĐLH) hệ thống lái trợ lực điện EPS hiện nay thường được xây dựng theo ba nhóm: mô hình tuyến tính, mô hình phi tuyến và mô hình dựa trên học máy.

Mô hình tuyến tính: Giả định các phần tử cơ học như độ cứng, cản nhớt… có đặc tính tuyến tính; sử dụng định luật Newton II và cân bằng mô men để thiết lập phương trình vi phân tuyến tính mô tả động lực học. Thích hợp giai đoạn mô hình cơ sở ban đầu hoặc khi phi tuyến không đáng kể, phục vụ phân tích và thiết kế sơ bộ trước khi mở rộng.

Mô hình phi tuyến: Không áp đặt tuyến tính cho độ cứng/cản nhớt; đưa trực tiếp các phi tuyến như ma sát khô, độ cứng phi tuyến… vào mô hình, làm cho phương trình động lực học có dạng phi tuyến. Phù hợp khi yêu cầu độ chính xác cao hoặc khi phi tuyến ảnh hưởng rõ đến động lực học và cảm giác lái.

Mô hình dựa trên học máy: Không xây dựng theo phương trình vật lý; sử dụng học máy để học quan hệ đầu vào - đầu ra từ dữ liệu thử nghiệm như mạng nơ-ron, máy véc tơ hỗ trợ (Support vector machine), cây quyết định…. Thích hợp cho EPS có động học phức tạp và khi có sẵn dữ liệu đầu vào - đầu ra lớn, ưu tiên dự đoán hơn diễn giải cơ chế.

2.1.2.2. Lựa chọn phương pháp và các giả thiết khi xây dựng mô hình động lực học

Lựa chọn phương pháp: Qua phân tích ở mục trên cho thấy mô hình tuyến tính là phương pháp đơn giản, hiệu quả, dễ hiểu và triển khai, nhưng để đạt được độ chính xác cao hơn, cần bổ sung các hiệu ứng phi tuyến quan trọng. Điều này giúp mô tả chính xác hơn các ĐLH phức tạp trong hệ thống mà không cần những mô hình phi tuyến phức tạp hoặc lượng dữ liệu lớn như trong mô hình học máy. Phương pháp này là cân bằng hợp lý giữa tính đơn giản và độ chính xác. Do vậy, luận án lựa chọn phương pháp xây dựng mô hình ĐLH cho hệ thống lái EPS là áp dụng mô hình tuyến tính kết hợp với các yếu tố phi tuyến như độ nhớt của vật liệu, độ cản nhớt và ma sát khô.

Các giả thiết khi xây dựng mô hình:

- Coi hệ thống là mô hình ĐLH hệ đa vật thể được liên kết với nhau bằng các liên kết khâu khớp. Các khâu của mô hình cơ học có khối lượng tập trung đặt tại trọng tâm.
- Các khâu có độ cứng lớn như ngõng trục bánh xe, đòn quay lái, thanh đẩy bên xem như cứng tuyệt đối. Các khâu còn lại như trục động cơ điện; thanh xoắn; bánh răng, thanh răng, bánh xe là khâu đàn hồi được mô hình hóa thành các hệ lò xo và giảm chấn.
- Các thành phần cơ học như độ cứng, độ cản nhớt có đặc tính tuyến tính.

2.1.2.3. Xây dựng mô hình toán học ĐLH hệ thống lái

Mô hình ĐLH của hệ thống lái EPS được thể hiện như Hình 2.3. Mô hình gồm bốn mô hình con: Cụm vành lái đến cơ cấu lái; Cụm trợ lực lái; Hình thang lái Ackermann; Bánh xe dẫn hướng.

Xem xét trong hai trường hợp:

Trường hợp 1: Khi xem xét tất cả các khâu đều có tính đàn hồi.

Trường hợp 2: Khi coi khâu l_5, l_7, l_6, l_8 cứng tuyệt đối, các khâu còn lại đàn hồi.

a. Trường hợp 1

Các phương trình vi phân biểu diễn ĐLH các khâu trong hệ thống lái

Phương trình vi phân chuyển động của vành lái -trục lái:

$$J_d\ddot{\varphi}_d = T_d - [K_c(\varphi_d - \varphi_p) + D_c(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_p)] - [B_c\dot{\varphi}_d + M_c sign(\dot{\varphi}_d)] \quad (2.1)$$

Trong đó: $T_s = K_c(\varphi_d - \varphi_p) + D_c(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_p)$ mô men đo được của cảm biến.

Phương trình vi phân chuyển động của motor trợ lực điện:

$$J_m\ddot{\varphi}_m = T_m - [K_m(\varphi_m - i_m\varphi_p) + D_m(\dot{\varphi}_m - i_m\dot{\varphi}_p)] - [B_m\dot{\varphi}_m + M_m sign(\dot{\varphi}_m)] \quad (2.2)$$

Phương trình vi phân chuyển động của bánh răng:

$$J_p\ddot{\varphi}_p = i_m[K_m(\varphi_m - i_m\varphi_p) + D_m(\dot{\varphi}_m - i_m\dot{\varphi}_p)] + [K_c(\varphi_d - \varphi_p) + D_c(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_p)] - [K_p(\varphi_p - y_r/r_p) + D_p(\dot{\varphi}_p - \dot{y}_r/r_p)] - [B_p\dot{\varphi}_p + M_p sign(\dot{\varphi}_p)] \quad (2.3)$$

Phương trình vi phân chuyển động của thanh răng:

$$m_r\ddot{y}_r = [K_p(\varphi_p - y_r/r_p) + D_p(\dot{\varphi}_p - \dot{y}_r/r_p)]/r_p - [K_r(y_r - l_5\varphi_5) + D_r(\dot{y}_r - l_5\dot{\varphi}_5)] - [K_r(y_r - l_7\varphi_7) + D_r(\dot{y}_r - l_7\dot{\varphi}_7)] - [B_r\dot{y}_r + F_r sign(\dot{y}_r)] \quad (2.4)$$

Phương trình vi phân chuyển động quay của thanh đẩy bên phải l_5:

$$J_5\ddot{\varphi}_5 = [K_r(y_r - l_5\varphi_5) + D_r(\dot{y}_4 - l_5\dot{\varphi}_5)]/l_5 - [K_5(\varphi_5 - \varphi_6) + D_5(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6)] - M_5 sign(\dot{\varphi}_5) \quad (2.5)$$

Phương trình vi phân chuyển động quay của thanh đẩy bên trái l_7:

$$J_7\ddot{\varphi}_7 = [K_r(y_r - l_7\varphi_7) + D_r(\dot{y}_r - l_7\dot{\varphi}_7)]/l_7 -$$

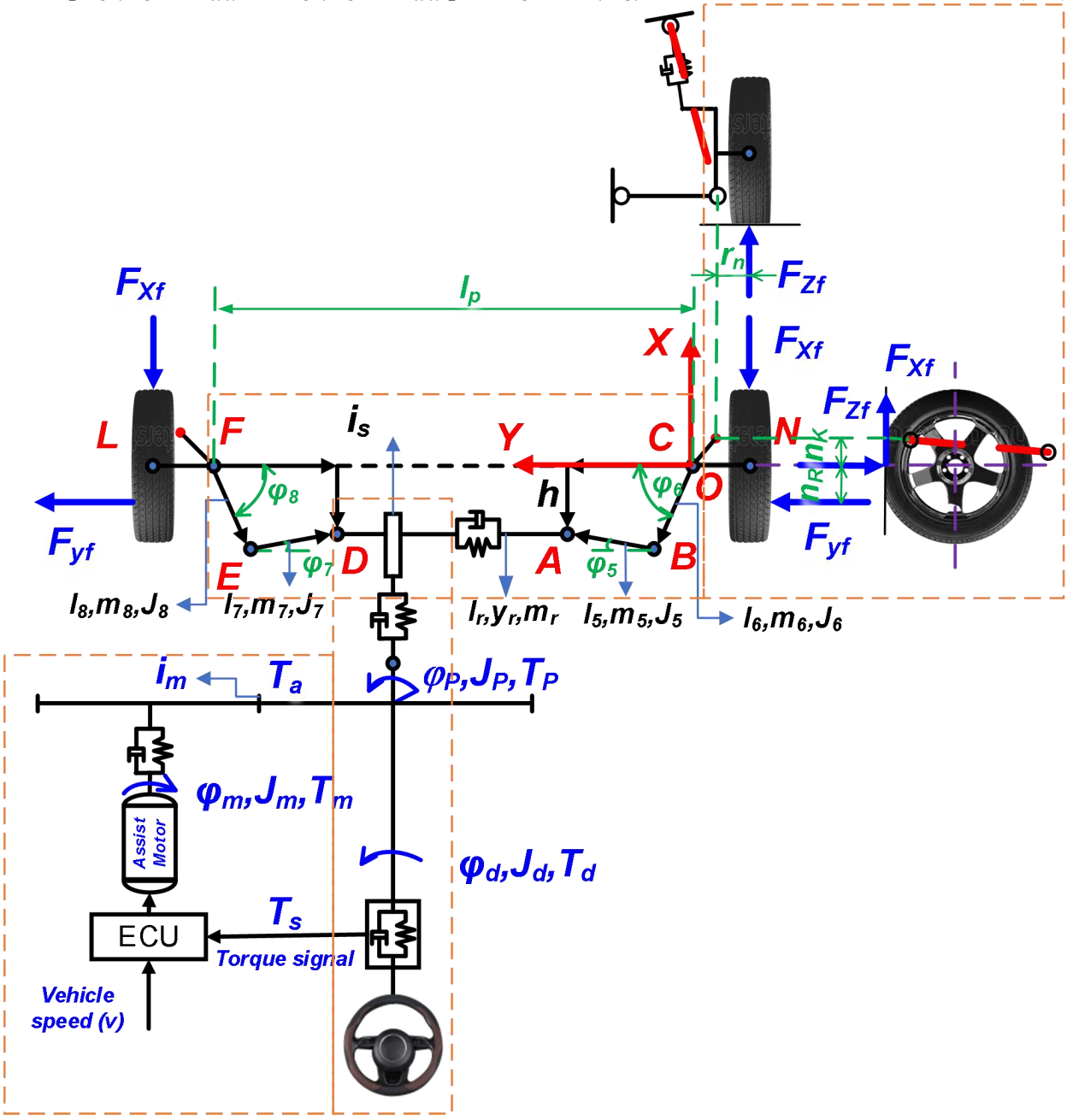
$[K_7(\varphi_7 - \varphi_8) + D_7(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_8)] - M_7 sign(\dot{\varphi}_7)$ (2.6)

Phương trình vi phân chuyển động quay của cụm ngõng trục bánh xe bên phải l_6:

$J_6\ddot{\varphi}_6 = [K_5(\varphi_5 - \varphi_6) + D_5(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6)] -$
$[K_6(\varphi_6 - \varphi_{wr}) + D_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{wr})] - M_6 sign(\dot{\varphi}_6)$ (2.7)

Phương trình vi phân chuyển động quay của cụm ngõng trục bánh xe bên trái l_8:

$J_8\ddot{\varphi}_8 = [K_7(\varphi_7 - \varphi_8) + D_7(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_8)] -$
$[K_8(\varphi_8 - \varphi_{wl}) + D_8(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{wl})] - M_8 sign(\dot{\varphi}_8)$ (2.8)



Hình 2.3. Mô hình ĐLH EPS

Phương trình vi phân chuyển động quay của bánh xe bên phải và bên trái:

$J_w\ddot{\varphi}_{wr} = [K_6(\varphi_6 - \varphi_{wr}) + D_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{wr})] - [K_{\alpha f}\alpha_{fr} + D_{\alpha f}\dot{\alpha}_{fr}]$ (2.9)

$J_w\ddot{\varphi}_{wl} = [K_8(\varphi_8 - \varphi_{wl}) + D_8(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{wl})] - [K_{\alpha f}\alpha_{fl} + D_{\alpha f}\dot{\alpha}_{fl}]$ (2.10)

Phương trình vi phân chuyển động quay của điểm tiếp bánh xe bên phải và bên trái với mặt đường:

$J_r\ddot{\alpha}_{fr} = [K_{\alpha f}\alpha_{fr} + D_{\alpha f}\dot{\alpha}_{fr}] - T_{rr}$ (2.11)

$J_l\ddot{\alpha}_{fl} = [K_{\alpha f}\alpha_{fl} + D_{\alpha f}\dot{\alpha}_{fl}] - T_{rl}$ (2.12)

b. Trường hợp 2

Do trong hệ thống lái các khâu (l_5, l_7, l_6, l_8) cứng hơn nhiều so với các khâu còn lại, để giảm khối lượng tính toán và tránh việc xác định các tham số đầu vào không chắc chắn trong mô hình ($K_5, K_6, K_7, K_8, D_5, D_6, D_7, D_8, M_5, M_6, M_7, M_8$) mà vẫn đảm bảo độ chính xác của bài toán, các khâu (l_5, l_7, l_6, l_8) được hóa rắn. Lúc này các phương trình mô tả ĐLH của trục lái, động cơ điện, bánh răng cơ cấu lái vẫn như trên. Phương trình vi phân chuyển động của thanh răng được biểu diễn như sau:

$$m_{req}\ddot{y}_r = [K_p(\varphi_p - y_r/r_p) + D_p(\dot{\varphi}_p - \dot{y}_r/r_p)]/r_p - [K_{req}y_r + D_{req}\dot{y}_r] - [B_{req}\dot{y}_r + F_{req}sign(\dot{y}_r)] \quad (2.13)$$

Phương trình vi phân biểu diễn ĐLH của cơ cấu hình thanh lái Ackermann như sau:

$$\begin{cases} J_5\ddot{\varphi}_5 = F_A^T l_5/2 + F_B^T l_5/2 \\ J_7\ddot{\varphi}_7 = F_E^T l_7/2 + F_D^T l_7/2 \\ (J_6 - m_6 l_{w1})\ddot{\varphi}_6 = l_6 F_B^n sin(\varphi_6 - \varphi_5) + l_6 F_B^T sin(\varphi_6 - \varphi_5) - T_{rr} \\ (J_8 - m_8 l_{w1})\ddot{\varphi}_8 = l_8 F_E^n sin(\varphi_8 - \varphi_7) + l_8 F_E^T sin(\varphi_8 - \varphi_7) - T_{rl} \end{cases} \quad (2.14)$$

Trong đó các phản lực được xác định thông qua hệ phương trình như sau:

$$\begin{cases} F_D^n.sin\varphi_7 + F_A^n.sin\varphi_5 - F_D^T.cos\varphi_7 + F_A^T.cos\varphi_5 + N_r = 0 \\ F_D^n.cos\varphi_7 + F_A^n.cos\varphi_5 + F_D^T.sin\varphi_7 + F_A^T.sin\varphi_5 + m_{req}\ddot{y}_r \\ \quad = [K_{req}y_r + D_{req}\dot{y}_r] - [B_{req}\dot{y}_r + F_{req}sign(\dot{y}_r)] \\ N_r l_r/2 + F_A^T l_r cos\varphi_5 - F_A^n l_r sin\varphi_5 = 0 \\ F_B^T + m_5 l_5 \ddot{\varphi}_5/2 - F_A^T = 0 \\ F_A^n - m_5 l_5 \dot{\varphi}_5^2/2 - F_B^n = 0 \\ F_A^T l_5/2 + F_B^T l_5/2 - J_5\ddot{\varphi}_5 = 0 \\ F_{Cx} + F_B^n sin\varphi_5 - F_B^T cos\varphi_5 - m_6\ddot{\varphi}_6 = 0 \\ F_{Cy} - F_B^n cos\varphi_5 - F_B^T sin\varphi_5 - m_6 l_6 \dot{\varphi}_6^2/2 = 0 \\ l_6 F_B^n sin(\varphi_6 - \varphi_5) + l_6 F_B^T sin(\varphi_6 - \varphi_5) + m_6 l_{w1}\ddot{\varphi}_6 - T_{rr} = J_6\ddot{\varphi}_6 \\ F_E^T + m_7 l_7 \ddot{\varphi}_7/2 - F_D^T = 0 \\ F_E^n - m_7 l_7 \dot{\varphi}_7^2/2 - F_D^n = 0 \\ F_E^T l_7/2 + F_D^T l_7/2 - J_7\ddot{\varphi}_7 = 0 \\ -F_{Fx} + F_E^n sin\varphi_7 + F_F^T cos\varphi_7 + m_8\ddot{\varphi}_8 = 0 \\ -F_{Fy} - F_E^n cos\varphi_7 - F_E^T sin\varphi_7 + m_8 l_8 \dot{\varphi}_8^2/2 = 0 \\ l_8 F_E^n sin(\varphi_8 - \varphi_7) + l_8 F_E^T sin(\varphi_8 - \varphi_7) + m_8 l_{w1}\ddot{\varphi}_8 - T_{rl} = J_8\ddot{\varphi}_8 \end{cases} \quad (2.15)$$

c. Động học hình thang lái Ackermann

Để xác định mối quan hệ động học hình thang lái Ackermann luận án sử dụng phương pháp giải tích véc tơ. Quan hệ góc quay của hình thang lái như sau:

$$\begin{cases} \varphi_5 = 2arctg\frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \\ \varphi_6 = 2arctg\frac{D \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{E - F} \\ \varphi_7 = 2arctg\frac{G \pm \sqrt{G^2 + H^2 - K^2}}{H - K} \\ \varphi_8 = 2arctg\frac{L \pm \sqrt{L^2 + M^2 - N^2}}{M - N} \end{cases} \quad (2.16)$$

Hệ phương trình xác định vận tốc góc quay và vận tốc dịch chuyển của khâu là:

$$\begin{cases}\dot{\varphi}_5 = \dot{n}_1 cos\varphi_6/(l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)) \\ \dot{\varphi}_6 = -\dot{n}_1 cos\varphi_5/(l_6 sin(\varphi_6 - \varphi_5)) \\ \dot{\varphi}_7 = \dot{n}_2 cos\varphi_8/(l_7 sin(\varphi_8 - \varphi_7)) \\ \dot{\varphi}_8 = -\dot{n}_2 cos\varphi_7/(l_8 sin(\varphi_8 - \varphi_7)) \end{cases} \quad (2.17)$$

Hệ phương trình xác định gia tốc các khâu là:

$$\begin{cases}\ddot{\varphi}_5 = (l_6 sin\varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 cos\varphi_6 \ddot{\varphi}_6 + l_5 sin\varphi_5 \dot{\varphi}_5^2)/(l_5 . sin\varphi_5) \\ \ddot{\varphi}_6 = \left(\ddot{n}_1 - l_6 cos\varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_5 cos\varphi_5 \dot{\varphi}_5^2\right) cos\varphi_5/(l_6 sin(\varphi_6 + \varphi_5)) \\ \ddot{\varphi}_7 = (l_8 sin\varphi_8 \dot{\varphi}_8^2 - l_8 cos\varphi_8 \ddot{\varphi}_8 + l_7 sin\varphi_7 \dot{\varphi}_7^2)/(l_7 . sin\varphi_7) \\ \ddot{\varphi}_8 = \left(\ddot{n}_2 - l_8 cos\varphi_8 \dot{\varphi}_8^2 - l_7 cos\varphi_7 \dot{\varphi}_7^2\right) cos\varphi_7/(l_7 sin(\varphi_8 + \varphi_7)) \end{cases} \quad (2.18)$$

Trong đó: $n_1 = \frac{l_p - l_r}{2} \pm \varphi_p r_p$; $n_2 = \frac{l_p - l_r}{2} \pm \varphi_p r_p$; $n_1 = \frac{l_p - l_r}{2} \pm y_r$; $n_2 = \frac{l_p - l_r}{2} \pm y_r$

$A = -2hl_5$; $B = -2n_1 l_5$; $C = h^2 + n_1^2 + l_5^2 - l_6^2$; $D = -2hl_6$;

$E - 2n_1 l_6$; $F = h^2 + n_1^2 + l_6^2 - l_5^2$; $G = -2hl_7$; $H = -2n_2 l_7$;

$K = h^2 + n_2^2 + l_7^2 - l_8^2$; $L = -2hl_8$; $M = -2n_2 l_8$; $N = h^2 + n_2^2 + l_8^2 - l_7^2$

Hệ phương trình xác định vị trí 8 khớp A, B, C, D, E, F, N, L

$$\begin{cases} x_C = 0 \\ y_C = 0 \end{cases} \qquad \begin{cases} x_F = 0 \\ y_F = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_B = -l_6 \sin\varphi_6 \\ y_B = l_6 \cos\varphi_6 \end{cases} \qquad \begin{cases} x_A = x_B - l_5 \sin\varphi_5 \\ y_A = y_B + l_6 \cos\varphi_5 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_D = x_A \\ y_D = y_A + l_r \end{cases} \qquad \begin{cases} x_E = x_F - l_8 \sin\varphi_8 \\ y_E = y_F + l_8 \cos\varphi_8 \end{cases} \quad (2.19)$$

$$\begin{cases} x_N = x_C + asin(\varphi_6 - \varphi_{60}) \\ y_N = y_C - acos(\varphi_6 - \varphi_{60}) \end{cases} \qquad \begin{cases} x_N = x_C + asin(\varphi_6 - \varphi_{60}) \\ y_N = y_C - acos(\varphi_6 - \varphi_{60}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_L = x_F + asin(\varphi_8 - \varphi_{80}) \\ y_L = y_F + acos(\varphi_8 - \varphi_{80}) \end{cases} \qquad \begin{cases} x_L = x_F + asin(\varphi_8 - \varphi_{80}) \\ y_L = y_F + acos(\varphi_8 - \varphi_{80}) \end{cases}$$

Như vậy từ các hệ phương trình trên ta có thể xác được quỹ đạo, vị trí, vận tốc và gia tốc của các khâu, khớp trong hệ thống lái.

*Các bước tính toán chi tiết **Trường hợp 2** xem PLII.*

2.1.3. Xây dựng mô hình ĐLH chuyển động của ô tô

2.1.3.1. Các giả thiết khi xây dựng mô hình ĐLH chuyển động của ô tô

a. Các giả thiết về hình học và động học của xe

Thân xe được coi là vật thể cứng lý tưởng, khung xe không biến dạng. Hệ thống lái tác động đồng đều, góc quay hai bánh trước tuân theo Ackermann hoặc gần đúng. Chuyển động được giản lược trong mặt phẳng ngang mô hình 2D, tọa độ XOY, tâm khối lượng coi nằm trên mặt phẳng đường. Các chuyển động theo phương đứng như lắc ngang (roll) và nhún (heave) không xét; ảnh hưởng này chỉ được xem xét riêng khi xác định phản lực thẳng đứng và tải trọng khi quay vòng có kể đến biến dạng hệ thống treo.

b. Các giả thiết về bánh xe

Không xét trượt quay, vận tốc góc bánh xe cân bằng với vận tốc xe tại điểm tiếp xúc.

c. Các giả thiết về động lực học

Khí động học phức tạp bị bỏ qua, chỉ xét lực cản không khí dạng tuyến tính hoặc tỉ lệ với bình phương vận tốc.

d. Mặt đường, hệ thống treo và ngoại lực

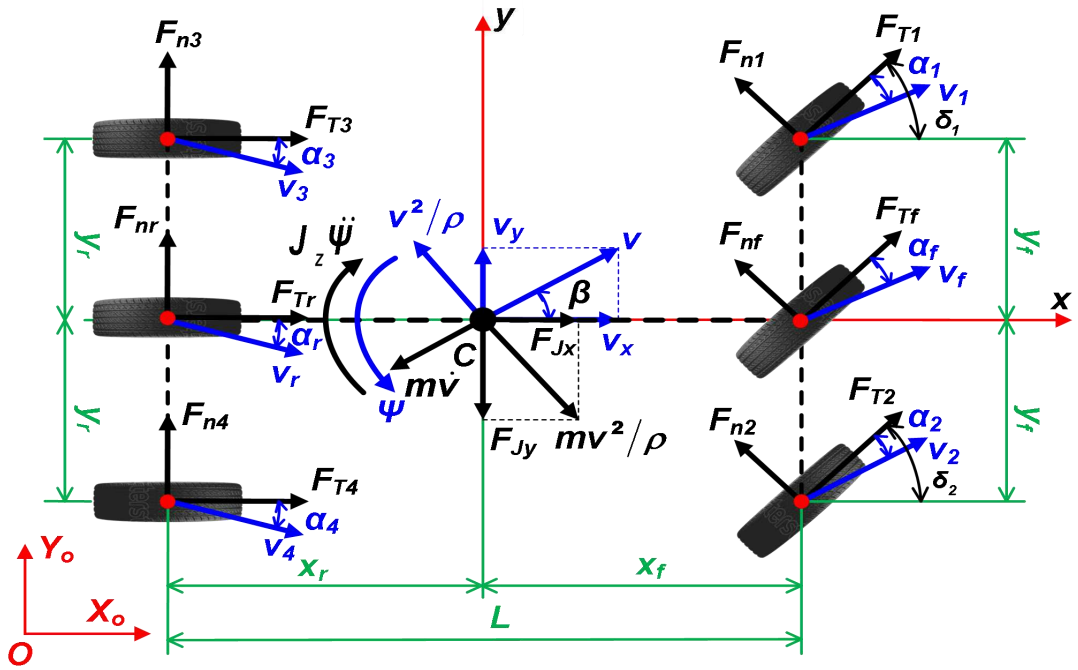
Mặt đường cứng, phẳng; hệ số bám đồng nhất và không đổi. Hệ thống treo coi tuyến

tính, chỉ xét truyền lực, không xét dao động thân xe (sẽ xét riêng khi tính tải trọng thẳng đứng thay đổi có xét đến ảnh hưởng biến dạng của hệ thống treo). Bỏ qua ngoại lực nhiễu như gió bên; gia tốc trọng trường coi không đổi theo phương thẳng đứng.

2.1.3.2. Xây dựng mô hình ĐLH chuyển động của ô tô

Luận án thiết lập mô hình ĐLH chuyển động ô tô hai vết để tính toán các thông số động lực học chuyển động ô tô. Từ mô hình hai vết thiết lập mô hình ĐLH chuyển động một vết để xây dựng mối quan hệ giữa các thông số ĐLH chuyển động ô tô với góc lái, từ đó tạo điều kiện thuận tiện cho việc giải phương trình vi phân chuyển động để xác định các hàm truyền giữa góc lái, mô men lái với thông số động lực học chuyển động của ô tô.

Mô hình ĐLH chuyển động hai vết được thể hiện Hình 2.4.



Hình 2.4. Mô hình ĐLH chuyển động hai vết

Áp dụng nguyên lý D'Alembert, ta có:

$$\begin{cases} \sum F_i + \sum F_{inertia,i} = 0 \\ \sum M_i + \sum M_{inertia,j} = 0 \end{cases} <=> \begin{cases} \sum F_i - \sum m_j \ddot{s}_j = 0 \\ \sum M_i - \sum J_j \dot{s}_j = 0 \end{cases} \quad (2.20)$$

Trong đó: $\sum F_i$ - tổng lực ngoại lực; $\sum F_{inertia,i}$ - tổng lực quán tính; $\sum M_i$ - tổng mômen ngoại lực; $\sum M_{inertia,j}$ - tổng mômen quán tính; $\ddot{s}_j$ - gia tốc; $\dot{s}_j$ - gia tốc góc.

Do đó, hệ phương trình chuyển động của ô tô được chiếu lên các trục *Cx, Cy* và quay quanh trục *Cz* là:

$$\begin{cases} \sum F(X) = 0 \\ \sum F(Y) = 0 \\ \sum M(Z) = 0 \end{cases} \quad (2.21)$$

$$=> \begin{cases} F_{inertia,x} + F_{cf,x} + \sum_{i=1}^{4} F_{Ti,x} + \sum_{i=1}^{4} F_{ni,x} = 0 \quad (i = 1 \div 4) \\ F_{inertia,y} + F_{cf,y} + \sum_{i=1}^{4} F_{Ti,y} + \sum_{i=1}^{4} F_{ni,y} = 0 \\ M_{inertia} + \sum_{i=1}^{4} x_i F_{Ti,y} - \sum_{i=1}^{4} y_i F_{Ti,x} + \sum_{i=1}^{4} y_i F_{ni,x} - \sum_{i=1}^{4} x_i F_{ni,y} = 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Trong đó: $F_{inertia,x}$, $F_{inertia,y}$ - lực quán tính dọc theo các trục *Cx* và *Cy*; $F_{cf,x}, F_{cf,y}$ - lực ly tâm dọc theo các trục *Cx* và *Cy*. Các lực này được xác định như sau:

$$\begin{cases} F_{inertia,x} = -m\ddot{x} \\ F_{inertia,x} = -m\ddot{y} \\ F_{cf,x} = m\,v^2/\rho\,sin\beta \\ F_{cf,y} = m\,v^2/\rho\,cos\beta \\ M_{inertia} = -J_z\ddot{\psi} \end{cases} \quad (2.23)$$

Do đó, các phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động của xe sử dụng mô hình hai vết (bốn bánh) được thể hiện như sau:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = mv^2/\rho sin\beta + \sum_{i=1}^{4} F_{Ti}cos\delta_i - \sum_{i=1}^{4} F_{ni}sin\delta_i \\ m\ddot{y} = -mv^2/\rho cos\beta + \sum_{i=1}^{4} F_{Ti}sin\delta_i + \sum_{i=1}^{4} F_{ni}cos\delta_i \\ J_z\ddot{\psi} = \sum_{i=1}^{4} x_iF_{Ti}sin\delta_i - \sum_{i=1}^{4} y_iF_{Ti}cos\delta_i + \sum_{i=1}^{4} y_iF_{ni}sin\delta_i - \sum_{i=1}^{4} x_iF_{ni}cos\delta_i \end{cases} \quad (2.24)$$

$$\begin{cases} \ddot{x} = v(\dot{\psi}+\dot{\beta})sin\beta + \frac{1}{m}(\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}cos\delta_i - \sum_{i=1}^{4} F_{ni}sin\delta_i) \\ \ddot{y} = -v(\dot{\psi}+\dot{\beta})cos\beta + \frac{1}{m}(\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}sin\delta_i + \sum_{i=1}^{4} F_{ni}cos\delta_i) \\ J_z\ddot{\psi} = \sum_{i=1}^{4} x_iF_{Ti}sin\delta_i - \sum_{i=1}^{4} y_iF_{Ti}cos\delta_i + \sum_{i=1}^{4} y_iF_{ni}sin\delta_i - \sum_{i=1}^{4} x_iF_{ni}cos\delta_i \end{cases} \quad (2.25)$$

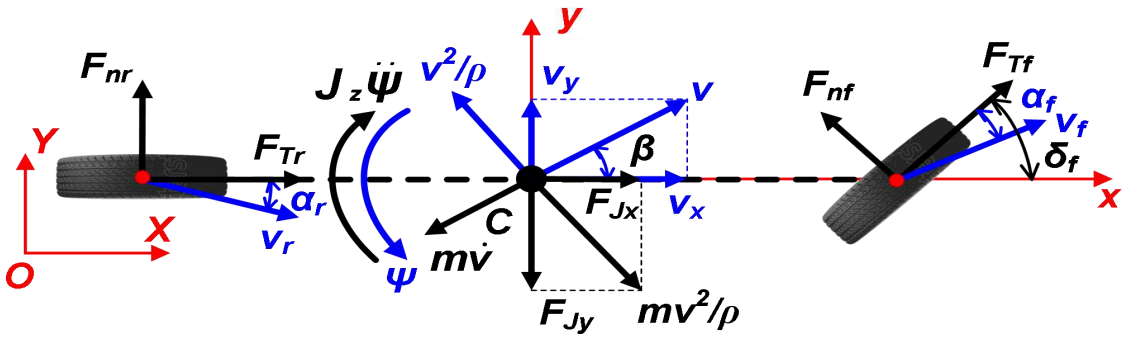
Mặt khác: $\rho = v/(\dot{\psi}+\dot{\beta})$; $\ddot{y} = \dot{v}sin\beta$; $\ddot{x} = \dot{v}cos\beta$ (2.26), từ đó ta có :

$$\begin{cases} \dot{v} = v(\dot{\psi}+\dot{\beta})tg\beta + \frac{1}{mcos\beta}(\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}cos\delta_i - \sum_{i=1}^{4} F_{ni}sin\delta_i) \\ \dot{\beta} = -\frac{\dot{v}}{v}tg\beta - \dot{\psi} + \frac{1}{mvcos\beta}(\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}sin\delta_i + \sum_{i=1}^{4} F_{ni}cos\delta_i) \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{J_z}\left[\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}(x_isin\delta_i - y_icos\delta_i) + \sum_{i=1}^{4} F_{ni}(y_isin\delta_i - x_icos\delta_i)\right] \end{cases} \quad (2.27)$$

Coi: $cos\beta = 1;\ sin\beta = \beta.$

$$\begin{cases} \dot{v} = v(\dot{\psi}+\dot{\beta})\beta + \frac{1}{m}(\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}cos\delta_i - \sum_{i=1}^{4} F_{ni}sin\delta_i) \\ \dot{\beta} = -\frac{\dot{v}}{v}\beta - \dot{\psi} + \frac{1}{m}(\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}sin\delta_i + \sum_{i=1}^{4} F_{ni}cos\delta_i) \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{J_z}\left[\sum_{i=1}^{4} F_{Ti}(x_isin\delta_i - y_icos\delta_i) + \sum_{i=1}^{4} F_{ni}(y_isin\delta_i - x_icos\delta_i)\right] \end{cases} \quad (2.28)$$

Từ mô hình ĐLH chuyển động hai vết ta biến đổi thành mô hình ĐLH chuyển động một vết, trục trước dẫn hướng được thể hiện Hình 2.5.



Hình 2.5. Mô hình ĐLH chuyển động một vết

Phương trình vi phân của mô hình ĐLH chuyển động một vết như sau:

$$\begin{cases} m\dot{v} = v(\dot{\psi}+\dot{\beta})\beta m + F_{Tf} + F_{Tr} - F_{nf}\delta_f \\ mv(\dot{\beta}+\dot{\psi}) = -m\dot{v}\beta + F_{Tf}\delta_f + F_{nf} + F_{nr} \\ J_z\ddot{\psi} = F_{Tf}x_f\delta_f - F_{nf}x_f + F_{nr}x_r \end{cases} \quad (2.29)$$

Trong đó:

$$\begin{cases} \alpha_f = (\alpha_1 + \alpha_2)/2; & F_{Tf} = F_{T1} + F_{T2} \\ \alpha_r = (\alpha_3 + \alpha_4)/2; & F_{nf} = F_{n1} + F_{n2} \\ \delta_f = (\delta_1 + \delta_2)/2; & F_{Tr} = F_{T3} + F_{T4} \\ \delta_r = \delta_3 = \delta_4 = 0; & F_{nr} = F_{n3} + F_{n4} \end{cases} \quad (2.30)$$

$$\begin{cases} vcos\beta = v_f cos(\delta_f - \alpha_f); \ \ vcos\beta = v_r cos\alpha_r \\ v_f sin(\delta_f - \alpha_f) = x_f\dot{\psi} + vsin\beta; \ v_r sin\alpha_r = x_r\dot{\psi} - vsin\beta \end{cases} \quad (2.31)$$

Do đó: $tan(\delta_f - \alpha_f) = \frac{x_f\dot{\psi} + vsin\beta}{vcos\beta}$; $tan\alpha_r = \frac{x_r\dot{\psi} - vsin\beta}{vcos\beta}$ (2.32)

Khi góc biến dạng nhỏ: $\alpha_f = -\beta + \delta_f - \frac{x_f\dot{\psi}}{v}$; $\alpha_r = -\beta + \frac{x_r\dot{\psi}}{v}$ (2.33)

Coi lốp biến dạng tuyến tính, ta có: $F_{nf} = K_{\alpha f}\alpha_f$ (2.34), $F_{nr} = K_{\alpha r}\alpha_r$ (2.35), thay (2.33), (2.34) và (2.35) vào (2.29) ta được:

$$\begin{cases} m\dot{v} = v(\dot{\psi} + \dot{\beta})\beta m + F_{Tf} + F_{Tr} - K_{\alpha f}(-\beta + \delta_f - \frac{x_f\dot{\psi}}{v})\delta_f \\ mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = -m\dot{v}\beta + F_{Tf}\delta_f + K_{\alpha f}(-\beta + \delta_f - \frac{x_f\dot{\psi}}{v}) + K_{\alpha r}(-\beta + \frac{x_r\dot{\psi}}{v}) \\ J_z\ddot{\psi} = F_{Tf}x_f\delta_f + K_{\alpha f}(-\beta + \delta_f - \frac{x_f\dot{\psi}}{v})x_f - K_{\alpha r}(-\beta + \frac{x_r\dot{\psi}}{v})x_r \end{cases} \quad (2.36)$$

Khi ô tô quay vòng ổn định, $\dot{v} = 0$ và lực dọc cân bằng.

$$\begin{cases} mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = K_{\alpha f}(-\beta + \delta_f - \frac{x_f\dot{\psi}}{v}) + K_{\alpha r}(-\beta + \frac{x_r\dot{\psi}}{v}) \\ J_z\ddot{\psi} = K_{\alpha f}(-\beta + \delta_f - \frac{x_f\dot{\psi}}{v})x_f - K_{\alpha r}(-\beta + \frac{x_r\dot{\psi}}{v})x_r \end{cases} \quad (2.37)$$

Từ mô hình ĐLH EPS như Hình 2.3, ta có:

$$\delta_f = \frac{\varphi_d}{i_s} - \frac{i_s T_\Sigma}{K_s} = \frac{\varphi_d}{i_s} - \frac{F_{yf}(n_r + n_k)cos\gamma_c}{K_s} = \frac{\varphi_d}{i_s} - \frac{K_{\alpha f}\alpha_f n_s}{K_s} \quad (với\ n_s = (n_k + n_r)cos\gamma_c)$$

$$= \frac{\varphi_d}{i_s} - \frac{K_{\alpha f}n_s}{K_s}(-\beta + \delta_f - \frac{x_f\dot{\psi}}{v}) = \frac{1}{1 + \frac{K_{\alpha f}n_s}{K_s}}\left[\frac{\varphi_d}{i_s} + \frac{K_{\alpha f}n_s}{K_s}(\beta + \frac{x_f\dot{\psi}}{v})\right] \quad (2.38)$$

$$=> \delta_f = \frac{K_{\alpha f}}{1 + \frac{K_{\alpha f}n_s}{K_s}}\left[\frac{\varphi_d}{K_{\alpha f}i_s} + \frac{n_s}{K_s}(\beta + \frac{x_f\dot{\psi}}{v})\right] \quad (2.39)$$

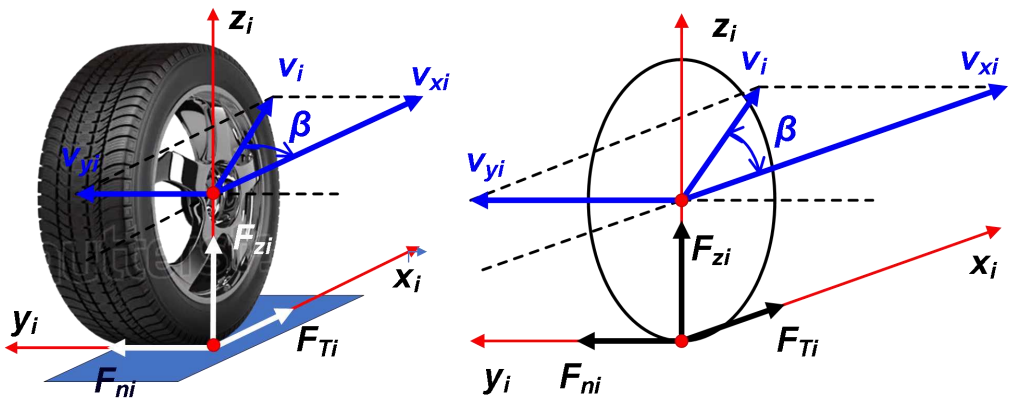
Đặt : $K'_{\alpha f} = \frac{K_{\alpha f}}{1 + \frac{K_{\alpha f}n_s}{K_s}}$ hay $\frac{1}{K'_{\alpha f}} = \frac{1}{K_{\alpha f}} + \frac{1}{K_s/n_s}$ (2.40)

Thay (2.39), (2.40) vào (2.37), nhận đươc:

$$\begin{cases} mv\dot{\beta} + (K'_{\alpha f} + K_{\alpha r})\beta + [mv^2 - (K_{\alpha r}x_r - K'_{\alpha f}x_f)]\frac{\dot{\psi}}{v} = K'_{\alpha f}\frac{\varphi_d}{i_s} \\ J_z\ddot{\psi} + (K'_{\alpha f}x_f^2 + K_{\alpha r}x_r^2)\frac{\dot{\psi}}{v} - (K_{\alpha r}x_r - K'_{\alpha f}x_f)\beta = K'_{\alpha f}x_f\frac{\varphi_d}{i_s} \end{cases} \quad (2.41)$$

2.1.4. Xây dựng mô hình ĐLH bánh xe đàn hồi

Các phản lực từ mặt đường tác dụng lên bánh xe được thể hiện như Hình 2.6. Trong đó v_{xi} là vận tốc dọc của bánh xe, v_{yi} là vận tốc ngang của bánh xe, v_i là tổng hợp vận tốc của bánh xe và β_i là góc hợp bởi phương vận tốc v_i và phương chuyển động của thân xe. Các lực tác dụng từ mặt đường lên bánh xe bao gồm: phản lực thẳng đứng F_{zi}, phản lực ngang F_{ni}, phản lực dọc F_{Ti}.



Hình 2.6. Các lực tác dụng từ mặt đường lên bánh xe

Hai đặc trưng liên quan đến chuyển động của bánh xe là sự trượt dọc và sự lệch bên của lốp, tương ứng gây ra sự trượt khi bánh xe truyền lực dọc và góc lệch bên của bánh xe dưới tác dụng của lực ngang.

2.1.4.1. Góc lệch bên của bánh xe

Góc lệch bên của các bánh xe có thể xác định từ Hình 2.7 như sau:

$$\alpha_i = \beta_i - \delta_i \tag{2.42}$$

Trong đó góc lệch β_i giữa phương vận tốc của các bánh xe và phương chuyển động của ô tô được xác định bởi:

$$\beta_i = arctan\left(\frac{v_{yi}}{v_{xi}}\right) \tag{2.43}$$

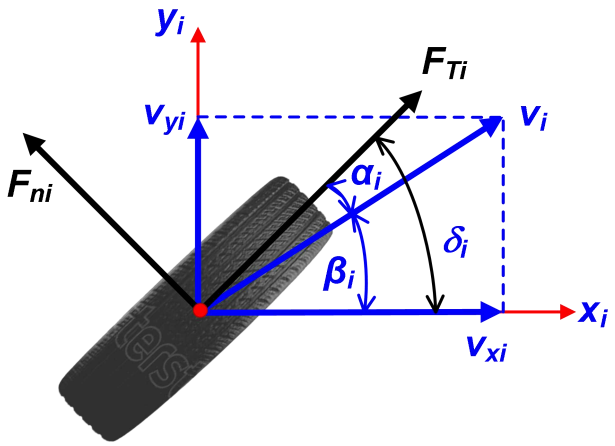
Như vậy để xác định được góc lệch bên của các bánh xe, cần phải xác định được các thành phần vận tốc v_{xi} và v_{yi} của chúng. Vận tốc theo các phương của bánh xe được xác định như sau:

Bánh xe phía trước, bên trái: $\begin{cases} v_{x1} = v_x - x_f\dot{\psi} \\ v_{y1} = v_y + y_f\dot{\psi} \end{cases}$ (2.44)

Bánh xe phía trước, bên phải: $\begin{cases} v_{x2} = v_x + x_f\dot{\psi} \\ v_{y2} = v_y + y_f\dot{\psi} \end{cases}$ (2.45)

Bánh xe phía sau, bên trái: $\begin{cases} v_{x3} = v_x - x_r\dot{\psi} \\ v_{y3} = v_y - y_r\dot{\psi} \end{cases}$ (2.46)

Bánh xe phía sau, bên phải: $\begin{cases} v_{x4} = v_x + x_r\dot{\psi} \\ v_{y4} = v_y - y_r\dot{\psi} \end{cases}$ (2.47)

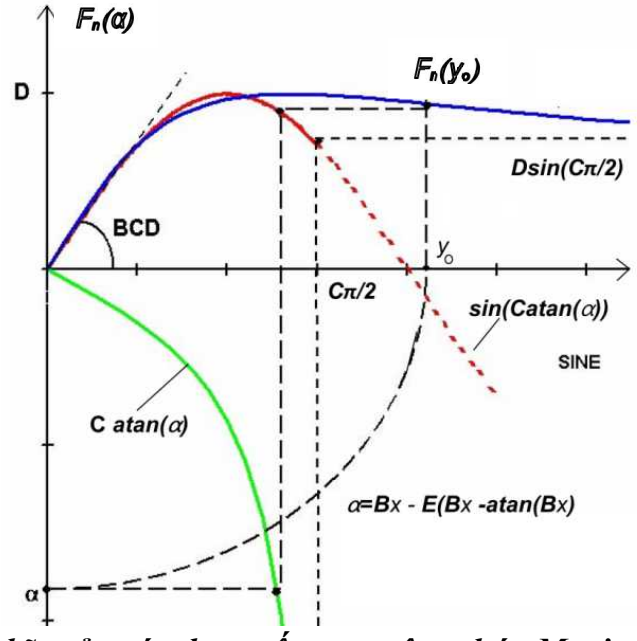


Hình 2.7. Các góc quay của bánh xe

2.1.4.2. Phản lực ngang tác dụng từ mặt đường lên bánh xe

Khả năng ổn định hướng chuyển động của ô tô được đặc trưng bởi độ lớn của phản lực ngang từ mặt đường tác dụng lên các bánh xe . Giá trị này phụ thuộc vào góc lệch bên của lốp α và tải trọng thẳng đứng tác dụng lên lốp theo công thức thực nghiệm "Magic Formula" của Pacejka $F_{nj}F_{zj}$ [112].

Quan hệ giữa phản lực ngang F_n và góc lệch bên α với các giá trị khác nhau của tải trọng thẳng đứng F_z theo công thức Magic Formula được thể hiện như Hình 2.8.

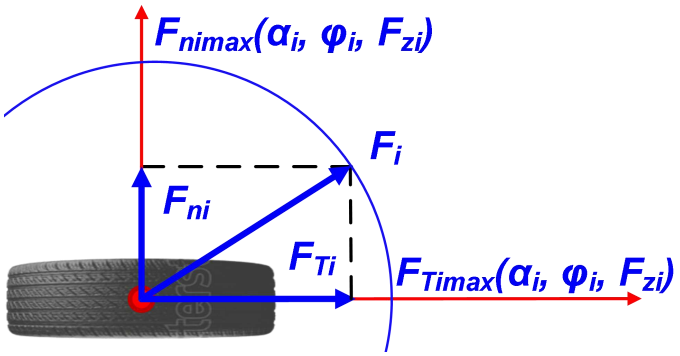


Hình 2.8. Ý nghĩa của các tham số trong công thức Magic Formula[112]

$$F_n(\alpha) = Dsin(Carctan(B\alpha - E(B\alpha - arctan(B\alpha)))) \quad (2.48)$$

Trong đó: C là tham số hình dáng; $D = a_1F_z^2 + a_2F_z$ là tham số ảnh hưởng đến giá trị cực đại của F_n; $B = \frac{a_3 sin\left(arctan\left(a_4F_z^2 + a_5F_z\right)\right)}{CD}$ là tham số độ cứng ngang của lốp; $\widehat{BCD} = a_3 sin\left(arctan(a_4F_z^2 + a_5F_z)\right)$ là độ cứng ngang của lốp; $E = a_6F_z^2 + a_7F_z + a_8$ là tham số ảnh hưởng đến độ cong; $a = [a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8]$ là các hệ số phụ thuộc vào kiểu và loại lốp.

Quan hệ giữa phản lực dọc và phản lực ngang từ mặt đường tác dụng lên các bánh xe mô tả như Hình 2.9 được biểu diễn bằng phương trình:



Hình 2.9. Quan hệ giữa phản lực dọc và phản lực ngang

$$\begin{cases} \left(\frac{F_{Ti}}{F_{Timax}}\right)^2 + \left(\frac{F_{ni}}{F_{nimax}}\right)^2 = 1 \\ F_{Timax} = F_{zi}\varphi_{xj} \\ F_{nimax} = F_{zi}\varphi_{yi} \end{cases} \quad (2.49)$$

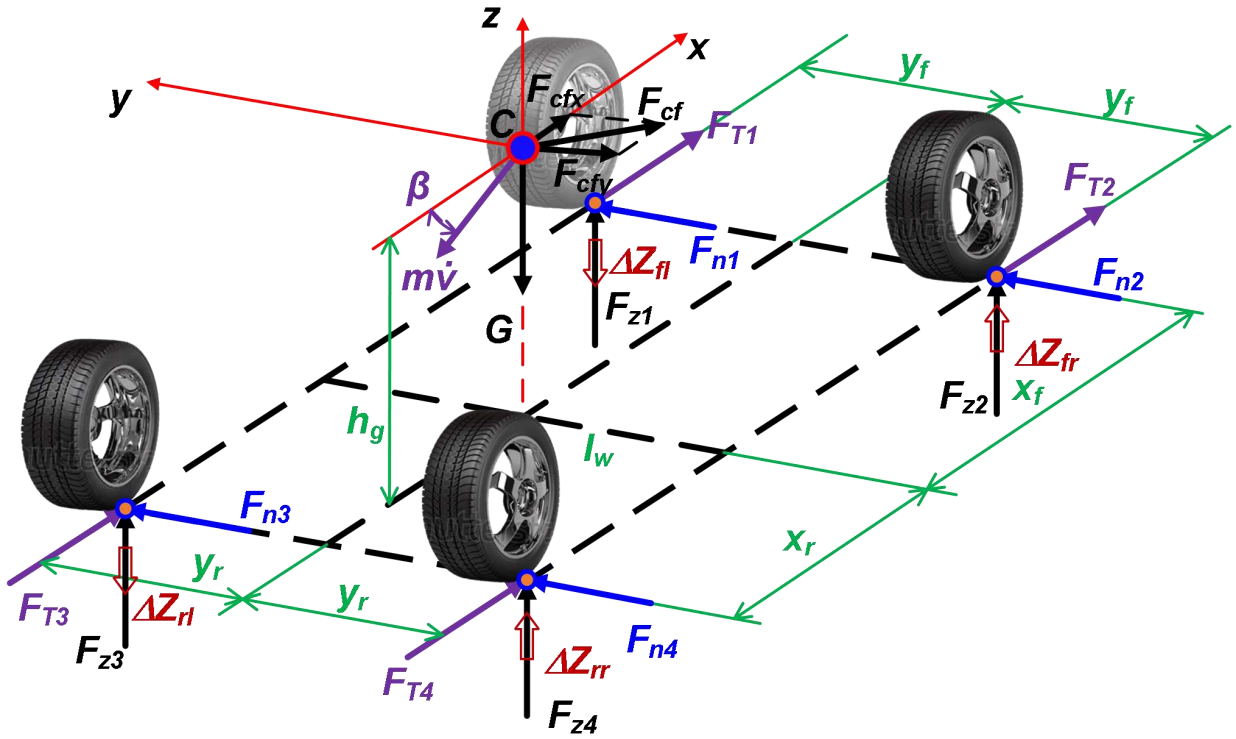
Trong đó: $\varphi_{xi}, \varphi_{yi}$- hệ số bám dọc và hệ số bám ngang; F_{zi}- phản lực thẳng đứng từ

mặt đường tác dụng lên các bánh xe, được xác định từ mô hình dao động của ô tô trong không gian.

2.1.5. Xây dựng mô hình xác định tải trọng phân bố lên bánh xe

Xây dựng mô hình tính toán phân bố tải trọng khi ô tô quay vòng có kể đến tính đàn hồi của hệ thống treo. Các giả thiết khi xây dựng mô hình:

- Xét trên đường bằng phẳng và chuyển động quay vòng đều.
- Coi thân xe cứng tuyệt đối được đặt trên hệ treo đàn hồi, dưới tác dụng của lực ly tâm thân xe bị nghiêng quanh trục nào đó một góc là ϕ. Trọng tâm của ô tô đặt tại chiều cao h_g so với mặt đường.



Hình 2.10. Lực ly tâm và sự thay đổi phản lực thẳng đứng

Lực ly tâm tính (Centrifugal force) bằng: $P_{cf} = m\frac{v^2}{\rho}$ (2.50)

Mô men lật do lực ly tâm M_n đặt cách trục nghiêng thân xe là h', khi đó:

$$M_n = m\frac{v^2}{\rho}h' \quad (2.51)$$

Mô men này làm thay đổi các giá trị của phản lực thẳng đứng đặt tại các bánh xe. Khi xe quay vòng ở trục trước tải trọng thay đổi một lượng là ΔZ_f, bánh xe phía trong giảm đi $\Delta Z_{fl} = \Delta Z_f$, bánh xe phía ngoài tăng lên $\Delta Z_{fr} = \Delta Z_f$, tương tự với trục sau. Bỏ qua lực gió dọc và gió ngang, tải trọng thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe là:

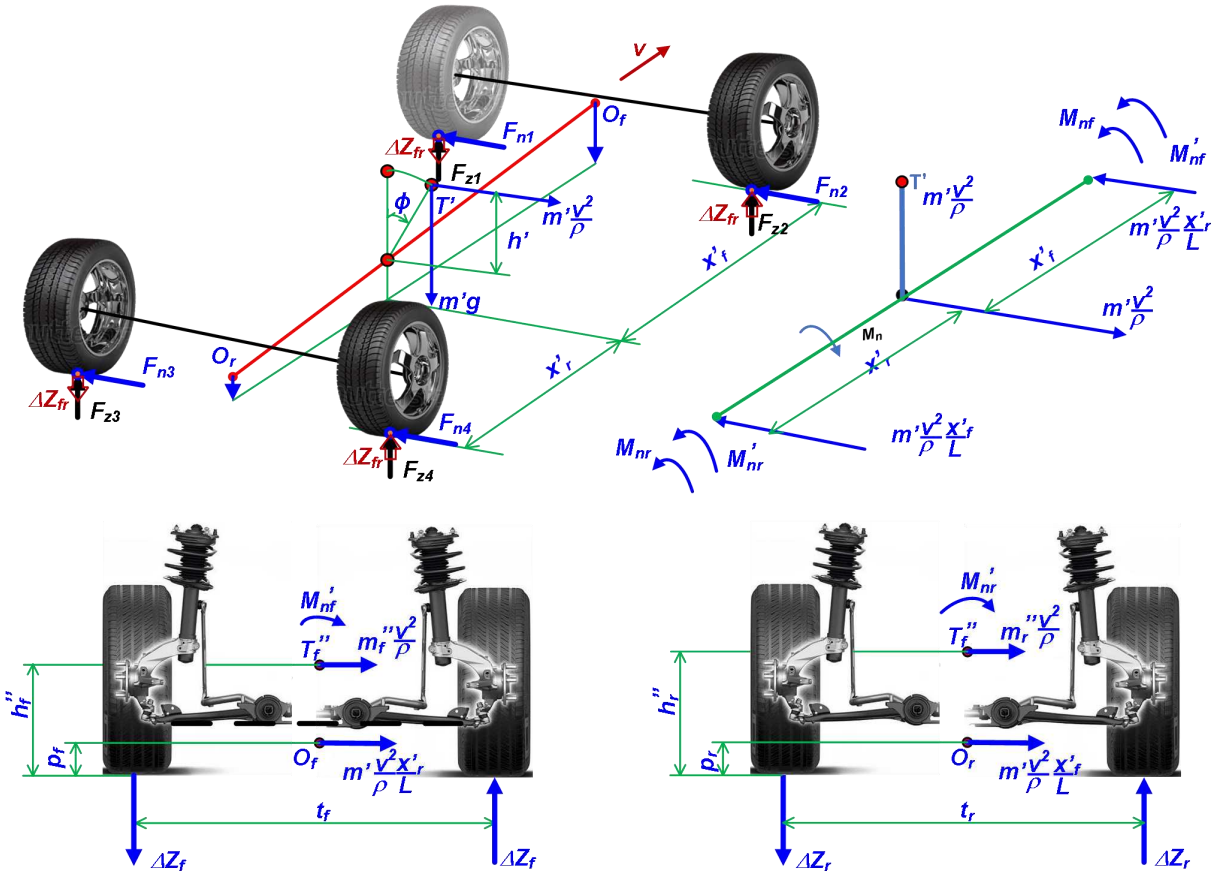
$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{F_{zf}}{2} - \Delta Z_f \\ F_{z2} = \frac{F_{zf}}{2} + \Delta Z_f \\ F_{z3} = \frac{F_{zr}}{2} - \Delta Z_r \\ F_{z4} = \frac{F_{zr}}{2} + \Delta Z_r \end{cases} \quad (2.52)$$

Trong đó: F_{zi}- trọng lượng phân bố lên các bánh xe.

Hình 2.11 thân xe được thay thế bởi kết cấu thanh, thân xe quay vòng xung quanh trục nghiêng dọc O_f và O_r, các trục xe liên kết đàn hồi với thân xe. Lực ly tâm phần được

treo $m'\frac{v^2}{R}$ gây nên tại trọng tâm T' với mô men gây lật $m'\frac{v^2}{R}h'$. Trọng tâm T' quay quanh trục nghiêng dọc và tạo nên dịch chuyển ngang là: $h'sin\phi \approx h'\phi$. Do đó xuất hiện mô men phụ gây lật là $m'gh'\phi$. Mô men gây lật do hai thành phần trên là:

$$M_{ni} = m'\frac{v^2}{R}h' + m'gh\phi \quad (2.53)$$



Hình 2.11. Sơ đồ tính toán góc nghiêng thân xe ϕ và sự thay đổi phản lực thẳng đứng

Ở phần không được treo của trục trước và trục sau chịu ảnh hưởng của các lực ly tâm $m''_f\frac{v^2}{\rho}$ và $m''_r\frac{v^2}{\rho}$ đặt cách trục nghiêng dọc của thân xe các khoảng $(p_f - h''_f)$ và $(p_r - h''_r)$. Mô men gây lật của các phần không được treo là:

$$M_{nf} = -m''_f\frac{v^2}{R}(p_f - h''_f) \quad (2.54)$$

$$M_{nr} = -m''_r\frac{v^2}{R}(p_r - h''_r) \quad (2.55)$$

Mô men gây lật tổng cộng khi quay vòng của ô tô là:

$$M_n = m'h'\left(\frac{v^2}{R} + g\phi\right) - \left[m''_f(p_f - h''_f) + m''_r(p_r - h''_r)\right]\frac{v^2}{\rho} \quad (2.56)$$

Mô men M_n này sẽ cân bằng với mô men đàn hồi chống lật do các phần tử đàn hồi đặt ở bánh xe gây nên:

$$M'_n = (C_{spf} + C_{spr})\phi \quad (2.57)$$

Xét như Hình 2.11, lập phương trình cân bằng mô men đối với O_f và O_r (điểm giữa của hai vết bánh xe nằm tại mặt đường) ta có:

$$\Delta Z_f t_f = m'\frac{v^2}{\rho}\frac{x'_r}{L}p_f + M'_{nf} + m''_f\frac{v^2}{\rho}h''_f \quad (2.58)$$

$$\Delta Z_r t_r = m'\frac{v^2}{\rho}\frac{x'_f}{L}p_r + M'_{nr} + m''_r\frac{v^2}{\rho}h''_r \quad (2.59)$$

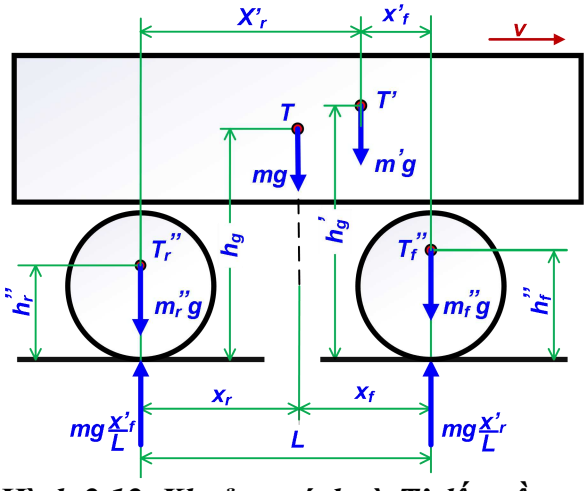
Giá trị $M'_{nf} = C_{spf}\phi$ và $M'_{ns} = C_{spr}\phi$

Trong đó: $\phi = \frac{m'h'}{C_{spf}+C_{spr}-m'gh'}\frac{v^2}{\rho}$ (2.60)

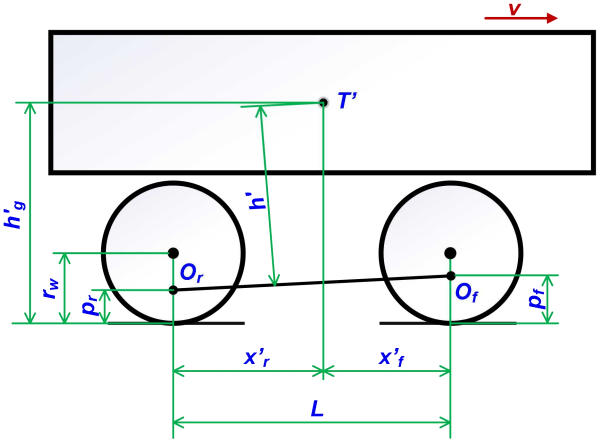
Thay (2.70) vào (2.68) và (2.69) ta có:

$$\Delta Z_f = m'\frac{v^2}{\rho}\frac{1}{t_f}\left(\frac{b'}{L}p_f + \frac{C_{spf}}{C_{spf}+C_{spr}-m'gh'}h'\right) + \frac{m''_f}{m''}h''_f \quad (2.61)$$

$$\Delta Z_r = m'\frac{v^2}{\rho}\frac{1}{t_r}\left(\frac{a'}{L}p_r + \frac{C_{spr}}{C_{spf}+C_{spr}-m'gh'}h' + \frac{m''_r}{m''}h''_r\right) \quad (2.62)$$



Hình 2.12. Khoảng cách từ T' đến cầu xe



Hình 2.13. Xác định trục nghiêng thân xe

Khối lượng toàn bộ của ô tô m đặt tại trọng tâm ô tô T. Theo như Hình 2.12 x'_f và x'_r có thể xác định bằng công thức:

$$\begin{cases} x'_f = \frac{mx_f - m''_r.L}{m'} \\ x'_r = \frac{mx_r - m''_r.L}{m'} \\ m' = m - (m''_f + m''_r) \\ h'_g = \frac{mh_g - m''_f h''_f - m''_r h''_r}{m'} \end{cases} \quad (2.63)$$

Nếu coi thân xe là cứng tuyệt đối. Chiều cao từ T' tới trục nghiêng dọc theo phương thẳng đứng được xác định:

$$h' = h'_g - \frac{p_f x'_r + p_r . x'_f}{L} \quad (2.64)$$

Độ cứng của hệ treo $C_{sp} = \frac{\Delta Z_k}{\Delta h_k}$ (2.65)

ΔZ_k - sự thay đổi phản lực thẳng đứng; Δh_k - độ dịch chuyển của bánh xe theo phương thẳng đứng.

Sự thay đổi phản lực thẳng đứng ΔZ_k gây nên các mômen chống lật:

$M'_{ni} = \Delta Z_k t_i = C_{sp}\Delta h_k t_i$ (2.66)

t_i- là chiều rộng của vết bánh xe cầu thứ i, $(i = f, r)$ (m)

Nếu góc ϕ là nhỏ thì $\Delta h_k \approx \phi\frac{t_i}{2}$. Do vậy:

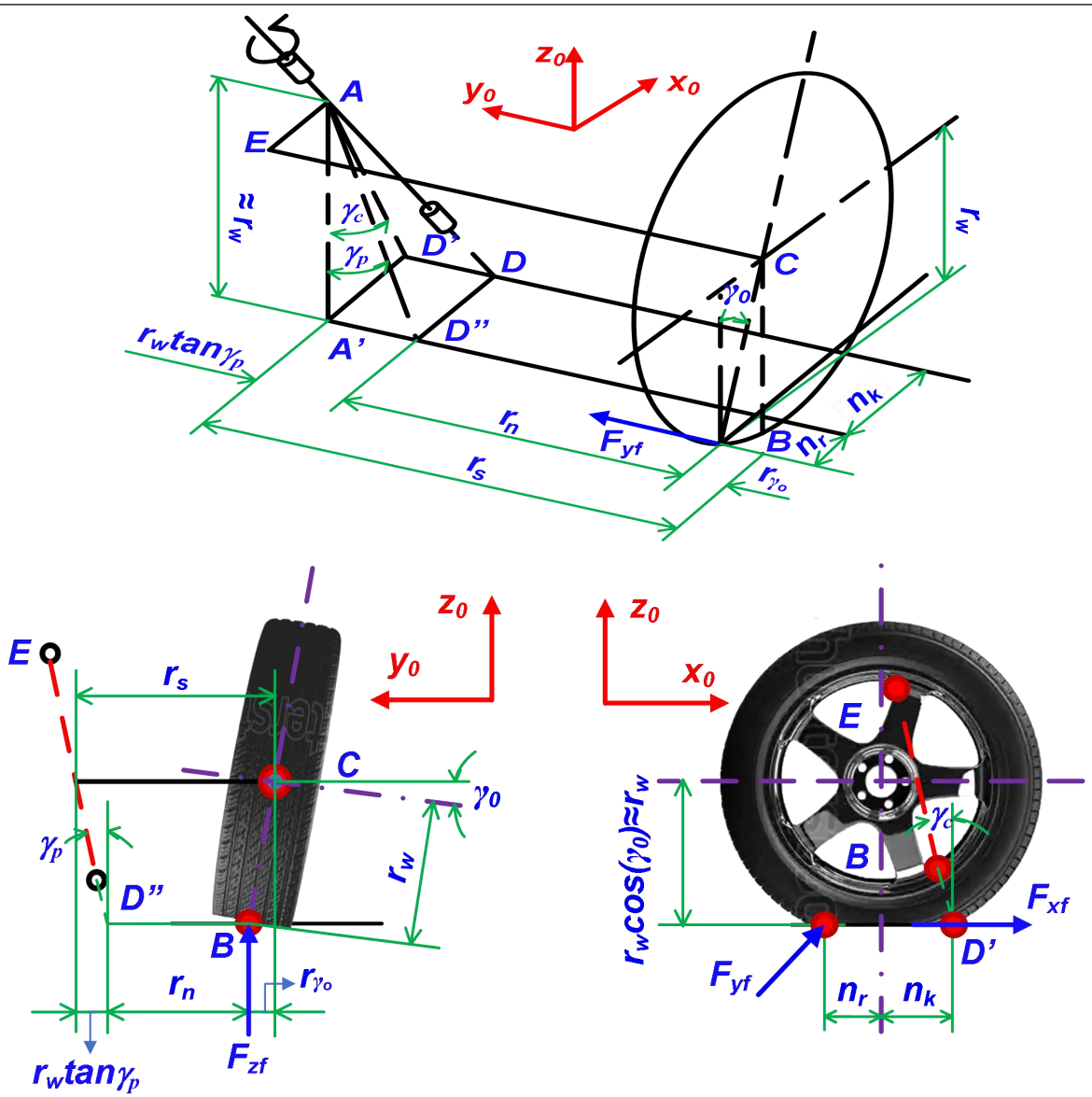
$$M'_{ni} = C_{sp}\frac{t_i^2}{2}\phi \quad (2.67)$$

Mô men chống lật này còn có tên gọi là mô men đàn hồi chống lật. Thông thường dùng ký hiệu:

$M'_{ni} = C_{ax}\phi$ tức là: $C_{ax} = C_{sp}\frac{t_i^2}{2}$ (2.68)

2.1.6. Xây dựng mô hình xác định mô men cản quay vòng

Mô hình góc đặt trục đứng và góc đặt bánh trước như thể hiện như Hình 2.14.



Hình 2.14. Góc đặt bánh xe và trụ đứng

Mô men cản mặt đường được xác định là giá trị lớn hơn trong hai giá trị: mô men cản thực tế của mặt đường và mô men cản được tính theo áp suất tiêu chuẩn của lốp.

Mô men cản được tính theo áp suất tiêu chuẩn của lốp [113]:

$$T_{rs} = (\mu/3)\sqrt{F_{zf}^3/p} \quad (2.69)$$

Mô men cản thực tế của mặt đường: $T_{ra} = 2(T_{Fy} + T_{Fx} + T_{Fz})$ (2.70)

Mô men cản quay dưới tác dụng của phản lực ngang T_{Fy}: Gồm hai thành phần, một là mô men cản $T_{Fy}^{\gamma_c}$ do góc đặt nghiêng dọc (caster) của trụ đứng tạo ra cánh tay đòn với tâm bánh xe một khoảng n_k; hai là mô men cản $T_{Fy}^{n_r}$ do phản lực tác dụng lên bánh xe lệch về sau so với tâm bánh xe một khoảng n_r:

$$T_{Fy} = T_{Fy}^{\gamma_c} + T_{Fy}^{n_r} = F_{yf}(n_k + n_r)cos\gamma_c = F_{yf}(r_w sin\gamma_c + n_r cos\gamma_c) \quad (2.71)$$

Với $T_{Fy}^{\gamma_c} = F_{yf} n_k cos\gamma_c$; $T_{Fy}^{n_r} = F_{yf} n_r cos\gamma_c$ (2.72)

Mô men cản quay dưới tác dụng của lực dọc (lực cản lăn) T_{Fx}, khi bánh xe quay đi một góc δ, lực dọc F_{xf} phân thành hai thành phần $F_{xf} sin\delta$ và $F_{xf} cos\delta$.

+ Thành phần $F_{xf} sin\delta$ tạo ra mô men cản quay có cánh tay đòn là:

$n_s = (n_k + n_r)cos\gamma_c$ (2.73)

$T_{Fx} = F_{xf}sin\delta n_s = F_{xf}sin\delta(n_k + n_r)cos\gamma_c = F_{xf}r_w sin\gamma_c sin\delta$ (2.74)

+ Thành phần thứ $F_{xf}cos\delta$ tạo ra mô men cản ở bánh xe bên trái và bên phải có độ lớn như nhau và ngược chiều nhau nên bị triệt tiêu.

Mô men cản quay dưới tác dụng của phản lực thẳng đứng do góc đặt nghiêng ngang (kingpin) của trụ đứng T_{Fz}:

$T_{Fz} = F_{zf}r_n sin\gamma_p sin\delta \ = \ F_{zf}(r_s cos\gamma_p + r_w sin\gamma_p)sin\gamma_p sin\delta$ (2.75)

Với $r_n = (r_s - r_w tg\gamma_p)cos\gamma_p \ = \ r_s cos\gamma_p - r_w sin\gamma_p$ (2.76)

Vậy tổng mô men cản quay của một bên bánh xe dẫn hướng khi quay vòng là:

$T_r = (T_{Fy} + T_{Fx} + T_{Fz}) \ = [F_{yf}(r_w sin\gamma_c + n_r cos\gamma_c) + F_{xf}r_w sin\gamma_c +$

$F_{zf}(r_s cos\gamma_p - r_w sin\gamma_p)sin\gamma_p sin\delta)]$ (2.77)

Như vậy, mô hình toán học xác định mô men cản quay kết hợp với mô hình động lực học bánh xe đàn hồi và xác định phân bố tải trọng thẳng đứng có kể đến biến dạng của hệ thống treo sẽ cho mô hình toán học mô tả đầy đủ về: ***Mô hình toán học xác định mô men cản quay theo góc đặt trụ đứng, góc đặt bánh xe, sự thay đổi góc quay bánh xe dẫn hướng, góc lệch ngang của bánh xe và sự thay đổi tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe khi quay vòng.***

2.1.7. Xây dựng mô hình ĐLH động cơ điện trợ lực

2.1.7.1. Các loại động cơ điện được sử dụng trong hệ thống lái EPS

Các loại động cơ điện trợ lực được sử dụng phổ biến trong hệ thống lái EPS, bao gồm động cơ điện một chiều không chổi than DC, động cơ bước (Stepper motor), động cơ đồng bộ không chổi than (BLDC) và động cơ đồng bộ vĩnh cửu (PMSM). ***Luận án lựa chọn động cơ trợ lực cho hệ thống lái EPS nghiên cứu là động cơ PMSM.***

2.1.7.2. Xây dựng mô hình ĐLH động cơ điện trợ lực

Để thiết lập mô hình PMSM, luận án giả định: Bỏ qua độ bão hòa của lõi sắt động cơ và từ thông rò rỉ; Loại bỏ tổn thất dòng điện xoáy và độ trễ trong động cơ; Giả sử dòng điện động cơ là dòng điện sin 3 pha đối xứng; Sau biến đổi $(d-q)$, L_d, L_q được coi là không đổi, đồng thời bỏ qua ảnh hưởng của sóng hài không gian.

Dựa trên các giả định trên, chúng ta có thể thiết lập phương trình véc tơ điện áp stato:

$U_s = R_s i_{st} + L_s \dot{i}_{st} + j\omega_e \dot{\varphi}_s e^{j\theta_e}$ (2.78)

Phương trình điện áp trên hệ tọa độ $(d-q)$ được viết là:

$$\begin{cases} u_{sd} = R_s i_{sd} + \dot{\varphi}_{sd} - \omega_e \varphi_{sq} \\ u_{sq} = R_s i_{sq} + \dot{\varphi}_{sq} + \omega_e \varphi_{sd} \\ \varphi_{sd} = L_{sd} i_{sd} + \varphi_f \\ \varphi_{sq} = L_{sq} i_{sq} \end{cases} \quad (2.79)$$

Mô men điện từ của PMSM theo trục $(d-q)$ là:

$T_m = \frac{3}{2}p_n(\varphi_{sd}i_{sq} - \varphi_{sq}i_{sd}) = \frac{3}{2}p_n[\varphi_f i_{sq} + (L_{sd} - L_{sq})i_{sd}i_{sq}]$

(2.80) Phương trình chuyển động của động cơ là:

$J_m\dot{\omega}_m = T_m - T_L - T_f - B_m\omega_m$ (2.81)

Trong đó: $u_{sd}, u_{sq}, i_{sd}, i_{sq}, \varphi_{sd}, \varphi_{sq}, \varphi_{sd}, \varphi_{sq}, L_{sd}, L_{sq}$ - điện áp cuộn dây stato, dòng điện, liên kết từ rô to, liên kết từ stato và độ tự cảm theo trục $(d-q)$; i_{st} - dòng điện stato; φ_f - liên kết từ rô to; p_n - số cặp cực của động cơ; ω_m - tốc độ góc của động cơ; T_L - mô men tải; T_f - mô men ma sát; θ_r - góc quay rô to; $\omega_e = p_n\omega_m$ - tốc độ góc điện của hệ

trục $(d-q)$; φ_s- biên độ từ thông kích từ.

2.1.8. Mô men cản ngẫu nhiên

Các kịch bản mô phỏng đáp ứng của bộ điều khiển được thiết kế để so sánh sự đáp ứng của bộ điều khiển về mô men trợ lực trong trường hợp sức cản mặt đường theo (2.79) không có mô men gây nhiễu ngẫu nhiên và trường hợp có mô men gây nhiễu ngẫu nhiên tác dụng vào trục động cơ điện trợ lực, mô men gây ngẫu nhiên này được giả định là "Tiếng ồn trắng-White noise" hoặc "Số ngẫu nhiên-Random number".

2.1.8.1. Nhiễu tiếng ồn trắng (White noise)

Nhiễu tiếng ồn trắng là một tín hiệu ngẫu nhiên có phổ tần số đều (flat spectrum) trong một dải tần rộng. Điều này có nghĩa là năng lượng của tín hiệu được phân bố đều trên tất cả các tần số. Nhiễu tiếng ồn trắng thường được sử dụng để mô phỏng nhiễu ngẫu nhiên trong các hệ thống, đặc biệt trong phân tích và thiết kế hệ thống điều khiển. Nhiễu tiếng ồn trắng có công thức toán học mô tả là:

$$\begin{cases} X(t) \sim \mathcal{N}(0,\sigma^2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{\frac{x-\mu^2}{2\sigma^2}} \\ T_{rd}(t) = X(t) * h(t) \end{cases} \quad (2.82)$$

Trong đó: $X(t)$- tín hiệu tiếng ồn trắng; $\mathcal{N}(0,\sigma^2)$- phân phối chuẩn có trung bình bằng 0 và phương sai σ^2; $T_{rd}(t)$- mô men gây nhiễu (tín hiệu đầu ra); $\mu = 0$- giá trị trung bình (MEA); σ^2- phương sai; σ- độ lệch chuẩn (standard deviation); e- hằng số Euler (khoảng 2.71828); $\sqrt{2\pi\sigma^2}$- hằng số chuẩn hóa để đảm bảo rằng tổng xác suất bằng 1.

2.1.8.2. Nhiễu ngẫu nhiên (Random number)

Nhiễu ngẫu nhiên là tín hiệu ngẫu nhiên được tạo ra từ các phân phối xác suất khác nhau, thường được sử dụng để mô phỏng tín hiệu ngẫu nhiên hoặc nhiễu. Khác với tiếng ồn trắng (tập trung vào phổ phẳng và phân phối Gaussian), nhiễu ngẫu nhiên có thể được điều chỉnh theo nhiều loại phân phối xác suất khác nhau, như phân phối đồng đều (Uniform distribution) hoặc phân phối chuẩn (Normal distribution.)

1. Mô hình toán học của nhiễu ngẫu nhiên

Công thức tổng quát:

$$x(t) = R(f,\mu,\sigma,Dist) \quad (2.83)$$

Trong đó: x(t)- giá trị của tín hiệu tại thời điểm t; R- hàm tạo số ngẫu nhiên dựa trên loại phân phối xác suất; f- tần suất tạo giá trị ngẫu nhiên; μ, σ trung bình và độ lệch chuẩn (đối với phân phối Normal); Dist- loại phân phối xác suất, thường là: Uniform distribution- Phân phối đều (giá trị ngẫu nhiên nằm trong một khoảng cố định) hoặc Normal distribution- Phân phối chuẩn (giá trị ngẫu nhiên xung quanh trung bình).

2. Phân phối đồng đều (Uniform distribution):

Công thức: $x(t) = R(f,\mu,\sigma,Dist)$ (2.84)

Trong đó: a,b- giá trị biên dưới và biên trên, các giá trị trong khoảng [a,b] đều có xác suất xuất hiện như nhau.

3. Phân phối chuẩn (Normal distribution):

Công thức: $x(t) \sim N(\mu,\sigma^2)$ (2.85)

Trong đó: μ- giá trị trung bình; σ^2- phương sai.

Tín hiệu ngẫu nhiên dao động xung quanh giá trị trung bình μ với phân phối hình chuông (Gaussian curve).

2.2. XÂY DỰNG BẢN ĐỒ ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI HỆ THỐNG LÁI EPS

Đặc tính trợ lực lái là đặc tính biểu diễn mối quan hệ giữa mô men trợ lực và mô men lái. Bản đồ đặc tính trợ lực lái là đồ thị biểu diễn chùm các đường đặc tính trợ lực lái theo vận tốc ô tô.

2.2.1. Yêu cầu đặc tính trợ lực lái

Đặc tính trợ lực lái của hệ thống trợ lực lái điện phải đáp ứng các yêu cầu thiết yếu sau [114], [115]:

Khi mô men lái nhỏ: Hệ thống phải cung cấp trợ lực tối thiểu hoặc không cung cấp trợ lực để đảm bảo cảm giác lái, độ ổn định và giảm mức tiêu thụ năng lượng.

Khi quay vòng tại chỗ: Do mô men cản lớn nhất khi quay vòng tại chỗ, cần tăng công suất đầu ra để tăng độ nhạy, nhưng phải hạn chế để tránh quá tải và trục trặc tiềm ẩn.

Khi quay vòng: Mô men trợ lực từ động cơ phải thấp hơn mô men cản quay vòng tương ứng để tránh hiện tượng " hẫng lái", có thể dẫn đến mất kiểm soát phương tiện.

Khi vận tốc thấp: Ở vận tốc thấp, mô men cản cao có thể làm giảm cảm giác lái do nặng lái. Để đảm bảo khả năng phản hồi, cần công suất đầu ra cao hơn, đòi hỏi phải cài đặt mức tăng phù hợp.

Khi vận tốc trung bình: Khi vận tốc phương tiện tăng, mô men cản và góc lái giảm trong khi yêu cầu về cảm giác lái tăng. Hệ thống EPS phải giảm trợ lực để cân bằng độ nhạy và cảm giác lái.

Khi vận tốc cao: Ở vận tốc cao, góc vành tay lái thay đổi rất nhỏ, do đó hệ thống EPS không nên hỗ trợ để duy trì cảm giác lái và đảm bảo độ ổn định và an toàn.

Điều chỉnh công suất dần dần: Khi vận tốc phương tiện tăng dần, cần điều chỉnh mức trợ lực phải giảm dần dần để tránh bị giật đột ngột.

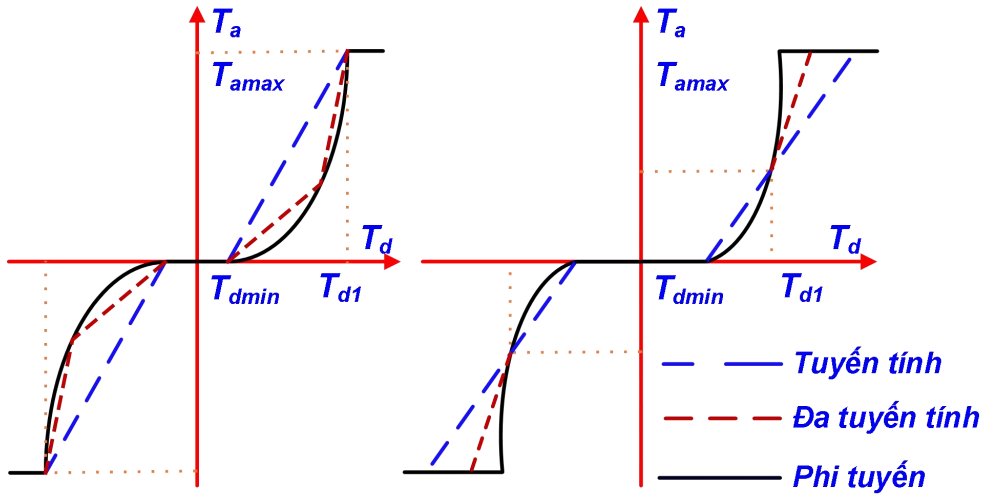
Giới hạn trợ lực: Phải có ngưỡng trợ lực để ngăn ngừa sự cố động cơ. Ngay cả khi mô men lái vượt quá ngưỡng này, dòng điện vẫn phải ở giới hạn tương ứng với dòng điện định mức của động cơ.

Mô men lái tối đa: Để đảm bảo vận hành an toàn và không gây mệt mỏi cho người lái, lực tác dụng lên vành tay lái tối đa với ô tô con giới hạn ở mức (20÷50)N, đối với ô tô tải hoặc ô tô chuyên dụng, giới hạn là (80÷100)N [113].

Phải đảm bảo cho người lái nhận thấy được: Khả năng bám đường, sự thay đổi phân bố tải trọng theo phương ngang, hiện tượng quay vòng thiếu hoặc thừa, phản lực từ đường, độ nhạy ở vị trí trung gian, vòng phản hồi trễ thuận nghịch...

Đường đặc tính trợ lực lái có thể được chia thành 03 loại cơ bản: (1) Loại tuyến tính: Loại tuyến tính, lực trợ lực tăng tuyến tính theo mô men lái, đảm bảo phản ứng nhất quán và có thể dự đoán được. Tuy nhiên, điều này có thể dẫn đến cảm giác lái kém tinh tế hơn, đặc biệt là ở các điểm chuyển tiếp giữa vùng không trợ lực và vùng có trợ lực. Hơn nữa, nó không giải quyết đầy đủ nhu cầu tăng mô men trợ lực khi lực cản lái đột ngột tăng lên. (2) Loại đa tuyến: Loại này có phương pháp trợ lực phân đoạn, cho phép tăng mô men trợ lực khác nhau ở các mô men lái khác nhau. Tuy nhiên phương án này có thể dẫn đến trải nghiệm lái kém êm ái hơn do sự thay đổi đột ngột mức tăng mô men trợ lực, có thể ảnh hưởng đến cảm giác của người lái trong giai đoạn chuyển đổi. (3) Loại đường phi tuyến: Loại đường phi tuyến cung cấp mối quan hệ liên tục, mượt mà giữa mô men trợ lực và mô men lái, cho phép tăng dần lực trợ lực. Thiết kế này nâng cao trải nghiệm lái với tác động tối thiểu đến cảm giác lái, mặc dù tính phức tạp của nó có thể làm phức tạp việc điều chỉnh và hiệu chuẩn. Ngoài ra tùy theo chiến lược trợ lực mà các nhà sản xuất có thể

xây dựng các đặc tính trợ lực lái hỗn hợp là sự kết hợp của ba loại đặc tính cơ bản trên.



a. *b.*

Hình 2.15. So sánh các đường đặc tính trợ lực lái
a. Công suất đầu ra như nhau; b. Cảm giác đường như nhau

Hình 2.15.a và Hình 2.15.b so sánh ba loại đường cong đặc tính trợ lực lái. Hình 2.15.a cho thấy khi công suất đầu ra tối đa như nhau, loại tuyến tính lớn hơn loại đa tuyến tính, loại đa tuyến tính lớn hơn loại phi tuyến, do đó kiểu tuyến tính nhạy hơn. Hình 2.15.b cho thấy khi cảm giác lái như nhau, loại tuyến tính có mô men trợ lực nhỏ nhất và hiệu suất kém sau thời điểm $T_d > T_{d1}$.

2.2.2. Xây dựng các dạng đặc tính trợ lực lái

2.2.2.1. Đặc tính trợ lực lái tuyến tính

Mô men trợ lực được xác định như sau [114]:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ K(v)(T_d - T_{dmin}) & Khi\ T_{dmin} \le |T_d| \le T_{dmax} \\ T_{amax} = K(v)(T_{dmax} - T_{dmin}) & Khi\ |T_d| \ge T_{dmax} \end{cases} \quad (2.86)$$

Với: $K(v) = (T_\Sigma - T_d)/(T_{dmax} - T_{dmin})$ (2.87)

Trong đó: T_{dmin} được lựa chọn để đảm bảo an toàn và cảm giác lái khi mô men cản đường nhỏ. T_{dmax}- mô men lái lớn nhất mà người lái cần tác dụng lên vành tay lái ứng với thời điểm mô men cản mặt đường lớn nhất. $K(v)$- hệ số khuếch đại được xác định thông qua thử nghiệm.

2.2.2.2. Đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính

Mô men trợ lực được xác định như sau [114]:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ K_0(v)(T_d - T_{dmin}) & Khi\ T_{dmin} \le |T_d| \le T_{d1} \\ K_1(v)(T_d - T_{d1}) + K_0(v)(T_d - T_{dmin}) & Khi\ T_{d1} \le |T_d| \le T_{d2} \\ \dots & \\ \sum_{i=0}^{m} K_i(v)(T_d - T_{di}) & Khi\ T_{d(i-1)} \le |T_d| \le T_{di} \\ T_{amax} = K(v)(T_{dmax} - T_{d0}) & Khi\ |T_d| \ge T_{dmax} \end{cases} \quad (2.88)$$

2.2.2.3. Đặc tính trợ lực lái phi tuyến

Mô men trợ lực được xác định như sau [114]:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ f(v,T_d)f(T_d) & Khi\ T_{dmin} \le |T_d| \le T_{dmax} \\ T_{amax} = K(v)(T_{dmax} - T_{drq}) & Khi\ |T_d| \ge T_{dmax} \end{cases} \quad (2.89)$$

Các nhà sản xuất ô tô khác nhau có các phương pháp khác nhau để xác định $f(v,T_d)$.

2.2.2.4. Đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

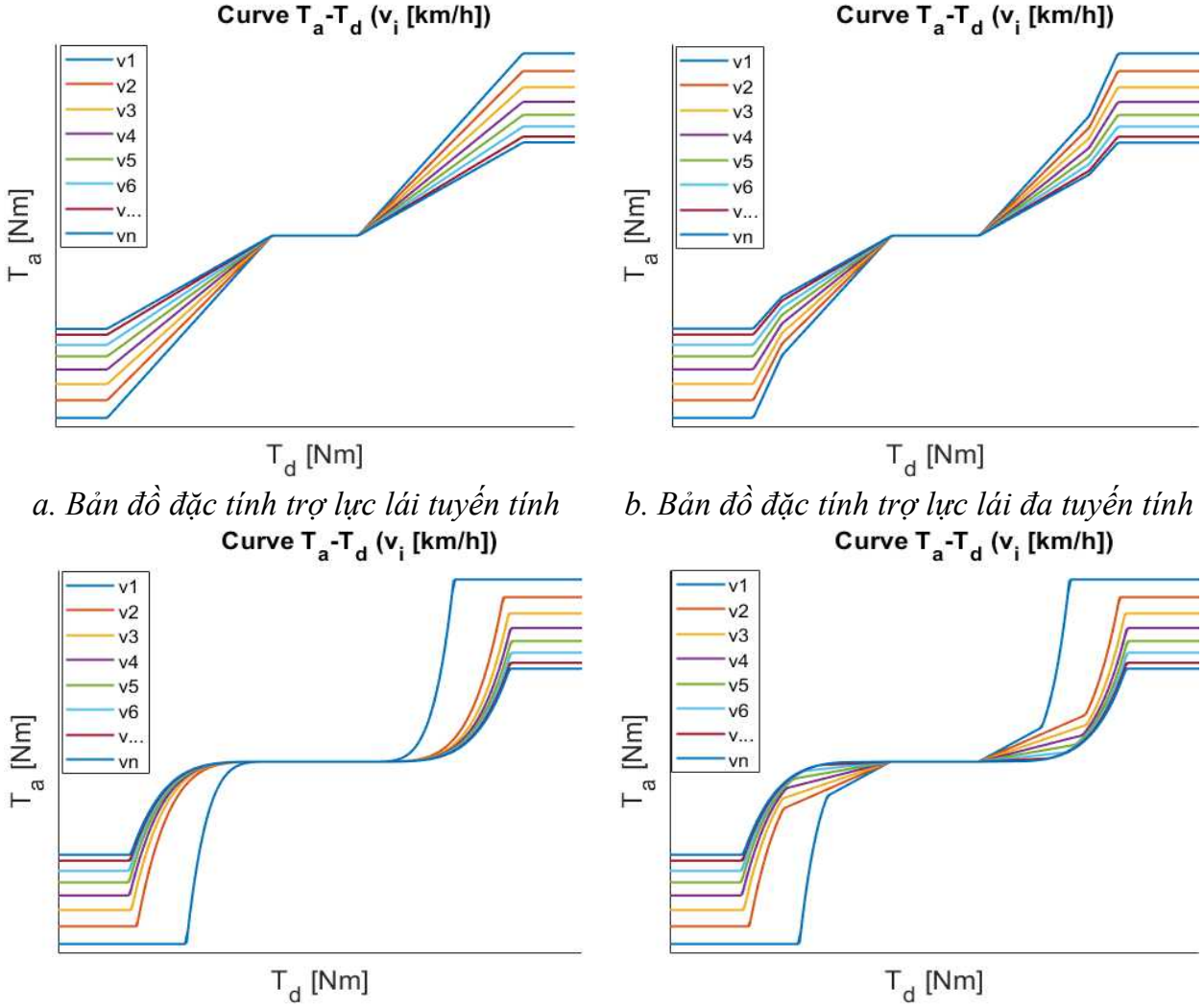
Mô men trợ lực được xác định như sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ K1(v)(T_d - T_{dmin}) & Khi\ T_{dmin} \le |T_d| \le T_{int} \\ f(v,T_d)f(T_d) & Khi\ T_{int} \le |T_d| \le T_{dmax} \\ T^*_{amax} = K(v)T^*_{dmax} & Khi\ |T_d| \ge T_{dmax} \end{cases} \quad (2.90)$$

Trong đó: $T^*_{dmax} = T_{dmax} - T_{int}$; T_{int}- điểm chuyển tiếp giữa đường đặc tính tuyến tính và đường đặc tính phi tuyến.

Khi $T_d < T_{dmin}$, mô men trợ lực $T_a = 0$, động cơ trợ lực chưa kích hoạt; khi $T_{dmin} \le |T_d| \le T_{int}$, T_a tính theo đặc tính tuyến tính để lợi dụng công suất trợ lực cao của đặc tính tuyến tính; khi $T_{int} \le |T_d| \le T_{dmax}$, T_a tính theo đường cong phi tuyến để có mô men trợ lực tăng nhanh và hiệu suất cao; khi $|T_d| \ge T_{dmax}$, $T_a = K(v)T^*_{dmax}$, trợ lực tối đa và không tăng nữa dù T_d tiếp tục tăng.

Các loại bản đồ đặc tính trợ lực lái về cơ bản có biên dạng như hình sau:



a. Bản đồ đặc tính trợ lực lái tuyến tính *b. Bản đồ đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính*

c. Bản đồ đặc tính trợ lực lái phi tuyến *d. Bản đồ đặc tính trợ lực lái hỗn hợp*

Hình 2.16. Các loại bản đồ đặc tính trợ lực lái

2.3. XÂY DỰNG ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI LÝ TƯỞNG CHO HỆ THỐNG LÁI EPS

2.3.1. Phương pháp xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng

2.3.1.1. Ưu điểm và hạn chế của phương pháp truyền thống

Phương pháp truyền thống có tính trực quan, tận dụng kinh nghiệm lái thử và thuận lợi để "tinh chỉnh" theo định vị thương hiệu. Tuy nhiên, những hạn chế mang tính hệ thống khiến phương pháp này khó đáp ứng yêu cầu hiện đại về chuẩn hóa và tái lập. Thứ nhất, hiệu chỉnh dựa chủ yếu trên cảm nhận chủ quan làm tăng độ không chắc chắn và độ phân tán, gây khó khăn cho so sánh khách quan giữa các phương án; vì vậy cần các thước đo đa chiều và công cụ thống kê như PCA (Principal component analysis) để mô tả cảm giác lái tổng thể, trong khi bản đồ đặc tính trợ lực lái truyền thống không được thiết kế theo khung chỉ tiêu này [116]. Thứ hai, bản đồ dạng bảng tra 2D/3D theo mô men lái và tốc độ xe thường không gắn với cơ chế cảm nhận lực của người lái; các kết quả tâm, sinh lý học cho thấy quan hệ giữa kích thích cơ học như lực, mô men và cảm nhận chủ quan là phi tuyến theo quy luật lũy thừa của Stevens, nên nếu hiệu chỉnh theo trực giác hoặc giả thiết tuyến tính sẽ dễ phát sinh vùng "quá nhạy" hoặc "kém nhạy", làm giảm chất lượng phản hồi và tăng mệt mỏi. Thứ ba, bản đồ truyền thống thường tối ưu theo từng mẫu xe mà chưa mô tả đầy đủ mối liên hệ hệ thống giữa tham số kết cấu như tỉ số truyền, độ cứng lốp, ma sát cơ cấu, quán tính mô tơ… và cảm giác lái; trong khi các nghiên cứu thiết kế đặc tính trợ lực lái và so sánh chiến lược điều khiển nhấn mạnh vai trò của cách tiếp cận hệ thống và tương quan tham số [81]. Hệ quả là khó đồng thời đảm bảo tính mượt, tuyến tính cục bộ, ổn định quỹ đạo và tính tái lập cảm giác lái giữa các xe trong sản xuất loạt.

2.3.1.2. Hướng tiếp cận

Để khắc phục, các tiếp cận hiện đại tập trung kết hợp mô hình hóa - mô phỏng, tiêu chuẩn hóa chỉ tiêu và ảo hóa thử nghiệm. Trước hết, "đặc tính trợ lực lái lý tưởng" được đề xuất xây dựng trên cơ sở mô hình tổng hợp hệ thống lái - xe - người lái, trong đó quan hệ giữa mô men lái và "cường độ chuyển động lái"* được thiết lập theo quy luật tâm lý và ràng buộc bởi các chỉ tiêu cảm giác lái theo tiêu chuẩn như tiêu chuẩn quốc tế ISO, tiêu chuẩn Trung Quốc GB/T hoặc các tiêu chuẩn tương đương. Tiếp theo, bản đồ đặc tính trợ lực lái thực tế được suy tìm thông qua bài toán tối ưu đa mục tiêu nhằm thỏa đồng thời yêu cầu cảm giác lái, ổn định quỹ đạo, an toàn chuyển động và giới hạn công suất hệ thống; nhờ vậy có thể giảm đáng kể số vòng thử nghiệm đường khi phần lớn hiệu chỉnh được thực hiện trong môi trường mô phỏng. Đồng thời, các nền tảng MIL, SIL, HIL cho phép tái lập kịch bản phức tạp, đánh giá cảm giác lái có sự tham gia của người lái trong môi trường ảo với mức an toàn và hiệu quả cao hơn so với thử nghiệm thực [117]. Nhìn chung, hướng tiếp cận bền vững là chuyển từ bản đồ "theo mô men" sang bản đồ "theo cảm nhận", thiết kế theo cấu trúc mô đun, trợ lực cơ sở, bù ma sát/nhiễu, bảo toàn phản hồi đường, logic chuyển trạng thái và tối ưu dựa trên chỉ tiêu khách quan nhằm tăng tính khách quan, tái lập và khả năng tổng quát hóa giữa các dòng xe.

Từ các phân tích trên ta thấy, theo phương pháp truyền thống, mối quan hệ giữa mô men lái và "cường độ chuyển động lái" được điều chỉnh gián tiếp bằng cách thay đổi mối quan hệ ánh xạ giữa mô men lái và mô men trợ lực lái hoặc mô men lái và vị trí hệ thống lái. Không có mối quan hệ trực tiếp giữa mô men lái và "cường độ chuyển động lái", khiến việc điều chỉnh vành tay lái trở nên khó khăn và không dễ dàng đáp ứng được kỳ vọng của người lái. Để giải quyết những thách thức này, luận án căn cứ trên cơ sở phân tích đặc tính ĐLH của EPS, ĐLH chuyển động của phương tiện, từ đó đề xuất phương pháp biểu diễn ý định lái của người lái đại diện là mô men lái dưới dạng "cường độ

chuyển động lái". Phương pháp này thiết lập mối quan hệ tối ưu giữa mô men lái và cường độ chuyển động lái theo quy luật lũy thừa của Stevens, cung cấp cơ sở lý thuyết để tối ưu hóa cảm giác lái. Nghiên cứu sử dụng gia tốc ngang và góc lái làm biến trung gian để kết nối thông tin đầu vào của người lái với ĐLH của phương tiện, tính toán mô men lái thông qua ĐLH nghịch của hệ thống lái và ĐLH nghịch chuyển động của phương tiện. Mối quan hệ phi tuyến tính của mô men trợ lái với vận tốc phương tiện và mô men lái được phân tích thành ba mô đun chức năng: Mô đun phong cách lái; mô đun ĐLH điều khiển chuyển động phương tiện ở trạng thái ổn định và mô đun ĐLH hệ thống lái ở trạng thái ổn định. Đề xuất một mô hình toàn diện mới có cấu trúc rõ ràng, chặt chẽ, phân tích đặc tính của trợ lái EPS dựa trên "Phong cách lái - ĐLH hệ thống lái - ĐLH phương tiện". Trên cơ sở đó xây dựng 03 bản đồ đặc tính trợ lực lái ứng với ba phong cách lái khác nhau: "Phong cách lái thoải mái", "Phong cách lái thể thao" và "Phong cách lái hỗ trợ đa mức", tức là thoải mái ở vận tốc thấp, thể thao ở vận tốc trung bình và nặng chắc ở vận tốc cao.

Vậy đặc tính trợ lực lái lý tưởng trong luận án được hiểu là: Đặc tính trợ lực lái tạo được cảm giác lái phù hợp quy luật tâm lý người điều khiển phương tiện. Đặc tính này phải đáp ứng các chỉ tiêu ở Bảng 2.3 và cần có những tính chất sau:

Bản đồ đặc tính trợ lực lái được tạo ra từ mô hình toán học có cấu trúc, liên kết rõ ràng giữa động lực học xe, hệ thống lái và mục tiêu cảm giác lái;

Các tham số thiết kế được tách bạch thành nhóm thuộc về phần cứng xe và nhóm thuộc về cảm nhận - phong cách lái của người điều khiển;

Việc tùy chỉnh chế độ lái được thực hiện thông qua lớp tham số cảm nhận, không làm thay đổi cấu trúc phần cứng hoặc logic điều khiển nền;

Quy luật tâm lý về kích thích và cảm nhận của con người được tích hợp định lượng vào quá trình tạo bản đồ đặc tính trợ lực lái;

Các ràng buộc về khả năng thực thi, độ bền vững và tính nhất quán được xem là một phần của bài toán thiết kế ngay từ đầu.

2.3.2. Cơ sở khoa học về cảm giác lái theo quy luật tâm lý người điều khiển

2.3.2.1. Cơ chế nhận thức của con người về chuyển động lái ô tô

Nhận thức chuyển động được thực hiện bởi hệ thống thần kinh trung ương CNS (Central nervous system) dựa trên đầu vào cảm giác từ hệ thống thị giác, tiền đình và cảm giác của cơ thể [118]. CNS kết hợp hệ thống thị giác với hệ thống tiền đình và cảm giác của cơ thể để nhận biết chuyển động của chính người lái, từ đó nhận thức được sự di chuyển của phương tiện. Hệ thống thị giác là phương tiện duy nhất của người lái để phát hiện hình dạng đường sắp tới và có thể cảm nhận được chuyển động của phương tiện so với môi trường xung quanh; người lái cảm nhận được các chuyển động quay và tịnh tiến của đầu thông qua cơ quan tiền đình, bao gồm nhiều cơ quan cảm giác và các cơ quan cảm giác cơ thể. Chúng phát hiện các trạng thái khác nhau của cơ thể như áp lực tiếp xúc, nhiệt độ, vị trí chân tay và cơn đau. Khi người lái điều khiển phương tiện, phản ứng của hệ thống cảm giác cơ thể sẽ bổ sung thông tin do hệ thống thị giác và tiền đình cung cấp cho người lái cảm nhận được góc và mô men cản của vành tay lái thông qua góc khớp tay, chuyển động của cơ và lực, đồng thời người lái có kinh nghiệm cũng có thể cảm nhận được đặc điểm tiếp xúc giữa lốp và mặt đường thông qua các thông tin này như mặt cỏ, đường sỏi, đường khô... đường nhựa hoặc đường mưa trơn...

Người lái sử dụng hệ thống thị giác để điều khiển phản hồi, ước tính độ cong của đường và góc lái cần thiết dựa trên véc tơ hướng và điểm tiếp tuyến của phương tiện [119]. Vận tốc tịnh tiến và vận tốc góc cung cấp phản hồi quan trọng cho hệ thống thị

giác [120], trong khi sự chú ý có thể được phân loại thành tầm nhìn tập trung hoặc tầm nhìn ngoại vi [121]. Kích thích tiền đình làm tăng đáng kể độ chính xác của phán đoán hướng thị giác. Hệ thống chuyển động của mắt ổn định đường ngắm bằng cách sử dụng hệ thống tiền đình để phản ứng với các chuyển động của đầu. Nhận thức về sự cân bằng là kết quả của sự tăng tốc hoặc giảm tốc tuyến tính hoặc quay của cơ thể. Các thụ thể cân bằng nằm ở cơ quan tiền đình của tai trong, bao gồm các ống bán khuyên và tiền đình. Các ống bán khuyên phát hiện chuyển động quay và nhạy cảm với gia tốc góc, có mối tương quan chặt chẽ với vận tốc góc. Trong quá trình chuyển động quay, các sợi cảm giác - tế bào lông trong các ống này phản ứng. Tiền đình phát hiện sự tăng tốc hoặc giảm tốc tuyến tính thông qua các sỏi tai, thay đổi vị trí cùng với các lông mao để kích thích các tế bào cảm giác [122].

Theo quan điểm của hệ thống điều khiển vòng kín giữa người và phương tiện, tín hiệu để điều khiển lái của phương tiện có thể là góc lái hoặc mô men lái. Trong hệ thống "Người-Phương tiện", con người luôn kỳ vọng có một mối quan hệ nhất quán giữa cường độ vận hành của phương tiện và cường độ phản ứng của phương tiện, nghĩa là mọi người mong đợi phản ứng của phương tiện sẽ nhất quán với kỳ vọng của họ, để hiệu suất của toàn bộ hệ thống có thể đạt được kết quả như mong muốn. Theo nhận thức của hệ thống thị giác - tiền đình của con người về cường độ chuyển động lái của phương tiện là gia tốc ngang vành tay lái được quay theo tiềm thức còn mô men tác dụng lên vành tay lái được điều chỉnh để đạt được cường độ chuyển động lái mong muốn. Nếu cường độ chuyển động lái cảm nhận được của phương tiện và mô men tác dụng lên vành tay lái đáp ứng được kỳ vọng của người lái, thì người lái sẽ cảm thấy hiệu suất xử lý của phương tiện là tốt và phù hợp với thói quen lái xe của mình. Mối quan hệ tương ứng giữa mô men vành tay lái và cường độ chuyển động lái của phương tiện đại diện cho phong cách lái của phương tiện.

2.3.2.2. Mô hình mối quan hệ lý tưởng giữa mô men lái và cường độ chuyển động lái dựa trên quy luật lũy thừa của Stevens

Hiện tại, thuật ngữ "***Cường độ chuyển động lái***" không có định nghĩa chính xác trong tài liệu về ô tô. Các nghiên cứu cho thấy phản ứng ĐLH lái của phương tiện tương quan với vận tốc dọc của phương tiện, ảnh hưởng đến cách cường độ chuyển động lái được thể hiện thông qua một số điều kiện: Khi rẽ tại chỗ hoặc ở vận tốc thấp, phản ứng lái của phương tiện là tối thiểu. Điều này có nghĩa là dù có sự thay đổi đáng kể về góc lái vẫn tạo ra rất ít thay đổi gia tốc ngang, khiến người lái khó nhận thấy những thay đổi nhỏ trong gia tốc. Tuy nhiên, người lái có thể dễ dàng nhận thấy những thay đổi về góc lái, cho biết ý định lái của họ. Do đó, ở vận tốc thấp, góc lái phản ánh cường độ chuyển động lái và ý định của người lái. Ở vận tốc cao hơn, phản ứng lái của phương tiện trở nên rõ rệt. Ngay cả những điều chỉnh nhỏ về góc lái cũng dẫn đến những thay đổi đáng kể về gia tốc ngang, mà người lái có thể dễ dàng cảm nhận được, trong khi nhận thức về những thay đổi về góc lái trở nên ít rõ ràng hơn. Do đó, ở vận tốc cao, gia tốc ngang đặc trưng cho cường độ chuyển động lái và ý định của người lái. Tóm lại, ở vận tốc thấp, góc lái biểu thị cường độ chuyển động lái; ở vận tốc cao, gia tốc ngang đóng vai trò này.

Lĩnh vực tâm lý học bao gồm ba quy luật chính [123], [124], [125]: Weber, Fechner và Stevens. Năm 1953, Stevens đã giới thiệu quy luật tâm lý hàm lũy thừa (Stevens's power law), nêu rằng nhận thức cảm giác tỷ lệ thuận với công suất của kích thích vật lý, thiết lập mối quan hệ hàm lũy thừa giữa lượng cảm giác và kích thích. Bằng chứng thử nghiệm ủng hộ tính ứng dụng rộng rãi quy luật lũy thừa của Stevens trên nhiều lĩnh vực nhận thức khác nhau, phương trình mô tả giữa lượng cảm giác và kích thích [125]:

$$S = aI^b \quad (2.91)$$

Trong đó: S- cường độ cảm giác; I- cường độ kích thích; a- hệ số cường độ; b- số mũ lũy thừa được xác định bởi loại và cường độ kích thích vật lý.

Luận án đề xuất một mô hình lý tưởng về mối quan hệ giữa mô men lái và cường độ chuyển động lái dựa trên quy luật lũy thừa của Stevens. Mô men lái thực tế do người lái tác dụng và mô men được cảm nhận phải phù hợp với quy luật lũy thừa của Stevens. Tương tự như vậy, cường độ chuyển động lái thực và cường độ mà người lái cảm nhận cũng tuân theo định luật này. Trải nghiệm lái lý tưởng nảy sinh khi mô men lái được cảm nhận và cường độ chuyển động lái có mối tương quan tuyến tính [114], [126]. Do đó, cả mô men lái thực tế và cường độ đều phải tuân theo mối quan hệ lũy thừa, như được thể hiện trong công thức sau.

$$\begin{cases} a_y^* = \frac{b}{1+cv^k}|T_d|^n sign(T_d) = K_a|T_d|^n \quad , Với\ K_a = \frac{b}{1+cv^k} sign(T_d) \\ \varphi_d^* = \frac{b_1}{1+cv^k}|T_d|^{n_1} sign(T_d) = K_\varphi|T_d|^{n_1} , Với\ K_\varphi = \frac{b_1}{1+cv^k} sign(T_d) \end{cases} \quad (2.92)$$

Trong đó: φ_d^*, a_y^* - lần lượt là góc lái và gia tốc ngang mà người lái mong đợi; b, b_1- lần lượt là hệ số cường độ của góc lái và gia tốc ngang; c, k- biểu thị ảnh hưởng của vận tốc đến hệ số cường độ; n, n_1- lần lượt là số mũ lũy thừa của góc lái và gia tốc ngang.

2.3.3. Mô hình xây dựng đặc tính lái lý tưởng

Mô hình nghiên cứu xây dựng đặc tính lái lý tưởng dựa trên mô hình ĐLH "Hệ thống lái - xe và phương pháp hàm truyền nghịch".

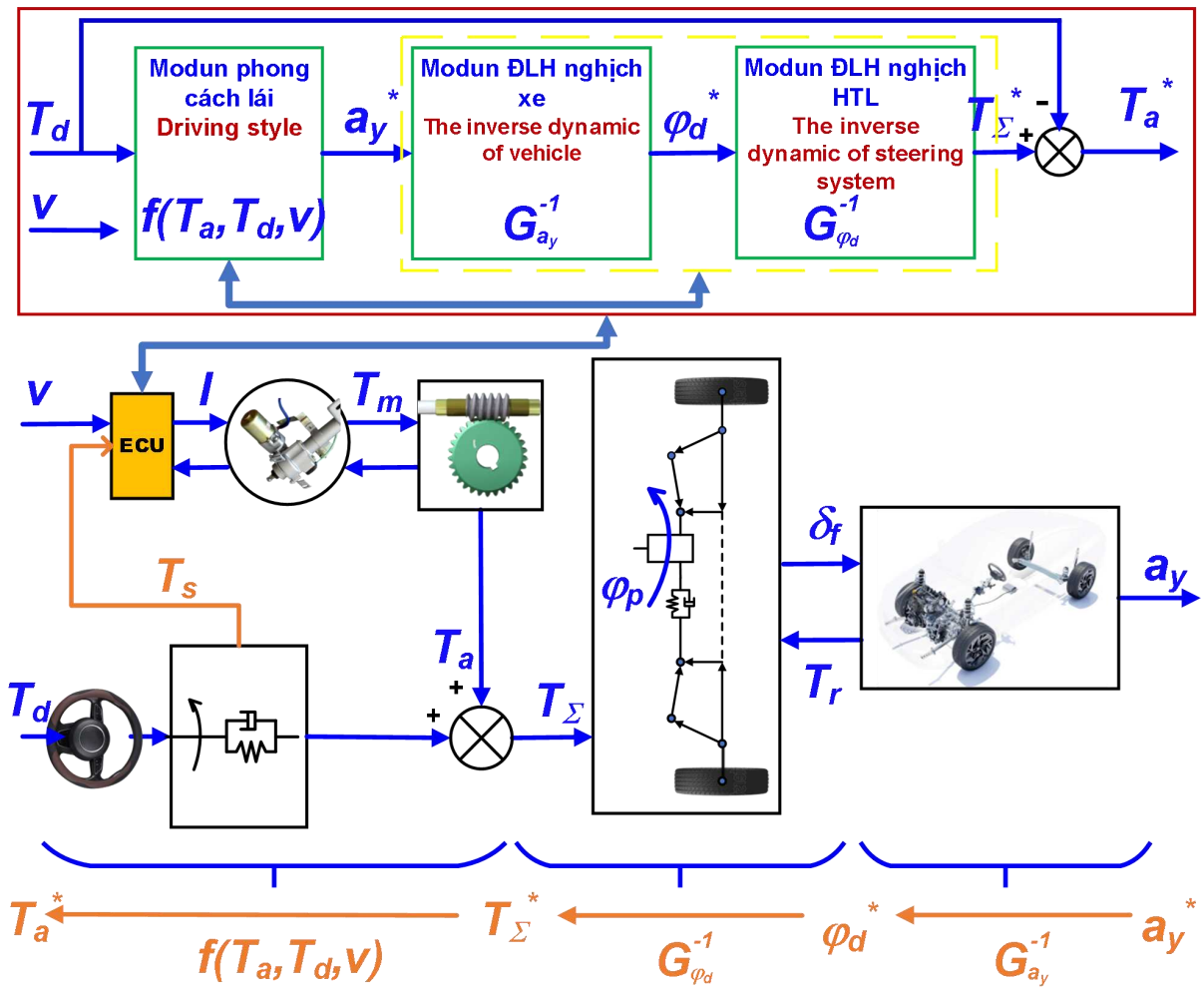
2.3.3.1. Mô hình xây dựng đặc tính lái lý tưởng

Hạt nhân của phương pháp nghiên cứu là mô hình phân tích đặc tính trợ lực lái EPS dựa trên mô hình "Phong cách lái - ĐLH nghịch xe - ĐLH nghịch HTL" được đề xuất được thể hiện như Hình 2.17. Trong đó:

- Mô đun "Phong cách lái" là mô đun tính toán cường độ chuyển động lái dự kiến của người lái, được biểu thị bằng gia tốc ngang (a_y^*), dựa trên mô men tác dụng lên vành tay lái (T_d). Điều này phản ánh xu hướng chuyển động của phương tiện theo mong muốn của người lái.

- Mô đun "ĐLH nghịch xe" là mô đun xác định mối quan hệ vốn có (cố hữu) giữa gia tốc ngang (a_y^*) và góc quay bánh xe trước khi phương tiện đạt trạng thái ổn định. Trong thực tế, góc quay bánh xe trước không thể được đo trực tiếp bằng các cảm biến lắp đặt trên xe. Do đó, trong hệ thống trợ lực lái có cơ cấu lái kiểu trục răng-thanh răng, góc lái, cũng chính là góc quay của trục răng (pinion), có thể được ước lượng gián tiếp thông qua tốc độ quay của động cơ trợ lực, đại diện cho hoạt động của hình thang lái Ackermann. Dựa trên mối quan hệ hình học giữa góc lái và góc quay bánh xe trước thông qua tỷ số truyền của cơ cấu lái (i_s), mô đun này tính toán mối quan hệ giữa đầu vào là gia tốc ngang mong muốn (a_y^*) và đầu ra là góc lái mong muốn (φ_d^*) khi xe ở trạng thái ổn định. Trên cơ sở đó, mô đun cho phép xác định góc lái mong muốn (φ_d^*) (cũng chính là góc quay của trục răng (φ_p^*) cần đạt) từ gia tốc ngang mong muốn (a_y^*), tức là mối quan hệ nghịch đảo (a_y^*) và (φ_d^*).

- Mô đun "ĐLH nghịch HTL" là mô đun xác định mối quan vốn có (cố hữu) giữa góc quay trục răng mong muốn (φ_p^*) và mô men lái tổng (T_Σ) tác dụng lên trục răng ở trạng thái ổn định. Hay mô đun này tính toán mô men lái tổng (T_Σ) dựa trên tín hiệu vào là góc lái mong muốn (φ_d^*) (quan hệ T_Σ φ_d^*).



Hình 2.17. Mô hình phân tích nghịch ĐLH EPS theo phong cách lái

Giải pháp tổng thể như Hình 2.17 có thể được tóm tắt như sau: Dựa trên mô đun "Phong cách lái", xác định cường độ chuyển động lái mong muốn cần đạt được, được biểu thị bằng gia tốc ngang mong muốn (a_y^*) dưới tác dụng của mô men lái đầu vào (T_d). Tiếp theo, mô đun "ĐLH nghịch xe" tính toán góc lái mong muốn (φ_d^*) từ đầu vào (a_y^*). Từ đó, mô đun "ĐLH nghịch HTL" tính toán tổng mô men lái cần thiết (T_Σ^*) từ đầu vào (φ_d^*). Từ (T_Σ^*) và (T_d), tính toán mô men trợ lực cần thiết (T_a^*). Dựa trên kết quả tính toán (T_a^*), ECU gửi tín hiệu dòng điện điều khiển là cường độ dòng điện (I) đến động cơ trợ lực và động cơ trợ lực tạo mô men trợ lực (T_m), thông qua bộ truyền trục vít - bánh vít, tạo ra mô men trợ lực thực tế ($T_a = T_a^*$). Mô men lái tổng thực tế có được ($T_\Sigma = T_a + T_d = T_\Sigma^*$) được truyền đến bánh trục răng (pinion), làm cho trục răng đạt được góc quay mong muốn ($\varphi_p = \varphi_p^*$), sau đó thông qua cơ cấu Ackermann, làm bánh trước quay một góc (δ_f) mong muốn, do đó xe đạt được cường độ chuyển động lái mong muốn, tức là ($a_y = a_y^*$).

Các mô đun trên sẽ được cài đặt cho bộ điều khiển EPS. Phương pháp phân tích đặc tính trợ lực lái EPS được đề xuất này, phân tách riêng rẽ ý định của người lái với ĐLH vốn có của phương tiện và của hệ thống lái, giúp đơn giản hóa việc hiệu chuẩn cảm giác lái và tạo điều kiện thuận lợi cho việc thiết kế các phong cách lái khác nhau trên các thương hiệu và kiểu phương tiện khác nhau.

2.3.3.2. Xây dựng hàm truyền nghịch giữa gia tốc ngang của ô tô và góc lái $G_{a_y}^{-1}$

Đặc tính hàm truyền nghịch của gia tốc ngang với mô men lái và góc lái được xác định thông qua ĐLH chuyển động của ô tô và ĐLH của hệ thống lái.

Giải các phương trình vi phân ĐLH ô tô (2.37) thu được hàm truyền vận tốc góc xoay của thân xe $G_{\dot{\psi}}$ và hàm truyền góc lệch ngang của trọng tâm ô tô G_{β}:

$$G_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}}{\varphi_d}\Big)_s = \frac{1}{i_s L}\frac{v}{1+\left(v/v_{\dot{\psi}}\right)^2} \quad (2.93)$$

$$G_{\beta} = \frac{\beta}{\varphi_d}\Big)_s = \frac{x_r}{i_s L}\frac{1-\frac{mx_f}{K_{\alpha r}x_r L}}{1+\left(v/v_{\dot{\psi}}\right)^2} \quad (2.94)$$

Trong đó: $v_{\dot{\psi}}^2 = \frac{K'_{\alpha f}K_{\alpha r}L^2}{m(K_{\alpha r}x_r - K'_{\alpha f}x_f)}$ (2.95) là vận tốc đặc trưng đây là vận tốc mà góc quay của thân xe nhạy cảm nhất với góc quay của vành tay lái.

Khi quay vòng ổn định, $a_y = \ddot{y} = v\dot{\psi}$ (2.96), thay vào (2.93) thu được hàm truyền gia tốc ngang thân xe như sau:

$$G_{a_y} = \frac{a_y}{\varphi_d}\Big)_s = \frac{1}{i_s L}\frac{v^2}{1+\left(v/v_{\dot{\psi}}\right)^2} \quad (2.97)$$

Hàm truyền nghịch gia tốc ngang thân xe và góc lái được xác định là:

$$G_{a_y}^{-1} = \frac{\varphi_d}{a_y}\Big)_s = i_s L\frac{1+\left(v/v_{\dot{\psi}}\right)^2}{v^2} \quad (2.98)$$

2.3.3.3. Xây dựng hàm truyền nghịch giữa mô men lái và góc lái $G_{\varphi_d}^{-1}$

Từ mô hình động lực hệ thống lái như Hình 2.3, ta có:

$$T_\Sigma = \frac{F_{nf}(n_k+n_R)}{i_s} = \frac{K_{\alpha f}n_s}{i_s}\left(-\beta+\delta_f-\frac{x_f\dot{\psi}}{v}\right) = \frac{K_{\alpha f}n_s}{i_s}\left(-\beta+\frac{\varphi_d}{i_s}-\frac{F_{nf}n_s}{K_s}-\frac{x_f\dot{\psi}}{v}\right) \quad (2.99)$$

Trong đó: $F_{nf} = \frac{K_{\alpha f}}{1+\frac{K_{\alpha f}n_s}{K_s}}\left[\frac{\varphi_d}{i_s}-\left(\beta+\frac{x_f\dot{\psi}}{v}\right)\right] = K'_{\alpha f}\left[\frac{\varphi_d}{i_s}-\left(\beta+\frac{x_f\dot{\psi}}{v}\right)\right]$ (2.100)

$$T_\Sigma = \frac{F_{nf}n_s}{i_s} = \frac{n_s}{i_s}K'_{\alpha f}\left[\frac{\varphi_d}{i_s}-\left(\beta+\frac{x_f\dot{\psi}}{v}\right)\right] \quad (2.101)$$

$$G_{\varphi_d} = \frac{T_\Sigma}{\varphi_d}\Big)_s = \frac{n_s}{i_s^2}K'_{\alpha f}\left[1-\left(\frac{\beta}{\varphi_d}+\frac{x_f}{v}\frac{\dot{\psi}}{\varphi_d}\right)\right] = \frac{n_s}{i_s^2}K'_{\alpha f}\left[1-\left(G_\beta+\frac{x_f}{v}G_{\dot{\psi}}\right)\right] \quad (2.102)$$

$$G_{\varphi_d} = \frac{T_\Sigma}{\varphi_d}\Big)_s = \frac{mx_r n_s}{i_s^2 L^2}\frac{v^2}{1+\left(v/v_{\dot{\psi}}\right)^2} \quad (2.103)$$

Hàm truyền nghịch giữa góc lái và mô men lái tổng được xác định là:

$$G_{\varphi_d}^{-1} = \frac{\varphi_d}{T_\Sigma}\Big)_s = \frac{i_s^2L^2}{mx_r n_s}\frac{1+\left(v/v_{\dot{\psi}}\right)^2}{v^2} \quad (2.104)$$

2.3.3.4. Xây dựng các hàm truyền mô men lái và gia tốc ngang G_{T_Σ/a_y}

Từ (2.97) và (2.104) ta có các hàm truyền mô men lái tổng và gia tốc ngang:

$$G_{T_\Sigma/a_y} = \frac{T_\Sigma}{a_y}\Big)_s = \frac{mx_r n_s}{i_s L} \quad (2.105)$$

Đặt: $K_T = \frac{mx_r n_s}{i_s L}$ (2.106) => $a_y = \frac{1}{K_T}T_\Sigma$ (2.107)

Từ (2.92) và (2.107) ta có:

$$K_a|T_d|^n = \frac{1}{K_T}T_\Sigma = \frac{1}{K_T}(T_a+T_d) \qquad \text{với } (T_\Sigma = T_a+T_d) \quad (2.108)$$

$$T_a = (K_T K_a|T_d|^{n-1}-1)T_d \quad (2.109)$$

$$a_y = \frac{b}{1+cv^k}|T_d|^n sign(T_d) = K_a|T_d|^n \quad (2.110)$$

Theo (2.107) cho thấy trong phạm vi biến dạng ngang của lốp tuyến tính, phản ứng gia tốc ngang của thân xe theo tổng mô men tác dụng lên trục lái tuân theo mối quan hệ tuyến tính. Theo (2.109) và (2.110) ta thu được quan hệ $(T_a - T_d - a_y)$ theo quy luật lũy thừa của Stevens, đây là cơ sở quan trọng để xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng.

2.3.4. Xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật lũy thừa của Stevens

Để áp dụng được quy luật lũy thừa của Stevens vào cấu trúc đặc tính trợ lực lái thì đặc tính trợ lực lái phải là đặc tính loại phi tuyến hoặc loại hỗn hợp.

2.3.4.1. Đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật lũy thừa của Stevens

1) Đặc tính trợ lực lái phi tuyến theo quy luật lũy thừa của Stevens

Từ công thức (2.89), (2.109) và (2.110), ta thu được đặc tính trợ lực lái phi tuyến theo quy luật lũy thừa của Stevens được biểu diễn như sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dat} \\ (K_T K_a |T_d|^n - 1)T_d & Khi\ T_{dmax} \geq |T_d| \geq T_{dat} \\ T^*_{amax} = K(v)T^*_{dmax} & Khi\ |T^{**}_d T_d| > K(v)T^*_{dmax} \end{cases} \quad (2.111)$$

Trong đó: T_{dat}- ngưỡng mô men lái tối thiểu đạt được để động cơ trợ lực được kích hoạt.

$$T^*_d = T_d \pm T_{dmin};\ T^{**}_d = K_T K_a |T_d|^n - 1;\ T^*_{dmax} = T_{dmax} \pm T_{dmin} \quad (2.112)$$

2) Đặc tính trợ lực lái hỗn hợp theo quy luật lũy thừa của Stevens

Từ công thức (2.90), (2.109) và (2.110), ta thu được đặc tính trợ lực lái hỗn hợp theo quy luật lũy thừa của Stevens được biểu diễn như sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ K(v)T^*_d & Khi\ |T_d| \geq T_{dmin}\ and\ |T^{***}_d T^*_d| < |K(v)T^*_d| \\ T^{***}_d T^*_d & Khi\ K1(v)|T^*_{dmax}| \geq |T^{***}_d T^*_d| \geq |K(v)T^*_d| \\ K1(v)T^*_{dmax} & Khi\ |T^{***}_d T^*_d| > T_{amax} = K1(v)T^*_{dmax} \end{cases} \quad (2.113)$$

Trong đó: $T^{***}_d = K_T K_a |T^*_d|^n - 1$; $T^*_d = T_d \pm T_{dmin}$; $T^*_{dmax} = T_{dmax} \pm T_{int}$; T_{int} - là giao điểm của đường tuyến tính $T_a = K(v)T^*_d$ và đường cong phi tuyến $T_a = T^{**}_d T^*_d$.

$$\begin{cases} K(v) = e_0 + e_1 v + e_2 v^2 + e_3 v^3 \\ K1(v) = f_0 + f_1 v + f_2 v^2 + f_3 v^3 \end{cases} \quad (2.114)$$

Với: $e_0, e_1, e_2, e_3, f_0, f_1, f_2, f_3$ là các hệ số được xác định thông qua hàm nội suy từ các giá trị thử nghiệm của $K(v), K1(v)$.

2.3.4.2. Đánh giá đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật lũy thừa của Stevens

Từ các công thức xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng trên cơ sở mô hình ĐLH nghịch và quy luật lũy thừa của Stevens, có thể nhận thấy rằng mô men trợ lực không phải là một đại lượng được xác định một cách thuần túy theo mô men lái và vận tốc xe, mà là kết quả tổng hợp của nhiều tham số kết cấu và ĐLH phương tiện. Việc phân tích mối quan hệ này có ý nghĩa quan trọng trong việc làm rõ bản chất vật lý của mô men trợ lực và khẳng định tính khoa học, tính toàn diện của phương pháp đề xuất.

1) Vai trò trung tâm của mô men trợ lực trong cấu trúc EPS

Trong cấu trúc điều khiển EPS được xây dựng, mô men trợ lực cùng mô men lái tạo thành mô men tổng tác động lên trục răng. Mô men tổng chi phối trực tiếp góc quay trục răng và thông qua cơ cấu Ackermann xác định góc quay bánh xe trước, từ đó tạo ra gia tốc ngang của xe. Bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng không xác định mô men trợ lực một cách độc lập, mà thông qua các hệ số (K_T) và (K_a), đồng thời bị ràng buộc giới hạn bởi

hệ số $(K(v))$. Trong đó:

- Hệ số (K_T) có sự ảnh hưởng của khối lượng xe (m); tọa độ trọng tâm xe (x_r), chiều dài cơ sở (L), tỉ số truyền hệ thống lái (i_s); ảnh hưởng của bố trí hệ thống treo, góc đặt bánh xe, biến dạng đàn hồi của lốp thông qua tham số $(n_s = (n_k + n_r)cos\gamma_c)$.

- Hệ số (K_a) để tối ưu cảm giác lái theo phong cách lái mong muốn thông qua việc tinh chỉnh các hệ số cường độ gia tốc ngang (b), hệ số ảnh hưởng của vận tốc đến hệ số cường độ (c); số mũ lũy thừa của góc lái và gia tốc ngang (n). Các hệ số này sẽ quyết định thời điểm trợ lực kích hoạt, cường độ tăng trợ lực hay góc dốc đặc tính và vùng phủ của bản đồ đặc tính hay độ mau thưa giữa các đường đặc tính ứng với vận tốc khác nhau để tinh chỉnh mức trợ lực theo vận tốc.

- Hệ số $(K(v))$ khếch đại mức trợ lực và hạn chế điểm trợ lực bão hòa theo vận tốc.

Như vậy, mọi thay đổi trong yêu cầu động học chuyển động, đặc tính kết cấu hoặc điều kiện vận hành đều được phản ánh trực tiếp vào giá trị mô men trợ lực thông qua sự biến đổi của các hệ số này.

2) Ảnh hưởng của các tham số động học và kết cấu toàn xe

Khối lượng xe và các tham số phân bố khối lượng là những yếu tố đầu tiên ảnh hưởng đến mô men trợ lực. Cùng cường độ chuyển động lái đại diện là gia tốc ngang (a_y) cho trước, khối lượng càng lớn thì lực ngang cần thiết tại lốp càng tăng, kéo theo sự gia tăng mô men phản lực mặt đường truyền về cơ cấu lái. Điều này làm tăng yêu cầu mô men lái tổng (T_Σ) để đạt được cùng một gia tốc ngang. Trong khi bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng, để vẫn duy trì mối quan hệ cảm nhận theo quy luật lũy thừa của Stevens giữa gia tốc ngang (a_y) và mô men lái cảm nhận, phần tăng của mô men tổng (T_Σ) do khối lượng lớn được bù trừ thông qua tăng mô men trợ lực (T_a). Khi đó, hệ số (K_T) có xu hướng tăng, trong khi phần đóng góp tương đối của mô men lái (T_d) bị giảm. Qua đó có thể thấy rằng mô men trợ lực (T_a) mang trong nó ảnh hưởng trực tiếp của khối lượng xe.

Tọa độ trọng tâm của xe, cả theo phương dọc và phương đứng, cũng tác động mạnh đến mối quan hệ gia tốc ngang và góc quay bánh trước $(a_y - \delta_f)$, thông qua sự phân bố tải trọng giữa các bánh và sự thay đổi đặc tính lực bên của lốp. Trọng tâm càng cao hoặc phân bố tải trọng trước càng lớn thì mô men tự lựa và mô men phản lực tại bánh trước càng tăng. Hệ quả là mô men tổng tại trục lái tăng lên, dẫn đến nhu cầu tăng mô men trợ lực để duy trì cảm giác lái mong muốn. Như vậy, ảnh hưởng của trọng tâm cũng được "mã hóa" gián tiếp trong bản đồ đặc tính trợ lực lái thông qua sự biến đổi của (K_T).

Chiều dài cơ sở và các tham số hình học tổng thể của xe quyết định khuynh hướng lái thiếu hoặc lái thừa. Xe có xu hướng lái thiếu mạnh thường đòi hỏi góc quay bánh trước lớn hơn để đạt cùng gia tốc ngang (a_y), từ đó làm tăng lực dọc thanh răng và mô men phản lực tại trục lái. Trong bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng, điều này được phản ánh bằng việc tăng mô men trợ lực ở vùng (a_y) trung bình và lớn. Do đó, mô men trợ lực không chỉ phản ánh đặc tính của hệ thống lái mà còn mang thông tin về đặc tính ổn định quỹ đạo của toàn bộ phương tiện.

3) Ảnh hưởng của hệ thống lái và hệ thống treo

Tỷ số truyền hệ thống lái (i_s) là một trong những tham số kết cấu quan trọng nhất chi phối trực tiếp mối quan hệ giữa mô men tại vành tay lái và lực tác dụng tại thanh răng. Với cùng yêu cầu mô men tổng (T_Σ), (i_s) lớn cho phép giảm mô men lái (T_d) nhưng đồng thời làm tăng góc lái. Trong trường hợp này, bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng có thể yêu cầu mức mô men trợ lực nhỏ hơn để vẫn đạt được mô men cảm nhận phù hợp theo quy luật lũy thừa của Stevens. Ngược lại, khi (i_s) nhỏ, mô men trợ lực cần tăng để (T_d) không vượt quá khả năng tạo lực của người lái.

Các yếu tố biến dạng trong hệ thống treo và hệ thống lái, gồm độ cứng các khớp đàn hồi, độ rơ cơ khí và đặc tính của lốp, phát sinh các thành phần mô men bổ sung và nội ma sát. Những thành phần này làm tăng mô men phản lực cần vượt qua khi quay bánh xe, dẫn đến tăng (T_Σ). Trong bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng, các ảnh hưởng này được phản ánh thông qua việc điều chỉnh đặc tính mô men trợ lực nhằm bù trừ phần mô men "tổn hao" do biến dạng và ma sát, giúp người lái vẫn cảm nhận được mối quan hệ gia tốc ngang với mô men lái ổn định. Bên cạnh đó, các góc đặt bánh xe như caster, camber và các độ lệch hình học của trục quay bánh xe trực tiếp tạo ra mô men tự lựa và mô men hồi vị. Đây là những thành phần quan trọng cấu thành (T_Σ) ngay cả khi không có trợ lực. Trong phương pháp đề xuất, mô men trợ lực được xây dựng sao cho không triệt tiêu hoàn toàn các mô men tự nhiên này, mà chỉ phân bố lại chúng theo mức phù hợp với cảm nhận lái mong muốn. Nhờ đó, mô men trợ lực vừa phản ánh đặc tính kết cấu của hệ thống lái, vừa duy trì được "thông tin mặt đường" cần thiết cho người lái. Các thông số trên được kể đến thông qua cánh tay đòn lực ngang là độ lệch tổng cộng $(n_s = (n_k + n_r)cos\gamma_c)$.

4) Vai trò của vận tốc và hệ số $K(v)$

Một điểm then chốt trong bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng là sự xuất hiện của hệ số khuếch đại cũng là hệ số giới hạn $(K(v))$, ràng buộc giá trị cực đại của mô men trợ lực theo vận tốc xe. Ở vận tốc thấp, $(K(v))$ cho phép mô men trợ lực đạt giá trị lớn, giúp giảm đáng kể mô men lái (T_d) và cải thiện khả năng điều khiển trong các tình huống đỗ xe hoặc quay đầu. Ngược lại, ở vận tốc cao, $(K(v))$ làm giảm giới hạn mô men trợ lực (T_a), buộc mô men tổng được phân bổ nhiều hơn cho (T_d), qua đó tăng cảm giác "nặng" và ổn định hướng chuyển động.

Hệ số $(K(v))$ không chỉ phản ánh yêu cầu an toàn, mà còn kết hợp chặt chẽ với các tham số kết cấu đã nêu. Với cùng một cấu hình xe, sự suy giảm trợ lực theo vận tốc giúp đảm bảo rằng ảnh hưởng của khối lượng, trọng tâm và đặc tính lốp không làm mất ổn định cảm giác lái ở tốc độ cao. Do đó, mô men trợ lực là một hàm đồng thời của gia tốc ngang và vận tốc, mang tính động học và phi tuyến rõ rệt.

Từ các phân tích trên có thể khẳng định rằng mô men trợ lực được xây dựng là một đại lượng mang tính toàn diện cao. Mặc dù trong cấu trúc điều khiển mô men trợ lực được tạo ra từ bộ điều khiển EPS, nhưng về bản chất, nó phản ánh tổng hợp các yếu tố: động học chuyển động ngang, động lực học lốp, đặc tính hình học và đàn hồi của hệ thống lái - treo, cũng như yêu cầu cảm nhận của người lái theo quy luật lũy thừa của Stevens.

Bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng được xây dựng không chỉ nhằm "tạo nhẹ" hay "tạo nặng" vành tay lái, mà nhằm thiết lập mối quan hệ nhất quán giữa cường độ chuyển động của xe và cảm nhận mô men lái của người điều khiển. Trong mối quan hệ đó, mô men trợ lực đóng vai trò là biến trung gian mang thông tin toàn hệ thống, cho phép kết nối các tham số kết cấu vật lý với cảm giác lái một cách khoa học và có kiểm soát.

Có thể kết luận rằng, qua phân tích mối quan hệ giữa các tham số kết cấu và mô men trợ lực mô men trợ lực từ bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng đã làm rõ bản chất của mô men trợ lực như một đại lượng hệ thống, không tách rời khỏi động lực học toàn xe và hệ thống. Đây chính là cơ sở để phương pháp đề xuất có khả năng mở rộng, chuẩn hóa và ứng dụng hiệu quả cho nhiều cấu hình phương tiện khác nhau, đồng thời duy trì được chất lượng cảm giác lái ổn định và có tính dự báo cao.

2.3.5. Xây dựng đặc tính trợ lực lái theo "Phong cách lái/Driving style"

2.3.5.1. Phong cách lái/Driving style

Dựa trên mức hỗ trợ mô men và quy luật hỗ trợ mà người lái sẽ có các cảm giác lái

khác nhau, các cảm giác khác nhau này hình thành nên đặc trưng về cảm giác lái khác nhau của các loại xe hay còn gọi là "Phong cách lái". Hiện nay về cơ bản kỹ thuật điều khiển hệ thống lái EPS tích hợp chiến lược điều khiển các mức hỗ trợ thay đổi về cơ bản có bốn lựa chọn "Phong cách lái" khác nhau bao gồm: Phong cách lái thoải mái; Phong cách lái thể thao; Phong cách lái đa mức và Phong cách lái tiết kiệm. Sau đây luận án trình bày phương pháp xây dựng đặc tính trợ lực lái theo ba phong cách lái là: "Phong cách lái thoải mái", "Phong cách lái thể thao" và "Phong cách lái đa mức" cho hai loại đường đặc tính trợ lực lái là "đặc tính trợ lực lái hỗn hợp" và "đặc tính trợ lực lái phi tuyến" trong đó mô hình mối quan hệ lý tưởng giữa mô men lái và cường độ chuyển động lái dựa trên quy luật lũy thừa của Stevens.

2.3.5.2. Phong cách lái thoải mái/Comfortable driving style

Mục tiêu là có cảm giác lái nhẹ nhàng và thoải mái.

a. Loại đặc tính trợ lực lái phi tuyến

Trong trường hợp này, mô men trợ lực được xác định trên các nguyên tắc sau:

(1) Khi $|T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n]{1/K_T K_a}$, thì mô men trợ lực $T_a = 0$, động cơ trợ lực chưa kích hoạt; Khi $K(v)|T^*_{dmax}| = T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n]{1/K_T K_a}$, mô men trợ lực tăng theo đường cong phi tuyến để có mô men trợ lực tăng nhanh và hiệu suất cao, $T_a = T^{**}_d T^*_d$;

(2) Khi $|T^{**}_d T^*_d| > K(v)T^*_{dmax}$, thì mô men trợ lực đạt tối đa $T_a = T_{amax} = \pm K(v)T^*_{dmax}$ và không tăng nữa dù T_d tiếp tục tăng;

(3) Khi quay vòng tại chỗ $v_0 = 0km/h$, mô men cản mặt đường lớn, (T_a) cần lớn để đảm bảo mô men lái lớn nhất trong phạm vi $T_{dmax} = [2.5 \div 3.2]Nm$, tạo cho người lái cảm giác sức cản mặt đường đều và việc đánh lái cũng nhẹ nhàng, thoải mái;

(4) Khi $v > 0km/h$, tùy theo từng vận tốc ô tô mô men trợ lực đạt lớn nhất (T_{amax}) khi $T_d = [3.0 \div 4.6]Nm$.

Mô men trợ lực (T_a) được xác định như sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ T^{**}_d T^*_d & Khi\ T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ \pm K(v)T^*_{dmax} & Khi\ |T^{**}_d T^*_d| > |K(v)T^*_{dmax}| \end{cases} \quad (2.115)$$

Trong đó: $T^*_d = T_d \pm T_{dmin}$; $T^*_{dmax} = T_{dmax} - T_{dmin}$; $T^{**}_d = K_T K_a |T^*_d|^n$ (2.116)

b. Loại đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

Trong trường hợp này, mô men trợ lực được xác định trên các nguyên tắc sau:

(1) Khi $|T_d| < T_{dmin}$, chọn $T_{dmin} = 1Nm$, thì mô men trợ lực $T_a = 0$;

(2) Khi $|T_d| \geq T_{dmin}$ và $|T^{**}_d| < |K(v)T^*_d|$, mô men trợ lực tính theo đặc tính tuyến tính để lợi dụng công suất trợ lực cao của đặc tính tuyến tính, $T_a = K(v)T^*_d$;

(3) Khi $|T_d| \geq T_{dmin}$ và $|K(v)T^*_{dmax}| \geq |T^{**}_d| \geq |K(v)T^*_d|$, mô men trợ lực tính theo đường cong phi tuyến để có mô men trợ lực tăng nhanh và hiệu suất cao, $T_a = T^{**}_d$;

(4) Khi $|T^{**}_d| \geq |K1(v)T^*_{dmax}|$, mô men trợ lực đạt giá trị lớn nhất $T_a = T_{amax} = \pm K1(v)T^*_{dmax}$ và không tăng nữa dù T_d tiếp tục tăng;

(5) Khi quay vòng tại chỗ $v_0 = 0km/h$, mô men cản mặt đường lớn, T_a cần lớn để đảm bảo mô men lái lớn nhất trong phạm vi $T_{dmax} = [2.5 \div 3.2]Nm$, tạo cho người lái cảm giác sức cản mặt đường đều và việc đánh lái cũng nhẹ nhàng, thoải mái;

(6) Khi $v > 0km/h$, tùy theo từng vận tốc ô tô mô men trợ lực đạt lớn nhất T_{amax} khi $T_d = [3.0 \div 4.6]Nm$.

Mô men trợ lực (T_a) được xác định như sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ K(v)T_d^* & Khi\ |T_d| \geq T_{dmin}\ và\ |T_d^{**}| < |K(v)T_d^*| \\ T_d^{**} & Khi\ |K1(v)T_{dmax}^*| \geq |T_d^{**}| \geq K(v)T_d^* \\ \pm K1(v)T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{**}| \geq |K1(v)T_{dmax}^*| \\ & (\text{“}+\text{”}\ khi\ T_d \geq 0, \text{“}-\text{”}\ when\ T_d < 0) \end{cases} \quad (2.117)$$

Trong đó:

$$\begin{cases} T_d^* = T_d \mp T_{dmin} & (\text{“}+\text{”}\ khi\ T_d < 0, \text{“}-\text{”}\ \text{khi}\ T_d \geq 0) \\ T_{dmax}^* = T_{dmax} - T_{dmin} \\ T_d^{**} = K_T K_a |T_d^*|^n \end{cases} \quad (2.118)$$

2.3.5.3. Phong cách lái thể thao/Sporty driving style

Mục tiêu có cảm giác lái thể thao.

a. Loại đặc tính trợ lực lái phi tuyến

Trong trường hợp này, mô men trợ lực được xác định trên các nguyên tắc sau:

(7) Khi $|T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n-1]{1/K_T K_a}$, thì mô men trợ lực $T_a = 0$; Khi $K(v)|T_{dmax}^*| = T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n-1]{1/K_T K_a}$, mô men trợ lực tăng theo đường cong phi tuyến để có mô men trợ lực tăng nhanh và hiệu suất cao, $T_a = T_d^{***} T_d^*$;

(8) Khi $|T_d^{**} T_d^*| > K(v)T_{dmax}^*$, thì mô men trợ lực đạt tối đa $T_a = T_{amax} = \pm K(v)T_{dmax}^*$ và không tăng nữa dù T_d tiếp tục tăng;

(9) Khi quay vòng tại chỗ $v_0 = 0km/h$, mô men cản mặt đường lớn, T_a cần lớn để đảm bảo mô men lái lớn nhất trong phạm vi $T_{dmax} = [2.5 \div 3.5]Nm$, tạo cho người lái cảm giác sức cản mặt đường đều và việc đánh lái cũng nhẹ nhàng, thoải mái;

(10) Khi $v > 0km/h$, tùy theo từng vận tốc ô tô mô men trợ lực đạt lớn nhất T_{amax} khi $T_d = [3.0 \div 4.8]Nm$.

Mô men trợ lực T_a được xác định như sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ T_d^{***} T_d^* & Khi\ T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ \pm \mathrm{K(v)} T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{***} T_d^*| > |K(v)T_{dmax}^*| \end{cases} \quad (2.119)$$

Trong đó: $T_d^{***} = K_T K_a |T_d^*|^{n-1} - 1$ (2.120)

b. Loại đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

Trong trường hợp này, mô men trợ lực được xác định trên các nguyên tắc sau:

(1) Khi mô men lái nhỏ $|T_d| < [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}]$, được xác định tại điểm $T_d^{***} = K_T K_a |T_d^*|^{n-1} - 1 = 0$, thì mô men trợ lực $T_a = 0$;

(2) Khi $|T_d| \geq [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}]$ phương pháp xác định T_a tương tự ***Phong cách lái thoải mái***, tuy nhiên mức độ hỗ trợ sẽ bé hơn ***Phong cách lái thoải mái*** một lượng T_d^*.

(3) Khi quay vòng tại chỗ $v_0 = 0km/h$, mô men cản mặt đường lớn, T_a cần lớn để đảm bảo T_{dmax} trong khoảng $[2.5 \div 3.5]Nm$. Ngoài ra, khi người lái tác dụng lực lái đủ lớn $T_{dmax} = [3.0 \div 4.8]Nm$, giá trị lớn ứng với vận tốc cao, thì mô men trợ lực phải đạt giá trị lớn nhất để vẫn đảm bảo được tính thuận tiện và nhẹ nhàng của thao tác lái trong trường hợp đi trên các địa hình khó khăn và phức tạp.

Mô men trợ lực (T_a) được xác định như sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}] \\ K(v)\, T_d^* & Khi |T_d| \geq [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}]\ và\ |T_d^{***} T_d^*| < |K(v) T_d^*| \\ T_d^{***} T_d^* & Khi\ K1(v)|T_{dmax}^*| \geq |T_d^{***} T_d^*| \geq K(v) T_d^* \\ \pm K1(v) T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{***} T_d^*| > |K1(v) T_{dmax}^*| \end{cases} \quad (2.121)$$

2.3.5.4. Phong cách lái đa mức/Multi-level driving style

Mục tiêu nhằm tạo cho người lái: Cảm giác lái thoải mái ở vận tốc thấp, cảm giác lái thể thao ở vận tốc trung bình và nặng chắc, an toàn ở vận tốc cao.

a. Loại đặc tính trợ lực lái phi tuyến

Trong trường hợp này, mô men trợ lực được xác định trên các nguyên tắc sau:

(1) Khi quay vòng tại chỗ và khi $v < 20km/h$, (T_a) cần lớn để đảm bảo cảm giác lái nhẹ nhàng thoải mái (T_{dmax}) trong khoảng $[2.0 \div 3.0]Nm$ tương tự như phong cách lái thoải mái.

(2) Khi $20\ km/h < v \leq 100\ km/h$, (T_a) tính toán tương tự phong cách lái thể thao.

(3) Khi $100\ km/h < v < 150\ km/h$. Đây là dải vận tốc mà nhiều dòng xe phổ thông trên thị trường hiện nay, sử dụng bản đồ đặc tính trợ lực lái tuyến tính, thường ngắt cưỡng bức hệ thống trợ lực lái điện bởi hai lý do. Một là, mô men cản từ mặt đường ở vùng vận tốc này là rất nhỏ, việc ngắt trợ lực nhằm bảo đảm cảm giác lái và tăng cường phản hồi mặt đường ở điều kiện tốc độ cao. Hai là, xét theo thuật toán điều khiển, trong dải vận tốc này hệ số khuếch đại trợ lực theo vận tốc $(K(v))$ ở nhánh giảm đã tiến đến giá trị cực tiểu và nếu vận tốc xe tiếp tục tăng, hệ số này chuyển sang nhánh tăng giá trị theo vận tốc. Do đó luận án đề xuất thêm hệ số $K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3$. Với phương pháp tính toán $(K2(v))$ được xác định dưới dạng hàm đa thức phụ thuộc nghịch với vận tốc bậc một và thêm tham số vận tốc điều chỉnh thời điểm hạn chế mức trợ lực (v_{rq}), do đó hệ số khuếch đại trợ lực giảm liên tục khi vận tốc tăng, theo tính toán, tốc độ của xe có thể đạt tốc độ rất cao $v > 350km/h$ thì $(K2(v))$ mới đạt đến giá trị cực tiểu và mô men trợ lực tiệm cận về không trong dải vận tốc cao từ 100 km/h đến 150 km/h. Trên cơ sở đó, mô men trợ lực (T_a) được xác định theo các nguyên tắc sau:

- $T_a = 0Nm$ khi $|T_d| \leq T_{drq}$, với (T_{drq}) là giá trị mô men lái mong muốn bắt đầu kích hoạt trợ lực, nhằm đảm bảo cảm giác đường tốt ở vận tốc cao.

- Khi $T_{drq} < |T_d| \leq T_{dmax}$, (T_a) tăng tuyến tính theo (T_d) nhưng mức tăng giảm nhanh theo sự tăng của vận tốc ô tô, $T_a = K2(v)(T_d \pm T_{drq})$, ứng với giai đoạn vận tốc này $(K2(v) \geq 0$.

- Khi $\left|K2(v)(T_d \mp T_{drq})\right| > \left|K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})\right|$, mô men trợ lực được giới hạn thông qua hệ số $K1(v)$ tức $T_a = T_{amax} = K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})$ và (T_a) không tăng nữa dù (T_d) tiếp tục tăng.

(4) Khi $v \geq 150$ km/h. Thực tế ở dải vận tốc này, lực cản từ mặt đường truyền lên hệ thống lái rất nhỏ, chỉ một mô men lái (T_d) tương đối nhỏ cũng có thể tạo ra một góc quay lớn của bánh xe dẫn hướng. Do đó cần giới hạn hiện tượng này bằng cách tạo mô men trợ lực (T_a) theo chiều ngược với chiều đánh lái, tạo cảm giác vành tay lái nặng hơn, đồng thời duy trì mô men lái tương đối lớn nhưng chỉ tạo ra một góc lái nhỏ để bảo đảm an toàn ở tốc độ rất cao. Vì vậy, ở vùng tốc độ rất lớn, để bảo đảm an toàn khi xuất hiện các tác động không mong muốn từ mặt đường hoặc từ người lái lên vành tay lái, (T_a) được xác định theo các nguyên tắc sau:

- Khi giá trị T_d còn nhỏ $|T_d| \leq T_{drq}$ thì $T_a = 0Nm$;

- Khi $|T_d| > T_{drq}$, mô tơ sẽ tạo mô men trợ lực (T_a) ngược chiều với (T_d). Khi đó

$T_a = K2(v)(T_d \mp T_{drq})$ tăng tuyến tính nhưng ngược chiều với (T_d), ứng với giai đoạn vận tốc này $K2(v) < 0$.

- Khi $\left|K2(v)(T_d \mp T_{drq})\right| \geq T_{arq}$ thì $T_a = \mp T_{alm}$, mô men trợ lực (T_a) đạt giá trị cực đại và không tăng thêm nữa ngay cả khi (T_d) tiếp tục tăng.

Trong đó: T_{alm}- mô men trợ lực giới hạn ở vùng tốc độ rất cao; T_{drq}- giá trị mô men lái mong muốn bắt đầu kích hoạt trợ lực; v_{rq}- vận tốc điều chỉnh thời điểm hạn chế mức trợ lực.

Mô men trợ lực (T_a) được xác định như sau:

$$T_a = \begin{cases} \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{v \leq 20\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n]{1/(K_T K_a)} \\ T_d^{**} T_d^* & Khi\ T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n]{1/(K_T K_a)} \\ K(v) T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{**} T_d^*| > K(v) T_{dmax}^* \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{20\ km/h\ < v \leq 100\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n-1]{1/(K_T K_a)} \\ T_d^{***} T_d^* & Khi\ T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n-1]{1/(K_T K_a)} \\ K(v) T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{***}\ T_d^*| > K(v) T_{dmax}^* \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{100\ km/h\ < v < 150\ km/h} \\ 0 & Khi |\ T_d| \leq T_{drq} \\ K2(v)\ (T_d \pm T_{drq}) & Khi\ \left|K2(v)(T_d \pm T_{drq})\right| \leq K2(v)\left|T_{dmax}^* \pm T_{drq}\right| \\ K2(v)(T_{dmax}^* \pm T_{drq}) & Khi\ \left|K2(v)(T_d \pm T_{drq})\right| > K2(v)\left|T_{dmax}^* \pm T_{drq}\right| \\ & (lúc\ này: K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 \geq 0) \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{v \geq 150\ km/h} \\ 0 & Khi\ T_d \leq T_{drq} \\ K2(v)\ (T_d \pm T_{drq}) & Khi\ |T_d| > T_{drq}\ và\ \left|K2(v)(T_d \pm T_{drq})\right| \leq T_{alm} \\ T_{alm} & Khi\ \left|K2(v)(T_d \pm T_{drq})\right| > T_{alm} \\ & (lúc\ này: K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 < 0) \end{cases} \quad (2.122)$$

b. Loại đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

Mô men trợ lực được xác định trên các nguyên tắc sau:

(1) Khi quay vòng tại chỗ và khi $v < 20km/h$, T_a cần lớn để đảm bảo cảm giác lái nhẹ nhàng thoải mái T_{dmax} trong khoảng $[2.0 \div 3.0]Nm$ tương tự như Phong cách lái thoải mái.

(2) Khi $20\ km/h\ < v \leq 100\ km/h$, T_a tính toán tương tự Phong cách lái thể thao.

(3) Khi $100\ km/h\ < v < 150\ km/h$, lý luận tương tự đặc tính lái phi tuyến.

(4) Khi $v \geq 150\ km/h$, lý luận tương tự đặc tính lái phi tuyến.

Mô men trợ lực T_a được xác định như sau:

$$T_a = \begin{cases} \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{v \le 20\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ K(v)T_d^* & Khi\ |T_d| \ge T_{dmin}\ và\ |T_d^{**}| < |K(v)T_d^*| \\ T_d^{**} & Khi\ |K1(v)T_{dmax}^*| \ge |T_d^{**}| \ge |K(v)T_d^*| \\ \pm K1(v)T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{**}| > |K1(v)T_{dmax}^*| \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{20\ km/h < v \le 100\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| < [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}] \\ K(v)T_d^* & Khi\ |T_d| \ge [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}]\ và\ |T_d^{***}T_d^*| < |K(v)T_d^*| \\ T_d^{***}T_d^* & Khi\ K1(v)|T_{dmax}^*| \ge |T_d^{***}T_d^*| \ge K(v)T_d^* \\ \pm K1(v)T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{***}\ T_d^*| > |K1(v)T_{dmax}^*| \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{100\ km/h < v < 150\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| \le T_{drq} \\ K2(v)(T_d \mp T_{drq}) & Khi\ |T_d| > T_{drq}\ and\ \left|K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})\right| \ge \left|K2(v)\ (T_d \mp T_{drq})\right| \\ \pm K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq}) & Khi\ \left|K2(v)(T_d \mp T_{drq})\right| > \left|K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})\right| \\ & (lúc\ này: K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 \ge 0) \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{v \ge 150\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| \le T_{drq} \\ K2(v)(T_d \pm T_{drq}) & Khi\ |T_d| > T_{drq}\ and\ T_{alm} \ge \left|K2(v)\ (T_d \mp T_{drq})\right| \\ \mp T_{alm} & Khi\ \left|K2(v)(T_d \mp T_{drq})\right| \ge T_{alm} \\ & (lúc\ này: K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 < 0) \end{cases} \quad (2.123)$$

2.3.6. Xác định các tham số và hệ số trong các biểu thức đặc tính trợ lực lái

Việc xác định các tham số và hệ số trong công thức bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng đóng vai trò then chốt để tạo nên một bản đồ đặc tính trợ lực lái hoàn chỉnh và phù hợp với các yêu cầu của đặc tính trợ lực lái cho từng xe cụ thể. Mục này luận án trình bày chi tiết phương pháp xác định các tham số và hệ số trong bản đồ đặc tính trợ lực lái.

2.3.6.1. Xác định mô men tại các điểm chuyển tiếp trên đường đặc tính trợ lực lái

Từ phương pháp xác định bản đồ đặc tính trợ lực lái có thể thấy rằng đường cong đặc tính trợ lực lái có thể được chia thành các khoảng sau:

(1) Vùng không trợ lực lái: Khi mô men lái T_d thấp hơn mô men lái tối thiểu T_{dmin}, không cần trợ lực lái bổ sung, còn được gọi là "vùng chết - dead band";

(2) Vùng thay đổi trợ lực lái: Khi mô men lái T_d cao hơn và thấp hơn T_{dmin}, mô men trợ lực lái T_a sẽ thay đổi theo mô men lái và các tham số ảnh hưởng;

(3) Vùng bão hòa trợ lực lái: Khi mô men lái T_d cao hơn mô men lái cực đại T_{dmax}, mô men trợ lực lái T_a đạt giá trị tối đa T_{amax}. Việc tăng mô men lái T_d không ảnh hưởng đến mô men trợ lực lớn nhất T_{amax}, nó sẽ duy trì ở một giá trị cố định;

(4) Ngoài ra, với các đường cong đặc tính đa tuyến tính và đường cong đặc tính hỗn hợp cũng có các điểm chuyển tiếp T_{di},T_{dat},T_{int}.

Để đáp ứng các yêu cầu của hệ thống trợ lực lái, cần phải xác định các giá trị trên một cách thích hợp.

1) Xác định T_{dmin}

Mô men lái tối thiểu để kích hoạt trợ lực được lựa chọn dựa trên đặc tính động lực học của xe và yêu cầu về cảm giác lái và năng lượng. Trong vùng lân cận vị trí thẳng lái, nên duy trì mô men trợ lực rất nhỏ hoặc bằng không để bảo đảm cảm giác bám đường, ổn định quỹ đạo chuyển động và giảm tiêu thụ năng lượng của mô tơ EPS. Nếu đặt quá thấp, mô tơ trợ lực sẽ thường xuyên kích hoạt ngay cả với nhiễu mô men nhỏ từ mặt đường

hoặc từ thao tác rất nhẹ của người lái, làm giảm độ sắc nét của cảm giác lái trung tâm (on-centre) và làm tăng tổn thất năng lượng. Ngược lại, nếu quá lớn, người lái phải tác dụng mô men lớn hơn đáng kể trước khi nhận được trợ lực, khiến thao tác đánh lái kém nhẹ nhàng (nhất là khi quay đầu, đỗ xe) và làm giảm mức độ thoải mái điều khiển, dù khả năng mô men cực đại của hệ thống không thay đổi. Thử nghiệm trên nhiều mẫu xe thương mại cho thấy thường được chọn trong khoảng $T_{dmin}T_{dmin}T_{dmin}T_{dmin}$[31], [18], [34]:

$$T_{dmin} = 0{,}5 \div 1{,}5\ (Nm) \tag{2.124}$$

2) Xác định T_{dmax}

Mô men lái lớn nhất do người lái tác dụng lên vành tay lái T_{dmax} cho hệ thống EPS cần được xác định theo "kịch bản ràng buộc" và giới hạn sinh lý người lái. Về nguyên tắc, ngưỡng hợp lý được neo theo "catch-up steering wheel torque limit", tức mức mô men mà người lái không còn có thể hoặc không còn thoải mái để tiếp tục tác dụng nhằm duy trì thao tác quay lái; đồng thời loại trừ vùng gần khóa lái nơi mô men tăng vọt do giới hạn cơ khí và thường không có ý nghĩa vận hành.

Mô men lái lớn nhất của người lái tại các vận tốc khác nhau được định nghĩa là giá trị mô men mà người lái cần tác dụng lên vành tay lái trong trường hợp mô men cản quay vòng từ mặt đường đạt cực đại tại vận tốc tương ứng. Khi mô men cản quay vòng đạt giá trị lớn nhất, mô men lái và mô men trợ lực do hệ thống EPS tạo ra đồng thời đạt giá trị cực đại, lần lượt là $T_d = T_{dmax}(v_i)$, $T_a = T_{amax}(v_i)$. Khi đó, tổng mô men tác dụng lên hệ thống lái đạt giá trị cực đại $T_{\Sigma max}(v_i) = T_{dmax}(v_i) + T_{amax}(v_i)$, đủ để cân bằng và thắng mô men cản quay vòng từ mặt đường. Phân tích sự biến thiên của mô men cản quay vòng theo vận tốc cho thấy, trong trạng thái xe quay vòng tại chỗ ($v = 0$), mô men cản quay vòng đạt giá trị lớn nhất. Do đó, mô men lái lớn nhất của người lái cũng đạt cực đại trong điều kiện này, tức là $T_{dmax}(0) = max(T_{dmax}(v_i))$. Tương tự, mô men trợ lực lớn nhất và tổng mô men cực đại của hệ thống lái cũng đạt giá trị lớn nhất tại $v = 0$, $T_{amax}(0) = max(T_{amax}(v_i)$ và $T_{\Sigma max}(0) = max(T_{\Sigma max}(v_i))$. Kết quả này cho thấy việc xác định mô men lái lớn nhất không thể tách rời điều kiện vận hành bất lợi nhất, đồng thời phải xét đến sự phối hợp giữa khả năng tạo mô men của động cơ trợ lực và giới hạn tác động mô men lái.

Trong thiết kế đặc tính trợ lực lái, cần bảo đảm rằng mô men lái không vượt quá ngưỡng chấp nhận về mặt sinh lý, nhằm duy trì cảm giác lái thuận tiện trong vùng góc lái nhỏ, đồng thời không làm suy giảm đáng kể tính nhẹ lái khi thực hiện các thao tác quay vòng với góc lái lớn.

Mô men lái lớn nhất khi quay vòng tại chỗ được xác định thông qua lực tác dụng lên vành tay lái: $T_{dmax}(0) = P_{max} r_{sw}$ (2.125)

Lực tác dụng lên vành tay lái lớn nhất [113], [114]:

$$P_{max} = \begin{cases} 20 - 50\ (N) & xe\ con\ (Car) \\ 80 - 100\ (N) & Xe\ tải\ (Truck) \end{cases} \tag{2.126}$$

- Đặc tính trợ lực lái tuyến tính, mô men lái lớn nhất được xác định như sau:

$$T_{dmax}(v_i) = T_{dmax}(0) \tag{2.127}$$

- Đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính, mô men lái lớn nhất được xác định như sau:

$$T_{dmax}(v_j) = \frac{K_m(v_j)}{\sum_{i=0}^{m} K_i(v_j)}(T_{dmax}(0) - T_{dmin}) + \frac{\sum_{i=0}^{m}(K_i(v_j)\,T_{di}}{\sum_{i=0}^{m} K_i(v_j)} \tag{2.128}$$

- Đặc tính trợ lực lái phi tuyến tính, mô men lái lớn nhất được xác định như sau:

$$T_{dmax}(v_i) = \sqrt[n]{\frac{K(v_i)(T_{dmax}-T_{dmin})}{K_T K_a}} + 1 \quad (2.129)$$

- Đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

Trong trường hợp này, việc tìm $T_{dmax}(v_i)$ phức tạp hơn, chúng ta phải giải phương trình bậc cao sau:

$$f(T_d) = K_T K_a |T_d \pm T_{dmin}|^{n+1} - K(v_i)(T_{dmax} - T_{dmin}) = 0 \quad (2.130)$$

Để giải phương trình trên, ta có thể sử dụng phương pháp số hoặc phương pháp đồ họa. Bài viết này sử dụng phương pháp số Newton-Raphson, các bước giải như sau:

+ Lấy đạo hàm: $f'(T_d) = (n+1)K_T K_a |T_d \pm T_{dmin}|^n$

+ Đặt mức dung sai cho phép đối với kết quả tính toán: $\left|T_d^{(k+1)} - T_d^{(k)}\right| \leq \varepsilon$ (2.131)

Trong đó: ε- độ chính xác mong muốn.

3) Xác định T_{amax}

Mô men trợ lực lớn nhất T_{amax} được xác định trên cơ sở mô men cản quay vòng lớn nhất, mô men lái lớn nhất và tham số kết cấu của hệ thống lái.

Mô men cản quay vòng lớn nhất, T_{rmax}: $T_{rmax} = max[T_{ramax}, T_{rsmax}]$ (2.132)

Mô men cản lớn nhất tác dụng lên bánh răng pinion, $T_{\Sigma max}$:

$$T_{\Sigma max} = T_{dmax} + T_{amax} = T_{rmax}/(i_s \eta) \quad (2.133)$$

Mô men trợ lực lớn nhất, T_{amax}:

$$T_{amax} = T_{\Sigma max} - T_{dmax} = T_{rmax}/(i_s \eta) - T_{dmax} \quad (2.134)$$

Mô men trợ lực lớn nhất ở các vận tốc khác nhau, $T_{amax}(v_i)$:

$$T_{amax}(v_i) = T_{\Sigma max}(v_i) - T_{dmax}(v_i)$$

$$T_{amax}(v_i) = T_{rmax}(v_i)/(i_s \eta) - T_{dmax}(v_i) \quad (2.135)$$

Mô men trợ lực tối đa phải đảm bảo rằng động cơ trợ lực không vượt quá dòng điện định mức:

$$max(T_{amax}(v_i)) = T_{amax}(0) \leq K_t i_m I_{max} \quad (2.136)$$

Trong đó: - mô men cản thực tế lớn nhất;- mô men cản tính theo tiêu chuẩn áp suất lốp lớn nhất $T_{ramax}\, T_{rsmax}$[113]; - hằng số mô men của động cơ điện, ; - tỉ số truyền hộp giảm tốc; - Dòng điện động cơ .$K_t[Nm/A] i_m I_{max}[A]$

4) Xác định T_{di}

Đối với đường cong đặc tính đa tuyến tính, việc lựa chọn điểm chuyển tiếp T_{di} phụ thuộc vào quan điểm thiết kế của nhà sản xuất, nhưng thường tuân theo một số quy tắc:

- Số lượng điểm chuyển tiếp không nên quá nhiều, vì việc thay đổi mức trợ lực lái sẽ tạo ra các điểm "gián đoạn" gây cảm giác "giật cục" ảnh hưởng tiêu cực đến cảm giác lái, thông thường mức thay đổi chỉ nên là hai mức và không vượt quá ba mức.

- Trong vùng mô men lái nhỏ, độ dốc của đường cong đặc tính nên nhỏ hơn so với vùng mô men lái lớn.

5) Xác định T_{dat}

Đối với loại phi tuyến dựa trên quy luật lũy thừa của Stevens, mô men lái T_{dat} tại thời điểm động cơ trợ lực điện được kích hoạt là khi đường cong trợ lực $T_a = (K_T K_a |T_d|^n - 1)T_d$ cắt trục hoành $0X$, tức là:

$$K_T K_a |T_d|^n - 1 = 0$$

$$T_{dat} = \sqrt[n]{1/(K_T K_a)} \quad (2.137)$$

6) Xác định T_{int}

Đối với loại phi tuyến dựa trên quy luật lũy thừa của Stevens, mô men lái tại điểm chuyển tiếp T_{int} được xác định tại giao điểm của đường thẳng $K(v)T_d^*$ và đường cong phi tuyến tính $T_d^{***}T_d^*$, tức là:

$$K(v)T_d^* = T_d^{***}T_d^*$$

$$K_T K_a |T_d \pm T_{dmin}|^n - 1 = K(v)$$

$$T_{int} = \sqrt[n]{(K(v)+1)/(K_T K_a)} \quad (2.138)$$

2.3.6.2. Xác định hệ số K(v)

Để xác định được hệ số $K(v)$ trên toàn dải vận tốc ô tô, trước hết cần có một số lượng hữu hạn $K(v_i)$ thu được bằng phương pháp thí nghiệm tại các vận tốc ổn định khác nhau $v_i = [0; 10;\ 20;\ 30; \ldots] km/h$. Từ các số liệu rời rạc này tiến hành xây dựng hàm mô tả quy luật của $K(v)$ trên toàn dải vận tốc ô tô.

Về mặt lý thuyết $K(v)$ được biểu diễn bằng một đa thức bậc n, trong đó n là số nguyên dương không giới hạn, tức là: $K(v) = e_0 + e_1 v + e_2 v^2 + e_3 v^3 + \ldots + e_n v^n$. Tuy nhiên, trong thực tế quá trình tối ưu hóa để tìm e_i, thì $e_4 = \ldots e_n = 0$ luôn bằng 0. Do đó $K(v)$ thường được xác định là hàm đa thức bậc 3 như sau:

$$K(v) = e_0 + e_1 v + e_2 v^2 + e_3 v^3 \quad (2.139)$$

Khi xe quay vòng tại chỗ, mô men cản lớn nhất:

$$K(0) = (T_{\Sigma max} - T_{dmax})/(T_{dmax} - T_{dmin}) \quad (2.140)$$

Trong đó: e_0, e_1, e_2, e_3 là các hệ số được xác định thông qua hàm nội suy từ các giá trị thử nghiệm của $K(v)$.

Phương pháp "Điều chỉnh đường cong bình phương tối thiểu phi tuyến tính" để tìm hệ số e_i $(i = 0 \div 3)$.

Đặt: $v = [v_1, v_2, v_3, \ldots, v_n]$ (2.141)

và các giá trị biến phụ thuộc tương ứng $K(v)$ được biểu diễn như sau:

$$K(v) = [K(v_1), K(v_2), K(v_3), \ldots, K(v_N)] \quad (2.142)$$

Mục tiêu của bài toán tối ưu hóa này là giảm thiểu tổng các bình phương phần dư giữa các giá trị quan sát $K(v)$ và các dự đoán của mô hình $K(V)$:

$$\text{minimize}\left[\sum_{i=1}^{n} (K[v_i] - (e_0 + e_1 v + e_2 v^2 + e_3 v^3)^2\right] \quad (2.143)$$

Các phần dư được định nghĩa như sau:

$$residuals\ (i) = K[v_i] - K(V[i], e_0, e_1, e_2, e_3) \quad (2.144)$$

Trong đó: $K(V[i]) = e_0 + e_1 v + e_2 v^2 + e_3 v^3$

Do đó, hàm mục tiêu bình phương nhỏ nhất có thể được biểu thị ngắn gọn như sau:

$$Objective = \|K[v_i] - (e_0 + e_1 v + e_2 v^2 + e_3 v^3)\|^2 \quad (2.145)$$

Trong đó $\|.\|$ biểu thị chuẩn L^2 (về cơ bản là tổng các bình phương của các hiệu số). Giải pháp đưa ra các tham số e_0, e_1, e_2, e_3 tối ưu sao cho đa thức phù hợp với dữ liệu $K(v)$ nhất có thể.

Phương pháp xác định tương tự được áp dụng cho các tham số f_i $(i = 0 \div 3)$ và g_i $(i = 0 \div 3)$ trong biểu thức $K1(v) = f_0 + f_1 v + f_2 v^2 + f_3 v^3$ và $K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3$

c) Xác định các hệ số b, c, k, n trong công thức quy luật lũy thừa của Stevens

Phương pháp "Mô hình toán học cho tối ưu phi tuyến tính trong ước lượng tham số" để xác định b, c, k, n trong phương trình quy luật lũy thừa của Stevens:

Cho các véc tơ dữ liệu sau:

véc tơ biến độc lập - vận tốc thử nghiệm: $v = [v_1, v_2, v_3, \dots, v_m]$ (2.146)

véc tơ biến phụ thuộc quan sát được - gia tốc mục tiêu:

$a_y = [a_{y1}, a_{y2}, a_{y3}, \dots, a_{ym}]$ (2.147)

véc tơ biến bổ sung - mô men lái: $T_d = [T_{d1}, T_{d2}, T_{d3}, \dots, T_{dm}]$ (2.148)

Hàm mục tiêu: Xác định b, c, k, n sao cho giá trị sau là nhỏ nhất:

$$\text{minimize } [J(b,c,k,n)] = \sum_{i=1}^{m} \left[a_{yi} - \frac{b}{1+cv_i^k}|T_{di}|^n\right]^2 \quad (2.149)$$

Trong đó: $J(b,c,k,n)$- biểu thị tổng bình phương chênh lệch giữa các giá trị quan sát được a_{yi} và các giá trị dự đoán tương ứng của chúng; m - biểu thị số điểm dữ liệu; a_{yi} biểu thị các giá trị biến phụ thuộc được quan sát được.

2.4. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN CHO HỆ THỐNG LÁI EPS

2.4.1. Cơ sở lý thuyết về điều khiển

2.4.1.1. Các chiến lược điều khiển hệ thống lái EPS

Phân tích các chiến lược điều khiển khác nhau cho hệ thống lái EPS cho thấy sự đánh đổi giữa hiệu suất, độ mạnh mẽ và độ phức tạp khi triển khai. Các phương pháp điều khiển phổ biến cho EPS, bao gồm điều khiển tuyến tính PID (Proportional-integral-derivative), LQR (Linear quadratic regulator), H_2/H_∞; Điều khiển phi tuyến SMC (Sliding mode control), ANC (Adaptive nonlinear control), BS (Backstep) và BS-PID, MRAC (Model reference adaptive control), STR (Sliding time ratio), MPC (Model predictive control), mạng nơ-ron (Neural network), Fuzzy logic, FOC (Field-oriented control) và PWM (Pulse width modulation).

Bảng 2.1. So sánh phương pháp điều khiển các loại động cơ trợ lực điện[127, 128, 129, 130, 131, 132, 133, 134, 135, 27, 136, 137]

TT	Phương pháp điều khiển	Bộ điều khiển	Tính ứng dụng (động cơ)
1	Điều khiển tuyến tính	PID, LQR Controllers	Động cơ DC, động cơ bước, động cơ BLDC ở các ứng dụng đơn giản và không yêu cầu phi tuyến cao.
2		H_2/H_∞ Controllers	Hệ thống điều khiển tự động cao cấp, động cơ PMSM trong ứng dụng hàng không, quân sự và các ứng dụng chính xác.
3	LQG (kết hợp LQR và lọc Kalman)	LQG Controllers	Động cơ DC, động cơ PMSM trong các ứng dụng yêu cầu tối ưu hóa và bền vững trước nhiễu.
4	Điều khiển phi tuyến	SMC Controllers	Động cơ PMSM, động cơ không đồng bộ, BLDC trong ứng dụng yêu cầu hiệu suất cao và môi trường khắc nghiệt.
5	Backstepping Control	Backstepping Controllers	Động cơ PMSM, động cơ BLDC, các hệ thống yêu cầu ổn định hóa phi tuyến.
6	BSPID	BS-PID Controllers	Động cơ PMSM, BLDC và các ứng dụng công nghiệp yêu cầu tính ổn định cao.

7	Điều khiển thích nghi	MRAC, STR Controllers	Động cơ PMSM, động cơ AC trong các ứng dụng biến đổi tải hoặc yêu cầu điều chỉnh linh hoạt.
8	Điều khiển dự đoán	MPC, DMC Controllers	Động cơ PMSM, động cơ BLDC, các ứng dụng yêu cầu độ chính xác và dự đoán động học phức tạp.
9	Phương pháp mạng Nơ-ron và Fuzzy logic	Neural Network Controllers, Fuzzy Logic Controllers	Động cơ PMSM, BLDC trong các ứng dụng thông minh, tự động hóa và rô bốt.
10	Điều khiển FOC và PWM	PID-PWM Controllers	Động cơ BLDC, động cơ PMSM trong ứng dụng công nghiệp, ô tô và hệ thống servo.
11	PID-FOC, PID-PWM	PID-FOC Controllers	Động cơ PMSM, BLDC trong các ứng dụng công nghiệp, ô tô, nơi yêu cầu hiệu suất động cơ cao.

2.4.1.2. Lựa chọn phương pháp điều khiển

Ưu điểm và tính phù hợp của chiến lược điều khiển PID kết hợp với FOC cho động cơ PMSM như sau [138], [139], [140], [141], [142]:

Chiến lược điều khiển kết hợp PID và điều khiển định hướng từ thông FOC cho động cơ PMSM thể hiện nhiều ưu điểm nổi bật khi ứng dụng trong hệ thống lái EPS. Chiến lược này cho phép điều khiển mô men chính xác, đáp ứng nhanh và phù hợp với các điều kiện vận hành biến thiên mạnh của hệ thống lái ô tô.

FOC cho phép tách biệt và điều khiển độc lập các thành phần dòng điện theo trục d-q, qua đó đảm bảo điều khiển mô men điện từ chính xác và nâng cao hiệu suất động cơ. Nhờ khả năng khử liên kết giữa mô men và từ thông, động cơ PMSM có thể vận hành gần vùng hiệu suất tối ưu trong dải rộng của tốc độ và tải, giúp giảm tổn hao năng lượng và cải thiện hiệu quả tổng thể của hệ thống. Điều này đặc biệt quan trọng đối với EPS, nơi yêu cầu mô men trợ lực thay đổi liên tục theo thao tác người lái và điều kiện vận hành.

Bộ điều khiển PID đóng vai trò then chốt trong việc đảm bảo độ ổn định và độ chính xác của hệ thống. Việc hiệu chỉnh hợp lý các tham số PID cho phép hạn chế dao động, giảm sai lệch tĩnh và tạo đáp ứng mô men mượt mà ngay cả trong các tình huống quá độ, như quay vòng nhanh hoặc thay đổi tải đột ngột. Nhờ đó, chất lượng điều khiển và độ tin cậy của hệ thống lái được nâng cao.

Một ưu điểm quan trọng khác của chiến lược PID-FOC là khả năng thích nghi tốt với các điều kiện vận hành thay đổi, bao gồm tốc độ xe, tải trọng và trạng thái mặt đường. Cấu trúc điều khiển tương đối đơn giản của PID cho phép dễ dàng điều chỉnh và triển khai trong thực tế, đồng thời giảm độ phức tạp trong bảo trì và chi phí vận hành.

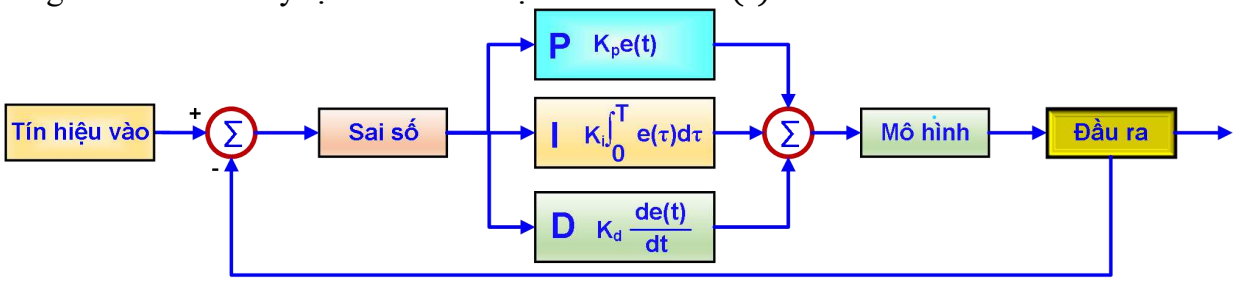
Từ các phân tích trên, có thể khẳng định chiến lược điều khiển PID-FOC là lựa chọn phù hợp và hiệu quả cho động cơ PMSM trong hệ thống EPS, đáp ứng tốt các yêu cầu về hiệu suất, cảm giác lái, độ an toàn và khả năng ứng dụng thực tiễn trong các hệ thống lái điện hiện đại. Do đó, luận án lựa chọn ***chiến lược điều khiển PID-FOC cho động cơ PMSM trên hệ thống EPS*** của ô tô nghiên cứu.

2.4.1.3. Cơ sở lý thuyết điều khiển PID-FOC

a. Cơ sở lý thuyết điều khiển PID

Bộ điều khiển PID tính toán một giá trị sai số là hiệu số giữa giá trị đo thông số biến đổi và giá trị đặt mong muốn [143]. Bộ điều khiển sẽ thực hiện giảm tối đa sai số bằng cách điều chỉnh giá trị đầu vào. Trong trường hợp không có kiến thức cơ bản về quá trình, bộ điều khiển PID là bộ điều khiển tốt nhất. Tuy nhiên, để đạt được kết quả tốt nhất, các thông số PID sử dụng trong tính toán phải điều chỉnh theo tính chất của hệ thống, các thông số phụ thuộc vào đặc thù hệ thống.

Sơ đồ điều khiển PID như Hình 2.18 được đặt tên theo ba khâu hiệu chỉnh của nó, tổng của ba khâu này tạo thành tín hiệu điều khiển $u(t)$.



Hình 2.18. Mô hình cấu trúc bộ điều khiển PID

Trong bộ điều khiển PID, luật điều khiển được định nghĩa như sau:

$$u(t) = K_P\left(e(t) + \frac{1}{T_i}\int_0^t e(\tau)d\tau + T_D\frac{de(t)}{dt}\right) \quad (2.150)$$

Trong đó: u - tín hiệu điều khiển; e - sai lệch điều khiển. Tín hiệu điều khiển là tổng của 3 thành phần: Tỉ lệ, tích phân và vi phân.

Hàm truyền của bộ điều khiển PID:

$$G_{PID}(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_P + K_I\frac{1}{s} + K_D s = K_P\left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s\right) \quad (2.151)$$

Các tham số của bộ điều khiển là K_p, K_I hoặc (T_i), K_D hoặc (T_D).

b. Cơ sở lý thuyết điều khiển FOC

Phương pháp điều khiển động cơ tựa từ thông rô to (điều khiển hướng trường) FOC là một kỹ thuật tiên tiến trong việc điều khiển động cơ đồng bộ nam châm vĩnh cửu PMSM, động cơ đồng bộ không chổi than BLDC và động cơ không đồng bộ. FOC dựa trên việc thay đổi hệ tọa độ từ hệ tọa độ cố định sang hệ tọa độ quay nơi mà từ trường của động cơ không thay đổi theo thời gian. Điều này giúp tách bạch hai thành phần điều khiển: Thành phần mô men lái (I_q), chịu trách nhiệm cho việc tạo mô men lái; Thành phần từ thông (I_d), chịu trách nhiệm cho việc duy trì từ thông trong động cơ. Bằng cách kiểm soát (I_q)và (I_d), để điều khiển có thể điều chỉnh mô men lái và từ thông sao cho hiệu suất động cơ được tối ưu hóa. Cơ chế hoạt động của FOC như sau:

Bước 1: Chuyển đổi tọa độ Clarke và Park. Sử dụng các phép biến đổi Clarke và Park để chuyển đổi từ tọa độ ba pha (U, V, W) sang tọa độ hai pha (α, β) và sau đó sang tọa độ từ điển (d, q).

- Chuyển đổi từ tọa độ ba pha sang tọa độ hai pha - chuyển đổi Clarke (Clarke transformation). Chuyển đổi các giá trị ba pha (U, V, W) của nguồn điện thành hai pha (U_α, U_β) trong mặt phẳng α, β. Giả sử điện áp ba pha được cho bởi: $U = U_a$; $V = U_b$; $W = U_c$. Với điều kiện $U_a + U_b + U_c = 0$, áp dụng biến đổi Clarke [144], ta có:

$$\begin{bmatrix} U_\alpha \\ U_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2/3 & -1/3 & -1/3 \\ 0 & 1/\sqrt{3} & -1/\sqrt{3} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} U_a \\ U_b \\ U_c \end{bmatrix} \quad (2.152)$$

- Chuyển đổi từ tọa độ hai pha sang tọa độ từ điển - chuyển đổi Park (Park transformation). Để chuyển đổi từ tọa độ (α, β) sang tọa độ (d, q), sử dụng một góc quay θ để định vị trục (d, q). Biểu thức biến đổi Park như sau [144]:

$$\begin{bmatrix} U_d \\ U_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} cos(\theta) & sin(\theta) \\ -sin(\theta) & cos(\theta) \end{bmatrix}\begin{bmatrix} U_\alpha \\ U_\beta \end{bmatrix} \quad (2.153)$$

Bước 2: Điều khiển độc lập mô men và từ thông

- Điều khiển mô men xoắn: Thông qua thành phần U_q, mô men xoắn động cơ được điều khiển bằng việc điều chỉnh dòng điện I_q trong trục q.

- Kiểm soát từ thông: Thành phần U_d liên quan đến giá trị từ thông rô to. Để có hiệu suất tối ưu, thường đặt giá trị này không đổi ở mức tối ưu.

Bước 3: Phương thức điều khiển

- Điều khiển PID hoặc điều khiển khác: Sử dụng một bộ điều khiển PID để duy trì giá trị mong muốn cho U_q (mô men) và U_d (từ thông).

- Tính toán điện áp đầu ra: Từ các giá trị đầu vào U_q và U_d sau khi đã điều khiển, tính toán điện áp đầu ra cho bộ chuyển đổi inverter.

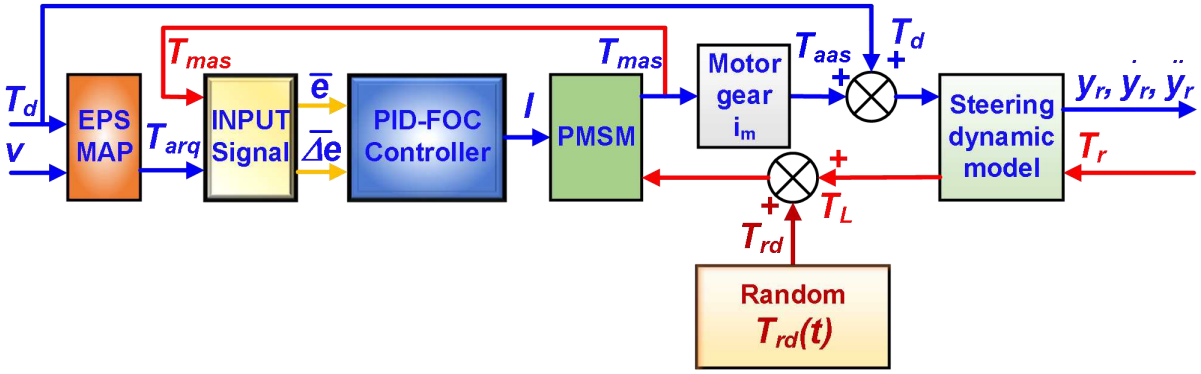
Biến đổi Park ngược. Chuyển đổi điện áp U_q và U_d về điện áp ba pha U_t cho inverter. Biểu thức biến đổi ngược như sau [144]:

$$\begin{bmatrix} U_a \\ U_b \\ U_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \sqrt{3}/2 \\ 1 & -\sqrt{3}/2 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_d \\ U_q \end{bmatrix} \quad (2.154)$$

2.4.2. Thiết kế bộ điều khiển PID-FOC cho động cơ PMSM

2.4.2.1. Cấu trúc của PID-FOC cho hệ thống EPS

Mô hình nguyên lý chiến lược kiểm soát PID-FOC cho hệ thống lái EPS được thể hiện như Hình 2.19.



Hình 2.19. Sơ đồ chiến lược kiểm soát EPS

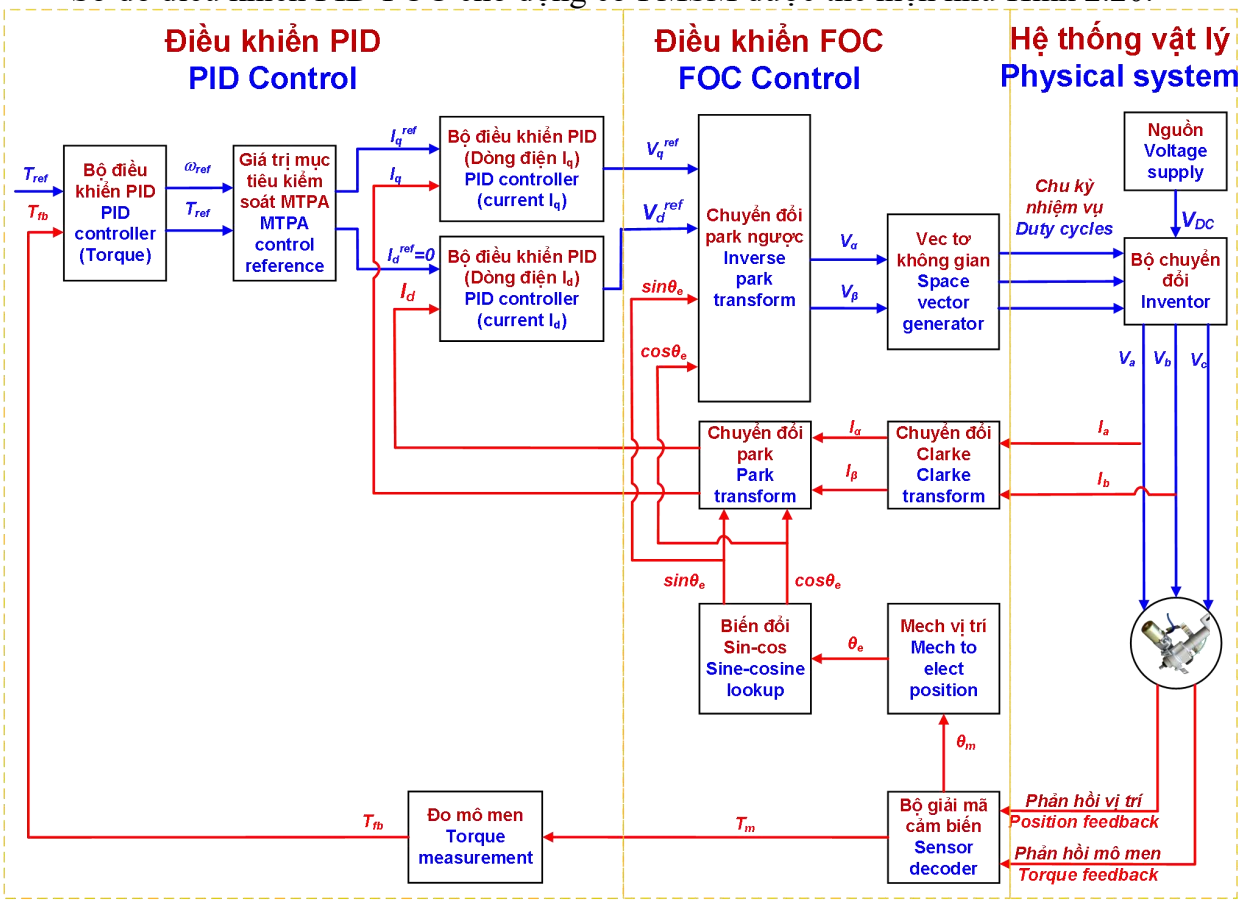
Mô hình nguyên lý chiến lược điều khiển tổng quát được minh họa như Hình 2.19 gồm: Bộ điều khiển PID-FOC được thiết kế gồm các mô đun chức năng chính như sau: mô đun "EPS MAP" tính toán mô men trợ lực yêu cầu (T_{arq}) dựa trên tín hiệu mô men lái (T_d) và vận tốc xe (v). Mô đun "INPUT SIGNAL" tiếp nhận giá trị (T_{arq}) và so sánh với mô men trợ lực thực tế của động cơ lái PMSM (T_{mas}) thu được từ cảm biến mô men động cơ điện. Trên cơ sở đó, mô đun này tính toán sai lệch dòng điện điều khiển (e) và sai lệch đạo hàm dòng điện (Δe), sau đó chuẩn hóa hai đại lượng này trước khi đưa vào mô đun điều khiển "PID-FOC".

Mô đun "PID-FOC" nhận cặp tín hiệu chuẩn hóa ($\bar{e}, \overline{\Delta e}$) và thực hiện điều khiển dòng điện (I) cấp cho động cơ trợ lực nhằm tạo ra mô men trợ lực thực tế (T_{mas}). Mô đun "Steering Dynamics model" mô phỏng ĐLH hệ thống lái từ tín hiệu đầu vào là mô men từ động cơ trợ lực qua hộp giảm tốc (T_{aas}), mô men lái (T_d) và mô men phản hồi từ mặt đường (T_r). Từ đó tạo ra phản hồi trạng thái về chuyển vị, vận tốc và gia tốc của thanh

răng lái $(y_r, \dot{y}_r, \ddot{y}_r)$. Bên cạnh đó, mô đun "Random" mô tả thành phần mô men nhiễu ngẫu nhiên (T_{rd}), phản ánh các tác động ngẫu nhiên không xác định từ mặt đường.

2.4.2.2. Tín hiệu điều khiển và tín hiệu phản hồi

Sơ đồ điều khiển PID-FOC cho động cơ PMSM được thể hiện như Hình 2.20.



Hình 2.20. Sơ đồ điều khiển PID-FOC cho động cơ PMSM

Tín hiệu điều khiển và tín hiệu phản hồi: Bộ điều khiển PID-FOC sử dụng hai tín hiệu đầu vào gồm: sai lệch dòng điện điều khiển (e), được xác định từ chênh lệch giữa dòng điện điều khiển đặt (i_{sq}^*) và dòng điện thực tế (i_{sq}), cùng với sai lệch đạo hàm dòng điện (Δe).

$$e = i_{sq}^* - i_{sq}\ ; \qquad \Delta e = \dot{e} \tag{2.152}$$

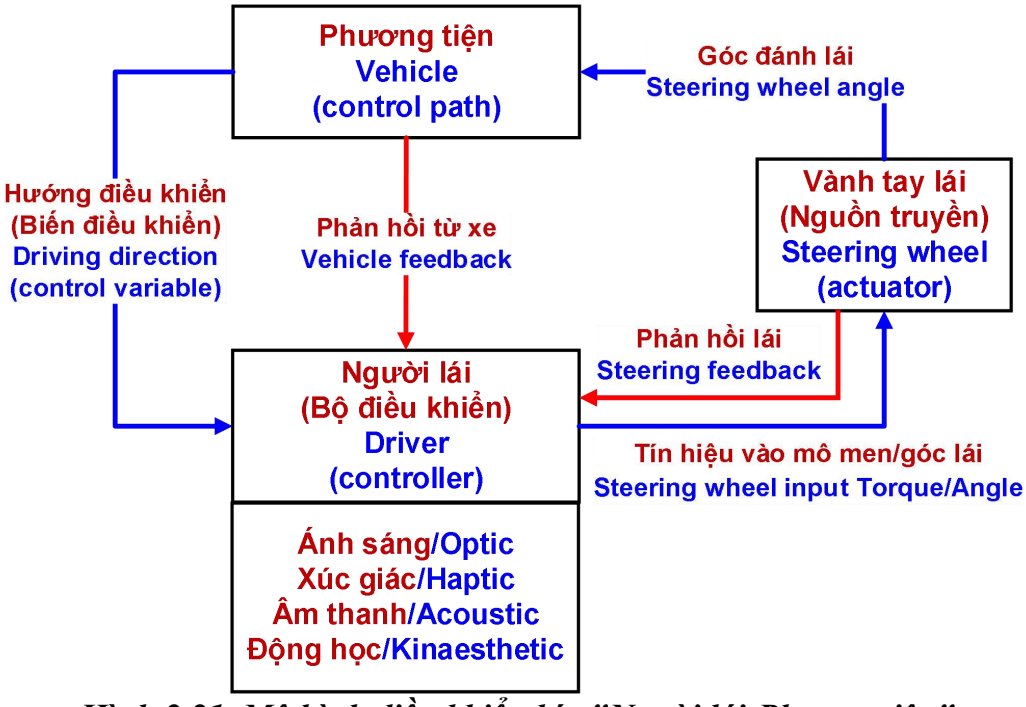
Để tăng cường khả năng thích nghi và đảm bảo hiệu quả, hai tín hiệu trên được chuẩn hóa theo miền biến thiên thực tế của tín hiệu dòng điện, giúp cho hệ thống đạt được tính tổng quát cao, dễ dàng chuyển giao giữa các cấu hình xe, đồng thời giảm tải tính toán khi triển khai các mô hình điều khiển dựa trên thuật toán học tăng cường trong hệ thống EPS. Chuẩn hóa dưới dạng phần trăm bằng công thức sau:

$$\bar{e}_i = \frac{e_i}{e_{max}}\ ; \qquad \overline{\Delta e}_i = \frac{\Delta e_i}{\Delta e_{max}} \tag{2.153}$$

2.5. PHƯƠNG PHÁP VÀ CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CẢM GIÁC LÁI

2.5.1. Cảm giác lái và mô hình điều khiển vòng kín "Người lái - Phương tiện"

Đặc điểm của cảm giác lái đòi hỏi phải phân tích đồng thời cả xe và người lái, tạo thành vòng điều khiển "Người lái-Phương tiện" khép kín [145], [146], [147] như Hình 2.21. Trong hệ thống này, người lái đóng vai trò là bộ điều khiển, phát hiện độ lệch trong các biến điều khiển so với trạng thái mong muốn và điều chỉnh các biến kích hoạt và góc lái cho phù hợp. Người lái dựa vào một số nguồn thông tin để thực hiện nhiệm vụ lái xe:



Hình 2.21. Mô hình điều khiển kín "Người lái-Phương tiện"

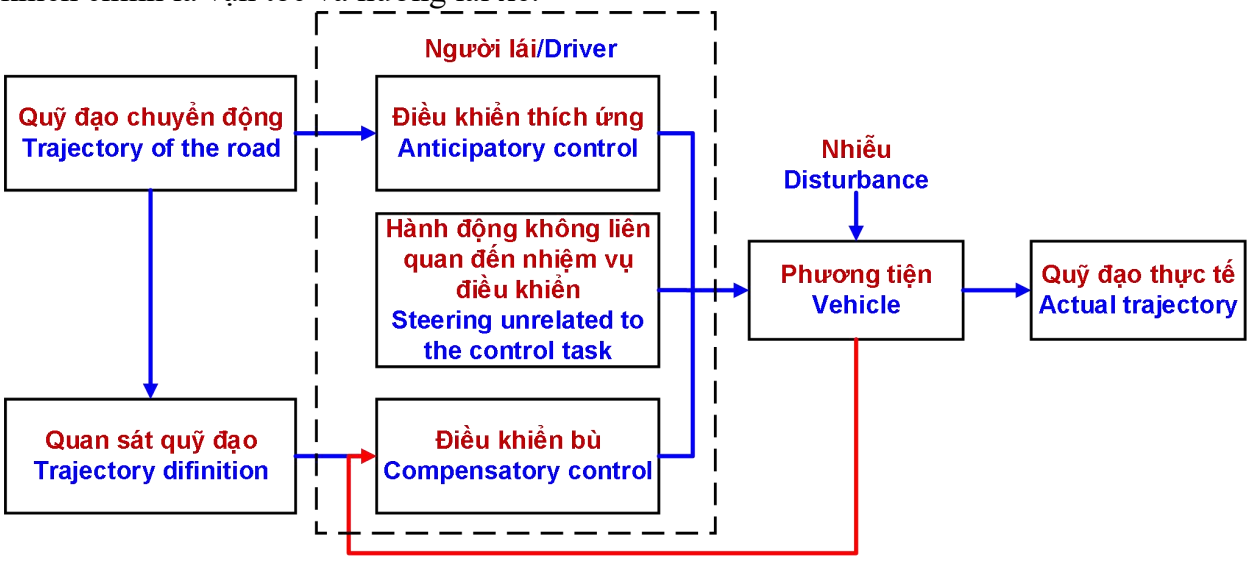
Thông tin quang học: Đây là nguồn chính để đánh giá tình trạng đường sá, vị trí xe và chướng ngại vật. Người lái có thể cảm nhận được phản ứng của xe như góc lệch, vận tốc lệch và góc lệch ngang ở tần số lên đến 0,5 Hz [148], [149].

Thông tin về vận động: Có nguồn gốc từ hệ thống tiền đình, thông tin này liên quan đến các chuyển động góc, bao gồm độ lệch, độ lăn và gia tốc ngang, có thể được người lái phát hiện ở tần số lên đến 2 Hz [148].

Thông tin xúc giác: Phản hồi này xuất phát từ sự tương tác giữa cơ thể người lái, ghế ngồi và mô men lái. Ghế ngồi cung cấp dữ liệu gia tốc ngang, trong khi mô men lái truyền tải thông tin quan trọng liên quan đến trạng thái lái xe [146].

Thông tin âm thanh: Âm thanh, chẳng hạn như tiếng lốp xe rít lên trong quá trình gia tốc ngang cao, đóng vai trò là chỉ báo về các điều kiện lái xe có khả năng quan trọng.

Xe hoạt động như hệ thống được kiểm soát, phản ứng với các biến số tác động và nhiễu bằng cách thay đổi biến số điều khiển của nó như hướng lái xe, với các biến số điều khiển chính là vận tốc và hướng lái xe.



Hình 2.22. Mô hình điều khiển kín "Người lái-Phương tiện" thông thường

Theo [150], nhiệm vụ duy trì hướng đi của người lái chia thành các phần điều khiển

dự đoán (vòng hở) và bù trừ (vòng kín). Phần vòng hở dựa vào khả năng của người lái trong việc điều chỉnh kịp thời các biến số tác động để đi theo quỹ đạo mong muốn. Kiểm soát bù trừ là cần thiết để giải quyết các sự khác biệt do nhiễu loạn bên ngoài gây ra như gió bên…, có thể ngăn cản sự căn chỉnh hoàn hảo giữa chuyển động mong muốn và chuyển động thực tế của xe. Các đặc điểm xử lý của xe ảnh hưởng đáng kể đến cả nhiệm vụ kiểm soát ổn định và phạm vi nhiệm vụ dự đoán [150], [151].

Để tối ưu hóa chức năng và độ ổn định của vòng điều khiển, xe phải được điều chỉnh theo đặc điểm của người lái, đảm bảo khả năng xử lý thuận lợi trong điều kiện bình thường và hành vi có thể dự đoán được ở giới hạn. Đặc tính lái ảnh hưởng lớn đến các tình huống này [185].

2.5.1.1. Cảm giác lái - Hành vi dẫn hướng

Hành vi dẫn hướng đề cập đến khả năng của xe nhanh chóng các thay đổi hướng do người lái khởi tạo thông qua các lệnh lái như mô men lái, góc lái, duy trì khả năng kiểm soát ở mọi vận tốc. Cảm giác lái có thể được phân tích theo cả nghĩa hẹp và nghĩa rộng. Nghĩa hẹp tập trung vào góc vành tay lái, mô men lái có thể cảm nhận được và sự phụ thuộc của chúng vào vận tốc ô tô, nhấn mạnh vào nhận thức cảm giác xúc giác. Nghĩa rộng bao gồm phản ứng ĐLH tổng thể của xe đối với các đầu vào của tín hiệu lái như mô men lái, góc lái, kết hợp các nhận thức về quang học và vận động học. Góc lái và mô men lái được hiệu chỉnh chính xác là yếu tố quan trọng để đạt được khả năng xử lý nhanh nhẹn ở vận tốc thấp và độ ổn định ở vận tốc cao.

2.5.1.2. Cảm giác lái - Hành vi phản hồi

Hành vi phản hồi trong hệ thống lái liên quan đến việc truyền đạt thông tin về giới hạn độ bám của bánh xe dẫn hướng và điều kiện mặt đường đến người lái thông qua hệ thống lái. Người lái nhận được phản hồi vận hành thông qua mô men lái, với các phản hồi rõ ràng về giới hạn độ bám của bánh xe. Những thay đổi của vết tiếp xúc giữa lốp và mặt đường dẫn đến giảm mô men lái, báo hiệu giới hạn độ bám của bánh xe dẫn hướng.

2.5.2. Phương pháp đánh giá cảm giác lái

Ngành công nghiệp ô tô phải đối mặt với những thách thức đáng kể trong việc xác định mô men lái và thông số phản hồi của vành tay lái tối ưu để nâng cao cảm giác lái. Có ba phương pháp chính được sử dụng trong quá trình điều khiển xe và phát triển cảm giác lái bao gồm: Phương pháp đánh giá chủ quan; Phương pháp khách quan; Phương pháp mô phỏng ảo.

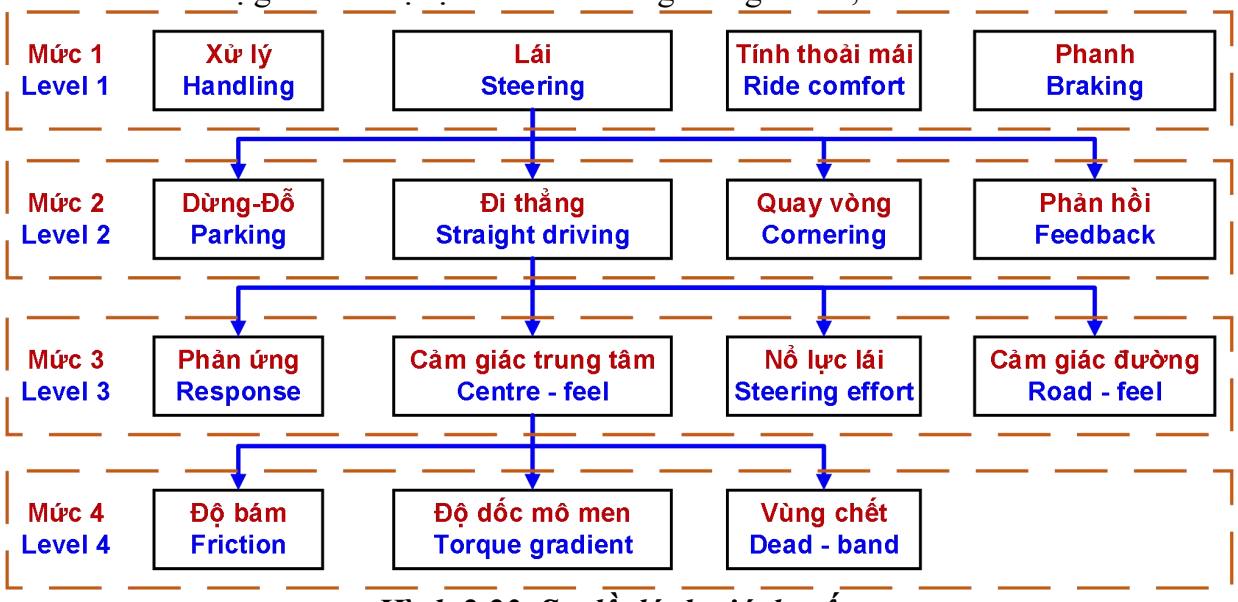
2.5.2.1. Phương pháp đánh giá chủ quan

Phương pháp đánh giá chủ quan: Bao gồm các đánh giá chủ quan do các tài xế, chuyên gia thử nghiệm thực hiện với kiến thức sâu rộng về trải nghiệm lái xe mong muốn như độ mượt mà, cảm giác thoải mái hay tính thể thao…. Những tài xế này, thường đến từ nhiều nhóm lái xe khác nhau, cung cấp thông tin chi tiết toàn diện về mối quan hệ giữa tín hiệu lái và các phản hồi. Phương pháp chủ quan này đã được cải tiến trong nhiều thập kỷ để cải thiện cảm giác lái trên hầu hết các loại xe. Tuy nhiên, phương pháp này tốn kém do các yêu cầu nguyên mẫu rộng rãi và phụ thuộc nhiều vào cảm giác và các lỗi của hệ thống lái mà không có sự hiểu biết sâu sắc về cơ chế hoạt động của hệ thống lái.

Bảng sơ đồ đánh giá chủ quan được chuẩn hóa để phân biệt độ sâu đánh giá theo bốn cấp độ, dựa trên kinh nghiệm của người đánh giá [152], [153]. Đánh giá của những người không phải chuyên gia và khách hàng được thể hiện bằng cấp độ I và II, các cấp độ III và IV thể hiện độ sâu đánh giá đạt được bởi các chuyên gia lái xe như Hình 2.23.

Trong quá trình đánh giá chủ quan về các đặc tính lái thông qua người lái, có các phân tích sau:

- Phản hồi thị giác như độ lệch so với hướng mong muốn;



Hình 2.23. Sơ đồ đánh giá đa cấp

- Phản hồi xúc giác từ vành tay lái như góc vành tay lái, vận tốc góc vành tay lái, mô men lái vành tay lái;

- Phản hồi về mặt động học từ phản ứng của xe như gia tốc ngang và vận tốc lệch hướng và vận tốc lăn được tích lũy;

- Phản hồi về mặt âm thanh từ tiếng ồn của động cơ, tiếng gió, tiếng rít của lốp xe...

Việc ghi nhận tiềm thức và ý thức các ấn tượng nhìn thấy và cảm nhận được dẫn đến ý kiến về hiệu suất lái xe và cảm giác lái tương ứng.

Các phương thức đánh giá có thể thực hiện bao gồm: Đánh giá thông qua các tạp chí, người dùng và đánh giá trong ngành công nghiệp ô tô

a. Đánh giá thông qua các tạp chí và người dùng

Trong nhiều thập kỷ, nhiều tạp chí kỹ thuật ô tô đã cung cấp cho độc giả những hiểu biết sâu sắc về hiệu suất của xe thông qua các đánh giá chủ quan và các phép đo khách quan. Cảm giác lái, một khía cạnh quan trọng của ĐLH xe, thường được mô tả bằng các thuật ngữ định tính như "nặng", "chắc", "đầm", "thoái mái", "mượt mà", "êm dịu-ổn định", "sống", "sắc-nhanh", "bám đường", "nhẹ", "sạch", "ăn lái", "ì","kẹt", "rít", "rơ", "dính", "lỏng",…, truyền tải trải nghiệm lái xe. Tuy nhiên, thuật ngữ mà các tạp chí ô tô và người tiêu dùng sử dụng có thể mơ hồ, dẫn đến hiểu lầm về trạng thái lái xe được đánh giá. Các bảng câu hỏi chuẩn hóa để đánh giá cảm giác lái thường sử dụng thuật ngữ chuyên ngành như: cảm giác vị trí trung tâm, dải chết, tuyến tính, phi tuyến, độ dốc… có thể không phù hợp với người lái xe trung bình, góp phần tạo nên kết quả không nhất quán. Ngoài ra, sự khác biệt về văn hóa ảnh hưởng đến sở thích của người tiêu dùng, với thị trường Hoa Kỳ ưa chuộng mô men lái thấp để tạo sự thoải mái, trong khi thị trường châu Âu thích mô men cao hơn để tạo tính thể thao [153], [154], [155].

b. Đánh giá trong ngành công nghiệp ô tô

Trong ngành công nghiệp ô tô, một hệ thống đánh giá tinh vi là điều cần thiết để đánh giá chủ quan về cảm giác lái của xe. Có thể thực hiện bằng các phương thức sau:

- Bảng câu hỏi: Các bảng câu hỏi đánh giá chủ quan được lập ra để người lái thử nghiệm sử dụng, kết hợp thuật ngữ chuyên ngành. Các bảng câu hỏi này phải rõ ràng và phù hợp với chuyên môn của người đánh giá. Cần có nhiều tuyến đường và bề mặt khác nhau để đánh giá các đặc điểm xử lý lái, trong khi khuyến nghị giới hạn tiêu chí đánh giá cho mỗi lần lái thử để giảm thiểu tình trạng quá tải về nhận thức và đảm bảo chất lượng

đánh giá cao. Đánh giá chi tiết về cảm giác lái sử dụng các tiêu chí khác biệt phù hợp với các cấp độ III và IV của sơ đồ đánh giá nhiều cấp độ như Hình 2.24 [152], [154], [156].



Hình 2.24. Các thuộc tính chính của đánh giá cảm giác lái.

Thang đánh giá chủ quan. Có hai loại chính được công nhận: Thang đóng - thang tương đối này sử dụng các giá trị số để chỉ ra ý kiến so sánh, với điểm giữa biểu thị tính trung lập. Ứng dụng hiệu quả đề xuất tối đa sáu cấp độ để tăng cường tính rõ ràng; Thang đo mở - thang đo liên tục mười điểm, đơn cực, phổ biến trong ngành, sử dụng các điểm mô tả bằng lời như "rất kém" và "xuất sắc". Thang đo này tạo điều kiện cho việc tính trung bình nhiều đánh giá và đánh giá xem các đặc điểm có đáp ứng các tiêu chuẩn của ngành hay không, bằng cách chỉ định điểm từ 6 đến 10 [157].

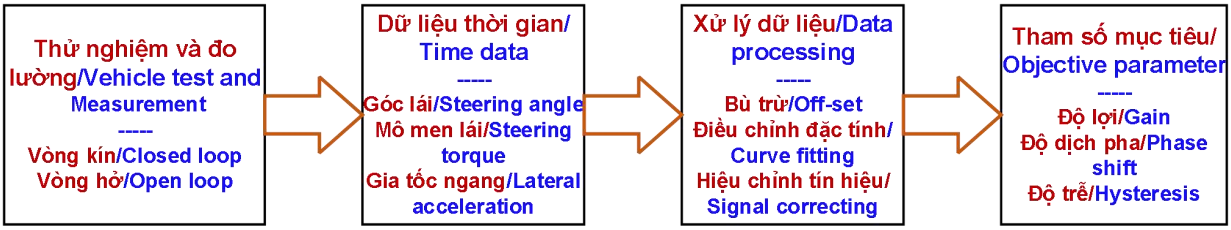
Bảng 2.2. Thang đánh giá xe và chỉ số đánh giá[157]

10	Xe **rất nổi bật**, các giải pháp kỹ thuật hoàn toàn vượt quá mong đợi.	*Vehicle is **outstanding** the technical solutions totally exceed expectations.*
9	Xe **rất tuyệt vời**, các giải pháp kỹ thuật vượt quá mong đợi một chút.	*Vehicle is **excellent** the technical solutions slightly exceed expectations.*
8	Xe **rất tốt** và đáp ứng mọi mong đợi, khách hàng hài lòng.	*Vehicle is **very good** and meets all expectations customer is satisfied.*
7	Xe **tốt**, có một số sai lệch nhỏ so với thông số kỹ thuật danh nghĩa nhưng khách hàng chỉ nhận ra trong những trường hợp hiếm hoi/riêng biệt.	*Vehicle is **good**, minor deviations from the nominal specification but the customer is aware only in rare/isolated.*
6	Xe **hầu như không đạt yêu cầu**, không đáp ứng đầy đủ mong đợi.	*Vehicle is barely **satisfactory** failing to fully meet expectations.*
5	Xe **không đạt yêu cầu**, các vấn đề sẽ được sửa chữa vào lần tới.	*Vehicle is **unsatisfactory** problems will be repaired at the next opportunity.*
4	Xe **thiếu sót**, cần phải đến xưởng ngay.	*Vehicle is **deficient** inquiring an urgent visit to the workshop.*

3	Tình trạng xe khiến khách hàng **rất khó chịu**, khách hàng sẽ đến xưởng ngay lập tức.	*Vehicle conditions leads to **high customer annoyance**, customer will visit the workshop immediately.*
2	Xe gây ra **sự cố** khách hàng sẽ đe dọa sẽ có hành động pháp lý hoặc thông báo cho truyền thông/báo chí.	*Vehicle causes a **breakdown**, customer will threaten to take legal action or inform the TV/press.*
1	Xe không đáp ứng các yêu cầu về an toàn, lỗi này **gây nguy hiểm** cho an toàn hoặc xe có thể bị tịch thu.	*Vehicle fails to meet safety requirements this defect constitutes a **safety hazard** or vehicle could be impounded.*

2.5.2.2. Phương pháp đánh giá khách quan

Phương pháp khách quan: Phương pháp này để định lượng các đặc tính điều khiển xe, bổ sung cho các đánh giá chủ quan. Để thực hiện việc này cần thiết phải có các thao tác lái xe và sử dụng các công cụ đo lường để thu thập dữ liệu phản hồi lái, sau đó được phân tích để rút ra các thông số khách quan như gia tốc ngang và vận tốc lệch… Mặc dù phương pháp này tập trung vào gia tốc ngang từ trung bình đến cao, nhưng lại thiếu tài liệu chuẩn hóa về phản hồi và cảm giác lái lý tưởng, với các tiêu chuẩn hiện có chủ yếu nêu rõ các quy trình thử nghiệm thay vì các số liệu hiệu suất có thể chấp nhận được.

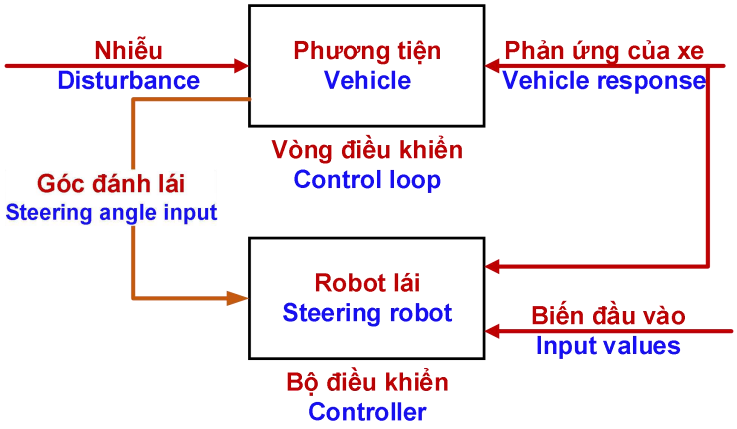


Hình 2.25. Thử nghiệm khách quan

Đặc điểm khách quan của cảm giác lái dựa trên các giá trị và thông số đo được thu được từ các bài kiểm tra xe, nhằm mục đích giảm thiểu sự phụ thuộc vào sở thích của từng người lái trong quá trình phát triển xe. Ngành công nghiệp ô tô tập trung vào các đánh giá khách quan này để cải thiện mô tả về cách điều khiển xe. Việc sử dụng mô phỏng xe và lái xe có thể giúp giảm thêm thời gian và chi phí phát triển, với điều kiện là các MHMP được xác thực bằng dữ liệu đo lường phù hợp.

Hình 2.25 minh họa mối quan hệ giữa cảm giác lái và các phép đo trên xe, điều này sẽ mang lại kết quả có thể lặp lại và ít bị ảnh hưởng bởi các yếu tố môi trường. Có thể thực hiện so sánh định lượng các thông số khách quan thông qua xử lý dữ liệu, bao gồm hiệu chỉnh bù trừ, điều chỉnh đường cong và điều chỉnh độ trễ thời gian. Các bài kiểm tra xe khách quan có thể được phân loại thành các bài kiểm tra vòng hở và vòng kín.

a. Thử nghiệm vòng kín

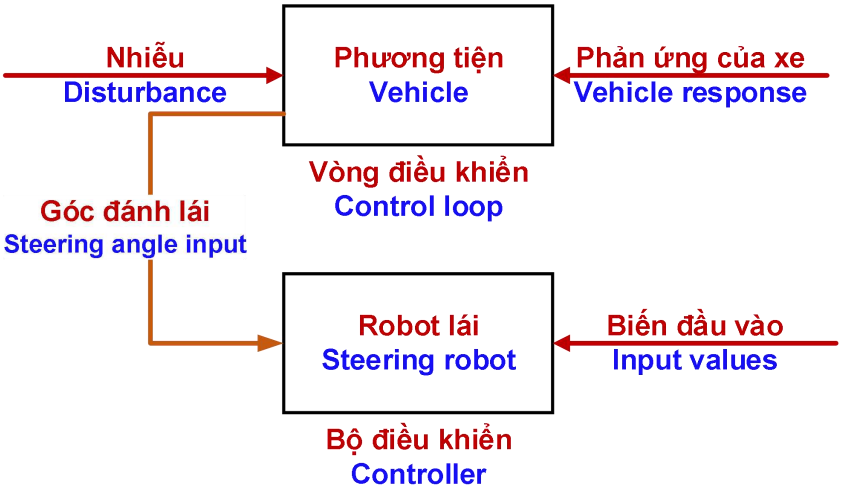


Hình 2.26. Thử nghiệm vòng kín

Các bài kiểm tra vòng kín đánh giá toàn bộ hệ thống xe - người lái, duy trì cả khả năng kiểm soát ĐLH theo phương dọc và phương ngang [158]. Người lái xe quản lý việc điều khiển xe trong khi các yếu tố môi trường ảnh hưởng đến phản ứng của xe, hạn chế khả năng tái tạo các thông số khách quan do sự thay đổi của từng người lái xe [159].

b. Thử nghiệm vòng hở

Trong các thử nghiệm vòng hở, ĐLH theo phương ngang không được điều chỉnh, với các giá trị đầu vào do người lái hoặc rô bốt lái điều khiển.



Hình 2.27. Thử nghiệm vòng hở

Các thử nghiệm chuẩn hóa như trong các tiêu chuẩn quy chuẩn quốc tế ISO 13674-1 [160], ISO 7401 [161], ISO 8725 [162], ISO 4138 [163], ISO/TS 20119 [164], ISO 13674-2 [165], ISO 22139:2022 [166], ISO 11008 [167], tiêu chuẩn quốc gia Trung Quốc GB/T40509-2021 [168], GB/T 6323-2014 [113] bao gồm:

- Thử nghiệm xử lý trung tâm (On-centre handling test):
- Thử nghiệm chuyển trạng thái (Transition test):
- Thử nghiệm khả năng trả lái (Returnability test):
- Thử nghiệm quay vòng tại chỗ (Steering effort test at standstill);
- Thử nghiệm đầu vào tín hiệu bước (Step steering input test), tín hiệu xung (Pulse steering input test); tín hiệu sin (Sine steering input test);
- Kiểm tra đáp ứng tần số (Frequency response test);
- Kiểm tra quay vòng trạng thái ổn định (Steady-state circular test);
- Thử nghiệm lái thẳng (Straight-line driving test);

Để mô tả và phân tích được các đặc tính lái, đòi hỏi cần tiến hành nhiều thử nghiệm để có thể thu được số liệu toàn diện. Các bài thử nghiệm trên cung cấp sự hiểu biết toàn diện về đặc tính lái của xe, tạo điều kiện cho việc phát triển các hệ thống lái phản ứng nhanh và ổn định hơn.

2.5.2.3. Phương pháp mô phỏng ảo

Phương pháp mô phỏng ảo: Phương pháp này tận dụng các MHMP tiên tiến để đánh giá ĐLH xe và đặc tính điều khiển xe ngay từ đầu quá trình phát triển. Phương pháp ảo này cho phép phân tích hiệu quả và tối ưu về chi phí đối với nhiều cấu hình xe khác nhau và nhấn mạnh tầm quan trọng của việc lập bản đồ các thành phần quan trọng như hệ thống lái và đặc điểm lốp xe. Tuy nhiên, phương pháp này cũng gặp phải những thách thức do có thể định nghĩa không chính xác các thông số mục tiêu để có khả năng điều chỉnh cảm giác lái tối ưu.

Như vậy, việc nghiên cứu kết hợp giữa đánh giá chủ quan, thử nghiệm khách quan và mô phỏng ảo là điều cần thiết để đạt được phản hồi lái phù hợp với từng

thương hiệu và phân khúc. Nghiên cứu sâu sắc về sự tương tác giữa các thông số khách quan và đánh giá chủ quan là rất quan trọng để tinh chỉnh quy trình mô phỏng ảo và thiết lập các giá trị mục tiêu đảm bảo các đặc tính lái mong muốn.

2.5.3. Chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái

Các chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái khách quan được xác định trên số liệu thử nghiệm của các đường đặc tính mô tả phản ứng động lực học của hệ thống lái và động lực học của ô tô. Các bài thử nghiệm khác nhau sẽ có các chỉ tiêu đánh giá khác nhau.

Để đánh giá cảm giác lái của hệ thống lái với đặc tính lái lý tưởng đã được đề xuất, trên cơ sở các quy định trong tiêu chuẩn ISO và tiêu chuẩn quốc gia Trung Quốc GB/T, luận án lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá như Bảng 2.3 cho hai bài thử nghiệm: Thử nghiệm xử lý trung tâm (On-centre handling test) và thử nghiệm chuyển trạng thái (Transition test). Các giá trị lý tưởng của các chỉ số đánh giá cảm giác lái được thu thập và tổng hợp từ các tài liệu [48], [58], [64], [10],[117],[125], [168, 169, 170, 71, 171, 172, 173, 174, 175, 87, 176, 177, 178, 179, 180, 88, 181, 182, 89, 183, 93, 184, 185, 186]. Đối với các bài thử nghiệm khác, các chỉ tiêu đánh giá sẽ được trình bày khi phân tích đánh giá kết quả thử nghiệm tương ứng với bài thử nghiệm đó.

Bảng 2.3. Các chỉ tiêu đánh giá khách quan cảm giác lái.

a. Đặc tính mô men lái theo góc lái *(Steering torque versus Steering wheel angle)*

TT ***No***	**Tham số** ***Parameter***	**Đơn vị** ***Unit***	**Giải thích** **Description**	**Ý nghĩa** **Meaning**	**GTLT** ***Ideal values***
1	Độ cứng lái trung bình (MEA steering stiffness)	$[Nm/^{0}]$	Đo độ cứng của vành tay lái trong phạm vi góc lái ± x°, với x là 10% góc lái cực đại.	Độ cứng vành tay lái cao đảm bảo phản hồi tốt nhưng có thể khiến lái xe mệt mỏi. Độ cứng quá thấp làm giảm sự chính xác.	0.1÷0.5
2	Độ cứng lái tại góc lái = 0 (Steering stiffness at zero)	$[Nm/^{0}]$	Đo độ dốc của đường đặc tính lái tại góc lái bằng 0.	Cho thấy độ chính xác và sự ổn định của hệ thống lái khi ở vị trí trung tâm.	0.1÷1.0
3	Hệ số bất đối xứng (Asymmetry ratio)	-	Là tỷ số giữa độ cứng lái bên trái và bên phải trong cùng phạm vi góc lái.	Đánh giá tính đối xứng của đặc tuyến lực phản hồi hai chiều. Hệ số ≠ 1 cho thấy độ lệch hoặc sai khác trong cảm giác quay trái/phải, thường do ma sát không đều hoặc hiệu chỉnh sai trong hệ thống EPS.	0.95÷1.05
4	Mô men ma sát hệ thống (Torque deadband)	$[Nm]$	Mô men ma sát gây ra bởi hệ thống lái.	Ma sát thấp đảm bảo mượt mà nhưng cần đủ lớn để không gây mất ổn định. Mô men ma sát quá cao có thể gây cảm giác nặng nề, trong khi quá thấp có thể dẫn đến thiếu phản hồi.	0.1÷2.0
5	Diện tích vòng trễ (Loop area SWT-SWA)	$[Nm.^{0}]$	Diện tích giữa hai đường cong mô men và góc lái khi xoay thuận và hồi vành tay lái	Biểu thị tổn thất năng lượng do ma sát, đàn hồi hoặc độ trễ của hệ thống. Diện tích lớn phản hồi chậm, giảm tính mượt và tính chính xác.	-
6	Mô men lái lớn nhất (Maximum torque)	$[Nm]$	Mô men lái lớn nhất để tạo ra gia tốc ngang yêu cầu	Tính thao tác nhẹ nhàng thuận tiện	1.0÷3.5; TT:≤5
7	Góc lái lớn nhất	$[^{0}]$	Góc lái lớn nhất để tạo ra	Tính thao tác nhẹ nhàng thuận	15÷40

	(Maximum steering angle)	gia tốc ngang yêu cầu	tiện	
8	Hệ số tuyến tính R^2 (Linearity R^2)	Hệ số tuyến tính R^2 được xác định bằng mức độ tương quan giữa dữ liệu thử nghiệm và đường hồi quy tuyến tính, biểu thị độ phù hợp của mô hình tuyến tính với dữ liệu đo.	Cho biết mức độ tuyến tính của quan hệ mô men lái và góc lái. R^2 gần 1 biểu thị phản hồi ổn định, mượt, dễ dự đoán. Giá trị thấp thể hiện phi tuyến, phản hồi không ổn định.	0.9÷1.0

b. Đặc tính gia tốc ngang theo góc lái (*Lateral acceleration vs Steering wheel angle*)

TT *No*	Tham số *Parameter*	Đơn vị *Unit*	Giải thích Description	Ý nghĩa Meaning	GTLT *Ideal values*
1	Độ nhạy gia tốc ngang trung bình (MEA sensitivity)	[g/^{0}]	Độ dốc trung bình của đặc tuyến gia tốc ngang theo góc lái trong vùng tuyến tính.	Phản ánh mối quan hệ giữa góc vành tay lái và phản ứng thân xe. Giá trị cao xe nhạy, phản ứng nhanh; giá trị thấp phản ứng chậm, cảm giác "ì".	0.012÷0.015
2	Độ nhạy lái tại góc lái bằng 0 (MEA sensitivity at swa = 0)	$[g/^0]$	Độ dốc đặc tính tại góc lái bằng 0, xác định quanh vùng trung tâm vành tay lái.	Đặc trưng cho cảm giác "xử lý lái trung tâm" khả năng duy trì hướng khi thay đổi góc nhỏ.	0.012÷0.019
3	Vùng chết góc lái tại gia tốc bằng 0 (Response angle deadband at ACC= 0)	$[^0]$	Giá trị góc lái khi gia tốc ngang bằng 0.	Đánh giá độ "trơ" của hệ thống lái. Vùng chết lớn làm giảm tính chính xác khi điều chỉnh hướng nhỏ, gây cảm giác thiếu phản hồi.	2-4
4	Vùng chết gia tốc ngang tại góc lái bằng 0 (Lateral acceleration deadband at SWA =0	$[g]$	Giá trị gia tốc ngang khi góc lái băng 0	Thể hiện độ ổn định của thân xe trong điều kiện lái thẳng. Vùng chết nhỏ giúp xe phản hồi chính xác hơn.	0.04÷0.06
5	Diện tích vòng lặp (Loop area)	$[g.^0]$	Diện tích giữa hai đường đặc tính trong quá trình đánh lái thuận và hồi lái.	Phản ánh hiện tượng trễ trong phản ứng động học của xe. Diện tích lớn cảm giác lái thiếu mượt, phản ứng không đồng bộ.	≤0.25
6	Hệ số tuyến tính R^2 (Linearity R^2)	-	Xác định bằng mức độ tương quan giữa dữ liệu thử nghiệm và đường hồi quy tuyến tính	Cho biết mức độ tuyến tính của quan hệ mô men lái và góc lái. R^2 gần 1 biểu thị phản hồi ổn định, mượt, dễ dự đoán. Giá trị thấp thể hiện phi tuyến, phản hồi không ổn định.	0.9÷1.0

c. Đặc tính mô men lái theo gia tốc ngang (*Steering torque versus Lateral acceleration)*

TT *No*	Tham số *Parameter*	Đơn vị *Unit*	Giải thích Description	Ý nghĩa Meaning	GTLT *Ideal values*
1	Độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng 0 (Torque gradient at ACC = 0)	$[Nm/g]$	Xác định bằng độ thay đổi trung bình của mô men lái so với gia tốc ngang trong vùng gia tốc gần bằng không.	Phản ánh mức độ nặng nhẹ của vành tay lái khi xe bắt đầu tạo lực ly tâm; giúp đánh giá cảm giác chắc và ổn định quanh vị trí trung tâm.	20÷35
2	Độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng 0,1g- (Torque gradient at	$[Nm/g]$	Xác định bằng độ thay đổi của mô men lái trong vùng gia tốc	Đánh giá sự biến thiên độ nặng của vành tay lái khi xe bắt đầu vào trạng thái quay	10-20

	$acc = 0{,}1g$		ngang khoảng 0,1g.	vòng rõ rệt; giúp nhận biết đặc tính tăng cứng theo lực bên.	
3	Độ trễ mô men lái (Torque hysteresis)	$[Nm]$	Là chênh lệch giữa giá trị mô men lái khi tăng và khi giảm gia tốc ngang tại cùng một giá trị gia tốc.	Thể hiện ma sát và độ nhớt bên trong cơ cấu lái; độ trễ lớn khiến cảm giác lái trở nên "rít" và kém mượt.	0.5÷2.0
4	Độ trễ gia tốc ngang (Lateral acceleration hysteresis)	$[g]$	Là chênh lệch giữa giá trị gia tốc ngang khi tăng và khi giảm mô men lái tại cùng một giá trị mô men.	Đánh giá độ chậm phản ứng của thân xe so với lực vành tay lái; độ trễ nhỏ tạo cảm giác đồng bộ và tự nhiên giữa tay lái và thân xe.	0.04÷0.12
5	Diện tích vòng lặp (Loop area)	$[Nm.g]$	Là diện tích giới hạn bởi hai đường đặc tuyến mô men lái và gia tốc ngang khi đánh lái và hồi lái trong cùng một chu kỳ.	Phản ánh mức tổn hao năng lượng và hiện tượng trễ của hệ thống lái; diện tích nhỏ cho thấy phản hồi mượt và ổn định.	≤0.06
6	Hệ số tuyến tính R^2 (Linearity R^2)	-	Xác định bằng mức độ tương quan giữa dữ liệu thử nghiệm và mô hình tuyến tính của quan hệ mô men và gia tốc ngang.	Thể hiện tính ổn định và độ tuyến tính của phản hồi lái; giá trị cao biểu hiện phản ứng dự đoán được, giúp người lái điều khiển chính xác hơn.	0.9÷1.0
7	Giá trị cực đại của gia tốc ngang (Peak value of lateral acceleration)	$[g]$	Là giá trị lớn nhất của gia tốc ngang thu được trong quá trình thử nghiệm.	Cho biết giới hạn khả năng quay vòng và độ bám đường của xe trong điều kiện thử tiêu chuẩn.	2.0
8	Giá trị cực đại của mô men lái (Peak value of steering torque)	$[Nm]$	Là giá trị mô men lái lớn nhất đạt được trong chu kỳ đánh lái.	Xác định giới hạn phản hồi lực mà người lái cảm nhận; quan trọng để đảm bảo cảm giác chắc nhưng không gây mỏi khi vận hành lâu.	1.0-3.5

d. Vận tốc góc xoay thân xe theo góc lái (*Yaw rate versus Steering wheel angle*)

TT ***No***	**Tham số** ***Parameter***	**Đơn vị** ***Unit***	**Giải thích** **Description**	**Ý nghĩa** **Meaning**	**GTLT** ***Ideal values***
1	Độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái tại tâm (Yaw gain vs SWA on-centre)	$[(^o/s)/^o]$	Được xác định bằng tỉ lệ thay đổi trung bình của vận tốc quay thân xe so với góc vành tay lái trong vùng quanh vị trí lái thẳng.	Phản ánh khả năng phản ứng hướng của xe với thao tác nhỏ; giá trị cao thể hiện xe nhạy, phản hồi nhanh, giá trị thấp cho cảm giác ì và thiếu chính xác.	0.13÷0.3
2	Thời gian trễ (Yaw time lag vs SWA)	$[s]$	Là khoảng thời gian từ khi bắt đầu đánh lái đến khi thân xe đạt phản ứng ổn định tương ứng.	Đo độ nhanh của phản ứng thân xe; thời gian trễ nhỏ tạo cảm giác lái linh hoạt, phản ứng tức thời.	≤0.16
3	Vùng chết góc xoay thân xe tại góc lái bằng 0 (Yaw deadband at SWA=0)	$[^o]$	Là phạm vi góc lái nhỏ quanh vị trí trung tâm mà thân xe chưa tạo ra vận tốc quay đáng kể.	Thể hiện độ chính xác của hệ thống lái ở vùng trung tâm; vùng chết lớn gây cảm giác lỏng, mất độ trung thực khi giữ làn.	≤4.0
4	Diện tích vòng lặp (Loop area)	$[(^o/s).^o]$	Là diện tích khép kín giữa hai đường đặc tuyến vận	Đánh giá độ trễ và ma sát động học trong phản hồi	-

			tốc quay và góc vành tay lái trong một chu kỳ đánh - hồi lái.	quay thân xe; diện tích nhỏ thể hiện sự mượt mà và đồng bộ giữa thao tác và phản ứng.	
5	Hệ số tuyến tính R^2 (Linearity R^2)	-	Được tính bằng mức độ tương quan tuyến tính giữa vận tốc quay thân xe và góc vành tay lái trong vùng tuyến tính.	Cho biết mức độ phản hồi ổn định của hệ thống điều khiển hướng; R^2 cao phản ánh cảm giác điều khiển chính xác và đáng tin cậy.	0.9-1.0

e. Vận tốc góc xoay thân xe theo mô men lái (*Yaw rate versus Steering torque*)

TT ***No***	**Tham số** ***Parameter***	**Đơn vị** ***Unit***	**Giải thích** **Description**	**Ý nghĩa** **Meaning**	**GTLT** ***Ideal values***
1	Độ nhạy góc xoay thân xe theo mô men lái tại tâm (Yaw gain vs Torque on-centre)	$[(^o/s)/(Nm)]$	Được xác định bằng tỉ lệ thay đổi trung bình của vận tốc quay thân xe so với mô men lái trong vùng trung tâm.	Đánh giá mối liên hệ giữa cảm giác lực vành tay lái và phản ứng hướng của xe; độ nhạy cao cho thấy phản hồi trực tiếp và chính xác.	0.55÷0.65
2	Thời gian trễ góc xoay thân xe và mô men lái (Yaw rate - Steering torque time lag)	$[s]$	Là khoảng thời gian giữa sự thay đổi của mô men lái và phản ứng tương ứng của thân xe.	Phản ánh tốc độ truyền lực điều khiển qua hệ thống lái; trễ nhỏ giúp cảm giác điều khiển liền mạch và phản hồi nhanh.	≤0.2
3	Vùng chết mô men lái (Torque deadband)	$[Nm]$	Là phạm vi giá trị mô men lái nhỏ mà thân xe chưa bắt đầu phản ứng quay.	Cho thấy ma sát nội và độ phi tuyến trong cơ cấu lái; vùng chết lớn gây cảm giác trơ, giảm độ nhạy khi điều chỉnh hướng nhỏ.	0.1÷2.0
4	Diện tích vòng trễ (Loop area)	$[(^o/s).(Nm)]$	Là diện tích khép kín giữa hai đường đặc tuyến mô men lái và vận tốc quay thân xe trong một chu kỳ đánh - hồi lái.	Phản ánh mức độ trễ tổng hợp giữa lực tay lái và phản ứng thân xe; diện tích nhỏ thể hiện phản hồi tự nhiên và đồng nhất.	-
5	Hệ số tuyến tính R^2 (Linearity R^2)	-	Được tính bằng mức độ tương quan tuyến tính giữa vận tốc quay thân xe và mô men lái trong vùng tuyến tính.	Cho biết mức độ phản hồi ổn định của hệ thống điều khiển hướng; R^2 cao phản ánh cảm giác điều khiển chính xác và đáng tin cậy.	0.9÷1.0

Ghi chú: *TT (Transition test) trường hợp thử nghiệm lái chuyển tiếp.*

2.6. KẾT LUẬN CHƯƠNG

Mục tiêu chính của chương 2 đã được hoàn thành thể hiện qua các kết quả sau:

1. Đã đề xuất mô hình xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng trong đó bản đồ đặc tính trợ lực lái được tạo ra từ mô hình toán học có cấu trúc, liên kết rõ ràng giữa động lực học xe, hệ thống lái và mục tiêu cảm giác lái phù hợp quy luật tâm lý về kích thích và cảm nhận của con người. Để thực hiện điều này, mối quan hệ giữa mô men lái và phản ứng động học của phương tiện được phân tích thành ba mô đun chức năng "Phong cách lái" "ĐLH nghịch xe" và "ĐLH nghịch HTL". Việc phân tách riêng rẽ ý định của người lái với ĐLH vốn có của phương tiện và của hệ thống lái, giúp đơn giản hóa việc hiệu chuẩn cảm giác lái và tạo điều kiện thuận lợi cho việc thiết kế các phong cách lái khác nhau trên các thương hiệu và kiểu phương tiện khác nhau mà

không cần tác động đến phần cứng hoặc logic điều khiển.

2. Đã xây dựng các phương trình ĐLH để đưa vào cấu trúc của đặc tính trợ lực lái. Trong đó các mô hình ĐLH hệ thống lái trợ lực điện; ĐLH bánh xe đàn hồi; mô hình phân bố tải trọng lên bánh xe; mô hình xác định mô men cản quay vòng, mô men cản ngẫu nhiên được tích hợp vào mô hình ĐLH chuyển động của ô tô nhằm mô tả chính xác chuỗi truyền lực và mô men từ vành tay lái đến bánh xe dẫn hướng, cũng như sự phản hồi ngược từ mặt đường về người lái.
3. Đã xây dựng các hàm truyền nghịch từ giữa các thông số động học chuyển động của xe và tác động từ vành tay lái. Các hàm truyền nghịch này là cơ sở để chuyển đổi yêu cầu chuyển động của phương tiện thành yêu cầu mô men tại vành tay lái.
4. Đã đưa ra công thức xây dựng bốn loại đặc tính trợ lực lái bao gồm: Đặc tính trợ lực lái tuyến tính; đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính; đặc tính trợ lực lái phi tuyến và đặc tính trợ lực lái hỗn hợp.
5. Đã thiết lập được công thức xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật lũy thừa của Stevens cho hai loại đặc tính trợ lực lái là phi tuyến và hỗn hợp, mỗi loại có ba phong cách lái là "thoải mái", "thể thao" và "đa mức".
6. Đã trình bày chi tiết phương pháp xác định toàn bộ các hệ số và các tham số trong công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái và đặc tính trợ lực lái lý tưởng, các tham số này giữ vai trò then chốt đối với cảm giác lái, hiệu quả điều khiển và an toàn của hệ thống EPS, cho phép chuyển hóa yêu cầu cảm giác lái định tính thành các đại lượng vật lý có thể mô hình hóa, tính toán và điều khiển.
7. Đã thiết kế bộ điều khiển tích hợp PID-FOC cho cơ cấu chấp hành EPS, trong đó tín hiệu điều khiển - phản hồi được chuẩn hóa tạo thuận lợi cho hiệu chỉnh và chuyển giao giữa các cấu hình xe.
8. Cuối cùng, đã hệ thống hóa cảm giác lái trong mô hình vòng kín "Người lái - Phương tiện" và đưa bộ chỉ tiêu đánh giá khách quan cho các đặc tính cảm giác lái trên cơ sở các tiêu chuẩn quốc tế ISO và tiêu chuẩn Trung Quốc GB/T.

Như vậy, Chương 2 đã hoàn thành vai trò đặt nền tảng lý thuyết, mô hình hóa và phương pháp cho luận án, tạo cơ sở trực tiếp để triển khai mô phỏng, đánh giá, thử nghiệm và kiểm chứng đặc tính trợ lực lái EPS và đánh giá cảm giác lái trong các chương tiếp theo.

CHƯƠNG III: MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG LÁI EPS

Mục tiêu của chương 3 là áp dụng các cơ sở lý thuyết được xây dựng trong chương 2 để tiến hành mô phỏng, khảo sát, đánh giá trên một mẫu xe cụ thể nhằm kiểm nghiệm phương pháp luận và tinh chỉnh mô hình lý thuyết, làm cơ sở cho việc tái sử dụng và nhân rộng mô hình trong nghiên cứu xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng và thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống EPS trên xe con.

3.1. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU

3.1.1. Giới thiệu đối tượng nghiên cứu

Từ mục tiêu trên, để đảm bảo độ chính xác và tính tin cậy của các thông số vật lý đầu vào bao gồm các tham số kết cấu, tham số vật lý và tham số hình học của đối tượng nghiên cứu, luận án lựa chọn mô hình xe đã được chuẩn hóa và công nhận rộng rãi trong nghiên cứu và phát triển ngành công nghiệp ô tô, được tích hợp trong phần mềm chuyên dụng CarSim. Thư viện CarSim cung cấp nhiều phân khúc xe khác nhau, trong đó các mô hình "xe thử nghiệm" được thiết lập sẵn cấu hình kỹ thuật tiêu chuẩn; người dùng có thể sử dụng trực tiếp các cấu hình này hoặc điều chỉnh để phù hợp với điều kiện xe thực tế.

Đối tượng nghiên cứu của luận án là hệ thống lái trợ lực điện C-EPS trên xe con. Trong khuôn khổ nghiên cứu của luận án, mô hình "xe thử nghiệm" thuộc phân khúc hạng E (E-class) được lựa chọn làm đối tượng mô phỏng. Các thông số kỹ thuật chính của mẫu xe này được trình bày chi tiết trong *Bảng PL1.1, PLI*.

3.1.2. Giới thiệu hệ thống lái trên xe nghiên cứu

Hệ thống lái trên xe nghiên cứu là hệ thống lái có cơ cấu lái trục răng - thanh răng, dẫn động lái 06 khâu, trợ lực lái điện loại C-EPS. Các thông số và cài đặt thông số hệ thống lái được thể hiện trong Phụ lục I.

3.2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

3.2.1. Xây dựng MHMP tổng thể "EPS DYNAMICS & CONTROLLER

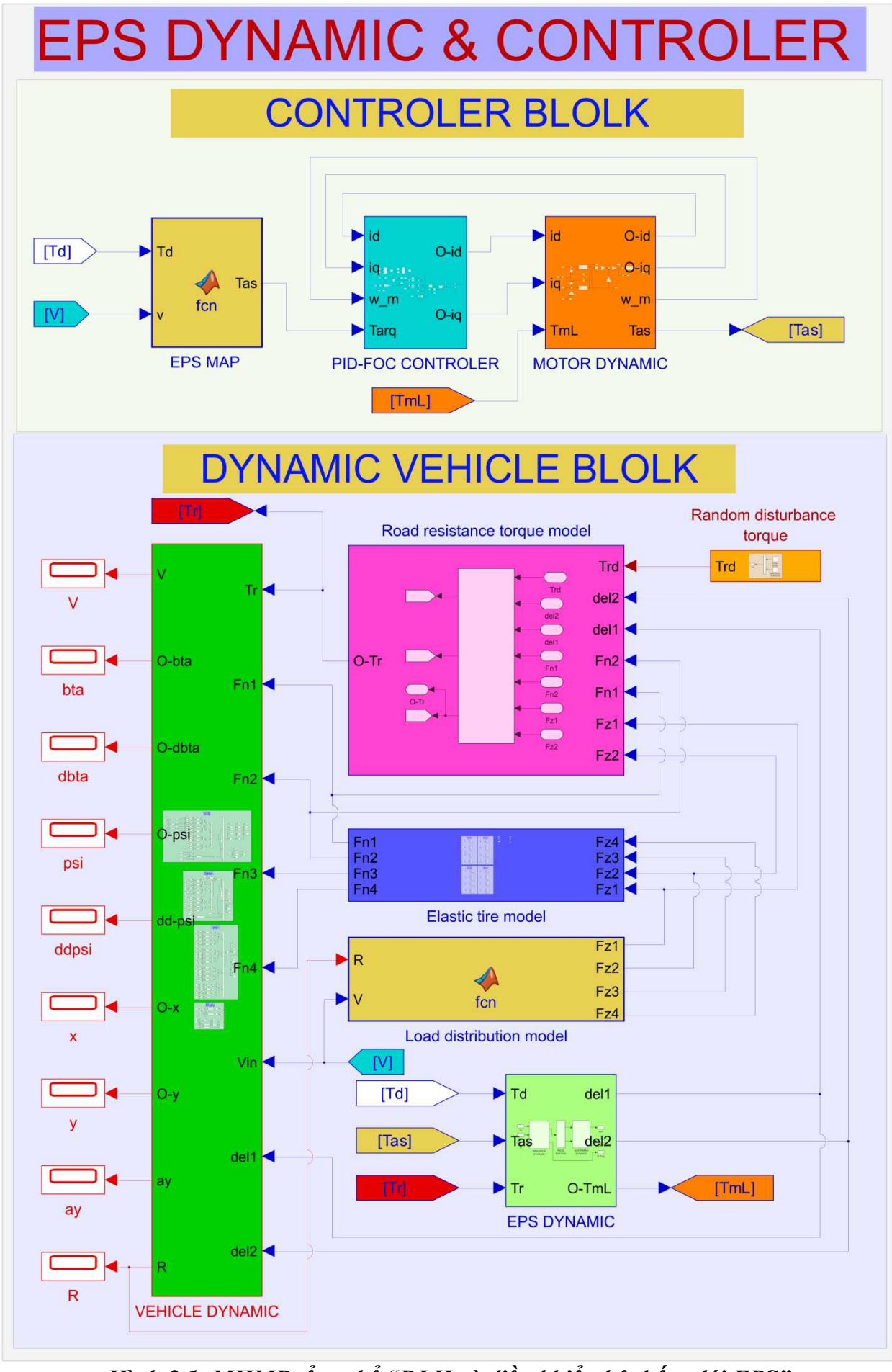
Mô hình mô phỏng (MHMP) tổng thể "EPS DYNAMICS & CONTROLLER-ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN EPS" được xây dựng cấu trúc mô phỏng vòng lặp khép kín, kết hợp mô hình điều khiển điện - cơ trong môi trường Matlab/Simulink. Cấu trúc tổng thể được chia thành 02 khối chức năng chính: "CONTROLLER BLOCK-KHỐI ĐIỀU KHIỂN" và "DYNAMICS VEHICLE BLOCK-KHỐI ĐỘNG LỰC HỌC PHƯƠNG TIỆN". MHMP được thể hiện như Hình 3.1.

Khối "CONTROLLER BLOCK" gồm 03 khối con:

1) MHMP đặc tính trợ lực lái hệ thống lái trợ lực điện (EPS MAP)
2) Mô hình bộ điều khiển EPS (PID-FOC CONTROLLER)
3) Mô hình ĐLH động cơ điện (MOTOR DYNAMICS)

Khối "DYNAMICS VEHICLE BLOCK" gồm 06 khối con:

1) Mô hình xác định tải trọng phân bố lên bánh xe (Load distribution model);
2) Mô hình ĐLH bánh xe đàn hồi (Elastic tire model);
3) Mô hình xác định mô men cản quay vòng (Road resistance torque model);
4) Mô hình ĐLH chuyển động của ô tô (VEHICLE DYNAMICS)
5) Mô hình ĐLH hệ thống lái EPS (EPS DYNAMICS)
6) Mô hình mô men nhiễu ngẫu nhiên (Random disturbance torque)



Hình 3.1. MHMP tổng thể "ĐLH và điều khiển hệ thống lái EPS"

3.2.1.1. Khối điều khiển "CONTROLLER BLOCK"

Khối "CONTROLLER BLOCK" bao gồm 03 mô hình con: Bản đồ đặc tính trợ lực lái, bộ điều khiển PID-FOC và mô hình động lực học của động cơ điện.

Tín hiệu vào: mô men lái, vận tốc xe và mô men cản quay dẫn hướng quy dẫn từ hoặc từ khối "DYNAMICS VEHICLE BLOCK".

Tín hiệu ra: Dòng điện trên hai trục điều khiển (i_q-i_d) và vận tốc quay của động cơ từ đó tạo ra mô men trợ lực thực tế tác động lên trục lái (T_{as}).

Bản đồ đặc tính trợ lực lái xác định giá trị mô men trợ lực yêu cầu theo đặc tính trợ lực lái lý tưởng đã được xây dựng trong nghiên cứu lý thuyết, sau đó được điều chỉnh bởi bộ điều khiển để đạt được mô men yêu cầu thực tế. Mô hình động cơ điện chuyển đổi tín hiệu điều khiển thành mô men cơ học tác dụng vào trục lái hệ thống lái.

3.2.1.2. Khối "DYNAMICS VEHICLE BLOCK"

Khối này mô phỏng động lực học toàn xe, bao gồm: mô hình mô men cản quay dẫn hướng, mô hình đàn hồi của lốp, mô hình phân bố tải trọng động, mô hình động lực học chuyển động của thân xe và mô hình ĐLH hệ thống lái EPS.

Tín hiệu vào: Mô men lái, mô men trợ lực, vận tốc xe và phản hồi mô men cản từ mặt đường.

Tín hiệu ra: Các đại lượng động học như góc quay thân xe, vận tốc quay thân xe, gia tốc quay thân xe, góc lệch thân xe, gia tốc ngang, quỹ đạo chuyển động xe thử nghiệm, cùng với các lực thẳng đứng và lực ngang tác dụng lên từng bánh xe, mô men cản mặt đường.

Các khối phụ bên trong trao đổi thông tin liên tục: mô hình lốp cung cấp lực ngang và lực thẳng đứng cho mô hình động học thân xe; mô hình phân bố tải trọng điều chỉnh các lực này theo gia tốc; mô hình mô men cản tổng hợp toàn bộ ảnh hưởng ngược về hệ thống lái.

3.2.2. Xây dựng MHMP xác định tải trọng phân bố lên bánh xe

MHMP xác định tải trọng phân bố lên bánh xe như *Hình PL3.1, PLIII*. Mô hình sử dụng hàm "Function" với đầu vào là vận tốc chuyển động ô tô và bán kính quay vòng, đầu ra là tải trọng thẳng đứng phân bố lên các bánh xe thay đổi dưới ảnh hưởng của lực lý tâm và kể đến biến dạng của hệ thống treo khi ô tô quay vòng, sử dụng các công thức từ (2.50) đến (2.68).

3.2.3. Xây dựng MHMP ĐLH bánh xe đàn hồi

Mô hình được xây dựng theo các công thức từ (2.42) đến (2.49). Đầu vào là tải trọng thẳng đứng trên bánh xe, thông số kỹ thuật của lốp và đầu ra là lực ngang theo góc lệch ngang của bánh xe. MHMP ĐLH bánh xe đàn hồi như *Hình PL3.2, PLIII*.

3.2.4. Xây dựng MHMP xác định mô men cản quay vòng

Mô hình được xây dựng theo các công thức từ (2.69) đến (2.77). Đầu vào là thông số kỹ thuật bánh xe, góc đặt bánh xe và trụ đứng. Đầu ra là mô men cản quay vòng trên các bánh xe dẫn hướng. MHMP xác định mô men cản quay vòng như *Hình PL3.3, PLIII*.

3.2.5. Xây dựng MHMP đặc tính trợ lực lái hệ thống lái EPS

MHMP đặc tính trợ lực lái hệ thống lái trợ lực điện như *Hình PL3.4, PLIII*. Mô hình sử dụng hàm "Function" với đầu vào là vận tốc chuyển động ô tô và mô men lái, đầu ra mô men trợ lực lái lý tưởng (mô men trợ lực mục tiêu) cho bốn loại đặc tính khác nhau tuyến tính, đa tuyến, phi tuyến và hỗn hợp, sử dụng các công thức từ (2.86) đến (2.149).

3.2.6. Xây dựng MHMP ĐLH hệ thống lái EPS

Mô hình được xây dựng theo các công thức từ (2.1) đến (2.19) gồm 03 mô hình con là: động học từ vành tay lái đến thanh răng (SRW to rack); mô hình ĐLH thanh răng (Rack) và mô hình ĐLH hình thang lái sáu khâu (Ackermann). Đầu vào là mô men lái, mô men trợ lực và mô men cản quay mặt đường, đầu ra là góc quay các bánh xe dẫn hướng. MHMP ĐLH hệ thống lái trợ lực điện như *Hình PL3.5 đến Hình PL3.11, PLIII*.

3.2.7. Xây dựng MHMP ĐLH chuyển động của ô tô

Mô hình được xây dựng theo các công thức từ (2.20) đến (2.41). Đầu vào là thông số kỹ thuật của ô tô, vận tốc ô tô, góc quay bánh xe dẫn hướng, các kết quả tính toán ĐLH bánh xe đàn hồi, phân bố tải trọng, mô men cản quay bánh xe dẫn hướng. Đầu ra là quỹ đạo chuyển động ô tô, góc xoay thân xe, góc quay thân xe, gia tốc ngang, vận tốc ngang….MHMP ĐLH chuyển động của ô tô thể hiện như *Hình PL3.12, PLIII*.

3.2.8. Xây dựng MHMP mô men nhiễu ngẫu nhiên

MHMP ĐLH chuyển động của ô tô như *Hình PL3.13, PLIII*. Mô hình được xây dựng theo các công thức từ (2.82) đến (2.84), có hai lựa chọn nhiễu ngẫu nhiên là nhiễu tiếng ồn trắng-White noise hoặc nhiễu ngẫu nhiên-Random number.

3.2.9. Xây dựng MHMP bộ điều khiển PID-FOC

MHMP bộ điều khiển PID-FOC như *Hình PL3.14, PLIII*. Đầu vào là mô men mục tiêu, đầu ra là dòng điện điều khiển động cơ PMSM.

3.2.10. Xây dựng MHMP ĐLH động cơ PMSM

MHMP ĐLH động cơ PMSM như *Hình PL3.15, PLIII*. Đầu vào là dòng điện điều khiển, đầu ra là mô men trợ lực và vận tốc động cơ PMSM.

3.3. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ MÔ HÌNH ĐLH

3.3.1. Mục tiêu, phương pháp và các tiêu chí mô phỏng đánh giá các mô hình ĐLH

3.3.1.1. Mục tiêu và phương pháp mô phỏng đánh giá các mô hình ĐLH

Để kiểm chứng tính đúng đắn và độ tin cậy của các phương trình động lực học và mô hình mô phỏng cho các mô hình ĐLH được xây dựng trong Matlab/Simulink. Luận án sử dụng mô hình xe mẫu tiêu chuẩn trong CarSim làm cơ sở tham chiếu, từ đó tiến hành mô phỏng so sánh kết quả mô phỏng xác định tải trọng phân bố lên bánh xe, ĐLH bánh xe đàn hồi, xác định mô men cản quay vòng và ĐLH chuyển động ô tô giữa mô hình luận án xây dựng trong Matlab/Simulink với mô hình CarSim. Mô hình tích hợp Matlab/Simulink - CarSim được trình bày trong chương 4.

3.3.1.2. Các tiêu chí mô phỏng đánh giá các mô hình ĐLH

Các thông số ĐLH để đánh giá mô hình xây dựng trong Matlab/Simulink được kiểm chứng với mô hình tham chiếu CarSim thông qua các tiêu chí: RMSE, MEA, MAX, MAPE VÀ R^2.

Căn bậc hai của sai số bình phương trung bình (RMSE) Root MEA square error

$$RMSE(x) = \frac{1}{n}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(\hat{x}_i - x_i)^2} \quad (3.1)$$

Sai số trung bình (MEA) MEA absolute error

$$MEAN(x) = \frac{1}{n}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}|\hat{x}_i - x_i|} \quad (3.2)$$

Sai số lớn nhất (MAX) Maximum absolute error

$$MAX(x) = max(|\hat{x}_i - x_i|) \quad (3.3)$$

Sai số phần trăm tuyệt đối trung bình (MAPE) MEA absolute percentage error

$$MAPE(x) = \frac{100\%}{n}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left|\frac{\hat{x}_i - x_i}{x_i}\right|} \quad (3.4)$$

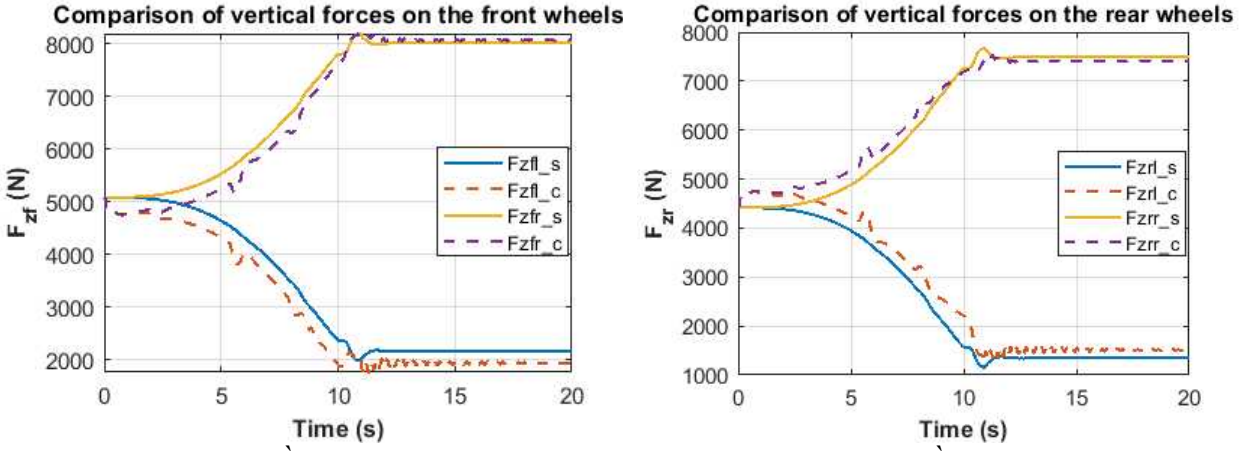
Hệ số xác định mức độ biến thiên của dữ liệu (R^2) Coefficient of determination

$$R^2(x) = 1 - \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(\hat{x}_i - x_i)^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(\overline{x}_i - x_i)^2}} \quad (3.5)$$

Trong đó: $\hat{x}_i$-điểm lấy mẫu mô phỏng trong Simulink; $\overline{x}_i$ -giá trị trung bình của mẫu; x_i -giá trị thực nghiệm ảo trong CarSim.

3.3.2. Mô phỏng và đánh giá kết quả xác định tải trọng phân bố lên bánh xe

Mô phỏng được thực hiện với vận tốc tăng dần từ $v = 0 \div 60\ km/h$ và góc quay vành tay lái sang trái từ 0-120° trong vòng 10s sau đó giữ ổn định. Kết quả mô phỏng (KQMP) hai được thể hiện như Hình 3.2 và Bảng 3.1.



a. Cầu trước *b. Cầu sau*

Hình 3.2. KQMP phân bố tải trọng

Bảng 3.1. So sánh phân bố tải trọng giữa Simulink và CarSim

	Tín hiệu	RMS/RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
	Đơn vị	N	N	N	%	-
Bánh xe phía trước bên trái	$F_{zfl} - s$	3455,176	3231,534	5089,114		
	$F_{zfl} - c$	3174,086	2945,234	5093,007		
	ΔF_{zfl}	303,848	286,665	631,649	10,701	0,934
Bánh xe phía trước bên phải	$F_{zfr} - s$	7053,509	6946,694	8198,168		
	$F_{zfr} - c$	6972,468	6835,280	8199,277		
	ΔF_{zfr}	204,532	166,776	531,669	2,902	0,978
Bánh xe phía sau bên trái	$F_{zrl} - s$	2782,177	2469,531	4415,972		
	$F_{zrl} - c$	3035,213	2726,363	4744,929		
	ΔF_{zrl}	285,272	256,832	636,928	10,413	0,954
Bánh xe phía sau bên phải	$F_{zrr} - s$	6490,164	6362,413	7673,754		
	$F_{zrr} - c$	6540,691	6447,002	7544,670		
	ΔF_{zrr}	214,642	178,296	563,054	3,145	0,962

Kết quả trên Hình 3.2 và Bảng 3.1 cho thấy mô hình tính toán phân bố tải trọng bánh xe xây dựng trên Simulink có mức độ tương đồng cao với kết quả tham chiếu từ CarSim trong toàn bộ quá trình mô phỏng. Khi vận tốc và góc quay vô lăng tăng trong khoảng 0–10 s, tải trọng thẳng đứng trên các bánh xe biến thiên rõ rệt do quá trình chuyển tải của thân xe; sau khoảng 10 s, các giá trị dần ổn định. Các đường đặc tính thu được từ Simulink và CarSim nhìn chung bám sát nhau và thể hiện cùng xu hướng biến

đổi. Đối với bánh trước phải, RMSE đạt 204,532 N, MAPE đạt 2,902% và R^2 đạt 0,978; đối với bánh sau phải, các giá trị tương ứng là 214,642 N, 3,145% và 0,962. Kết quả này cho thấy mô hình Simulink mô tả tốt sự gia tăng tải trọng trên các bánh chịu tải lớn. Đối với bánh trước trái và bánh sau trái, MAPE lần lượt đạt 10,701% và 10,413%, cao hơn so với hai bánh còn lại, trong khi R^2 vẫn đạt tương ứng 0,934 và 0,954. Sai số tương đối lớn hơn chủ yếu xuất hiện trong giai đoạn tải trọng trên các bánh này giảm mạnh, do đó một sai lệch tuyệt đối không lớn cũng làm tăng giá trị sai số phần trăm. Sai lệch cực đại của bốn bánh nằm trong khoảng 531,669–636,928 N và tập trung chủ yếu trong giai đoạn quá độ từ khoảng 5–11 s. Nhìn chung, kết quả cho thấy mô hình Simulink có khả năng tái hiện tốt quy luật phân bố và chuyển tải trọng của CarSim, đáp ứng yêu cầu sử dụng trong các nghiên cứu động lực học và phát triển thuật toán điều khiển ở các nội dung tiếp theo.

3.3.3. Mô phỏng và đánh giá kết quả ĐLH bánh xe đàn hồi

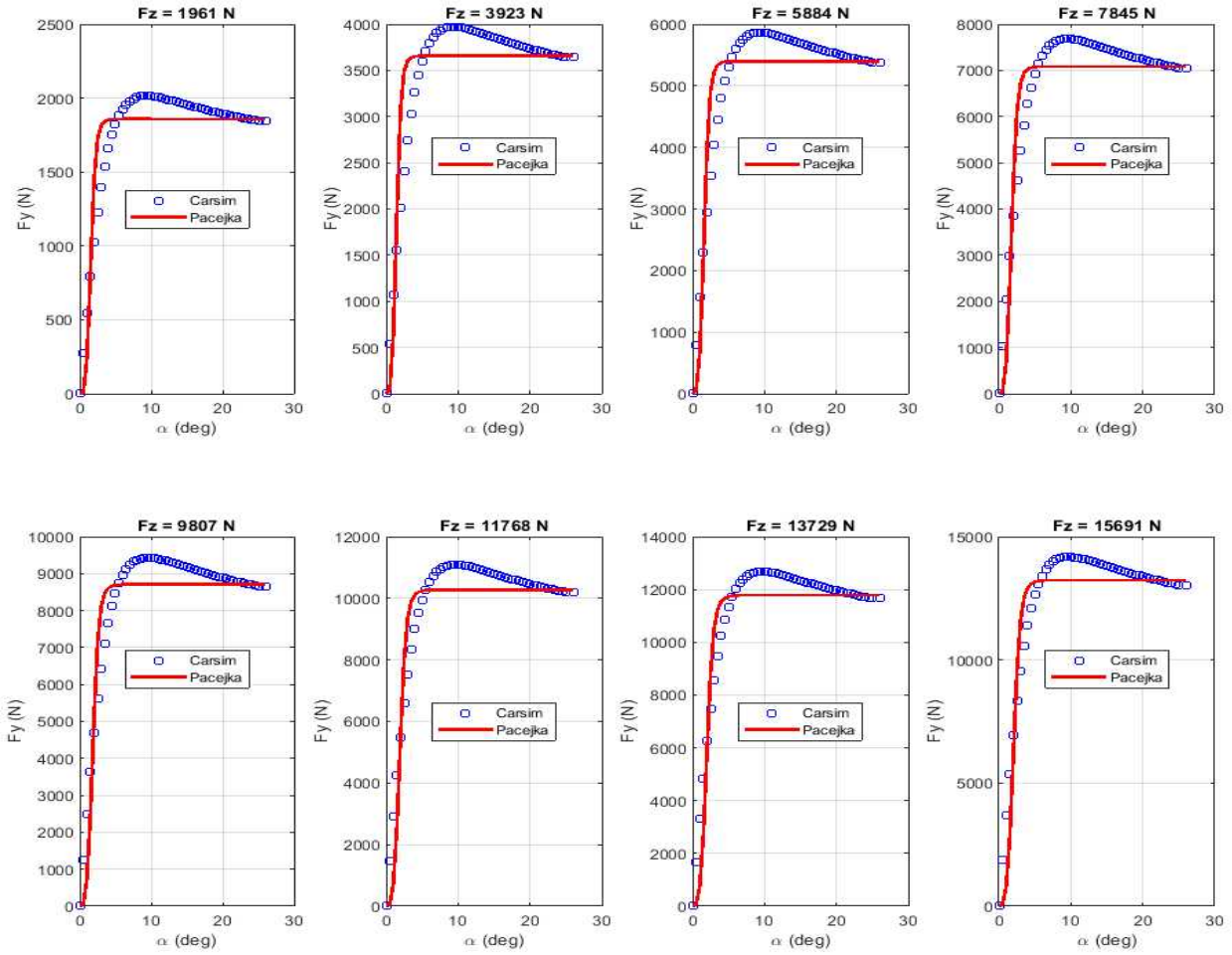
Để kiểm chứng mô hình ĐLH bánh xe đàn hồi và xác định các hệ số của công thức thực nghiệm Pacejka, luận án sử dụng các số liệu thử nghiệm trong mô hình lốp của CarSim sau đó tính toán tối ưu. Kết quả mô phỏng được thể hiện như Hình 3.3 và Bảng 3.2. Các hệ số của công thức thực nghiệm Pacejka như Bảng 3.3.

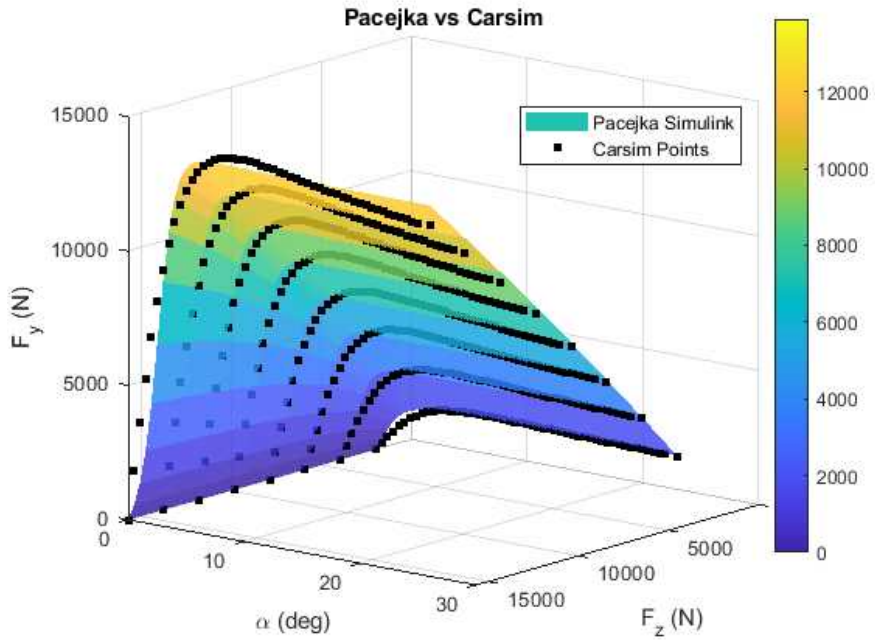
Bảng 3.2. So sánh ĐLH bánh xe đàn hồi giữa Simulink và CarSim

Tiêu chí	RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
Đơn vị	N	N	N	%	-
Giá trị	461,270	302,958	2698,591	6,252	0,987

Bảng 3.3. Giá trị các hệ số trong công thức Pacejka

Hệ số	C	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8
Giá trị	1,078	-49.10^{-7}	0,963	63671,591	10^{-7}	43.10^{-5}	-7.10^{-7}	$2,242.10^{-4}$	0,747





Hình 3.3. KQMP ĐLH bánh xe đàn hồi

Kết quả trên Hình 3.3 và Bảng 3.2 cho thấy mô hình bánh xe đàn hồi sử dụng công thức Pacejka trong Simulink phù hợp tốt với dữ liệu tham chiếu từ CarSim khi tải trọng thẳng đứng biến thiên từ 1961N đến 15691N. Quan hệ giữa lực ngang và góc lệch bên tại các mức tải đều thể hiện đúng đặc tính phi tuyến của lốp, lực ngang tăng nhanh khi góc lệch bên nhỏ, đạt giá trị cực đại tại khoảng 7÷10°, sau đó giảm dần khi lốp tiến vào trạng thái bão hòa. Các đường đặc tính xác định theo công thức Pacejka nhìn chung bám sát dữ liệu CarSim và mô tả đúng xu hướng gia tăng lực ngang theo tải trọng thẳng đứng. Sai lệch chủ yếu xuất hiện quanh đỉnh lực ngang tại một số mức tải lớn, nơi mô hình Pacejka có xu hướng dự báo thấp hơn CarSim, Tuy nhiên, sai khác này mang tính cục bộ và không làm thay đổi quy luật biến thiên tổng thể. Các chỉ tiêu RMSE = 461,270N, MEA = 302,958 N, MAX = 2 698,591 N, MAPE = 6,252% và R^2 = 0,987 xác nhận mức độ phù hợp cao giữa hai kết quả. Như vậy, mô hình Pacejka được xây dựng trong luận án đảm bảo có thể được sử dụng trong nghiên cứu động lực học ngang và thiết kế hệ thống điều khiển ô tô.

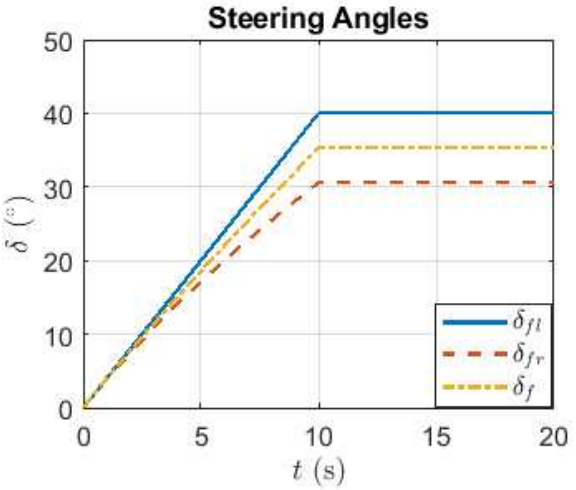
3.3.4. Mô phỏng và đánh giá kết quả xác định mô men cản quay bánh xe dẫn hướng

Mô phỏng thực hiện khi quay vòng ô tô tại chỗ với bánh xe phía trong tăng dần từ 0 đến 40^o sau đó giữ ổn định. Kết quả mô phỏng được thể hiện như Hình 3.4 và Bảng 3.4.

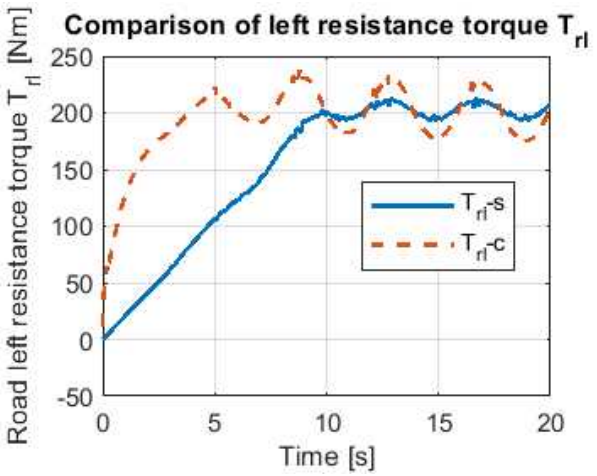
Từ kết quả mô phỏng cho thấy:

Kết quả so sánh trên Hình 3.4 và Bảng 3.4 cho thấy mô hình tính toán mô men cản quay vòng xây dựng trên Simulink có sự phù hợp tốt với kết quả mô phỏng trên CarSim. Đối với mô men cản tại bánh xe bên phải, bánh xe bên trái và tổng mô men cản quay vòng, giá trị MAPE lần lượt đạt 5,472%; 5,594% và 5,421%, trong khi hệ số xác định R^2 tương ứng là 0,926; 0,912 và 0,914. Kết quả này cho thấy mô hình Simulink mô tả tốt xu hướng biến thiên và mức độ mô men cản quay vòng của mô hình CarSim. Sai khác giữa hai mô hình chủ yếu xuất hiện trong giai đoạn quá độ và tại các giá trị cực đại. Trong giai đoạn tăng góc quay bánh xe, kết quả CarSim thể hiện đáp ứng nhanh và phi tuyến hơn, đồng thời xuất hiện dao động sau khi góc quay đạt giá trị ổn định, trong khi mô hình Simulink cho đáp ứng trơn hơn. Đối với tổng mô men cản quay vòng, giá trị trung bình của Simulink và CarSim lần lượt là 337,166 Nm và 329,170 Nm, chênh lệch khoảng 7,996 Nm. Như vậy, có thể nhận định mô hình Simulink có khả năng mô phỏng hợp lý

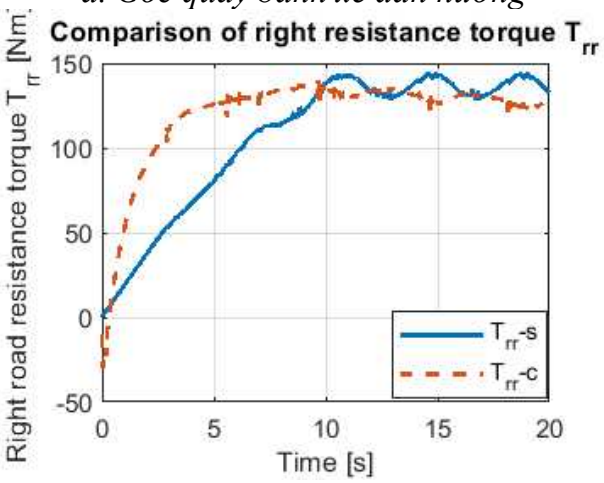
đặc tính mô men cản quay vòng và có thể sử dụng cho các nghiên cứu tiếp theo về hệ thống lái và quá trình quay vòng.



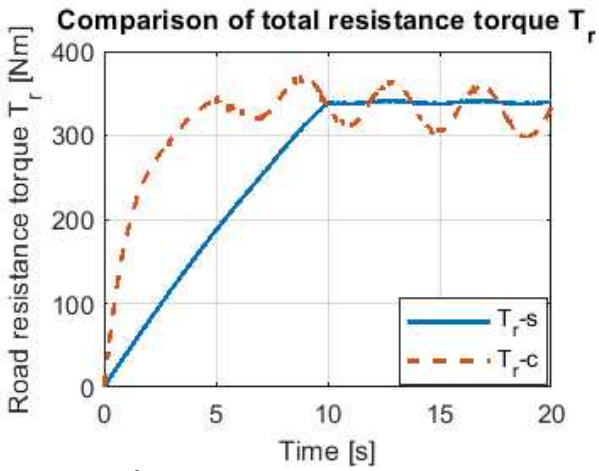
a. Góc quay bánh xe dẫn hướng



b. Mô men cản quay bánh xe bên trong



c. Mô men cản quay bánh xe bên ngoài



d. Tổng mô men cản quay bánh xe

Hình 3.4. KQMP so sánh mô men cản quay vòng

Bảng 3.4. So sánh mô men cản quay vòng giữa Simulink và CarSim

TT	Thông số	RMS/RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2	SM/CS
Mô men cản quay vòng bánh xe bên phải	$T_{rr}-s$	136,481	136,408	143,007	-	-	SM
	$T_{rr}-c$	129,941	129,904	136,384	-	-	CS
	ΔT_{rr}	6,540	6,504	6,623	5,472	0,926	
Mô men cản quay vòng bánh xe bên trái	$T_{rl}-s$	200,836	200,757	211,979	-	-	SM
	$T_{rl}-c$	200,045	199,265	233,054	-	-	CS
	ΔT_{rl}	0,791	1,492	21,075	5,594	0,912	
Tổng mô men cản quay vòng bánh xe	T_r-s	337,168	337,166	340,072	-	-	SM
	T_r-c	329,774	329,170	367,632	-	-	CS
	ΔT_r	7,394	7,996	27,560	5,421	0,914	

Từ đồ thị kết quả cho thấy: $T_{ramax} = 340{,}072Nm$.

- Xác định mô men cản lớn nhất:

$$T_{rsmax} = (\mu/3)\sqrt{F_{zf}^3/p} = (0{,}7/3)\sqrt{965^3/0{,}35} = 319{,}15\ (Nm)$$

Mô men cản quay vòng lớn nhất, T_{rmax}:

$T_{rmax} = max[T_{ramax}, T_{rsmax}] = 340{,}072\ (Nm)$

Mô men cản lớn nhất tác dụng lên bánh răng pinion, $T_{\Sigma max}$:

$T_{\Sigma max} = T_{dmax} + T_{amax} = T_{rmax}/(i_{ss}\eta) = 340{,}072/(16{,}41 * 0{,}745) \approx 27{,}8\ (Nm)$

Lực tác dụng lên vành tay lái lớn nhất, chọn $P_{max} = 30(N)$

Mô men lái lớn nhất: $T_{dmax} = P_{max} r_{sw} = 30 * 0{,}16 = 4{,}8\ (Nm)$

Mô men trợ lực lớn nhất, T_{amax}: $T_{amax} = T_{\Sigma max} - T_{dmax} = 27{,}8 - 4{,}8 = 23Nm$

Mô men lái tại thời điểm động cơ trợ lực được kích hoạt, chọn: $T_{dmin} = 1\ (Nm)$

3.3.5. Mô phỏng và đánh giá kết quả ĐLH hệ thống lái EPS

3.3.5.1. Cụm trục lái, động cơ trợ lực đến thanh răng

Để quan sát và đánh giá phản ứng của hệ thống lái, nghiên cứu xem xét dải tần đánh lái thực tế của người lái. Trong điều kiện vận hành thông thường, người lái thường thực hiện đánh lái trong khoảng $f = [0.2 \div 2.0]Hz$ và rất khó vượt quá $5.0Hz$ [169]. Tuy nhiên, tần số đánh lái xuất hiện phổ biến nhất nằm trong khoảng . Do đó, luận án khảo sát ba kịch bản đánh lái với mô men lái đầu vào có dạng hình sin.$[0.2 \div 1.0]Hz$

Kịch bản 1 và Kịch bản 2 có cùng tần số đánh lái thấp $0.2Hz$, nhưng khác nhau về giá trị mô men lái cực đại $max(T_d)$.

Kịch bản 3 có tần số đánh lái cao $1.0Hz$, nhưng sử dụng cùng giá trị $max(T_d)$như Kịch bản 1.

Đối với Kịch bản 1 và Kịch bản 3, chọn $max(T_d) = 3.2Nm$, tương ứng giai đoạn mô men trợ lực ta chưa tăng nhiều (trợ lực còn nhỏ).

Đối với Kịch bản 2, chọn $max(T_d) = 6.0Nm$, giá trị này lớn để đảm bảo mô men trợ lực đạt mức lớn nhất ở mọi chế độ tốc độ, đồng thời vẫn nằm trong giới hạn mà người lái có thể thao tác mà không gây khó khăn.

Mỗi kịch bản được mô phỏng với bốn chế độ vận tốc (ô tô quay vòng tại chỗ, vận tốc thấp, vận tốc cao và vận tốc rất cao) tương ứng $v = [0; 10;\ 100;\ 150]\ km/h$. Quá trình mô phỏng được thực hiện trong hai chu kỳ hoàn chỉnh của tín hiệu đánh lái hình sin để đảm bảo đánh giá ổn định.

Để thuận tiện cho việc đánh giá kết quả mô phỏng, luận án sử dụng hai đại lượng là đại lượng bình phương trung bình và đại lượng lớn nhất của trị tuyệt đối của các đại lượng mô phỏng, các đại lượng này được tính trong một chu kỳ thao tác lái; các giá trị góc quay, dịch chuyển, vận tốc, gia tốc góc quay và dịch chuyển được gọi chung là các "Giá trị động học-Kinetic value"

$$RMS(x) = \frac{1}{n}\sqrt{\sum_{i=1}^{n} x_i^2} \quad (3.6)$$

$$max|x| = max|x_i|\ (i = 1 \div n) \quad (3.7)$$

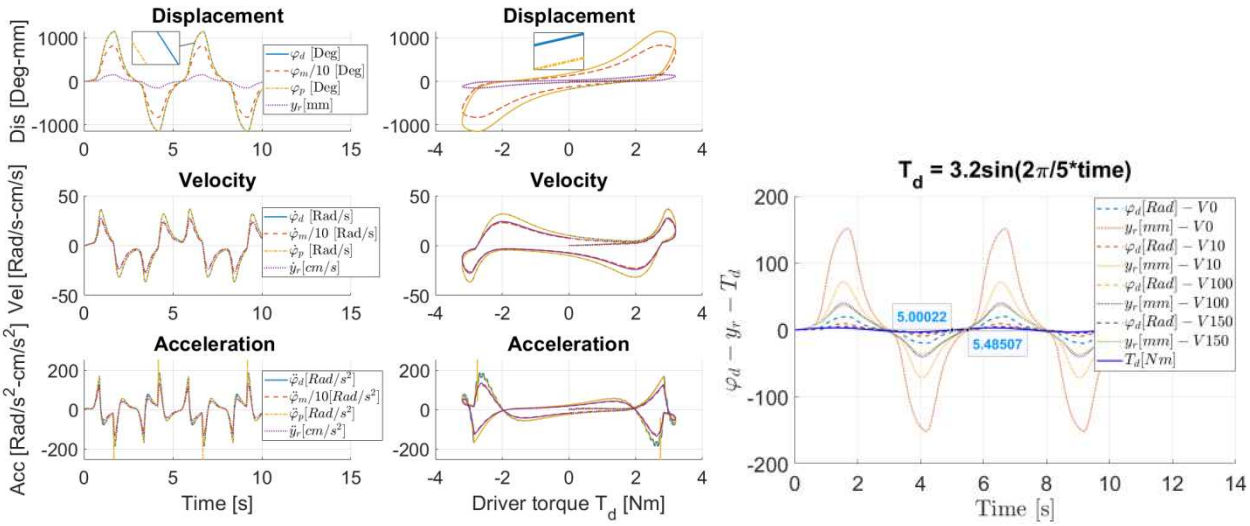
Trong đó: x_i- là đại lượng đo được theo thời gian mô phỏng trong một chu kỳ thao tác lái; n- số lượng điểm lấy mẫu trong thời gian mô phỏng.

Ghi chú: *Các hình trích được trích tại điểm mà hình khung trích chạm vào điểm trích trên đồ thị chính.*

a. Kịch bản 1 $\boldsymbol{T_d = 3.2sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm; (f = 0.2\ Hz)}$

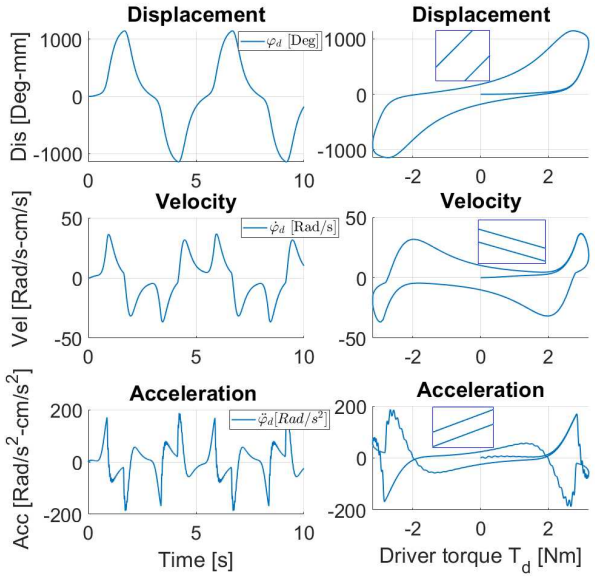
KQMP ĐLH cụm trục lái và động cơ điện được thể hiện như Hình 3.5, Hình 3.6 và Bảng 3.5. *KQMP đầy đủ tại vận tốc* $v = [0; 10; 100;\ 150]\ km/h$ *xem Hình PL4.1, PLIV*.

Nhận xét kịch bản 1. Từ Hình 3.5, Hình 3.6 và Bảng 3.5, cho thấy:

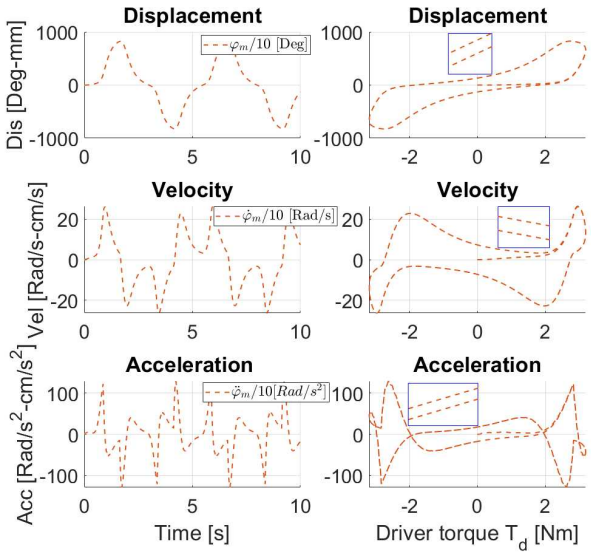


a. Động lực học EPS *b. Thời gian trễ*

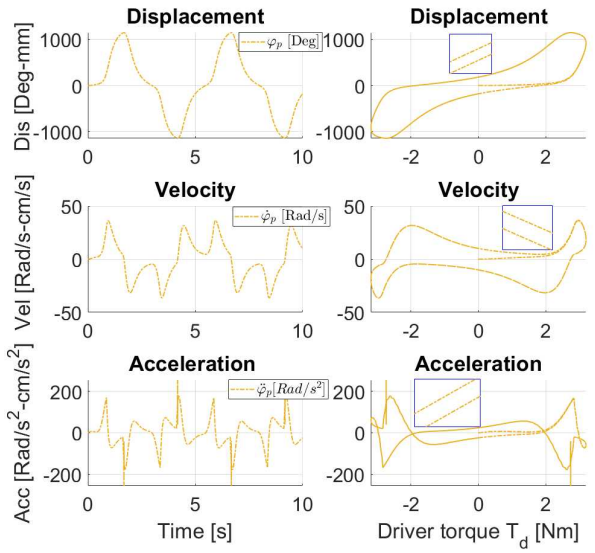
Hình 3.5. KQMP ĐLH EPS $T_d = 3.2sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm; (f = 0.2\ Hz, v = 0km/h);$



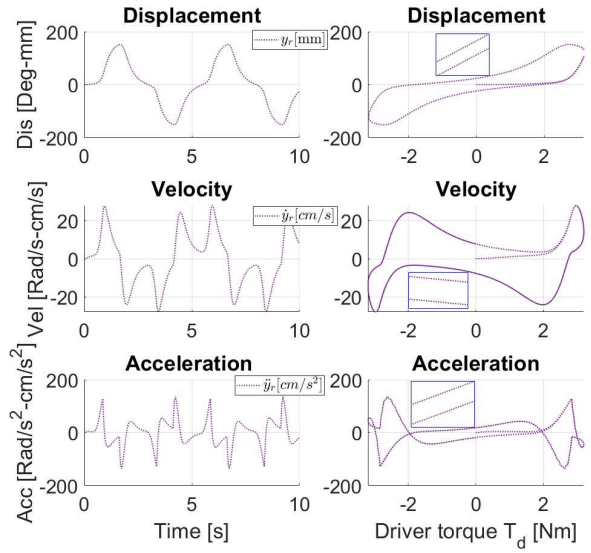
a. KQMP ĐLH trục lái



b. KQMP ĐLH motor



c. KQMP ĐLH trục răng



d. KQMP ĐLH thanh răng

Hình 3.6. So sánh sự sai khác giữa các chu kỳ, $f = 0.2Hz$

Bảng 3.5. KB 1: Tổng hợp các giá trị động học

$v(km/h)$ / Giá trị	$RMS(x)$ $(i = 1 \div 4)$				$max\|x\|$			
	$v_1 = 0$	$v_2 = 10$	$v_3 = 100$	$v_4 = 150$	$v_1 = 0$	$v_2 = 10$	$v_3 = 100$	$v_4 = 150$
$T_d\,(Nm)$	2.26	2.26	2.26	2.26	3.20	3.20	3.20	3.20
$\varphi_d\,(Deg)$	658.42	293.20	176.67	164.44	1,146.93	543.92	304.32	278.82
$\varphi_m\,(Deg)$	4,749.93	2,111.22	1,269.13	1,180.73	8,274.18	3,917.80	2,187.41	2,003.24
$\varphi_p(Deg)$	657.33	292.17	175.64	163.41	1,145.04	542.19	302.73	277.24
$y_r(mm)$	87.18	38.75	23.30	21.67	151.87	71.91	40.15	36.77
$\dot{\varphi}_d(Rad/s)$	18.80	8.41	4.34	3.93	36.76	15.46	7.27	6.41
$\dot{\varphi}_m(Rad/s)$	135.63	60.65	31.25	28.25	264.13	111.54	52.47	46.23
$\dot{\varphi}_p(Rad/s)$	18.77	8.39	4.32	3.91	36.55	15.44	7.26	6.40
$\dot{y}_r(Rad/s)$	14.26	6.38	3.29	2.97	27.78	11.73	5.52	4.86
$\ddot{\varphi}_d(Rad/s^2)$	67.40	26.73	11.53	9.96	187.32	65.27	28.94	25.07
$\ddot{\varphi}_m(Rad/s^2)$	482.56	192.81	83.12	71.74	1,294.5	470.5	208.5	180.6
$\ddot{\varphi}_p(Rad/s^2)$	66.79	26.68	11.50	9.93	254.84	88.30	30.46	25.57
$\ddot{y}_r(m/s^2)$	50.75	20.28	8.74	7.55	135.99	49.48	21.93	18.99

- Quy luật biến thiên góc lái, góc quay trục động cơ điện, góc quay bánh răng cơ cấu lái (pinion) và dịch chuyển của thanh răng (rack) phù hợp với quy luật tác động của mô men lái và mô men trợ lực ở tất cả các chế độ vận tốc, điều này minh chứng cho tính đúng đắn của mô hình toán học và mô hình mô phỏng ĐLH hệ thống lái.

- Các "Giá trị động học" của vành tay lái và bánh răng cơ cấu lái không hoàn toàn trùng nhau, điều này là do sự biến dạng của trục lái và bánh răng cơ cấu lái, tuy nhiên các giá trị này bám rất sát nhau $\varphi_p \approx \varphi_d$; $\dot{\varphi}_3 \approx \dot{\varphi}_d$; $\ddot{\varphi}_P \approx \ddot{\varphi}_d$, sự sai khác là rất ít $\Delta RMS_{v_i}(\varphi) = \left|RMS_{v_i}(\varphi_d) - RMS_{v_i}(\varphi_p)\right| = [\,1.09;\ 1.03; 1.03;\ 1.03](^o)$; $\%\Delta RMS_{v_i}(\varphi) = [\,0.17\%;\ 0.35\%;\ 0.58\%;\ 0.62\%](^o)$ và $\Delta max_{v_i}(\varphi) = \left|max|\varphi_d| - max\left|\varphi_p\right|\right| = [\,1.89;\ 1.74;\ 1.59;\ 1.58\,](^o)$; $\%\Delta max_{v_i}(\varphi) = [\,0.16\%;\ 0.32\%;\ 0.52\%;\ 0.57\%]$, do đó vẫn đảm bảo được tính chính xác của yêu cầu điều khiển góc quay của bánh xe dẫn hướng theo góc lái.

- Từ Hình 3.6 cho thấy, các "Giá trị động học" giữa các chu kỳ đánh lái có sự sai khác, điều này là do có cản nhớt và ma sát khô trong hệ thống lái, tuy nhiên khi tần số đánh lái nhỏ (đánh lái chậm) thì sự sai khác này không đáng kể.

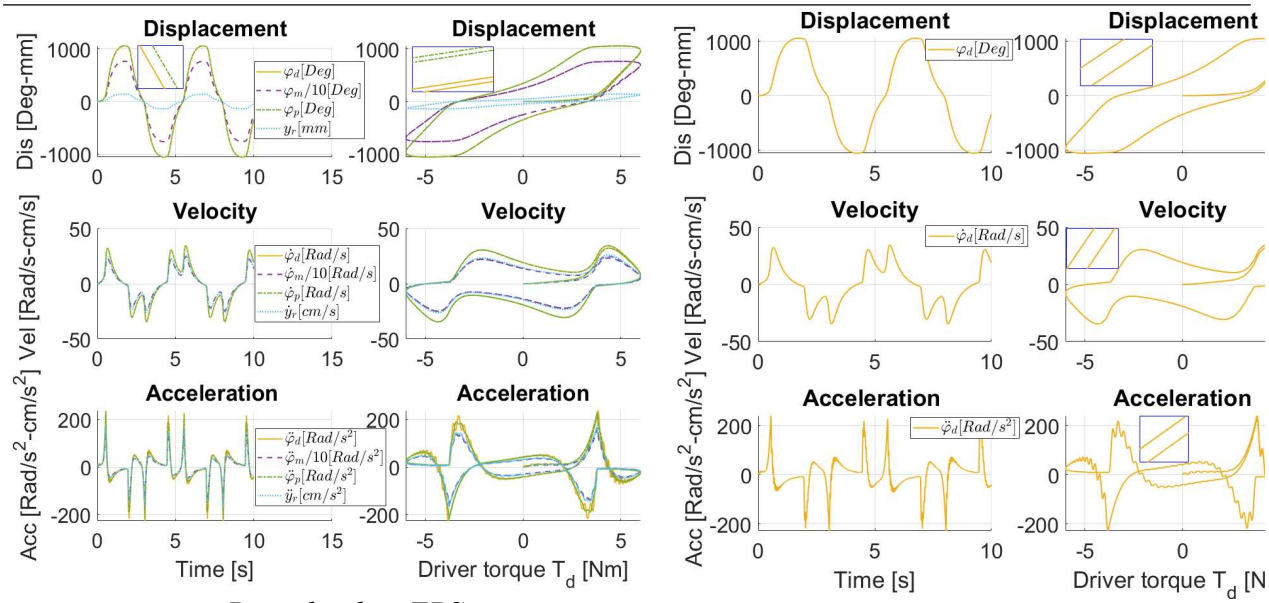
- Có độ trễ giữa mô men lái và các "Giá trị động học": dưới tác dụng của cản nhớt và ma sát khô trong hệ thống lái, chu kỳ động học $(5.485s)$ lớn hơn chu kỳ tác dụng của mô men lái $(5s)$ là $\Delta\tau_{c1} \approx 0.485s$ $(\%\Delta\tau_{c1} \approx 9.7\%)$ như Hình 3.5.b, nghĩa là có sự chậm tác dụng (độ trễ phản ứng) của hệ thống khi người lái tác dụng mô men lái.

- Chu kỳ động học của hệ thống lái là như nhau ở mọi tốc độ xe, do đó tốc độ không ảnh hưởng đến thời gian phản ứng của hệ thống.

- Cùng một giá trị của mô men lái T_d, thì các "Giá trị động học" giảm dần khi vận tốc ô tô tăng dần, điều này là do mô men trợ lực giảm dần theo vận tốc ô tô.

b. Kịch bản 2: $\boldsymbol{T_d = 6sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm;\ (f = 0.2\ Hz)}$

KQMP ĐLH cụm trục lái và động cơ điện được thể hiện như Hình 3.7 và Bảng 3.6. *KQMP đầy đủ tại vận tốc* $v = [0; 10; 100;\ 150]\ km/h$ *xem Hình PL4.2, PLIV*.



a. Động lực học EPS *b. Sự sai khác giữa các chu kỳ vành tay lái, f=0.2 Hz*

Hình 3.7. KQMP ĐLH EPS $T_d = 6sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm$; $(f = 0.2\ Hz;\ v = 100km/h)$

Bảng 3.6. KB 2: Tổng hợp các giá trị động học

$v(km/h)$ / Giá trị	$RMS(x)$ $(i = 1 \div 4)$				$max\|x\|$			
	$v_1 = 0$	$v_2 = 10$	$v_3 = 100$	$v_4 = 150$	$v_1 = 0$	$v_2 = 10$	$v_3 = 100$	$v_4 = 150$
$T_d\ (Nm)$	4.24	4.24	4.24	4.24	6.00	6.00	6.00	6.00
$\varphi_d\ (Deg)$	1,005.82	939.80	756.22	686.58	1,319.04	1,286.02	1,059.91	963.78
$\varphi_m\ (Deg)$	7,253.55	6,776.45	5,450.04	4,946.85	9,513.23	9,274.96	7,640.90	6,946.08
$\varphi_p(Deg)$	1,003.80	937.78	754.23	684.59	1,316.51	1,283.54	1,057.41	961.26
$y_r(mm)$	133.14	124.38	100.03	90.80	174.61	170.24	140.25	127.49
$\dot{\varphi}_d(Rad/s)$	22.29	21.49	17.38	15.69	48.08	43.94	34.58	31.02
$\dot{\varphi}_m(Rad/s)$	160.63	154.86	125.23	113.02	343.20	315.10	248.60	223.09
$\dot{\varphi}_p(Rad/s)$	22.23	21.43	17.33	15.64	47.50	43.60	34.40	30.87
$\dot{y}_r(Rad/s)$	16.89	16.29	13.17	11.89	36.09	33.14	26.14	23.46
$\ddot{\varphi}_d(Rad/s^2)$	93.96	83.80	63.20	55.72	441.82	342.16	238.93	209.01
$\ddot{\varphi}_m(Rad/s^2)$	653.18	590.75	447.50	394.71	2,980.93	2,375.48	1,674.72	1,465.35
$\ddot{\varphi}_p(Rad/s^2)$	90.41	81.76	61.94	54.63	412.43	328.60	231.68	202.72
$\ddot{y}_r(m/s^2)$	68.71	62.14	47.07	41.52	315.41	250.69	176.58	154.49

Nhận xét kịch bản 2

Từ Hình 3.7 và Bảng 3.6, cho thấy:

- Kịch bản 2, khi tăng giá trị biên độ đánh lái $max(T_d)$ tăng đến $6Nm$ trong khi tần số đánh lái giữ cố định ở $0.2Hz$, các "Giá trị động học" của hệ thống tăng tương ứng. Tuy nhiên, quy luật biến thiên không thay đổi so với Kịch bản 1, qua đó xác nhận tính đúng đắn và độ tin cậy của mô hình động lực học EPS, mô hình ĐLH động cơ điện và mô hình mô phỏng tổng thể.

- Khi tăng $max(T_d)$, sai lệch giữa góc lái φ_d và góc quay trục răng φ_p cũng tăng nhẹ, thể hiện qua: $\Delta RMS_{v_i}(\varphi) = \left|RMS_{v_i}(\varphi_d) - RMS_{v_i}(\varphi_p)\right| =$ $[\ 2.02;\ 2.02;\ 2.00;\ 1.99\ ](^o)$; $\Delta max_{v_i}(\varphi) = \left|max|\varphi_d| - max|\varphi_p|\right| =$ $[\ 2.53;\ 2.48;\ 2.50;\ 2.52\ ]\ (^o)$. Nguyên nhân do các phần tử hệ thống lái chịu tải mô men lớn hơn dẫn đến biến dạng trong hệ thống lớn hơn. Tuy nhiên, xét trong một chu kỳ đánh lái, các sai lệch này rất nhỏ và có kiểm soát, do đó không ảnh hưởng đến độ tin cậy và an toàn điều khiển.

- Độ lệch giữa các chu kỳ động học của hệ thống không thay đổi so với Kịch bản 1, cho thấy biên độ mô men lái không tác động đến đặc tính trễ động học của hệ thống lái.

- Độ trễ thời gian giữa chu kỳ tác động mô men lái và chu kỳ động học của hệ thống không thay đổi so với kịch bản 1 khi tăng $max(T_d)$. Cụ thể, $\Delta\tau_{c3} \approx \Delta\tau_{c1} \approx 0.485s$ như Hình 3.9, do vậy biên độ mô men lái không ảnh hưởng đến độ trễ động lực học giữa mô men đầu vào và đáp ứng động học của hệ thống.

- Các nhận xét khác tương tự như kịch bản 1.

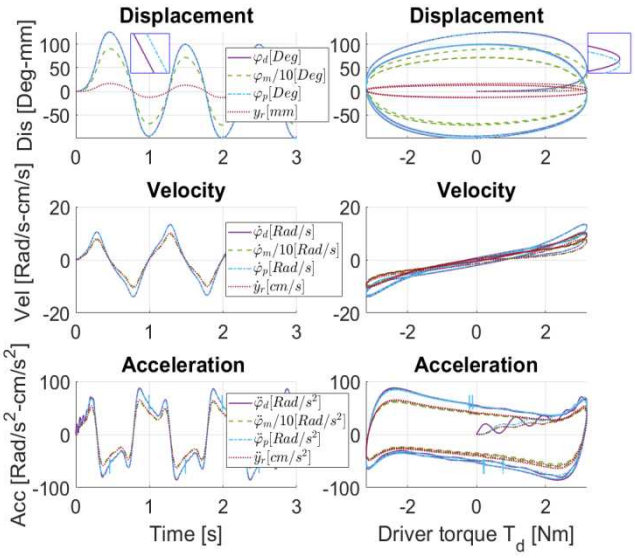
c. Kịch bản 3: $T_d = 3.2sin(2\pi t)Nm$, $(f = 1Hz)$

KQMP ĐLH cụm trục lái và động cơ điện được thể hiện như Hình 3.8 và Bảng 3.7. *KQMP tại đầy đủ tại vận tốc $v = [0; 10; 100; 150]$ km/h xem Hình PL4.3, PLIV.*

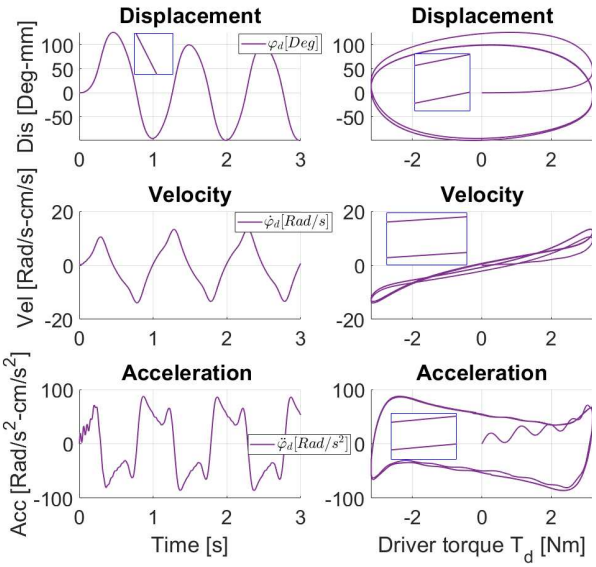
Nhận xét kịch bản 3

Từ Hình 3.8, Hình 3.9 và Bảng 3.7, cho thấy:

Khi giá trị cực đại của mô men lái được giữ không đổi $max(T_d) = 3.2Nm$ và tần số đánh lái tăng từ $f = 0.2Hz$ đến $1Hz$, các "Giá trị động học" của hệ thống thay đổi rõ rệt như so sánh trong Bảng 3.8.

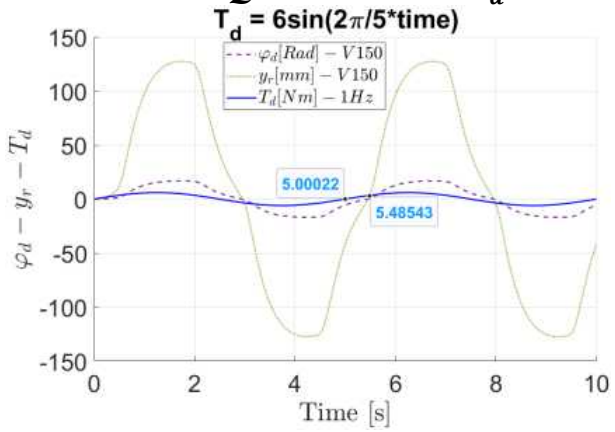


a. Động lực học EPS

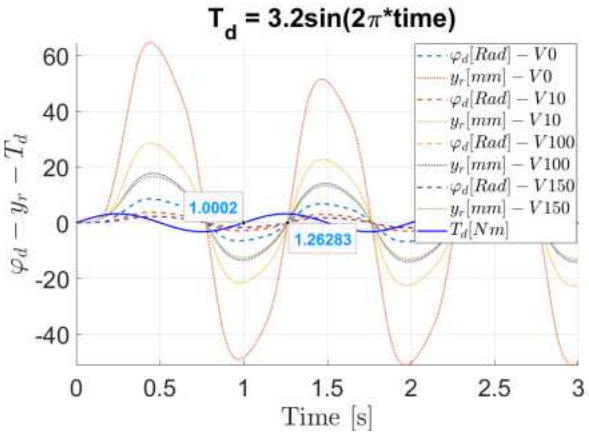


b. Sự sai khác giữa các chu kỳ vành tay lái, f=2Hz

Hình 3.8. KQMP ĐLH EPS $T_d = 3.2sin(2\pi t)Nm$, $(f = 2Hz, v = 150\ km/h)$



$a.\ T_d = 6sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm$



$b.\ T_d = 3.2sin(2\pi t)Nm$

Hình 3.9. Thời gian trễ

Bảng 3.7. KB 3: Tổng hợp các giá trị động học

$v(km/h)$	$RMS(x)$ $(i = 1 \div 4)$				$max\|x\|$			
Giá trị	$v_1 = 0$	$v_2 = 10$	$v_3 = 100$	$v_4 = 150$	$v_1 = 0$	$v_2 = 10$	$v_3 = 100$	$v_4 = 150$

$T_d\,(Nm)$	2.26	2.26	2.26	2.26	3.20	3.20	3.20	3.20
$\varphi_d\,(Deg)$	299.75	133.43	82.74	77.35	489.8	216.7	134.5	125.8
$\varphi_m\,(Deg)$	2,160.2	960.6	595.0	556.1	3,526.0	1,558.6	966.9	904.4
$\varphi_p(Deg)$	298.95	132.93	82.34	76.96	488.0	215.7	133.8	125.2
$y_r(mm)$	39.65	17.63	10.92	10.21	64.72	28.61	17.75	16.60
$\dot{\varphi}_d(Rad/s)$	29.69	13.16	7.86	7.31	55.27	26.91	15.18	13.94
$\dot{\varphi}_m(Rad/s)$	213.49	94.65	56.63	52.63	393.55	192.47	108.98	100.10
$\dot{\varphi}_p(Rad/s)$	29.55	13.10	7.84	7.28	54.46	26.64	15.08	13.85
$\dot{y}_r(Rad/s)$	22.45	9.95	5.96	5.54	41.39	20.25	11.46	10.53
$\ddot{\varphi}_d(Rad/s^2)$	265.84	113.85	59.36	53.80	598.16	199.40	98.16	87.50
$\ddot{\varphi}_m(Rad/s^2)$	1,822.71	808.46	423.46	384.12	3,849.1	1,405.2	693.2	618.2
$\ddot{\varphi}_p(Rad/s^2)$	252.34	111.92	58.61	53.17	530.78	194.55	95.96	85.58
$\ddot{y}_r(m/s^2)$	191.75	85.05	44.54	40.40	403.59	147.85	72.93	65.04

Cụ thể, biên độ góc lái, động cơ và hành trình thanh răng giảm khi tần số tăng, trong khi vận tốc và gia tốc tăng tỷ lệ thuận với sự gia tăng tần số đánh lái. Đồng thời, mức độ sai khác càng lớn khi vận tốc xe càng cao, cho thấy tần số đánh lái có ảnh hưởng mạnh đến động lực học của hệ thống lái.

Khi tần số đánh lái tăng, độ trễ thời gian trong một chu kỳ đánh lái của hệ thống tăng lên đáng kể. Cụ thể, chu kỳ động học ở tần số $f = 1Hz$ $(1.26s)$ lớn hơn chu kỳ tác động mô men lái $(1.0s)$, với độ trễ $\Delta\tau_{c3} \approx 0.26s$ $(\%\Delta\tau_{c2} \approx 26.0\%)$ như Hình 3.9.

- Các kết quả khác tương tự như kịch bản 1 và 2.

Bảng 3.8. So sánh các giá trị động học ở các tần số khác nhau

$v(km/h)$ / *Giá trị*	$RMS(x)$ $(i = 1 \div 4)$					$max\|x\|$				
	$v = 0$	$v = 10$	$v = 60$	$v = 100$	$v = 200$	$v = 0$	$v = 10$	$v = 60$	$v = 100$	$v = 200$
$T_d^{C1} = T_d^{C2} = T_d^{C3}$	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78
$\varphi_d^{C1}/\varphi_d^{C2}$	2.24	1.03	0.81	0.77	0.72	4.31	1.81	1.34	1.24	1.13
$\varphi_m^{C1}/\varphi_m^{C2})$	16.13	7.43	5.83	5.50	5.15	31.09	13.00	9.59	8.89	8.12
$\varphi_p^{C1}/\varphi_p^{C2}$	2.23	1.03	0.81	0.76	0.71	4.30	1.80	1.33	1.23	1.12
y_r^{C1}/y_r^{C2}	0.30	0.14	0.11	0.10	0.09	0.57	0.24	0.18	0.16	0.15
$\dot{\varphi}_d^{C1}/\dot{\varphi}_d^{C2}$	0.07	0.03	0.02	0.02	0.02	0.13	0.05	0.03	0.03	0.02
$\dot{\varphi}_m^{C1}/\dot{\varphi}_m^{C2})$	0.50	0.19	0.13	0.12	0.11	0.97	0.33	0.21	0.18	0.16
$\dot{\varphi}_p^{C1}/\dot{\varphi}_p^{C2}$	0.07	0.03	0.02	0.02	0.02	0.13	0.05	0.03	0.03	0.02
$\dot{y}_r^{C1}/\dot{y}_r^{C2}$	0.05	0.02	0.01	0.01	0.01	0.10	0.03	0.02	0.02	0.02
$\ddot{\varphi}_d^{C1}/\ddot{\varphi}_d^{C2}$	0.24	0.07	0.04	0.04	0.03	0.59	0.19	0.11	0.09	0.08
$\ddot{\varphi}_m^{C1}/\ddot{\varphi}_m^{C2})$	1.74	0.53	0.31	0.27	0.22	4.28	1.35	0.80	0.68	0.56
$\ddot{\varphi}_p^{C1}/\ddot{\varphi}_p^{C2}$	0.24	0.07	0.04	0.04	0.03	0.89	0.19	0.11	0.09	0.08
$\ddot{y}_r^{C1}/\ddot{y}_r^{C2}$	0.18	0.06	0.03	0.03	0.02	0.45	0.14	0.08	0.07	0.06
$\varphi_d^{C1}/\varphi_d^{C3}$	4.24	1.96	1.54	1.45	1.36	8.18	3.43	2.53	2.35	2.15
$\varphi_m^{C1}/\varphi_m^{C3})$	30.58	14.08	11.04	10.43	9.76	58.94	24.63	18.18	16.86	15.39
$\varphi_p^{C1}/\varphi_p^{C3}$	4.23	1.95	1.53	1.44	1.35	8.16	3.41	2.52	2.33	2.13
y_r^{C1}/y_r^{C3}	0.56	0.26	0.20	0.19	0.18	1.08	0.45	0.33	0.31	0.28
$\dot{\varphi}_d^{C1}/\dot{\varphi}_d^{C3}$	0.13	0.05	0.03	0.03	0.03	0.25	0.09	0.05	0.05	0.04
$\dot{\varphi}_m^{C1}/\dot{\varphi}_m^{C3})$	0.95	0.36	0.25	0.23	0.21	1.83	0.62	0.39	0.34	0.29
$\dot{\varphi}_p^{C1}/\dot{\varphi}_p^{C3}$	0.13	0.05	0.03	0.03	0.03	0.25	0.09	0.05	0.05	0.04
$\dot{y}_r^{C1}/\dot{y}_r^{C3}$	0.10	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.06	0.04	0.04	0.03
$\ddot{\varphi}_d^{C1}/\ddot{\varphi}_d^{C3}$	0.46	0.14	0.08	0.07	0.06	1.13	0.35	0.21	0.18	0.15
$\ddot{\varphi}_m^{C1}/\ddot{\varphi}_m^{C3})$	3.30	1.00	0.59	0.50	0.42	8.12	2.55	1.51	1.29	1.06
$\ddot{\varphi}_p^{C1}/\ddot{\varphi}_p^{C3}$	0.46	0.14	0.08	0.07	0.06	1.69	0.37	0.21	0.18	0.15
$\ddot{y}_r^{C1}/\ddot{y}_r^{C3}$	0.35	0.11	0.06	0.05	0.04	0.85	0.27	0.16	0.14	0.11

Nhận xét chung: Kết quả cho thấy động lực học EPS phù hợp với quy luật vật lý đã được công nhận. Điều này chứng minh tính đúng đắn của mô hình toán học đã xây dựng. Từ phân tích trên cũng chỉ ra:

(1) Ảnh hưởng của độ đàn hồi vật liệu: Do tính đàn hồi của các khâu trong hệ thống lái dẫn đến sự sai khác giữa góc quay thực tế của bánh xe dẫn hướng và góc quay tính theo động học từ vành tay lái ($\delta_f = \varphi_d/i_s$). Với EPS, trong thuật toán thiết kế bộ điều khiển chúng ta hoàn toàn có thể tính toán để bù cho sự sai khác do tính đàn hồi của vật liệu. Do vậy, khi thiết kế bộ trợ lực cần xem xét đến sự ảnh hưởng của yếu tố này.

(2) Ảnh hưởng của lực cản nhớt và ma sát khô: Do sự tồn tại của cản nhớt và ảnh hưởng của ma sát khô trong hệ thống lái, dẫn đến tiêu hao công suất lái và làm tăng độ trễ phản ứng của hệ thống lái. Để khắc phục hiện tượng này có thể sử dụng hai giải pháp: Một là, nếu như điều khiển sử dụng tín hiệu đầu vào là mô men lái, cần thiết kế bộ điều khiển có bù thời gian trễ (bù cản nhớt và bù ma sát). Hai là, cần thiết kế bộ điều khiển với tín hiệu đầu vào là góc lái thay cho mô men lái.

(3) Ảnh hưởng của tần số lái: Tần số đánh lái ảnh hưởng rất lớn đến độ trễ của hệ thống, tần số càng lớn, độ trễ càng lớn, do vậy, đây cũng là vấn đề rất quan trọng cần được xem xét khi thiết kế bộ điều khiển để đảm bảo có cảm giác lái tốt.

Ba phát hiện trên cũng là những vấn đề trong định hướng nghiên cứu tiếp theo của luận án cần tiếp tục làm rõ và đưa ra các giải pháp khắc phục, nhằm nâng cao cảm giác lái cho hệ thống lái EPS và đảm bảo tính năng an toàn của hệ thống lái này.

3.3.5.2. Cụm hình thang lái Ackermann

Xem muc 4.1.2, PLIV.

3.3.6. Mô phỏng và đánh giá kết quả ĐLH chuyển động ô tô

Các thông số động lực học chuyển động ô tô như gia tốc ngang, góc xoay thân xe, gia tốc xoay thân xe góc lệch thân xe được phản ảnh qua phản ứng động học của xe khi tác dụng mô men lái và góc lái. Các thông số này được thể hiện trong mô phỏng phân tích đặc tính trợ lực lái do đó trong khuôn khổ luận án không thực hiện phân tích độc lập.

3.4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ ĐẶC TÍNH TRỢ LỰC LÁI EPS

3.4.1. Mô phỏng và đánh giá các loại đặc tính trợ lực lái EPS

Mục tiêu mục này là đánh giá bốn loại đường đặc tính trợ lực lái của hệ thống lái trợ lực điện (EPS MAP), bao gồm đặc tính tuyến tính đơn (Linear type), đặc tính đa tuyến tính (Multilinear type), đặc tính phi tuyến (Nonlinear type) và đặc tính hỗn hợp tuyến tính - phi tuyến (Mix linear and nonlinear type), nhằm phân tích một cách hệ thống mức độ đáp ứng của từng dạng đặc tính đối với các tiêu chí đánh giá hiệu năng trợ lực lái đã được thiết lập. Các đường đặc tính được xây dựng với cùng mô men trợ lực cực đại nhằm đảm bảo điều kiện so sánh tương đương, qua đó làm rõ ảnh hưởng của hình dạng và quy luật phân bố trợ lực đến hành vi của hệ thống EPS.

Thông qua mô phỏng động lực học xe kết hợp mô hình EPS, nghiên cứu tập trung đánh giá phản ứng của từng bản đồ đặc tính trợ lực lái trong các dải trạng thái vận hành khác nhau, bao gồm vùng mô men lái nhỏ, các thao tác quay vòng ở vận tốc thấp, điều kiện vận hành ổn định ở vận tốc trung bình và các tình huống yêu cầu độ ổn định cao ở vận tốc lớn. Việc phân tích được thực hiện trên cơ sở các chỉ tiêu định lượng liên quan đến nỗ lực lái, tiến trình lực lái, đặc tính mô men tạm thời, khả năng trả lái và mức độ phản hồi từ mặt đường, qua đó phản ánh toàn diện chất lượng cảm giác lái và khả năng điều khiển của hệ thống.

Kết quả mô phỏng cho phép so sánh trực tiếp ưu nhược điểm của từng dạng đặc tính trợ lực lái trong cùng điều kiện vận hành, làm rõ mức độ phù hợp của các đặc tính tuyến tính, phi tuyến và hỗn hợp đối với mục tiêu cân bằng giữa cảm giác lái, độ ổn định và khả năng điều khiển. Từ đó, nghiên cứu hướng tới việc lựa chọn đường đặc tính trợ lực lái tối ưu, đồng thời cung cấp cơ sở khoa học cho quá trình thiết kế, hiệu chỉnh và phát triển chiến lược điều khiển EPS cho xe con trong các nghiên cứu và ứng dụng tiếp theo.

3.4.1.1. Xác định các hệ số $K(v_i)$, K_T và b, c, k, n trong công thức Stevens

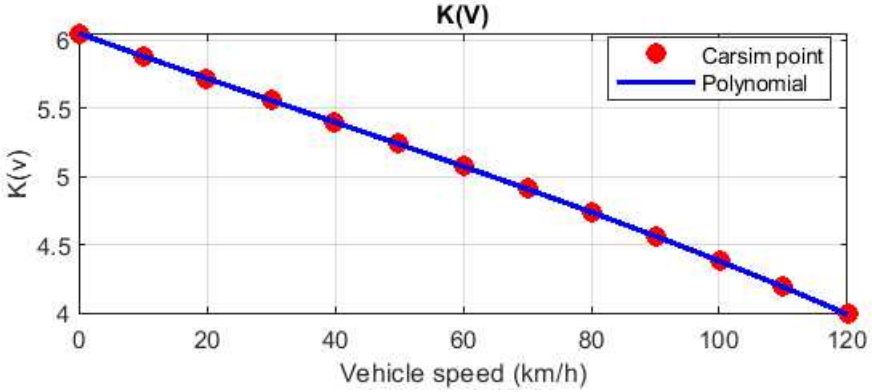
a. Xác định hệ số $K(v_i)$

Để xác định hệ số $K(v)$ luận án tiến hành mô phỏng trong CarSim xác định được $K(v_i)$ tại các vận tốc $v_i = [0; 10;\ 20;\ 30; \ldots 120] km/h$. Từ số liệu mô phỏng thu được $K(v_i)$ như Bảng 3.9.

Bảng 3.9. Bảng số liệu xác định $K(v_i)$

v_i	0	10	20	30	40	50	60
T_Σ	27,80	14,77	14,44	14,12	13,80	13,48	13,15
T_d	4,80	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
$K(v_i)$	6,0527	5,885	5,720	5,560	5,400	5,240	5,075
v_i	70	80	90	100	110	120	70
T_Σ	12,82	12,48	12,13	11,76	11,38	10,98	12,82
T_d	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
$K(v_i)$	4,910	4,740	4,565	4,380	4,190	3,990	4,910

Tiếp theo tiến hành tính toán tối ưu thu được $e_0 = 6.0527$; $e_1 = 0{,}607$; $e_2 = 0{,}0003$; $e_3 = 0{,}00001$. Đồ thị tương quan hàm hệ số $K(v)$ và các điểm rời rạc như Hình 3.10, với $RMSE = 0.0007946338$ và $R^2 = 0.9999984315$.



Hình 3.10. Đồ thị tương quan hàm hệ số $K(v)$ và các điểm rời rạc

Vậy, $K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3$

b. Xác định hệ số K_T

KQMP đặc tính tuyến tính đơn/Linear type được thể hiện như Hình 3.12.

$K_T = \frac{mx_r n_s}{i_s L} = \frac{1938{,}6.1{,}6334.0{,}1707}{16{,}41.3{,}05} = 10{,}8$

c. Xác định các b, c, k, n trong công thức Stevens

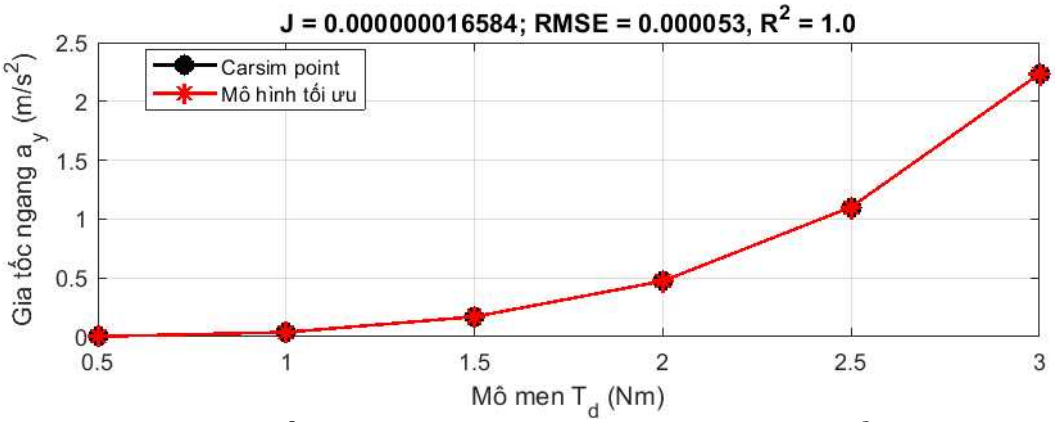
Để xác định hệ số b, c, k, n luận án tiến hành mô phỏng trong CarSim thu được các dữ liệu (v_i,T_{di},a_{yi}) tại các vận tốc $v_i = [0; 10;\ 20;\ 50; 100; 150] km/h$ như Bảng 3.50.

Bảng 3.10. Bảng số liệu xác định b, c, k, n

$v_i(km/h)$	10	20	50	100	150	200
$T_{di}(Nm)$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$a_{yi}(g)$	0,0021548	0,038647	0,17004	0,47349	1,1019	2,2344

Tiếp theo tiến hành tính toán tối ưu thu [b, c, k, n] =

[0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357]. Đồ thị tương quan hàm (T_{di},a_{yi}) và các điểm rời rạc như Hình 3.11, với giá trị hàm mục tiêu $J = 0.000000016584$; $RMSE = 0.000053$ và $R^2 = 0.9999999956$.

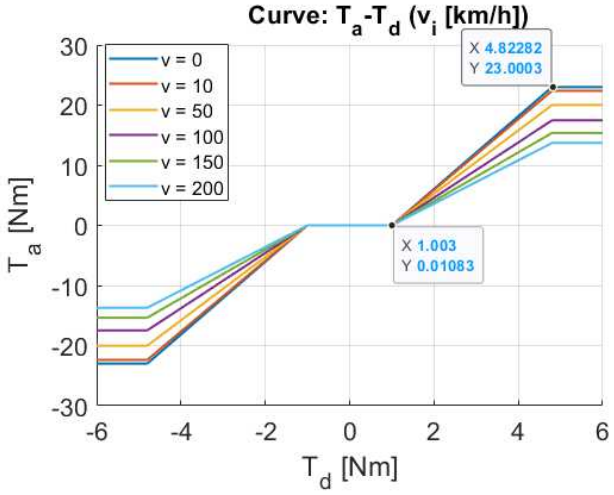


Hình 3.11. Đồ thị tương quan hàm (T_{di},a_{yi}) và các điểm rời rạc

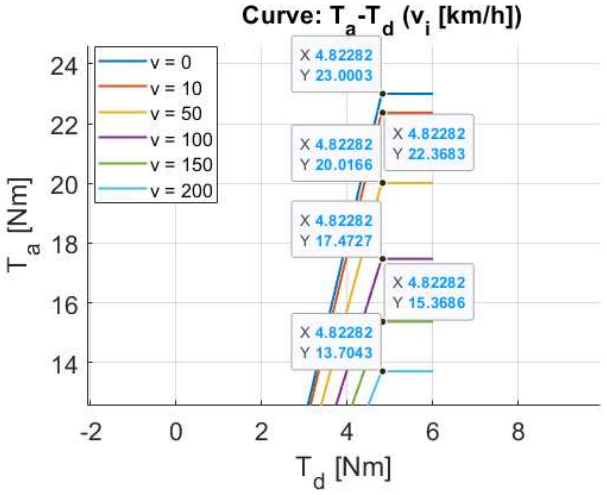
Ghi chú: $K(v_i)$, K_T và b, c, k, n là tham chiếu cho xe mẫu CarSim, cần hiệu chỉnh từ thực nghiệm khi áp dụng cho xe mẫu vật lý thực tế.

3.4.1.2. Đặc tính tuyến tính đơn/Linear type

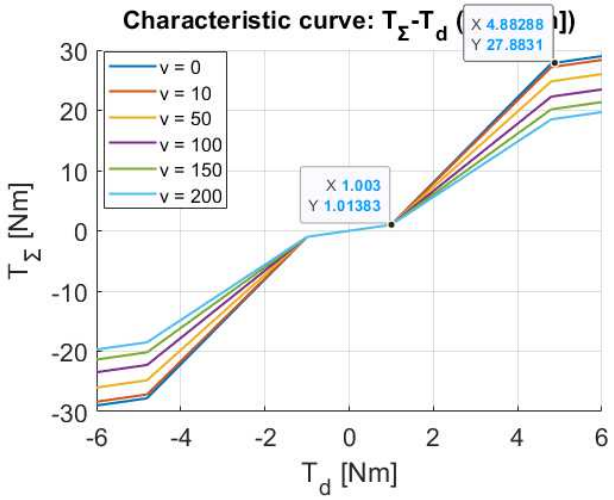
KQMP đặc tính tuyến tính đơn/Linear type được thể hiện như Hình 3.12.



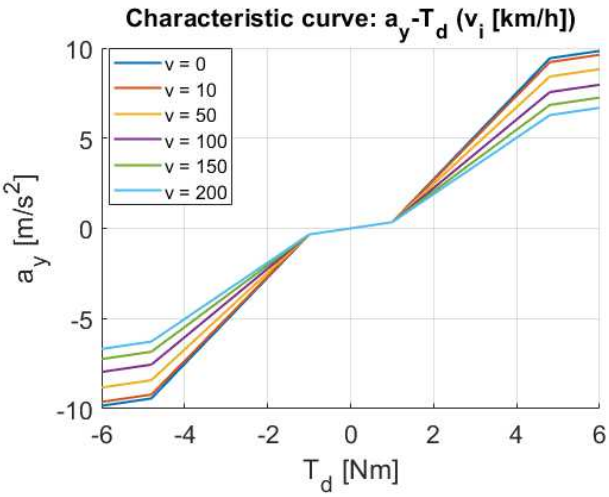
1. Đặc tính T_a-T_d



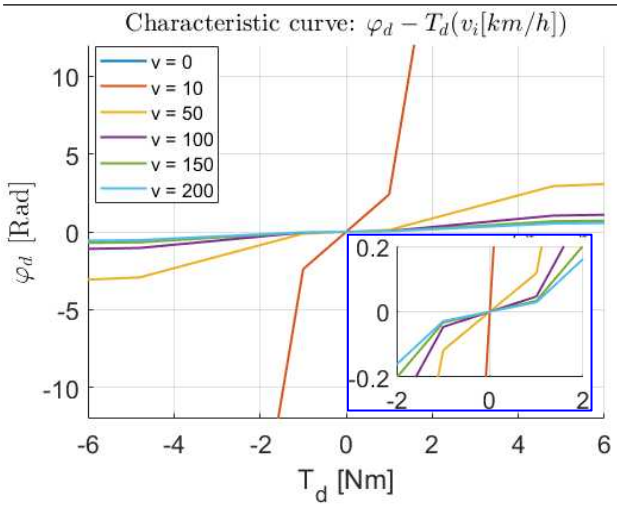
2. Giá trị đặc tính T_a-T_d



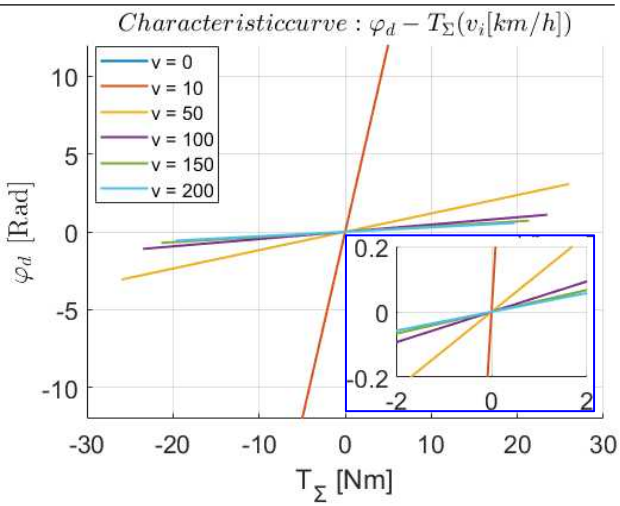
3. Đặc tính T_Σ-T_d



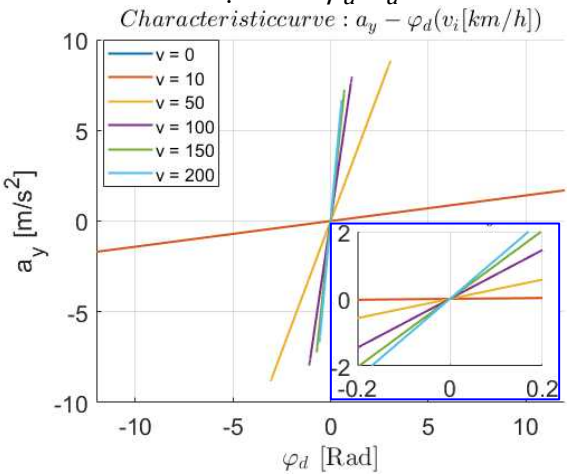
4. Đặc tính a_y-T_d



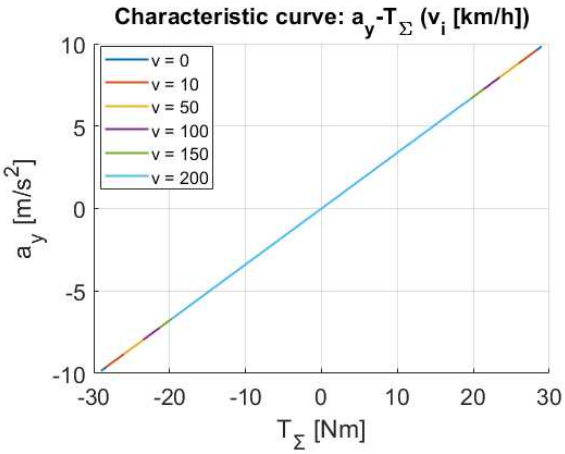
5. Đặc tính φ_d- T_d



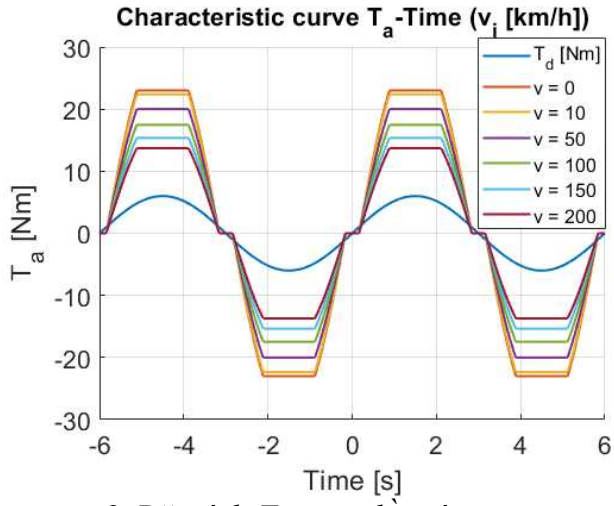
6. Đặc tính φ_d- T_Σ



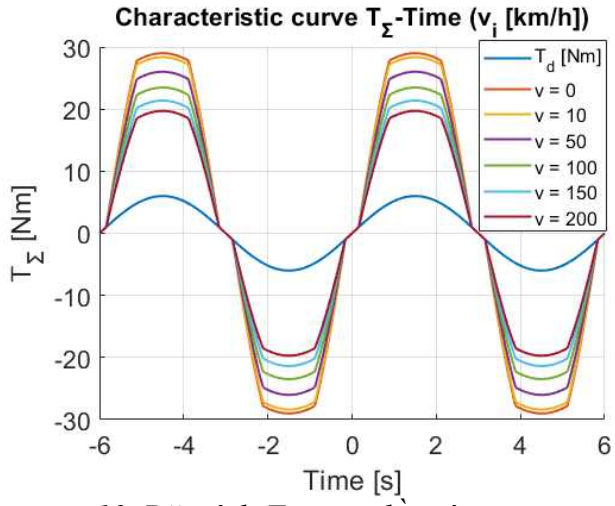
7. Đặc tính a_y-φ_d



8. Đặc tính a_y- T_Σ



9. Đặc tính T_a-time đầu vào sin



10. Đặc tính T_Σ-time đầu vào sin

Hình 3.12. Trường hợp 1: Đặc tính tuyến tính

a. Phân tích kết quả

Kết quả mô phỏng trình bày như Hình 3.12 cho thấy toàn bộ các yêu cầu thiết kế đối với Trường hợp 1 **"đặc tính trợ lực lái tuyến tính"** đã được đáp ứng đầy đủ. Cụ thể:

(1) Phân tích các Hình 3.12.1 đến Hình 3.12.4 cho thấy:

- Khi tốc độ xe tăng, độ dốc của đường đặc tính trợ lực lái giảm dần, phản ánh việc giảm mức trợ lực theo tốc độ, phù hợp với yêu cầu đảm bảo ổn định hướng ở vận tốc cao.
- Trong vùng mô men lái nhỏ $|T_d| < 1Nm$, mô men trợ lực $T_a = 0$, tức mô tơ trợ

lực chưa kích hoạt, qua đó duy trì cảm giác lái trực tiếp quanh vị trí trung tâm.

- Khi $T_{dmax} > |T_d| \geq 1Nm$, mô men trợ lực T_a tăng tuyến tính theo mô men lái T_d, đảm bảo mối quan hệ khuếch đại lực lái rõ ràng, liên tục và dễ dự đoán.

- Với các mức tốc độ $v = [0, 10, 50, 100, 150, 200]\, km/h$, khi $|T_d| = T^*_{dmax} = 4.8Nm$, mô men trợ lực đạt giá trị bão hòa $T_a = T_{amax} = K(v_i)T^*_{dmax} = [23.00, 22.37, 20.02, 17.47, 15.37, 13.70]$. Sau điểm này, (T_a) được giới hạn không tăng thêm mặc dù (T_d) tiếp tục tăng, nhằm ngăn ngừa hiện tượng trợ lực quá mức và đảm bảo an toàn điều khiển.

(2) Các Hình 3.12.1 đến Hình 3.12.4 cho thấy rằng khi người lái tăng dần mô men lái (T_d), mô men trợ lực (T_a) và mô men tổng tại trục răng (T_Σ) tăng tương ứng. Sự gia tăng này trực tiếp làm tăng gia tốc ngang của xe, qua đó cải thiện đáp ứng quay vòng. Điều này chứng minh mối liên hệ chặt chẽ và nhất quán giữa tín hiệu vào của người lái, hệ thống trợ lực và động học chuyển động ngang của xe.

(3) Các Hình 3.12.4 và Hình 3.12.5 mô tả mối quan hệ giữa mô men lái - gia tốc ngang $(a_y - T_d)$ và mô men lái - góc lái $(\varphi_d - T_d)$ tại các tốc độ khác nhau. Với cùng một giá trị mô men lái, cả gia tốc ngang và góc lái đều giảm khi tốc độ tăng. Điều này cho thấy tại vận tốc cao, để đạt cùng mức phản ứng động học ngang, người lái phải tác dụng mô men lái lớn hơn. Hệ quả trực tiếp là cảm giác lái trở nên nặng và chắc hơn ở tốc độ cao, phù hợp với mục tiêu tăng cường độ ổn định và an toàn vận hành.

(4) Phân tích các Hình 3.12.6 và Hình 3.12.7 cho thấy mối quan hệ giữa góc lái - mô men tổng $(\varphi_d - T_\Sigma)$ và giữa góc lái - gia tốc ngang $(a_y - \varphi_d)$. Tại một tốc độ không đổi, đặc tính $(\varphi_d - T_\Sigma)$ có là tuyến tính, đảm bảo tính đồng nhất của cảm giác lái. Tuy nhiên, khi tốc độ xe tăng, độ dốc của đường đặc tính này giảm đáng kể, chứng tỏ yêu cầu mô men lái lớn hơn để đạt cùng một góc lái. Điều này tạo ra phản hồi lực lái rõ rệt và chắc chắn hơn ở vận tốc cao, góp phần nâng cao ổn định hướng. Ngược lại, đường đặc tính $(a_y - \varphi_d)$ trở nên dốc hơn khi tốc độ tăng, cho thấy gia tốc ngang nhạy hơn với góc lái. Vì vậy, việc tăng lực cản đánh lái ở tốc độ cao là cần thiết để hạn chế góc lái quá lớn, từ đó cải thiện khả năng kiểm soát xe trong các tình huống chuyển động vận tốc cao.

(5) Kết quả như Hình 3.12.8 cho thấy mối quan hệ giữa mô men tổng tại trục răng và gia tốc ngang $(a_y - T_\Sigma)$ là tuyến tính và không phụ thuộc vào tốc độ xe. Đặc tính này đảm bảo tính nhất quán của cảm giác lái trong toàn bộ dải vận tốc, đồng thời phản ánh sự phối hợp hợp lý giữa hệ thống trợ lực và động học ngang của xe.

(6) Các Hình 3.12.9 và Hình 3.12.10 trình bày đáp ứng của mô men trợ lực và tổng mô men trong điều kiện tác động tín hiệu đánh lái dạng hình sin. Kết quả thu được cho thấy hệ thống phản ứng ổn định, liên tục và không xuất hiện các hiện tượng phi tuyến bất lợi, qua đó khẳng định rằng các nguyên lý thiết kế đã đề xuất được triển khai đúng đắn và hiệu quả.

Ghi chú:

1. Trên đặc tính $(a_y - T_d)$ ta có thể thấy vẫn có gia tốc ngang khi vận tốc bằng 0, tuy nhiên giá trị này là phép chuyển đổi trung gian để xác định mối quan hệ giữa các đại lượng $(a_y - \varphi_d - T_d - T_a)$ nhằm tra cứu giá trị trợ lực trong lập trình bản đồ đặc tính trợ lực lái cài vào bộ điều khiển của ECU. Đây không phải là giá trị gia tốc ngang thực tế đạt được khi đánh lái tại chỗ.

2. Giá trị có độ lớn trong khoảng $a_y = (0 \div\sim 10)m/s^2$ để tạo dữ liệu toàn cục cho bản đồ đặc tính trợ lực lái trong lập trình, không đồng nghĩa với thao tác lái thực tế của người lái có thể đạt được giá trị gia tốc trên. Thực tế thao tác lái của người lái ở vận tốc thấp sẽ đạt được góc lái tương ứng với tính toán trong bản đồ, còn ở vận tốc cao thao tác lái là rất nhỏ, mô men thực tế tác dụng lên vành tay lái cũng rất nhỏ vì vậy vùng hoạt động thực tế của bản đồ đặc tính trợ lực

lái nằm ở khu vực $(a_y - T_d)$ *nhỏ. Mặt khác thao tác lái là thao tác chủ động của người lái trên cơ sở cảm nhận sức cản lái tương ứng, do vậy ở vận tốc cao trong điều kiện vận hành bình thường gần như không có thao tác tăng mô men lái lớn dẫn đến gia tốc ngang vượt giới hạn cho phép. Các trường hợp tiêu cực khác làm gia tốc ngang vượt giới hạn cho phép sẽ được kiểm soát ổn định bằng các hệ thống ổn định quỹ đạo chuyển động khác không nằm trong phạm vi nghiên cứu của đề tài.*

b. Đánh giá ưu điểm, hạn chế

Ưu điểm:

(1) Thuật toán đơn giản, dễ lập trình và điều khiển.

(2) Đặc tính trợ lực lái trơn tru, không có hiện tượng giật do chuyển mức trợ lực.

(3) Cơ bản đáp ứng được yêu cầu tối thiểu của mô men trợ lực.

Hạn chế:

(1) Với đặc tính trợ lực lái tuyến tính để đảm bảo lực trợ lực đạt giá trị lớn nhất đáp ứng yêu cầu khắc phục mô men cản lớn nhất khi ô tô quay vòng tại chỗ và khi vận tốc thấp thì cần số trợ lực $(K(v))$ lớn, điều này dẫn đến hai hệ quả sau:

- Mô men trợ lực có giá trị khá lớn trong khi mô men lái còn tương đối nhỏ dẫn đến người lái cảm giác tay lái quá nhẹ khi điều chỉnh ở khu vực trung tâm đo đó làm giảm cảm giác đường của người lái.
- Ở vận tốc cao và rất cao, hệ số $(K(v))$ vẫn còn khá lớn, do $(K(v))$ giảm khá chậm khi vận tốc tăng, làm cho mô men trợ lực cũng lớn do đó khó đáp ứng được yêu cầu giảm mô men trợ lực ở vận tốc cao.

(2) Mô men trợ lực đạt giá trị lớn nhất chỉ khi mô men lái lớn nhất tức là khi $T_d = T_{dmax} = 4.8\ (Nm)$ và thời điểm đạt đến giá trị này không thay đổi theo vận tốc.

(3) Do hệ số $(K(v))$ là hàm số bậc 3 theo vận tốc nên ban đầu $(K(v))$ giảm theo sự tăng vận tốc, nhưng khi đạt đến vận tốc nhất định thì $(K(v))$ đạt giá trị cực tiểu rồi chuyển sang nhánh tăng lên do vậy khi áp dụng loại đặc tính này thường phải ngắt cưỡng bức trợ lực khi ô tô đạt vận tốc trên 100 km/h.

(4) Khoảng cách giữa các đường đặc tính trợ lực lái tương ứng với các vận tốc khác nhau là khá nhỏ. Nói cách khác, mức giảm trợ lực theo vận tốc không đáp ứng đầy đủ yêu cầu giảm mô men trợ lực khi vận tốc tăng, đặc biệt trong vùng vận tốc cao và rất cao.

Do đó, với đặc tính trợ lực lái này, hệ thống chỉ cơ bản đáp ứng được yêu cầu trợ lực ở vận tốc thấp và gặp nhiều hạn chế trong việc thỏa mãn toàn bộ các yêu cầu nghiêm ngặt về trợ lực lái đã được trình bày trong Mục 2.2.1 chương 2. Để áp dụng đặc tính trợ lực lái tuyến tính, cần tiến hành nhiều thí nghiệm và xây dựng các hàm hệ số $(K(v_i))$ tương ứng với từng vùng vận tốc khác nhau. Đồng thời, khi xác định $(K(v_i))$, ngoài yếu tố vận tốc xe, cần xét thêm ảnh hưởng của tải trọng xe và hệ số bám đường.

Bộ tham số trong các công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái tuyến tính cho mẫu xe nghiên cứu sau khi đã tiến hành tính toán và tối ưu tham số:

$T_{dmin} = 1\ Nm; P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;$

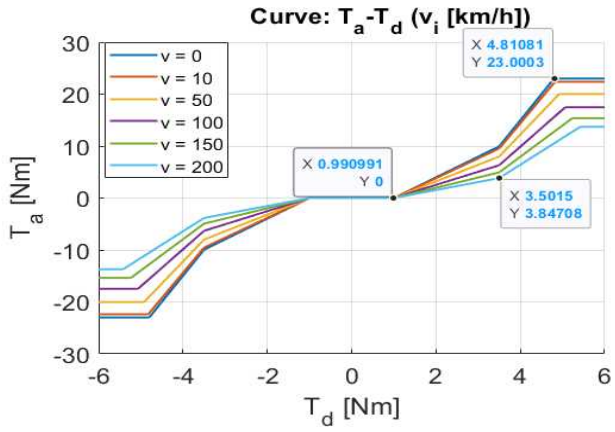
$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3.$

Bản đồ đặc tính trợ lực lái được xác định theo biểu thức sau:

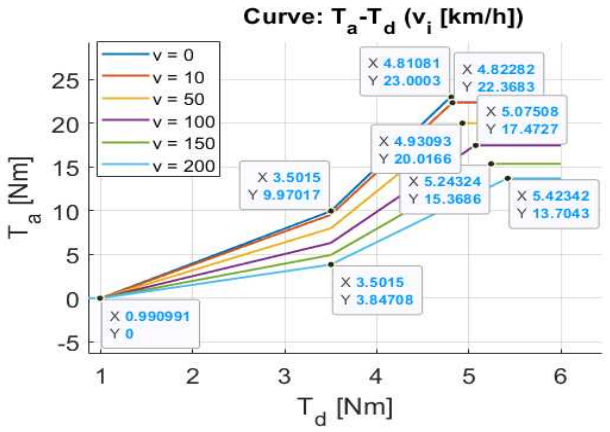
$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < 1 \\ K(v)(T_d - 1) & Khi\ 1 \le |T_d| \le T_{dmax} \\ T_{amax} = 3.8K(v) & Khi\ |T_d| \ge T_{dmax} \end{cases}$$

3.4.1.3. Đặc tính đa tính tuyến/Multi-Linear type

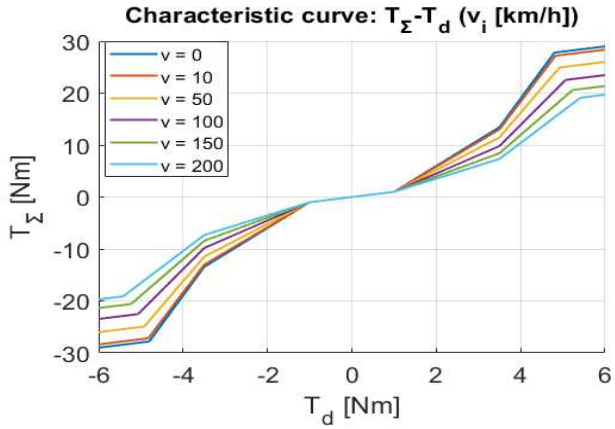
KQMP đặc tính đa tính tuyến được thể hiện như Hình 3.13.



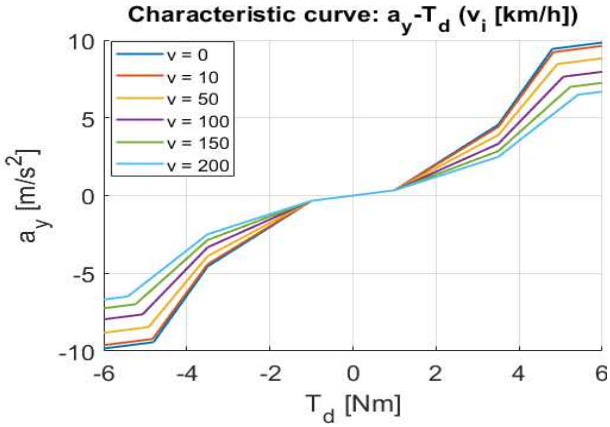
1. Đặc tính T_a-T_d



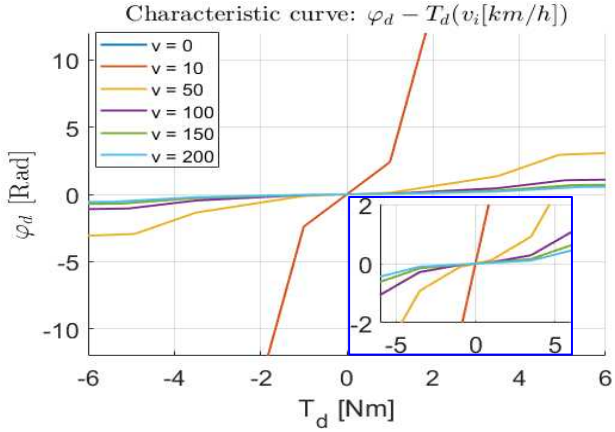
2. Giá trị đặc tính T_a-T_d



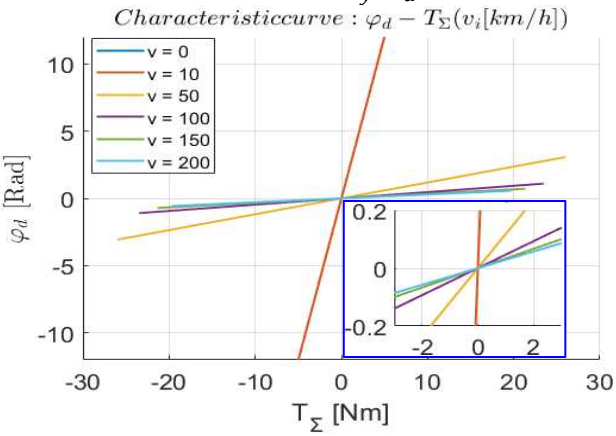
3. Đặc tính T_Σ-T_d



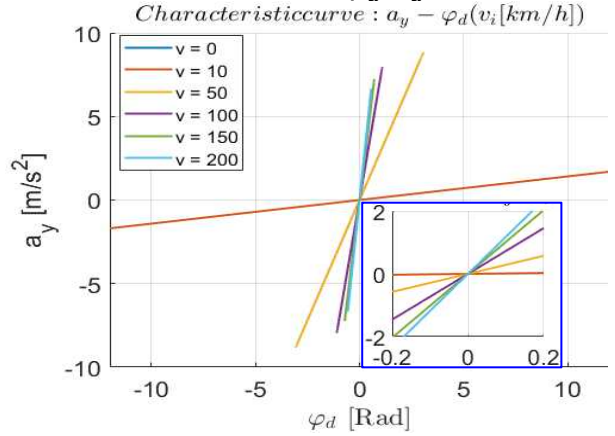
4. Đặc tính a_y-T_d



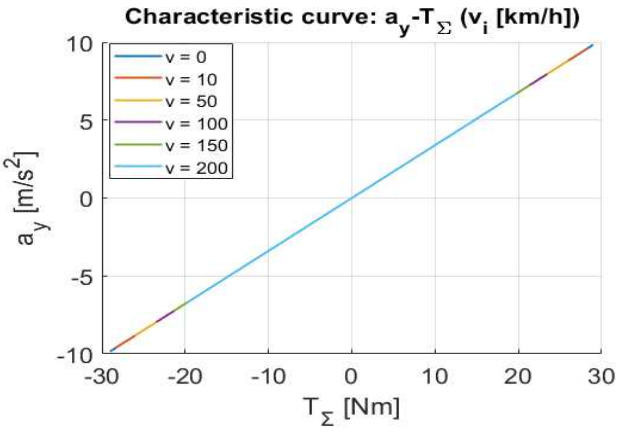
5. Đặc tính φ_d-T_d



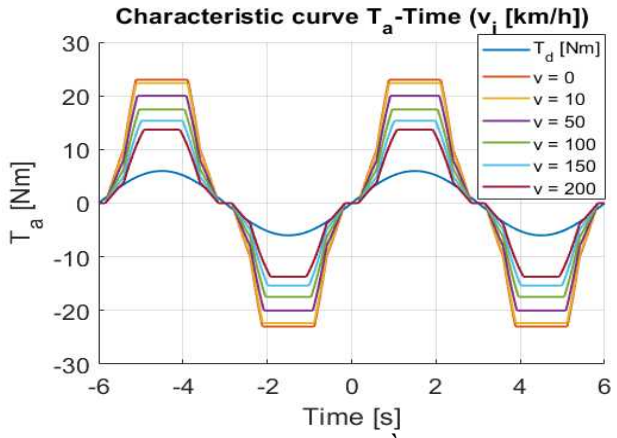
6. Đặc tính φ_d-T_Σ



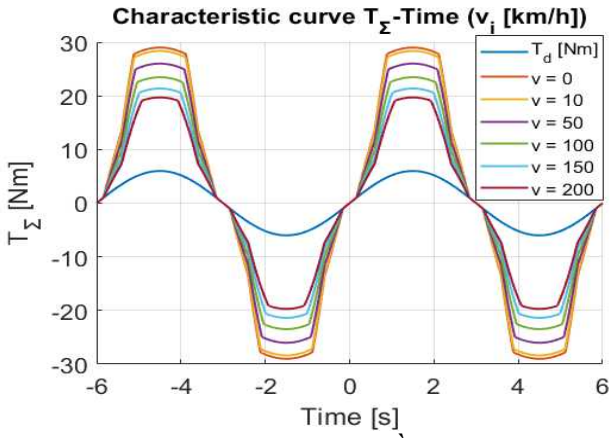
7. Đặc tính a_y-φ_d



8. Đặc tính a_y-T_Σ



9. Đặc tính T_a-time đầu vào sin



10. Đặc tính T_Σ-time đầu vào sin

Hình 3.13. Trường hợp 2: Đặc tính đa tuyến tính

a. Phân tích kết quả

Các KQMP trình bày như Hình 3.13 xác nhận rằng toàn bộ các yêu cầu thiết kế đối với Trường hợp 2 **"đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính"** đã được đáp ứng đầy đủ. Cụ thể:
(1) Phân tích các Hình 3.13.1 đến Hình 3.13.4 cho thấy:

- Khi tốc độ xe tăng, độ dốc của đường đặc tính trợ lực lái giảm dần, phản ánh việc giảm mức trợ lực theo tốc độ, phù hợp với yêu cầu đảm bảo ổn định hướng ở vận tốc cao.
- Trong vùng mô men lái nhỏ $|T_d| < 1Nm$, mô men trợ lực $T_a = 0$, tức mô tơ trợ lực không tham gia, qua đó duy trì cảm giác lái trực tiếp quanh vị trí trung tâm.
- Khi $T_{dmax} > |T_d| \geq 1Nm$, mô men trợ lực (T_a) tăng tuyến tính theo mô men lái (T_d), đảm bảo mối quan hệ khuếch đại lực lái rõ ràng, liên tục và dễ dự đoán.

Từ kết quả mô phỏng như Hình 3.13, cho thấy:

- Khi $3.5Nm = T_{d1} > |T_d| \geq 1Nm$, (T_a) tăng tuyến tính theo (T_d), tuy nhiên mức tăng này được điều chỉnh nhỏ hơn trường hợp 1 do $K1(v) < K(v)$, vì vậy lực trợ lực không quá lớn để đảm bảo cảm giác đường của người lái.
- Khi $|T_d| \geq 3.5Nm$, (T_a) tăng tuyến tính theo (T_d) và mức tăng nhanh hơn giai đoạn đầu nhằm đáp ứng nhu cầu mô men trợ lực lớn để khắc phục sức cản mặt đường.
- Khi mô men lái đạt đến giá trị lớn nhất $T_d \geq T_{dmax} = 4.8\ (Nm)$, thì mô men trợ lực đạt lớn nhất là $T_a = T_{amax} = K(v_i)T^*_{dmax} = [23.00, 22.37, 20.02, 17.47, 15.37, 13.70]$, ứng với mô men lái $T_d = T_{dmax}(v_i) = [4.81, 4.82, 4.93, 5.08, 5.24, 5.42]$, đồng thời (T_a) sẽ không tăng thêm ngay cả khi (T_d) tiếp tục tăng.
- Các đặc điểm (2), (3), (4), (5) và (6) cũng tương tự như đặc tính tuyến tính.

b. Đánh giá ưu điểm, hạn chế

Ưu điểm:

(1) Thuật toán đơn giản, dễ lập trình và điều khiển;
(2) Cơ bản đáp ứng được yêu cầu tối thiểu của mô men trợ lực;
(3) Khắc phục được hạn chế (1) của đặc tính tuyến tính. Cụ thể là giảm được hiện tượng mô men trợ lực quá lớn khi mô men lái còn nhỏ ở vùng trung tâm.

Hạn chế:

(1) Vẫn tồn tại hạn chế tương tự hạn chế (2), (3) và (4) của đặc tính tuyến tính;
(2) Do mức hỗ trợ thay đổi đột ngột ở vị trí chuyển tiếp giữa hai mức hỗ trợ nên người lái có thể có cảm giác không mượt mà và "bị giật nhẹ".
(3) Khi $v > 0$, mô men trợ lực chỉ đạt bão hòa khi mô men lái đạt giá trị lớn nhất $T_{dmax}(v_i) > T_{dmax}(0) = 4.8Nm$. Đồng thời, $(T_{dmax}(v_i))$ có xu hướng tăng dần theo vận tốc xe. Do đó, ngưỡng mô men lái tại đó mô men trợ lực đạt bão hòa lớn hơn giá trị mô

men lái cực đại mong muốn ($T_d \leq 4.8Nm$), làm cho hệ thống không duy trì được giới hạn mô men lái theo thiết kế.

Như vậy, đặc tính trợ lực lái đa tuyến chỉ đáp ứng được yêu cầu cơ bản của hệ thống trợ lực lái, chưa thỏa mãn đầy đủ các tiêu chí khắt khe hơn được trình bày trong Mục 2.2.1. Khi áp dụng loại đặc tính này, cần giải quyết đồng thời các vấn đề kỹ thuật tương tự như đối với đặc tính tuyến tính. Ngoài ra, cần xây dựng thêm thuật toán làm trơn tại các điểm chuyển tiếp mô men (T_{d1}) nhằm đảm bảo tính liên tục và cải thiện cảm giác lái.

Bộ tham số trong các công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái đã tuyến tính cho mẫu xe mô phỏng sau khi đã tiến hành tính toán và tối ưu tham số:

$T_{dmin} = 1Nm; T_{d1} = 3.5Nm; P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;$

$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

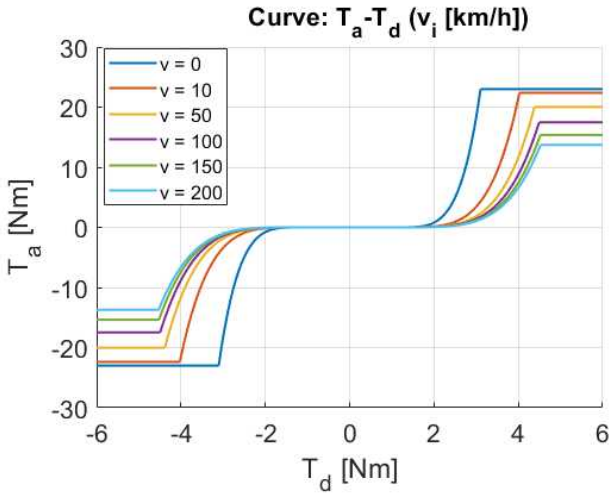
$K_1(v) = 2.5\ - 0.0607v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3.$

Bản đồ đặc tính trợ lực lái được xác định theo biểu thức sau:

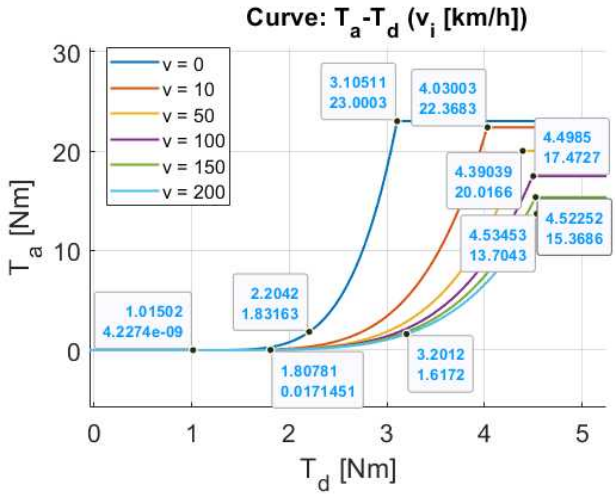
$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < 1 \\ K_1(v)(T_d - 1) & Khi\ 1\ \leq |T_d|\ \leq 3.5 \\ K(v)(T_d - 3.5) + K_1(v)(T_d - 1) & Khi\ 3.5\ < |T_d|\ \leq T_{dmax} \\ T_{amax} = 3.8K(v) & Khi\ |T_d| > T_{dmax} \end{cases}$$

3.4.1.4. Đặc tính phi tuyến/Nonlinear type

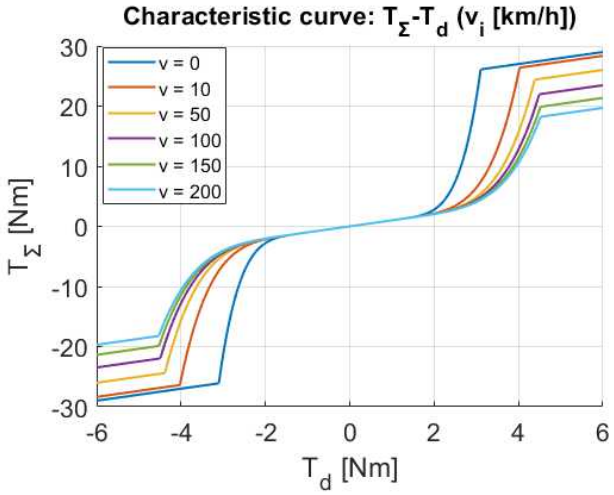
KQMP đặc tính phi tuyến được thể hiện như Hình 3.14.



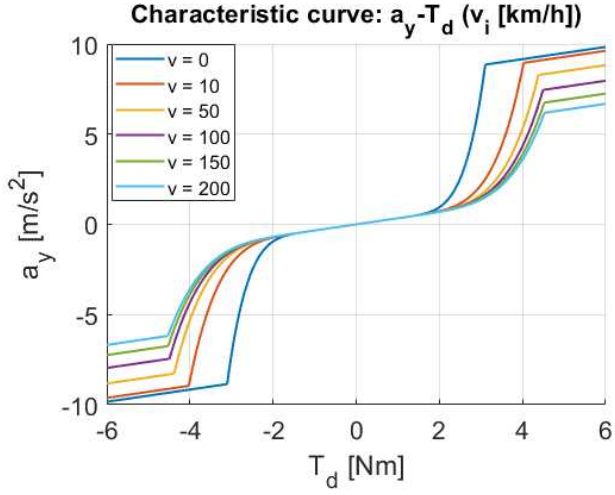
1. Đặc tính T_a-T_d



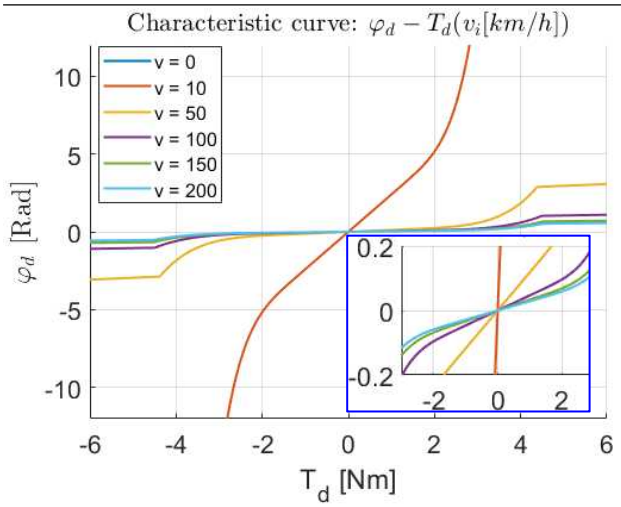
2. Giá trị đặc tính T_a-T_d



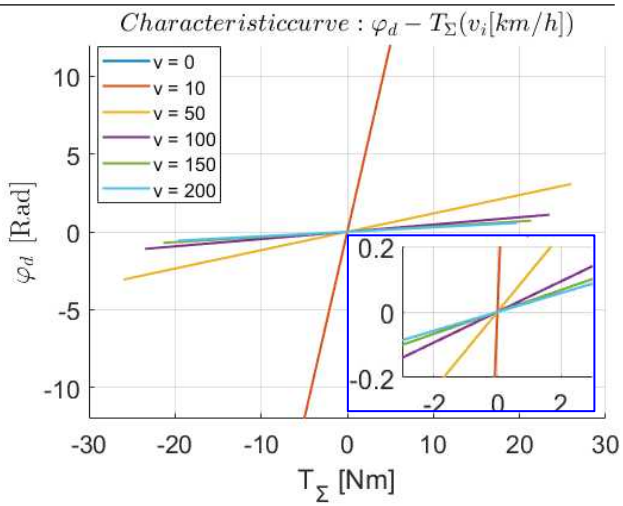
3. Đặc tính T_Σ-T_d



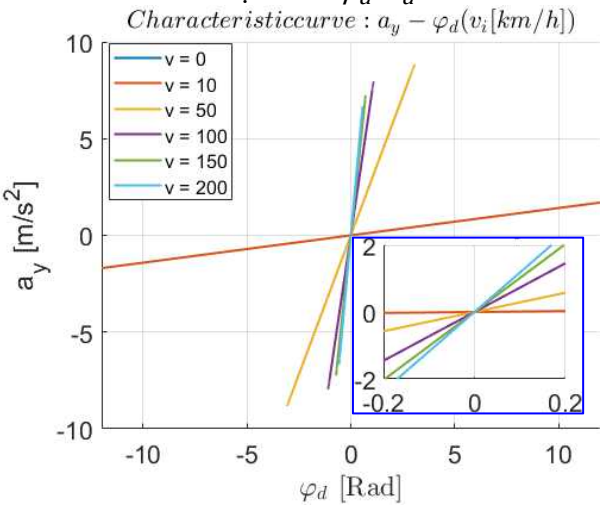
4. Đặc tính a_y-T_d



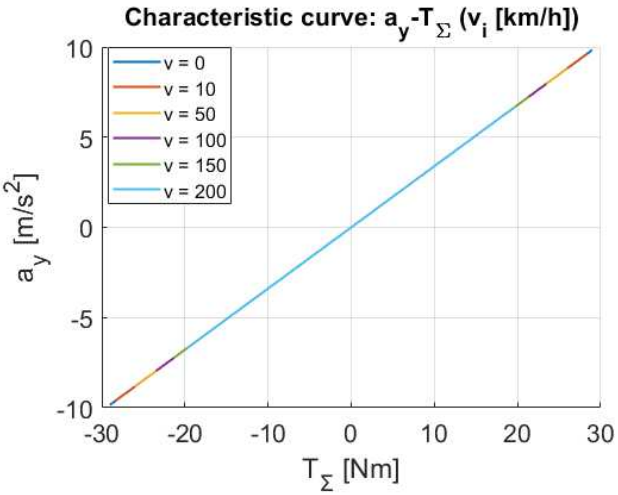
5. Đặc tính φ_d-T_d



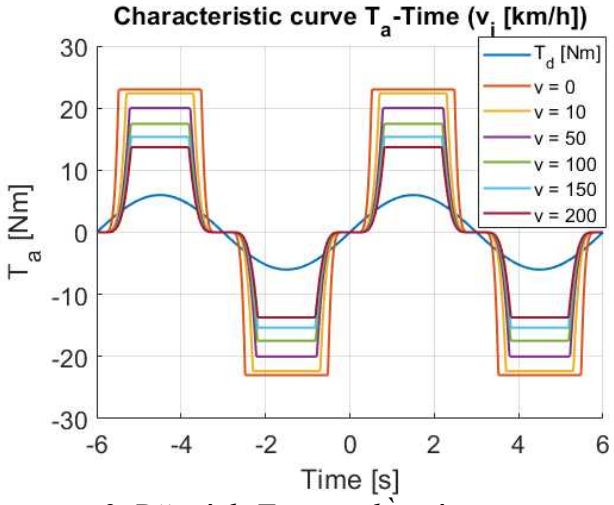
6. Đặc tính φ_d-T_Σ



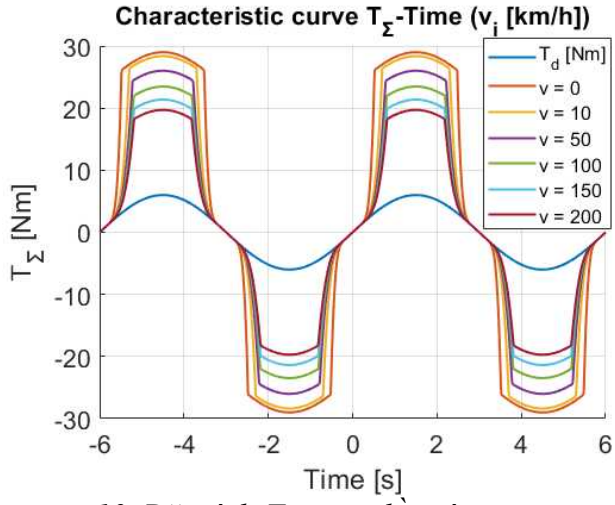
7. Đặc tính a_y-φ_d



8. Đặc tính a_y-T_Σ



9. Đặc tính T_a-time đầu vào sin



10. Đặc tính T_Σ-time đầu vào sin

Hình 3.14. Trường hợp 3: Đặc tính phi tuyến tính

Đây là loại đường đặc tính đáp ứng được gần như toàn bộ yêu cầu về đặc tính trợ lực lái của trợ lực lái và là một lựa chọn rất phù hợp để xây dựng đặc tính lái lý tưởng. Tuy nhiên hạn chế của loại đặc tính này là việc xây dựng khó, kỹ thuật để xác định các hệ số và phương trình biểu diễn đường cong phi tuyến phức tạp, cần có những hiểu biết sâu sắc về quan hệ giữa mô men lái và cường độ phản ứng lái của hệ thống lái và ô tô. Ngoài ra việc xây dựng mô hình điều khiển cũng phức tạp. Các phân tích chi tiết và bộ thông số loại đặc tính này sẽ được trình bày ở mục 3.4.2 chương này.

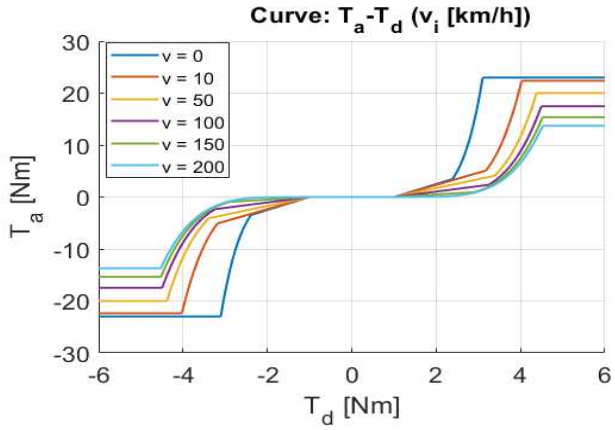
3.4.1.5. Đặc tính hỗn hợp/Mix Linear and Nonlinear type

KQMP đặc tính hỗn hợp giữa tuyến tính và phi tuyến được thể hiện như Hình 3.15.

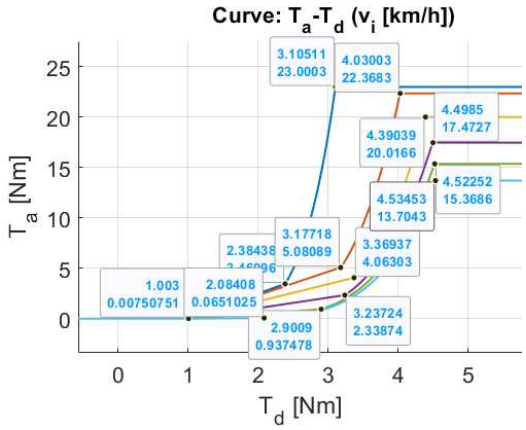
Kết quả mô phỏng trình bày như Hình 3.15 xác nhận rằng toàn bộ các yêu cầu thiết kế đối với Trường hợp 3 **"đặc tính trợ lực lái hỗn hợp"** đã được đáp ứng đầy đủ. Cụ thể: (1) Phân tích các Hình 3.15.1 đến Hình 3.15.4 cho thấy:

Khi vận tốc xe tăng, độ dốc của đường đặc tính trợ lực lái giảm dần, đồng thời khoảng cách giữa các đường đặc tính tương ứng với các vận tốc khác nhau tăng lên. Điều này cho thấy mô men trợ lực giảm nhanh hơn theo vận tốc ở vùng gia tốc lớn, qua đó đáp ứng hiệu quả yêu cầu về khả năng điều khiển và ổn định lái ở tốc độ cao.

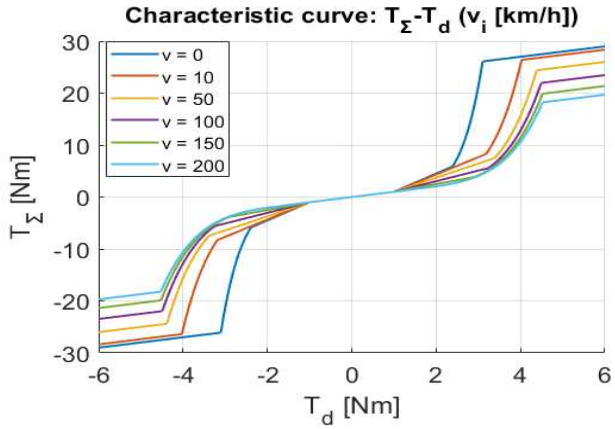
Khi mô men lái $|T_d| < 1Nm$, mô men trợ lực $T_a = 0$, tức mô tơ trợ lực không hoạt động, nhằm duy trì cảm giác lái trực tiếp quanh vị trí trung tâm.



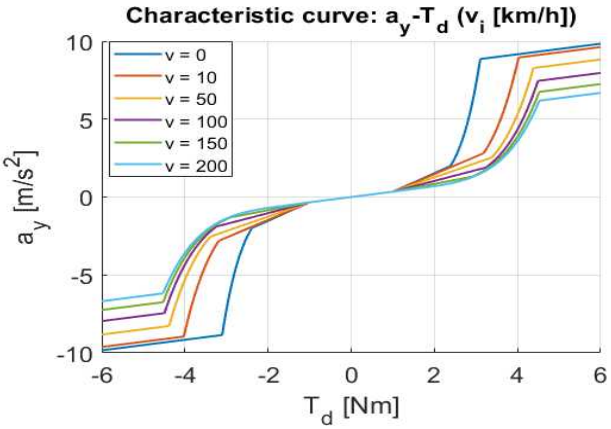
1. Đặc tính T_a-T_d



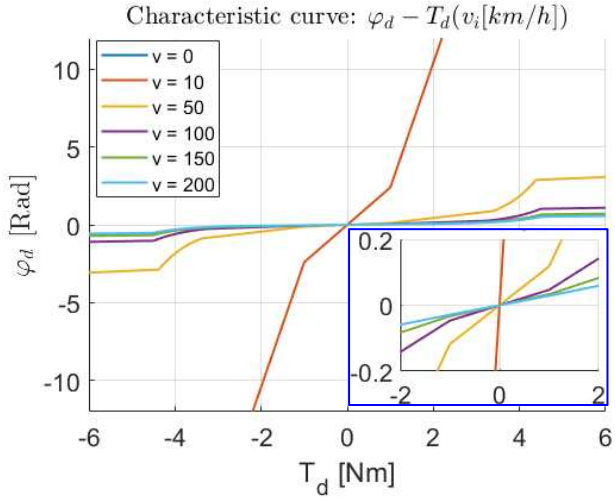
2. Giá trị đặc tính T_a-T_d



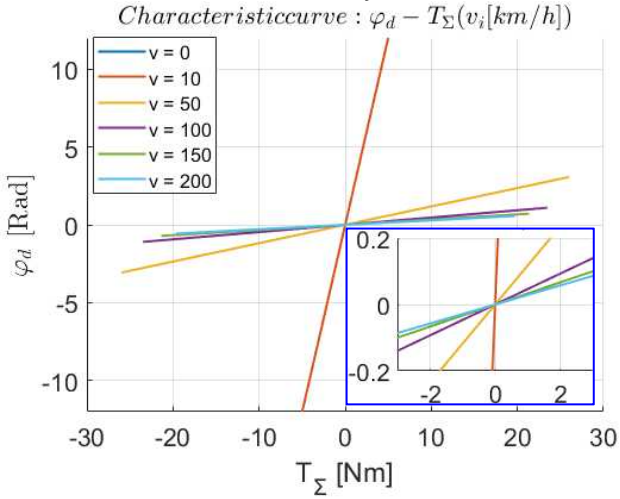
3. Đặc tính T_Σ-T_d



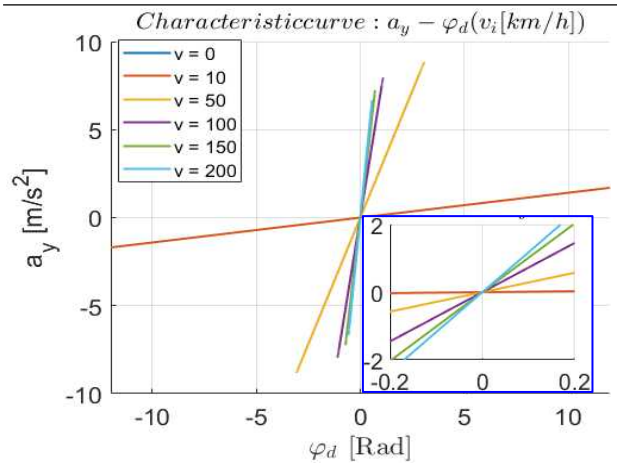
4. Đặc tính a_y-T_d



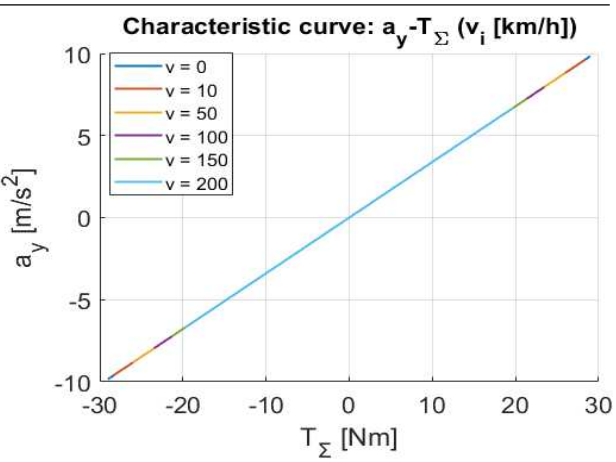
5. Đặc tính φ_d-T_d



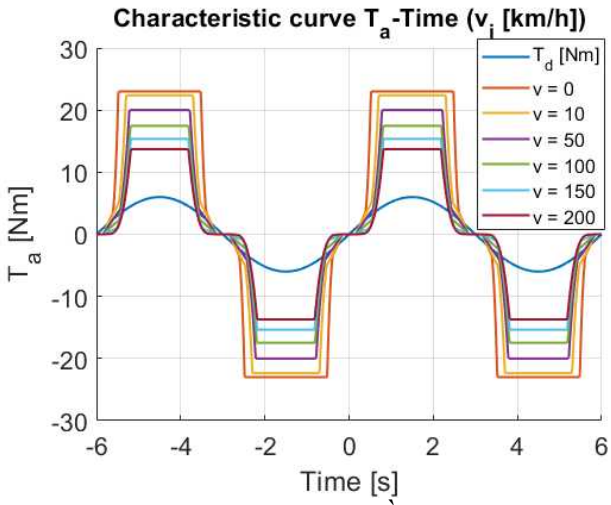
6. Đặc tính φ_d-T_Σ



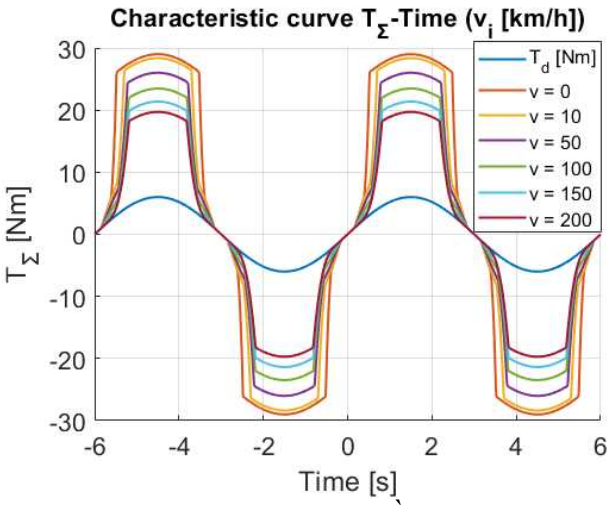
7. Đặc tính a_y-φ_d



8. Đặc tính a_y-T_Σ



9. Đặc tính T_a-time đầu vào sin



10. Đặc tính T_Σ-time đầu vào sin

Hình 3.15. Trường hợp 4: Đặc tính hỗn hợp

Khi $|T_d| \geq 1$, Tương ứng với $v = [0, 10, 50, 100, 150, 200]\ km/h$, mô men trợ lực tuân theo đặc tính tuyến tính $K(v)\ T_d^*$ cho đến khi đạt các giá trị giao điểm $T_{d1} = [2.38, 3.18, 3.37, 3.24, 2.90, 2.01]$. Vượt quá các ngưỡng này, mô men trợ lực chuyển sang đặc tính phi tuyến $K_T K_a |T_d^*|^n$, nhằm hạn chế sự gia tăng trợ lực ở vùng mô men lớn. Tại các điểm giao nhau nêu trên, mô men trợ lực tương ứng đạt các giá trị $T_a = [3.46, 5.01, 4.06, 2.34, 0.94, 0.07]$.

Khi mô men lái tiếp tục tăng, tại các vận tốc $v = [0, 10, 50, 100, 150, 200]\ km/h$, mô men lái đạt đến giá trị cực đại $T_d = T_{dmax}(v_i) = [3.10, 4.03, 4.39, 4.50, 4.52, 4.53]$. Khi đó, mô men trợ lực đạt giá trị bão hòa $T_a = T_{amax} = K(v_i)T_{dmax}^* = [23.00, 22.37, 20.02, 17.47, 15.37, 13.70]$ và không tiếp tục tăng mặc dù T_d vẫn tăng.

(2) Các đặc tính (2), (3), (4), (5) và (6) có xu hướng và bản chất tương tự như trong trường hợp đặc tính trợ lực lái tuyến tính đã được phân tích trước đó.

Từ các phân tích trên có thể thấy rằng đặc tính trợ lực lái kiểu hỗn hợp là một lựa chọn ưu việt để xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái. Đặc tính này kế thừa đầy đủ các ưu điểm của cả đặc tính tuyến tính và phi tuyến, đặc biệt là khả năng kiểm soát mức trợ lực hiệu quả trong vùng mô men lái nhỏ. Tuy nhiên, do sự kết hợp giữa hai dạng đặc tính, mô hình này vẫn tồn tại những hạn chế nhất định. Cụ thể, thuật toán điều khiển có độ phức tạp cao hơn so với đặc tính tuyến tính thuần và vẫn xuất hiện các điểm gãy tại vùng chuyển tiếp giữa đoạn tuyến tính và phi tuyến. Để đảm bảo tính liên tục và cảm giác lái mượt mà tại các điểm chuyển tiếp này, cần bổ sung các thuật toán làm trơn đường đặc tính, từ đó làm tăng độ phức tạp tổng thể của hệ thống điều khiển. *Các phân tích chi tiết*

loại đặc tính này theo phong cách lái được trình bày trong mục 4.2, PLIV.

Bộ tham số trong các công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái hỗn hợp với phong cách lái thoải mái cho mẫu xe khảo sát sau khi đã tiến hành tính toán và tối ưu tham số:

$T_{dmin} = 1Nm; P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;$

$K1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

$K(v) = 2.5\ - 0.0607v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3;\ K_T = 3.8554;$

Tham số của hệ số K_a: $[b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357];$

Bản đồ đặc tính trợ lực lái được xác định theo biểu thức sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < 1 \\ K(v)T_d^* & Khi\ |T_d| \geq 1\ v\grave{a}\ |T_d^{***}T_d^*| < |K(v)T_d^*| \\ T_d^{***}T_d^* & Khi\ K1(v)|T_{dmax}^*| \geq |T_d^{***}T_d^*| \geq |K(v)T_d^*| \\ K1(v)T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{***}T_d^*| > T_{amax} = K1(v)T_{dmax}^* \end{cases}$$

Trong đó: $T_d^{***} = K_T K_a |T_d^*|^n - 1$; $T_d^* = T_d \pm\ 1$; $T_{dmax}^* = T_{dmax} \pm\ T_{int}$; T_{int} - là giao điểm của đường tuyến tính $T_a = K(v)T_d^*$ và đường cong phi tuyến $T_a = T_d^{**}T_d^*$.

3.4.2. Mô phỏng và đánh giá đặc tính trợ lực lái theo đặc điểm phong cách lái

Mục tiêu mô phỏng các phong cách lái khác nhau là lượng hóa và làm rõ ảnh hưởng của chiến lược phân bố mô men trợ lực theo mô men lái và vận tốc xe đến cảm giác lái, khả năng kiểm soát và mức độ phù hợp với nhu cầu người sử dụng. Trên cơ sở đó, nghiên cứu hướng tới xây dựng cơ sở khoa học cho việc cấu hình các chế độ lái trên xe, cho phép người lái chủ động lựa chọn phong cách phù hợp với bối cảnh vận hành.

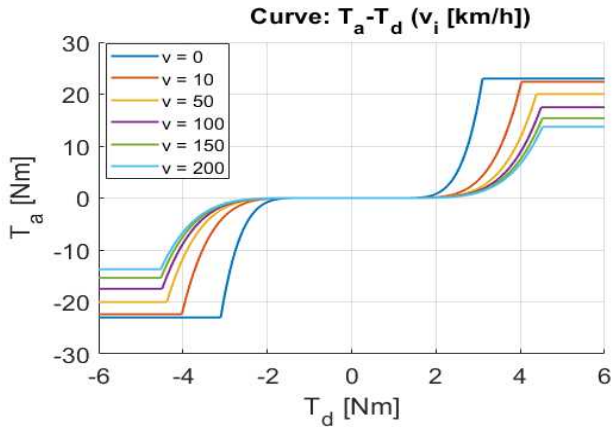
Ba phong cách lái gồm "thoải mái", "thể thao" và "đa mức" được đánh giá tính nhất quán giữa mục tiêu cảm giác lái và hành vi trợ lực thể hiện qua ngưỡng kích hoạt, độ dốc tăng mô men trợ lực, cũng như xu hướng biến thiên theo vận tốc. Với phong cách lái thoải mái, mục tiêu là hình thành cảm giác lái nhẹ nhàng; trợ lực được kích hoạt sớm và mô men trợ lực tăng theo quy luật phi tuyến để đạt mức hỗ trợ lớn trong dải mô men lái hữu ích, qua đó tạo cảm nhận "nhẹ và thoải mái". Ngược lại, phong cách lái thể thao được thiết kế theo hướng "đầm chắc", thể hiện bằng việc kích hoạt trợ lực muộn hơn và độ dốc tăng trợ lực thấp hơn so với phong cách thoải mái, giúp tăng cảm giác liên kết và kiểm soát khi điều khiển. Đối với phong cách đa mức, cần kiểm chứng khả năng chuyển đổi mục tiêu cảm giác lái theo dải vận tốc, kết hợp đặc tính của hai phong cách trước và bổ sung cơ chế điều chỉnh ở vùng vận tốc cao để đạt cảm giác an toàn, chắc tay.

Tổng hợp các kết quả mô phỏng cho phép so sánh định tính và định lượng giữa các phong cách, làm cơ sở lựa chọn và triển khai giao diện "chọn chế độ lái" trên xe theo định hướng cá nhân hóa trải nghiệm người lái.

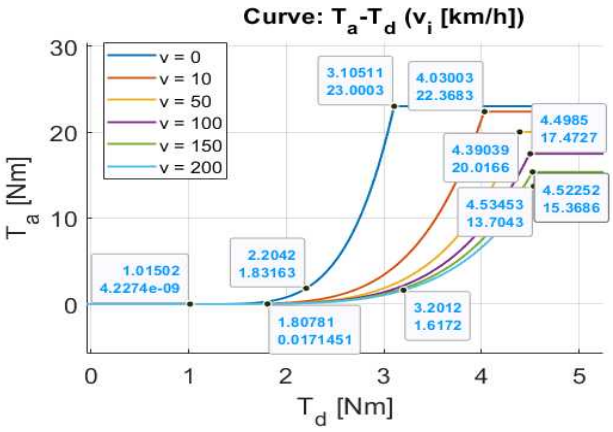
Luận án thực hiện mô phỏng đánh giá phong cách lái cho hai loại đường đặc tính là "đặc tính trợ lực lái phi tuyến" và "đặc tính trợ lực lái hỗn hợp". Dưới đây là các phân tích cho "đặc tính trợ lực lái phi tuyến", đối với "đặc tính trợ lực lái hỗn hợp" xem mục 4.2, PLIV.

3.4.2.1. Phong cách lái thoải mái/Comfortable driving style

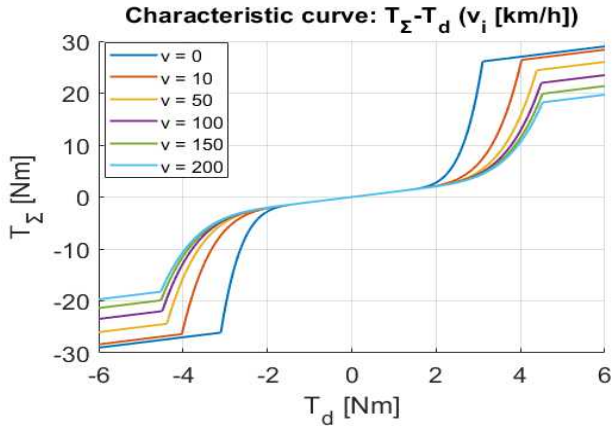
KQMP phong cách lái thoải mái được thể hiện như Hình 3.16.



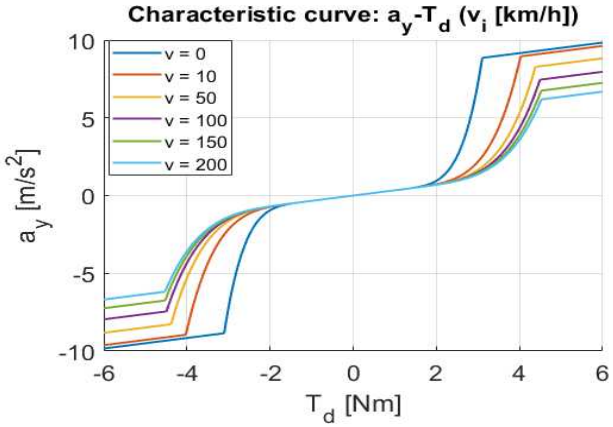
1. Đặc tính T_a-T_d



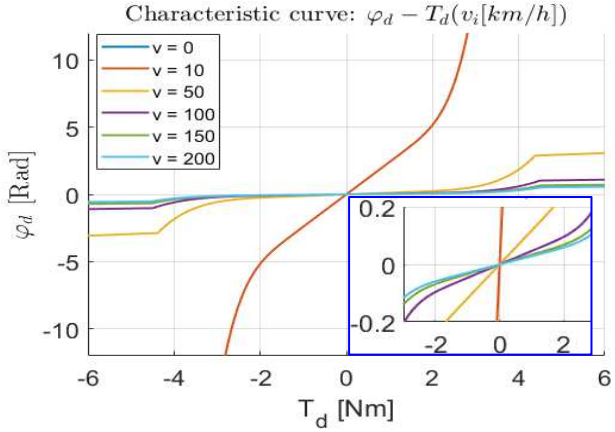
2. Giá trị đặc tính T_a-T_d



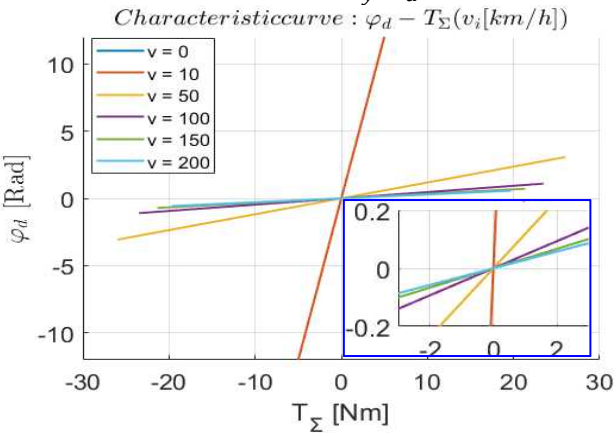
3. Đặc tính T_Σ-T_d



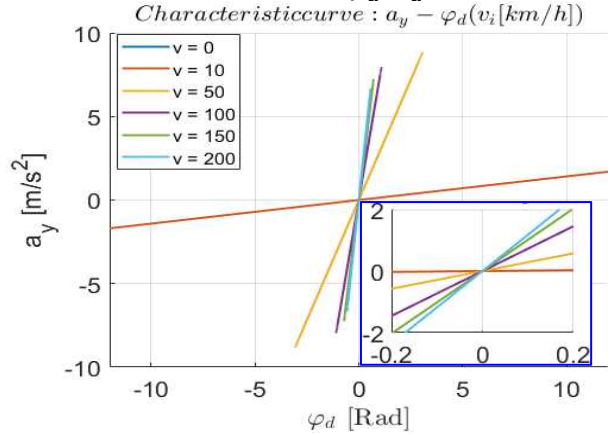
4. Đặc tính a_y-T_d



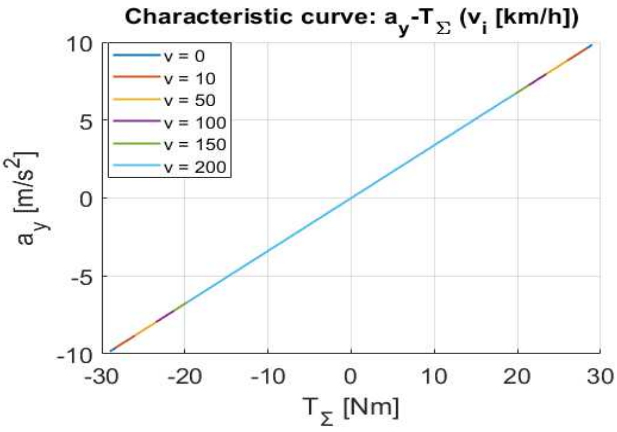
5. Đặc tính φ_d-T_d



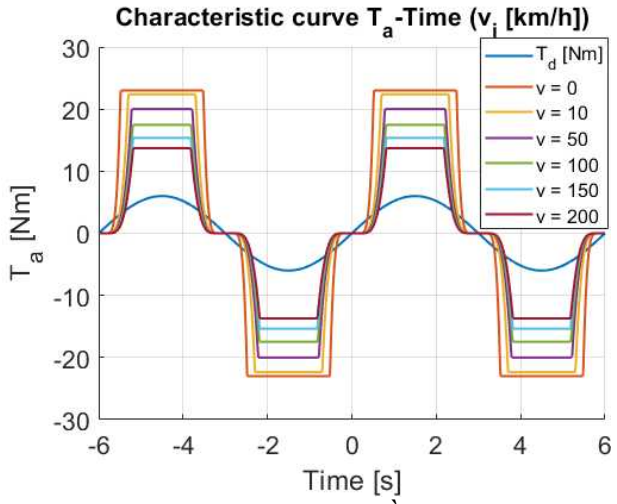
6. Đặc tính φ_d-T_Σ



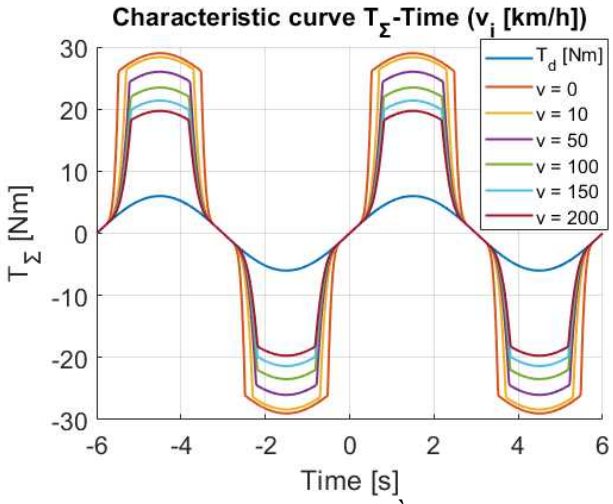
7. Đặc tính a_y-φ_d



8. Đặc tính a_y-T_Σ



9. Đặc tính T_a-time đầu vào sin



10. Đặc tính T_Σ-time đầu vào sin

Hình 3.16. Trường hợp 1: Phong cách lái thoải mái

Từ kết quả mô phỏng như Hình 3.16, cho thấy:

(1) Các yêu cầu về nguyên tắc xây dựng đặc tính trợ lực lái của **Trường hợp 1 "Phong cách lái thoải mái"** đã được thực hiện, cụ thể:

- Từ Hình 3.16.1 và Hình 3.16.2, Tùy theo vận tốc khác nhau khi $|T_d| < 1.0 \div 1.8Nm$, giá trị lớn ứng với vận tốc càng lớn, thì $T_a = 0$, động cơ trợ lực chưa được kích hoạt;

- Khi $|T_d| \geq 1.0 \div 1.8Nm$, T_a tăng phi tuyến theo (T_d), tuy nhiên ban đầu khi (T_d) trong khoảng $(1.8 \div 3.2)Nm$, giá trị lớn ứng với vận tốc lớn hơn, mức độ tăng nhỏ để đảm bảo cảm giác sức cản mặt đường của người lái, người lái không cảm giác lái quá "nhẹ", mô men trợ lực đạt khoảng $T_a = (1.62 \div 1.83)Nm$, giá trị càng lớn ứng với vận tốc nhỏ hơn.

- Khi $|T_d| > (1.8 \div 3.2)Nm$, thì (T_a) tăng nhanh, cung cấp mô men trợ lực lớn cho hệ thống lái, điều này đảm bảo cảm giác lái nhất quán với sức cản mặt đường, đồng thời người lái sẽ có cảm giác lái nhẹ nhàng thoải mái.

- Khi mô men lái đạt đến giá trị lớn nhất $T_d = T_{dmax}$, tương ứng ở các vận tốc $v = [0, 10, 50, 100, 150, 200]\ km/h$, khi mô men lái $T_d = T_{dmax}(v_i) = [3.11, 4.03, 4.39, 4.50, 4.52, 4.53]$ thì mô men trợ lực T_a đạt giá trị bão hòa $T_{amax} = K(v_i)T^*_{dmax} = [23.00, 22.37, 20.02, 17.47, 15.37, 13.70]$, đồng thời (T_a) sẽ không tăng thêm ngay cả khi (T_d) tiếp tục tăng.

(2) Các Hình 3.16.1 đến Hình 3.16.4 cho thấy rằng khi người lái tăng dần mô men lái (T_d), mô men trợ lực (T_a) và mô men tổng tại trục răng (T_Σ) tăng tương ứng. Sự gia tăng này trực tiếp làm tăng gia tốc ngang của xe, qua đó cải thiện đáp ứng quay vòng. Điều này chứng minh mối liên hệ chặt chẽ và nhất quán giữa tín hiệu vào của người lái, hệ thống trợ lực và động học chuyển động ngang của xe.

(3) Các Hình 3.16.4 và Hình 3.16.5 mô tả mối quan hệ giữa mô men lái - gia tốc ngang $(a_y - T_d)$ và mô men lái - góc lái $(\varphi_d - T_d)$ tại các tốc độ khác nhau. Với cùng một giá trị mô men lái, cả gia tốc ngang và góc lái đều giảm khi tốc độ tăng. Điều này cho thấy tại vận tốc cao, để đạt cùng mức phản ứng động học ngang, người lái phải tác dụng mô men lái lớn hơn. Hệ quả trực tiếp là cảm giác lái trở nên nặng và chắc hơn ở tốc độ cao, phù hợp với mục tiêu tăng cường độ ổn định và an toàn vận hành.

(4) Phân tích các Hình 3.16.6 và Hình 3.16.7 cho thấy mối quan hệ giữa góc lái - mô men tổng $(\varphi_d - T_\Sigma)$ và giữa góc lái - gia tốc ngang $(a_y - \varphi_d)$. Tại một tốc độ không đổi, đặc tính $(\varphi_d - T_\Sigma)$ có là tuyến tính, đảm bảo tính đồng nhất của cảm giác lái. Tuy nhiên, khi

tốc độ xe tăng, độ dốc của đường đặc tính này giảm đáng kể, chứng tỏ yêu cầu mô men lái lớn hơn để đạt cùng một góc lái. Điều này tạo ra phản hồi lực lái rõ rệt và chắc chắn hơn ở vận tốc cao, góp phần nâng cao ổn định hướng. Ngược lại, đường đặc tính $(a_y - \varphi_d)$ trở nên dốc hơn khi tốc độ tăng, cho thấy gia tốc ngang nhạy hơn với góc lái. Vì vậy, việc tăng lực cản đánh lái ở tốc độ cao là cần thiết để hạn chế góc lái quá lớn, từ đó cải thiện khả năng kiểm soát xe trong các tình huống chuyển động vận tốc cao.

(5) Kết quả như Hình 3.16.8 cho thấy mối quan hệ giữa mô men tổng tại trục răng và gia tốc ngang $(a_y - T_\Sigma)$ là tuyến tính và không phụ thuộc vào tốc độ xe. Đặc tính này đảm bảo tính nhất quán của cảm giác lái trong toàn bộ dải vận tốc, đồng thời phản ánh sự phối hợp hợp lý giữa hệ thống trợ lực và động học ngang của xe.

(6) Các Hình 3.16.9 và Hình 3.16.10 trình bày đáp ứng của mô men trợ lực và mô men tổng trong điều kiện tác động tín hiệu đánh lái dạng hình sin. Kết quả thu được cho thấy hệ thống phản ứng ổn định, liên tục và không xuất hiện các hiện tượng phi tuyến bất lợi, qua đó khẳng định rằng các nguyên lý thiết kế đã đề xuất được triển khai đúng đắn và hiệu quả.

Như vậy với đặc tính trợ lực lái này, động cơ trợ lực được kích hoạt sớm và ứng với các vận tốc khác nhau thì mô men lái lớn nhất (T_{dmax}) duy trì trong khoảng $[3.11 \div 4.53]$ mô men trợ trợ lực (T_a) đã đạt giá trị lớn nhất, do đó người lái sẽ có "**Cảm giác lái nhẹ nhàng và thoải mái**".

Bộ tham số trong công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái phi tuyến chế độ phong cách lái thoải mái cho mẫu xe khảo sát sau khi đã tiến hành tính toán và tối ưu tham số:

$P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;\ K_T = 3.8554;$

$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

Tham số của hệ số K_a: $[b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357];$

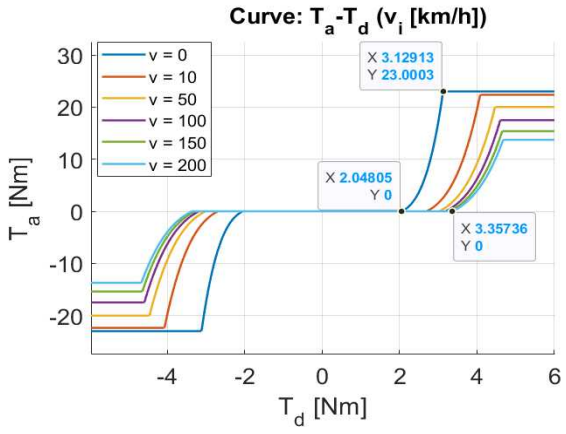
Bản đồ đặc tính trợ lực lái được xác định theo biểu thức sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ T_d^{**} T_d^* & Khi\ T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ \pm K(v) T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{**} T_d^*| > |K(v) T_{dmax}^*| \end{cases}$$

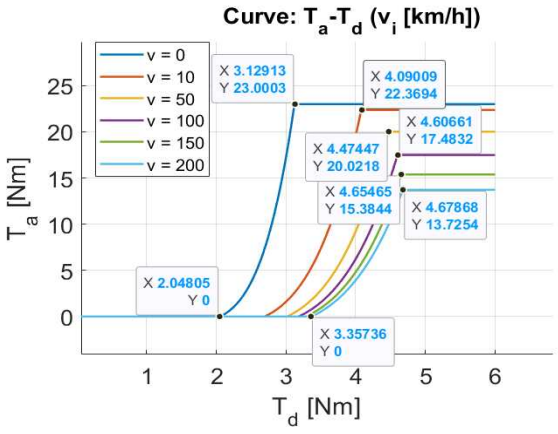
Trong đó: $T_d^* = T_d \pm T_{dmin}$; $T_{dmax}^* = T_{dmax} - T_{dmin}$; $T_d^{**} = K_T K_a |T_d^*|^n$

3.4.2.2. Phong cách lái thể thao/Sporty driving style

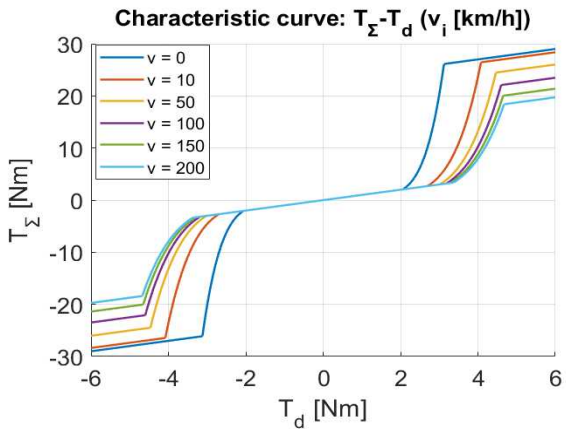
KQMP phong cách lái thể thao được thể hiện như Hình 3.17.



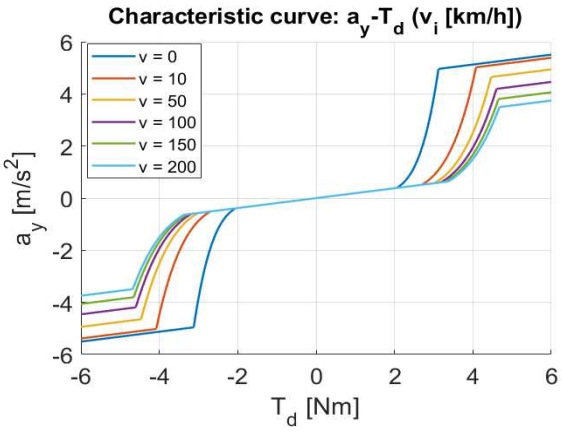
1. Đặc tính T_a-T_d



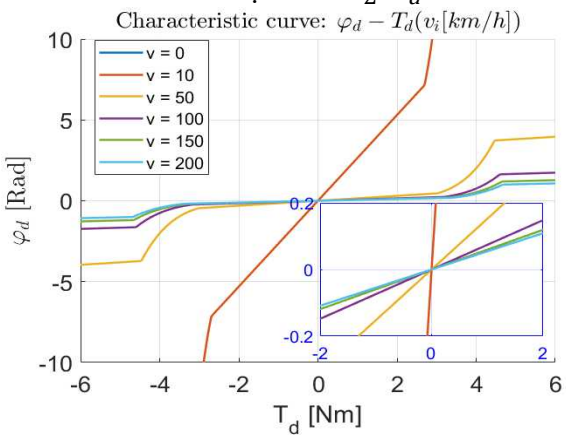
2. Giá trị đặc tính T_a-T_d



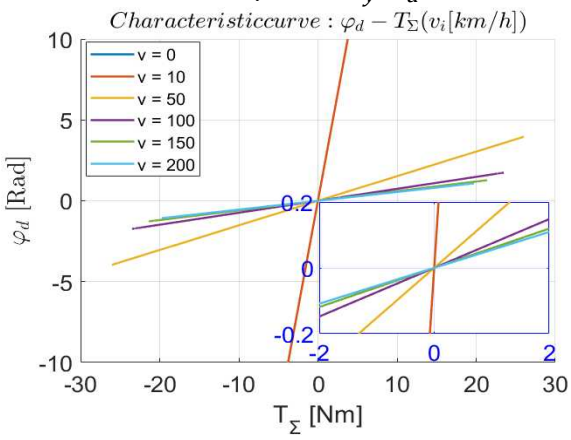
3. Đặc tính T_Σ-T_d



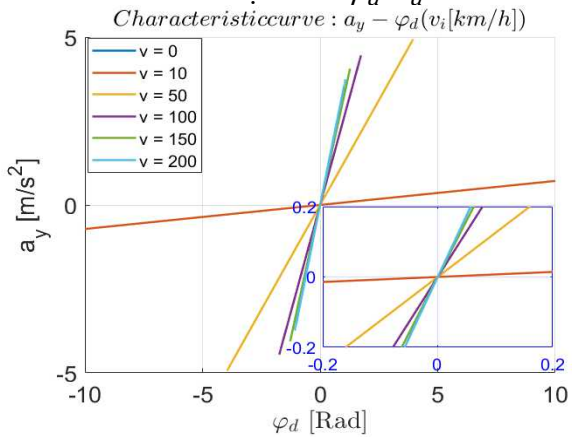
4. Đặc tính a_y-T_d



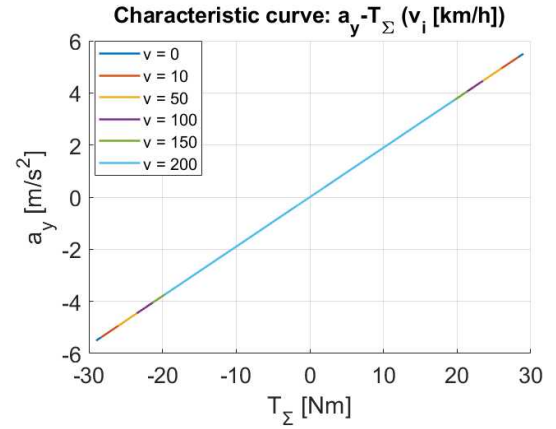
5. Đặc tính φ_d-T_d



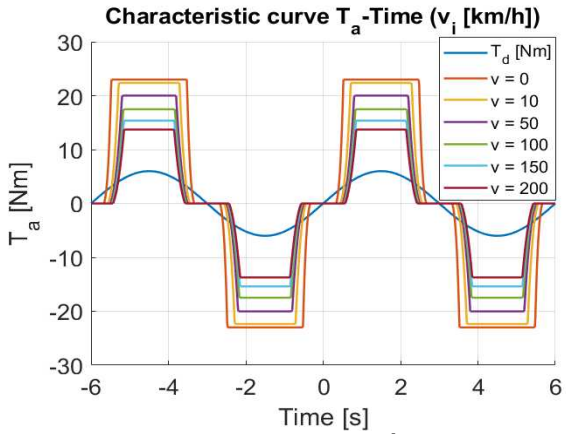
6. Đặc tính φ_d-T_Σ



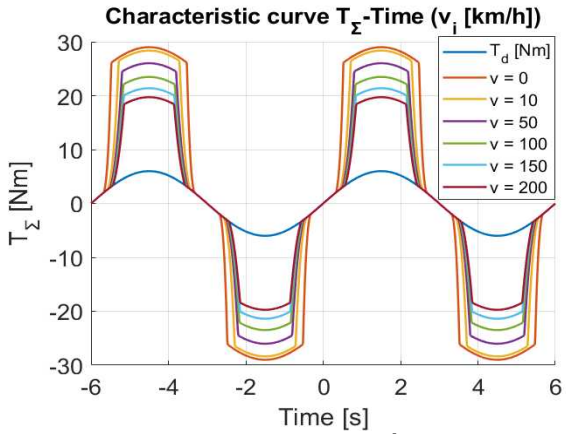
7. Đặc tính a_y-φ_d



8. Đặc tính a_y-T_Σ



9. Đặc tính T_a-time đầu vào sin



1. Đặc tính T_Σ-time đầu vào sin

Hình 3.17. Trường hợp 2: Phong cách lái thể thao

Từ kết quả mô phỏng như Hình 3.17, cho thấy: Các yêu cầu xây dựng đặc tính trợ lực lái của Trường hợp 2 "***Phong cách lái thể thao***" đã được đáp ứng, cụ thể:

- Từ Hình 3.17.1 và 3.15.2, động cơ trợ lực chỉ được kích hoạt khi $T_d = (2.05 \div 3.36)Nm$ giá trị lớn với vận tốc ô tô lớn hơn. Sau đó (T_a) tăng phi tuyến theo (T_d) nhưng độ dốc của đường đặc tính thấp hơn mức tăng của **Trường hợp 1,** để tạo cảm giác lái đầm chắc hơn.

- Ứng với các vận tốc khác nhau $v = [0, 10, 50, 100, 150, 200]\ km/h$, thì mô men trợ lực (T_a) đạt giá trị bão hòa $T_{amax} = K(v_i)T^*_{dmax} = [23.00, 22.37, 20.02, 17.47, 15.37, 13.70]$ khi mô men lái đạt $T_d = T_{dmax}(v_i) = [3.13, 4.09, 4.47, 4.61, 4.65, 4.68]$.

Như vậy với đường đặc tính trợ lực lái này, mô men trợ lực được kích hoạt muộn, đồng thời khi được kích hoạt mô men trợ lực không tăng quá nhanh, độ dốc đặc tính thoải hơn và mô men trợ lực đạt lớn nhất khi mô men lái đạt giá trị tương đối lớn $T_d = [3.13 \div 4.68]$, do đó người lái sẽ có cảm giác lái "**đầm chắc**" hơn hay nói cách khác là **"Phong cách lái thể thao"** hơn.

Bộ tham số trong công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái phi tuyến chế độ phong cách lái thể thao cho mẫu xe khảo sát sau khi đã tiến hành tính toán và tối ưu tham số:

$P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;\ K_T = 3.8554;$

$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

Tham số của hệ số K_a: $[b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357];$

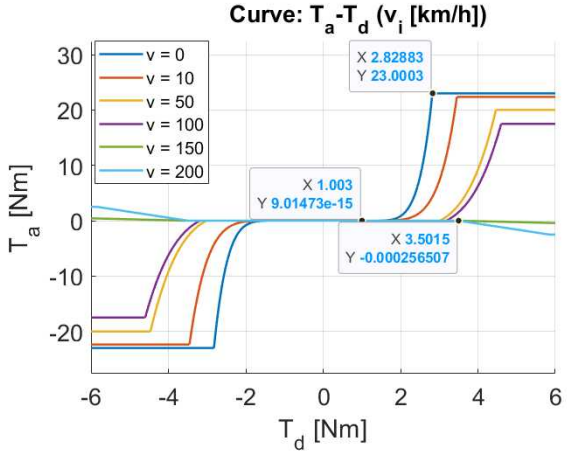
Bản đồ đặc tính trợ lực lái được xác định theo biểu thức sau:

$$T_a = \begin{cases} 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ T^{***}_d T^*_d & Khi\ T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ \pm K(v)T^*_{dmax} & Khi\ |T^{***}_d T^*_d| > |K(v)T^*_{dmax}| \end{cases}$$

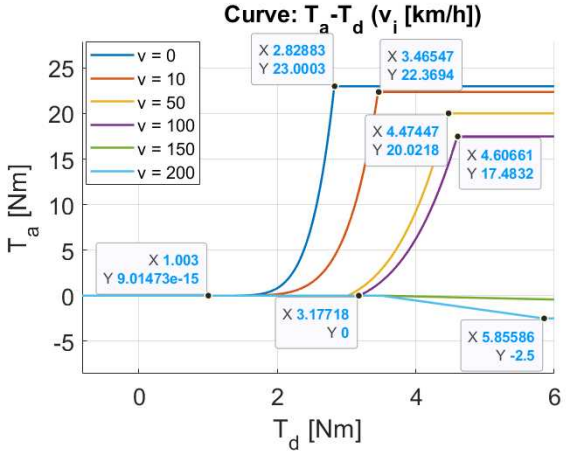
Trong đó: $T^{***}_d = K_T K_a |T^*_d|^{n-1} - 1;\ T^*_{dmax} = T_{dmax} - T_{dmin};\ T^*_d = T_d \pm T_{dmin};$

3.4.2.3. Phong cách đa mức/Multi-level driving style

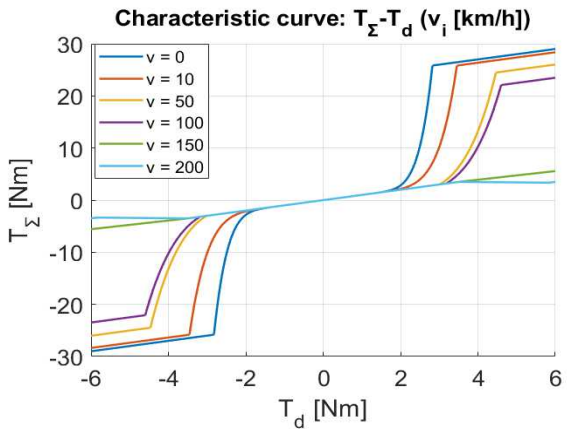
KQMP phong cách lái đa mức được thể hiện như Hình 3.18.



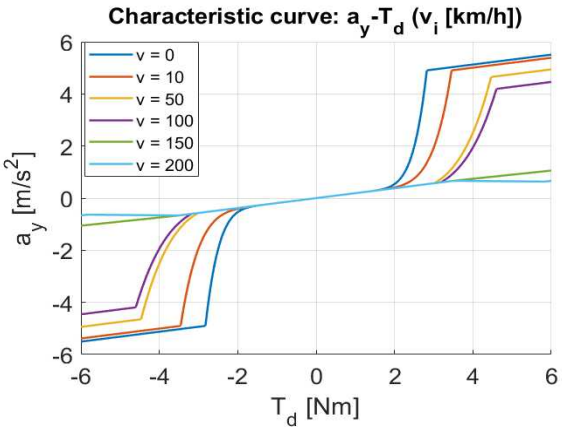
1. Đặc tính T_a-T_d



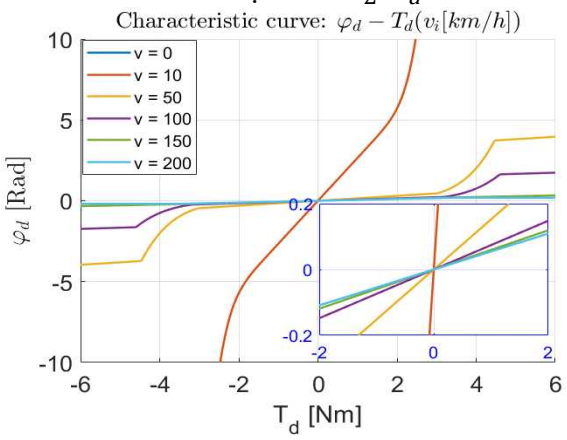
2. Giá trị đặc tính T_a-T_d



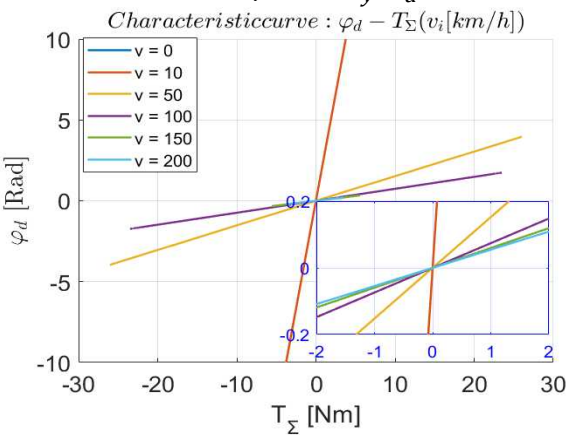
3. Đặc tính T_Σ-T_d



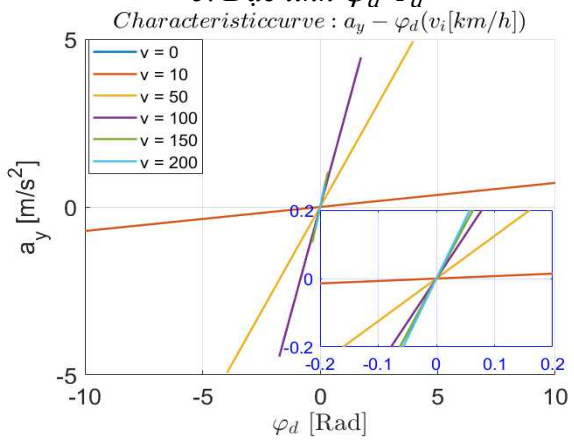
4. Đặc tính a_y-T_d



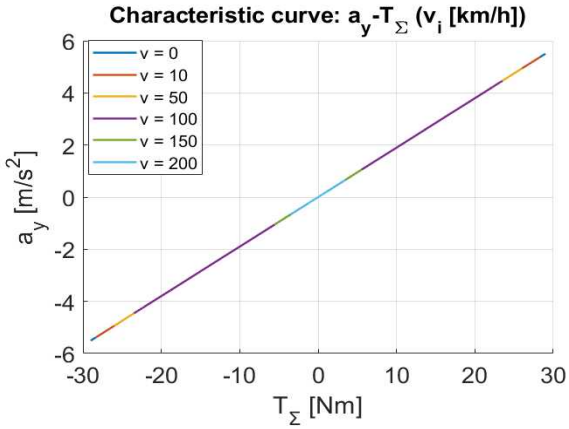
5. Đặc tính φ_d-T_d



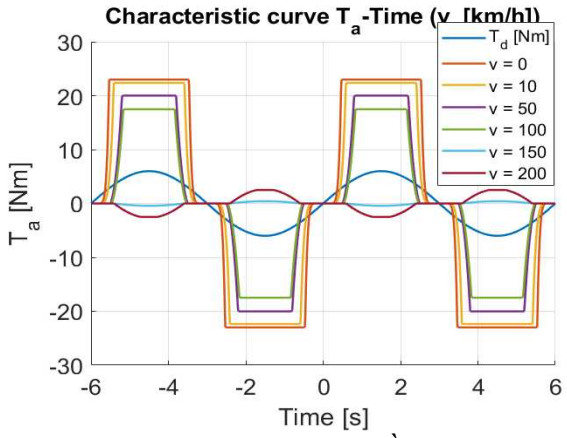
6. Đặc tính φ_d-T_Σ



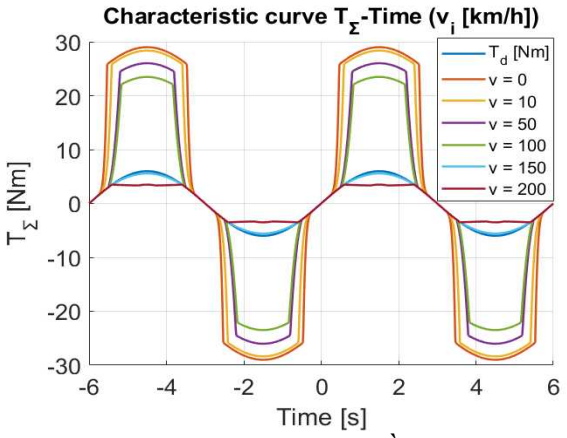
7. Đặc tính a_y-φ_d



8. Đặc tính a_y-T_Σ



9. Đặc tính T_a-time đầu vào sin



1. Đặc tính T_Σ-time đầu vào sin

Hình 3.18. Trường hợp 3: Phong cách lái đa mức

Từ kết quả mô phỏng ở Hình 3.18, cho thấy: Các yêu cầu xây dựng đặc tính trợ lực lái của Trường hợp 3 đã được đáp ứng, cụ thể:

- Trong vùng $v < 20km/h$, xây dựng đường đặc tính như trong **Trường hợp 1**;

- Trong vùng $20\ km/h\ < v \leq 100\ km/h$, mô men T_a tính theo **Trường hợp 2**;

- Trong vùng $100\ km/h\ < v < 150\ km/h$, khi $|T_d| \leq T_{drq} = 3.5Nm$ thì $T_a = 0$ và sau đó tăng theo đặc tính tuyến tính để giảm trợ lực so với đặc tính phi tuyến tính;

- Trong vùng $v \geq 150$ km/h , khi $|T_d| \leq T_{drq} = 3.5Nm$ thì $T_a = 0$, khi $|T_d| > T_{drq} = 3.5Nm$ thì $T_a < 0$ và tăng theo chiều ngược hướng với T_d, cho đến khi $T_a = -2.5Nm$ sẽ không tiếp tục tăng nữa dù (T_d) tiếp tục tăng (tuy nhiên trong quá trình vận hành ô tô thực tế, trường hợp lái với mô men lớn ở vận tốc cao rất hiếm khi xảy ra). Các giá trị tại các điểm chuyển tiếp của đường đặc tính được thể hiện như Hình 3.18.2. Với đặc tính này, người lái sẽ có "**Cảm giác lái nhẹ, thoải mái ở vận tốc thấp, thể thao ở vận tốc trung bình và chắc nặng, an toàn ở vận tốc cao**".

Bộ tham số trong công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái phi tuyến chế độ phong cách lái đa mức cho mẫu xe khảo sát sau khi đã tiến hành tính toán và tối ưu tham số:

$P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;\ K_T = 3.8554;$

$T_{drq} = 3.5Nm;\ v_{rq} = 110km/h;\ T_{alm} = 2.5Nm$

$K(v) = 2.5\ - 0.0607v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3;$

$K1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

$K2(v) = 2.5(110/3{,}6)/v\ - 0.0606v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3.$

Tham số của hệ số K_a: $[b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357]$;

Bản đồ đặc tính trợ lực lái được xác định theo biểu thức sau:

$$T_a = \begin{cases} \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{v \leq 20\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| < T_{dmin} \\ K(v)T_d^* & Khi\ |T_d| \geq T_{dmin}\ và\ |T_d^{**}| < |K(v)T_d^*| \\ T_d^{**} & Khi\ |K1(v)T_{dmax}^*| \geq |T_d^{**}| \geq |K(v)T_d^*| \\ \pm K1(v)T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{**}| > |K1(v)T_{dmax}^*| \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{20\ km/h\ < v \leq 100\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| < [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}] \\ K(v)T_d^* & Khi\ |T_d| \geq [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}]\ và\ |T_d^{***}T_d^*| < |K(v)T_d^*| \\ T_d^{***}T_d^* & Khi\ K1(v)|T_{dmax}^*| \geq |T_d^{***}T_d^*| \geq K(v)T_d^* \\ \pm K1(v)T_{dmax}^* & Khi\ |T_d^{***}\ T_d^*| > |K1(v)T_{dmax}^*| \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{100\ km/h\ < v < 150\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| \leq T_{drq} \\ K2(v)(T_d \mp T_{drq}) & Khi\ |T_d| > T_{drq}\ and\ \left|K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})\right| \geq \left|K2(v)\ (T_d \mp T_{drq})\right| \\ \pm K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq}) & Khi\ \left|K2(v)(T_d \mp T_{drq})\right| > \left|K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})\right| \\ & (lúc\ này: K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 \geq 0) \\ \\ \boldsymbol{Khi} & \boldsymbol{v \geq 150\ km/h} \\ 0 & Khi\ |T_d| \leq T_{drq} \\ K2(v)(T_d \pm T_{drq}) & Khi\ |T_d| > T_{drq}\ and\ T_{alm} \geq \left|K2(v)\ (T_d \mp T_{drq})\right| \\ \mp T_{alm} & Khi\ \left|K2(v)(T_d \mp T_{drq})\right| \geq T_{alm} \\ & (lúc\ này: K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 < 0) \end{cases}$$

Trong đó: $T_d^{***} = K_T K_a |T_d^*|^{n-1} - 1;\ T_d^{**} = K_T K_a |T_d^*|^n$

$$T^*_{dmax} = T_{dmax} - T_{dmin}; T^*_d = T_d \pm T_{dmin}.$$

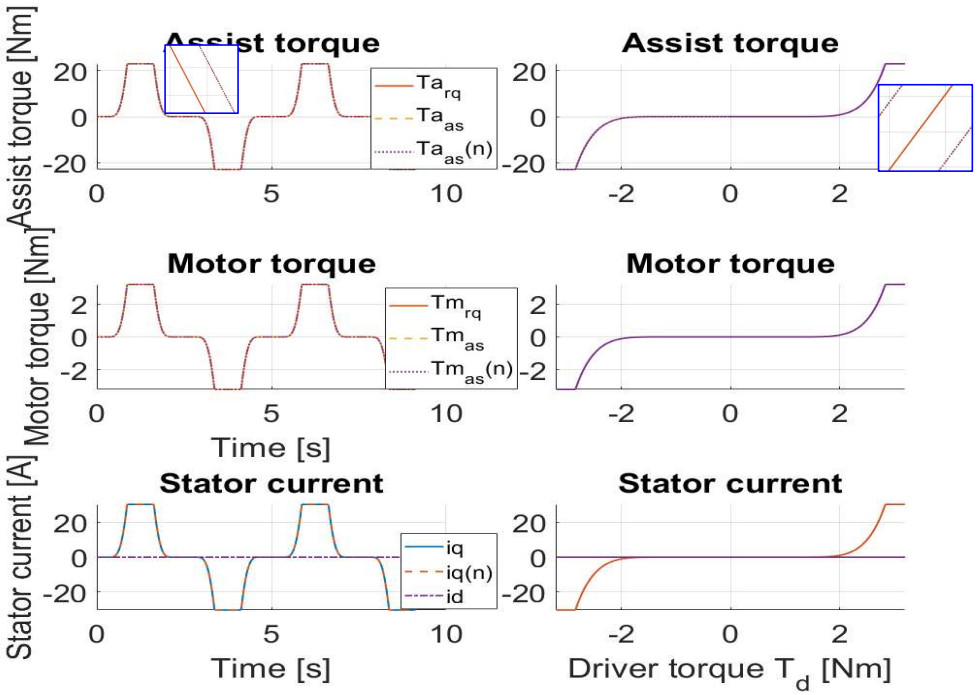
3.5. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ BỘ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG LÁI EPS

3.5.1. Các chế độ mô phỏng

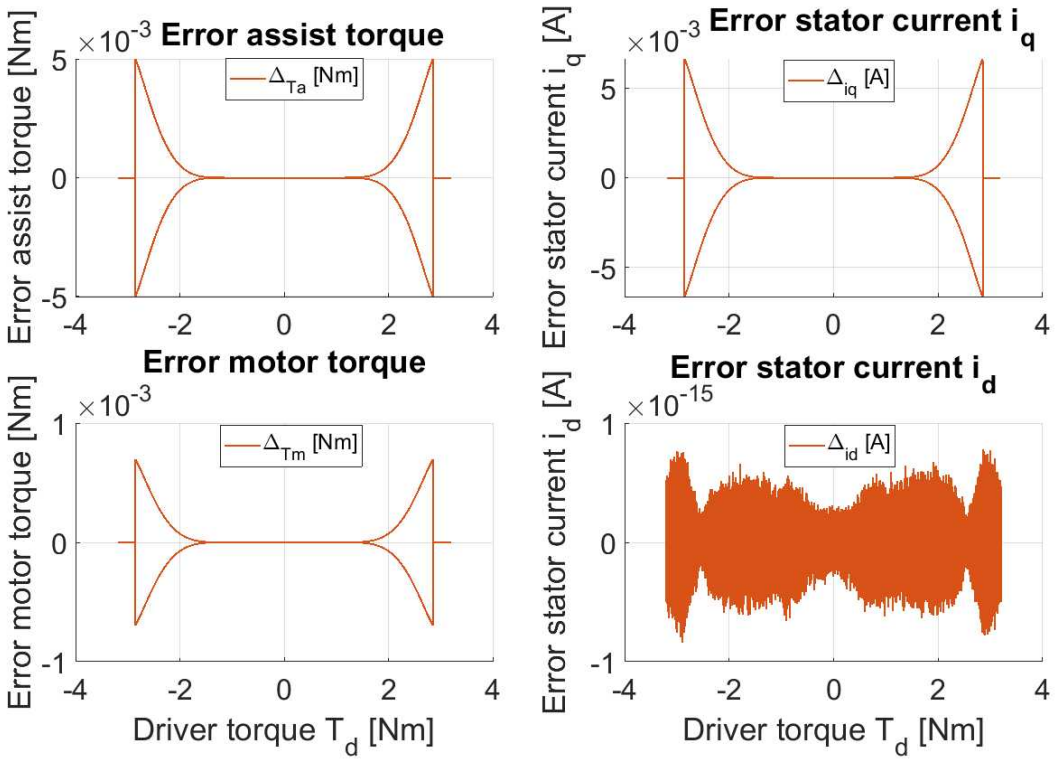
Để quan sát và đánh giá hiệu quả của thuật toán điều khiển, luận án chọn các chế độ mô phỏng đồng nhất với chế độ mô phỏng phản ứng của hệ thống lái trong mục 3.3.4 chương này.

Các kịch bản (KB) mô phỏng đáp ứng của bộ điều khiển được thiết kế để so sánh sự đáp ứng của bộ điều khiển về mô men trợ lực trong trường hợp sức cản mặt đường không có mô men gây nhiễu ngẫu nhiên và trường hợp có mô men gây nhiễu ngẫu nhiên tác dụng vào trục động cơ điện trợ lực, mô men gây ngẫu nhiên này được giả định là "Tiếng ồn trắng" hoặc "Số ngẫu nhiên". Các ký hiệu trong các đồ thị KQMP được hiểu như sau: ω_m, $\omega_m(n)$- tần số góc quay của động cơ trợ lực trong trường hợp không có mô men gây nhiễu và có mô men gây nhiễu; T_{mrq}; T_{mas}; $T_{mas}(n)$- lần lượt là mô men mục tiêu của động cơ điện trợ lực, mô men thực tế của động cơ điện khi không có mô men gây nhiễu và mô men thực tế của động cơ điện khi có tác động của mô men gây nhiễu; T_{arq}; T_{aas}; $T_{aas}(n)$- lần lượt là mô men trợ lực mục tiêu, mô men trợ lực thực tế khi không có mô men gây nhiễu và mô men trợ lực thực tế khi có tác động của mô men gây nhiễu; i_{qrq}; i_{drq}- dòng điện mục tiêu trên trục $d-q$; i_q; $i_q(n)$- đáp ứng của dòng điện khi không có tác động mô men gây nhiễu và khi có tác động của mô men gây nhiễu; ΔT_{aas}, ΔT_{mrq}, Δi_q,Δi_d- lần lượt là sai số mô men trợ lực, sai số mô men động cơ và sai số dòng điện.

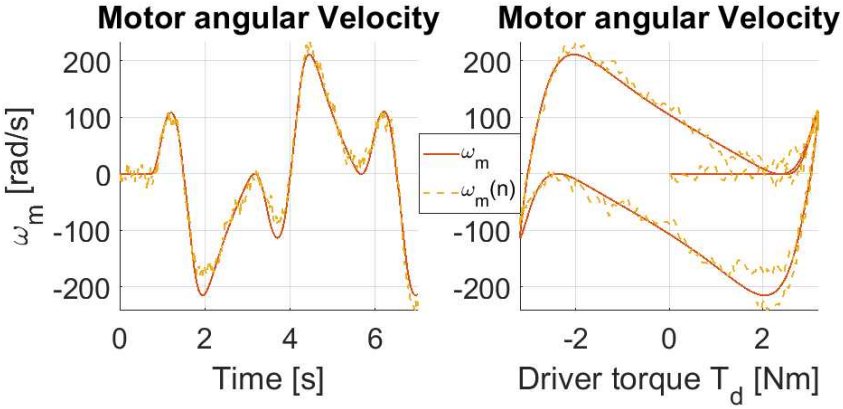
3.5.2. Kịch bản 1 $T_d = 3.2sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm$, $(f = 0.2Hz)$



Hình 3.19. KB 1: Mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ $(v = 0km/\text{h})$



Hình 3.20. KB 1: Sai lệch mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ *($v = 0km/\mathrm{h}$)*



Hình 3.21. KB 1- Vận tốc góc động cơ trợ lực ($\boldsymbol{v = 0km/h}$):

KQMP đáp ứng của bộ điều khiển tại $v = 0\ km/h$ được thể hiện như từ Hình 3.19 đến Hình 3.21 và Bảng 3.51. KQMP đầy đủ tại các vận tốc $v = [0; 10; 100;\ 150]\ km/h$ xem Hình PL4.33 và Hình PL4.34, PLIV. Tổng hợp kết quả đáp ứng của bộ điều khiển ở kịch bản 1 như trong bảng sau:

Bảng 3.11. KB 1: KQMP đáp ứng của bộ điều khiển

$v(km/h)$ / $Value$	$v_1 = 0$					$v_2 = 10$				
	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
$T_{arq}\,(Nm)$	14,25	3,29	23,00			5,08	1,06	11,16		
$T_{aas}\,(Nm)$	14,25	3,29	23,00			5,08	1,06	11,16		
$T_{aas}\,(n)(Nm)$	14,25	3,29	23,00			5,08	1,06	11,16		
$\Delta T_{aas}\,(Nm)$	1,61 E-03	-2,15 E-06	5,02 E-03	0,05	1,00	5,41 E-04	-4,02 E-07	1,02 E-03	0,05	1,00
$T_{mrq}\,(Nm)$	1,97	0,46	3,18			0,70	0,15	1,54		
$T_{mas}\,(Nm)$	1,97	0,46	3,18			0,70	0,15	1,54		
$T_{mas}\,(n)(Nm)$	1,97	0,46	3,18			0,70	0,15	1,54		

$\Delta T_{mas}\,(Nm)$	2,22 E-04	-2,98 E-07	6,95 E-04	0,05	1,00	7,49 E-05	-5,57 E-08	1,41 E-04	0,05	1,00
$i_{qrq}\,(A)$	18,79	4,34	30,32			6,70	1,40	14,71		
$i_q\,(A)$	18,79	4,34	30,32			6,70	1,40	14,71		
$i_q\,(n)(A)$	18,79	4,34	30,32			6,70	1,40	14,71		
$\Delta i_q(A)$	2,12 E-03	-2,84 E-06	6,61 E-03	0,05	1,00	7,14 E-04	-5,30 E-07	1,35 E-03	0,05	1,00
$i_{drq}(A)$	18,79	4,34	30,32			6,70	1,40	14,71		
$i_d(A)$	1,62 E-16	3,22 E-20	8,45 E-16			1,12 E-16	-2,44 E-20	7,07 E-16		
$\Delta i_d(A)$	1,62 E-16	3,22 E-20	8,45 E-16			0,00	-0,00	0,00		
$\omega_m\,(Rad/s)$	135,26	11,07	233,34			107,90	-4,25	215,10		
$\omega_m\,(n)(Rad/s)$	132,37	14,45	243,08			106,17	-0,80	241,97		
Thời gian trễ (s)			2,321E-07					2,40E-07		

$v(km/h)$ / $Value$	$v_1 = 100$					$v_2 = 150$				
	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
$T_{arq}\,(Nm)$	2,08	0,43	4,56			1,76	0,37	3,86		
$T_{aas}\,(Nm)$	2,08	0,43	4,56			1,76	0,37	3,86		
$T_{aas}\,(n)(Nm)$	2,08	0,43	4,56			1,76	0,37	3,86		
$\Delta T_{aas}\,(Nm)$	2,21 E-04	-1,64 E-07	4,17 E-04	0,05	1,00	1,87 E-04	-1,39 E-07	3,53 E-04	0,05	1,00
$T_{mrq}\,(Nm)$	0,29	0,06	0,63			0,24	0,05	0,53		
$T_{mas}\,(Nm)$	0,29	0,06	0,63			0,24	0,05	0,53		
$T_{mas}\,(n)(Nm)$	0,29	0,06	0,63			0,24	0,05	0,53		
$\Delta T_{mas}\,(Nm)$	3,06 E-05	-2,27 E-08	5,77 E-05	0,05	1,00	2,59 E-05	-1,92 E-08	4,88 E-05	0,05	1,00
$i_{qrq}\,(A)$	2,74	0,57	6,01			2,32	0,48	5,08		
$i_q\,(A)$	2,74	0,57	6,01			2,32	0,48	5,08		
$i_q\,(n)(A)$	2,74	0,57	6,01			2,32	0,48	5,08		
$\Delta i_q\,(A)$	2,92 E-04	-2,17 E-07	5,50 E-04	0,05	1,00	2,47 E-04	-1,83 E-07	4,65 E-04	0,05	1,00
$i_{drq}\,(A)$	2,74	0,57	6,01			2,32	0,48	5,08		
$i_d\,(A)$	5,99 E-17	-6,68 E-21	3,82 E-16			5,46 E-17	-2,06 E-20	3,48 E-16		
$\Delta i_d\,(A)$	5,99 E-17	-6,68 E-21	3,82 E-16			5,46 E-17	-2,06 E-20	3,48 E-16		
$\omega_m\,(Rad/s)$	66,08	-6,98	136,72			62,07	-7,16	127,45		
$\omega_m\,(n)(Rad/s)$	66,58	-5,20	163,04			62,87	-5,80	153,35		
Thời gian trễ (s)			2,40E-07					2,40E-07		

Nhận xét KB 1:

(1) Khả năng đáp ứng của bộ điều khiển

- Quy tắc cung cấp dòng điện và điều khiển mô men trợ lực của cụm trợ lực lái điện theo tín hiệu mô men lái và vận tốc chuyển động của xe thỏa mãn yêu cầu mục tiêu đặt ra về hỗ trợ mô men, cụ thể:

- Từ Hình 3.19 và *Hình PL4.33*, tại các vận tốc khảo sát 0, 10, 100 và 150 km/h, mô men trợ lực T_{aas} và mô men của động cơ điện T_{mas} được điều khiển gần như trùng hoàn

toàn với mô men trợ lực và mô men của động cơ theo yêu cầu (mô men trợ lực và mô men động cơ mục tiêu) T_{arq}, T_{mrq} . Các giá trị RMS, MEA và MAX của mô men trợ lực thực tế T_{aas} và $T_{aas}(n)$ gần như trùng với mô men trợ lực mục tiêu T_{arq} . Tương tự, mô men thực tế của động cơ T_{mas} và $T_{mas}(n)$ bám sát mô men mục tiêu T_{mrq}. Sai lệch giữa trường hợp có nhiễu và không có nhiễu rất nhỏ, với RMS của ΔT_{aas} chỉ trong khoảng 1,87.10^{-04} đến 1,61.10^{-03}Nm, còn RMS của ΔT_{mas} nằm trong khoảng 2,59.10^{-05} đến 2,22.10^{-04}Nm. Đồng thời, MAPE đạt 0,05 và R^2 đạt 1,00 tại tất cả các vận tốc khảo sát, thể hiện độ chính xác bám mô men cao của bộ điều khiển.

Đối với đáp ứng dòng điện, i_q và $i_q(n)$ gần như trùng nhau và đều bám sát dòng điện mục tiêu i_{qrq}. RMS của Δi_q chỉ nằm trong khoảng 2,47.10^{-04} đến 2,12.10^{-03}A, trong khi MAPE và R^2 lần lượt đạt 0,05 và 1,00. Thành phần dòng điện i_d và sai lệch Δi_d có độ lớn xấp xỉ 0, cho thấy ảnh hưởng ghép chéo giữa hai trục $d-q$ là không đáng kể. Bên cạnh đó, thời gian trễ chỉ khoảng 2,321.10^{-07} đến 2,40.10^{-07}s và ít thay đổi theo vận tốc. Như vậy, bộ điều khiển thể hiện độ chính xác cao, đáp ứng nhanh và khả năng kháng nhiễu tốt trong toàn bộ miền vận tốc khảo sát.

Cụ thể, khi $T_d \leq T_{dmin} = (1.0 \div 1.8)Nm$ thì $I = 0, T_a = 0$ lúc này trợ lực lái chưa được kích hoạt. Khi $T_d > (1.0 \div 1.8)Nm$, trợ lực lái bắt đầu kích hoạt, T_d tăng từ $(1.0 \div 1.8)$ Nm đến $\max(T_d) = 3.2Nm$, cường độ dòng điện tăng từ 0 đến $max(I) = [\,30.32;\ 14.71;\ 6.01;\ 5.08\,](A)$ và mô men động cơ trợ lực tăng từ 0 đến $max(T_{mas}) = [3.18;\ 1.54;\ 0.63;\ 0.53](Nm)$. Sự biến thiên của cường độ dòng điện *I* và và mô men trợ lực T_{mas} tỉ lệ nghịch với vận tốc ô tô $v = 0 \div 150\,km/h$, $max(I) = (5.08 \div 30.32\,), max(T_{mas}) = [\,3.18 \div 0.53\,]\,Nm.$

- Các kết quả mô phỏng như Hình 3.19 và *Hình PL4.33* cũng cho thấy giá trị $i_q = i_q(n);\ T_{mas} = T_{mas}(n);\ T_{aas} = T_{aas}(n)$. Như vậy bộ điều khiển thích ứng hoàn toàn với tác động của mô men gây nhiễu, hay nói cách khác điều khiển PID với thuật toán điều khiển FOC có thể loại bỏ hoàn toàn ảnh hưởng của mô men gây nhiễu, đảm bảo dòng điện điều khiển luôn bám sát dòng điện mục tiêu. Điều này được lý giải rõ hơn từ Hình 3.21, Hình 3.23, Hình 3.25, để cường độ dòng điện điều khiển luôn bám theo dòng điện mục tiêu khi có mô men gây nhiễu $T_{rd}(t)$ thì vận tốc của động cơ điện $\omega_m(n)$ liên tục được hiệu chỉnh để thích ứng với mô men gây nhiễu.

(2) Hiệu quả của phương pháp điều khiển FOC

Hình 3.19 và *Hình PL4.33* cho thấy trong mọi chế độ làm việc, bộ điều khiển FOC luôn điều chỉnh dòng điện (i_q) về giá trị phù hợp để tạo mô men tối ưu, đồng thời giữ $i_d = 0$, qua đó đảm bảo động cơ PMSM vận hành với hiệu suất cao nhất. Bản chất của chiến lược FOC là tách điều khiển mô men và điều khiển từ thông, trong đó (i_q) đảm nhiệm vai trò tạo mô men còn (i_d) được duy trì bằng 0 để ổn định từ thông của động cơ. Do:

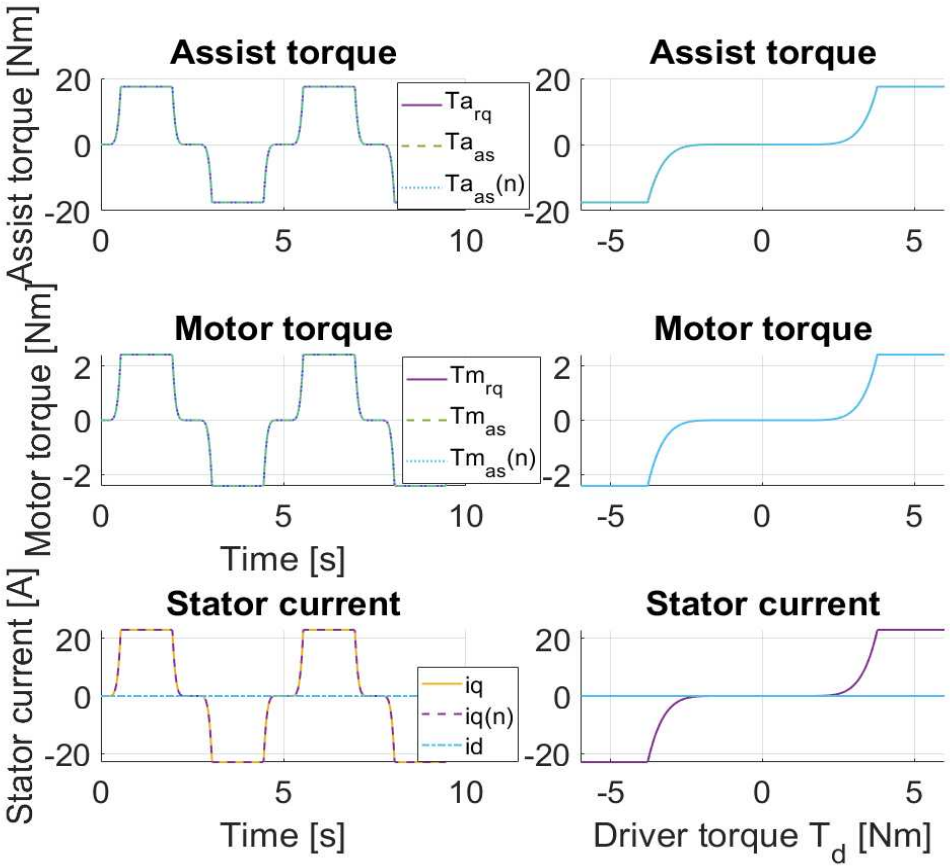
- Thứ nhất, FOC thực hiện tách biệt điều khiển từ thông và mô men, giúp tối ưu hóa hiệu quả điều khiển và đơn giản hóa cấu trúc bộ điều khiển. Do mô men điện từ tỷ lệ trực tiếp với dòng (i_q), việc điều chỉnh mô men chỉ cần thay đổi (i_q), trong khi giữ $i_d = 0$ giúp từ thông ổn định và tránh hiện tượng bão hòa từ.

- Thứ hai, chiến lược này nâng cao hiệu suất năng lượng, do việc duy trì $i_d = 0$ loại bỏ tổn hao từ hóa không cần thiết. Điều này đặc biệt có lợi đối với động cơ PMSM, nơi từ thông phần lớn được tạo ra bởi nam châm vĩnh cửu.

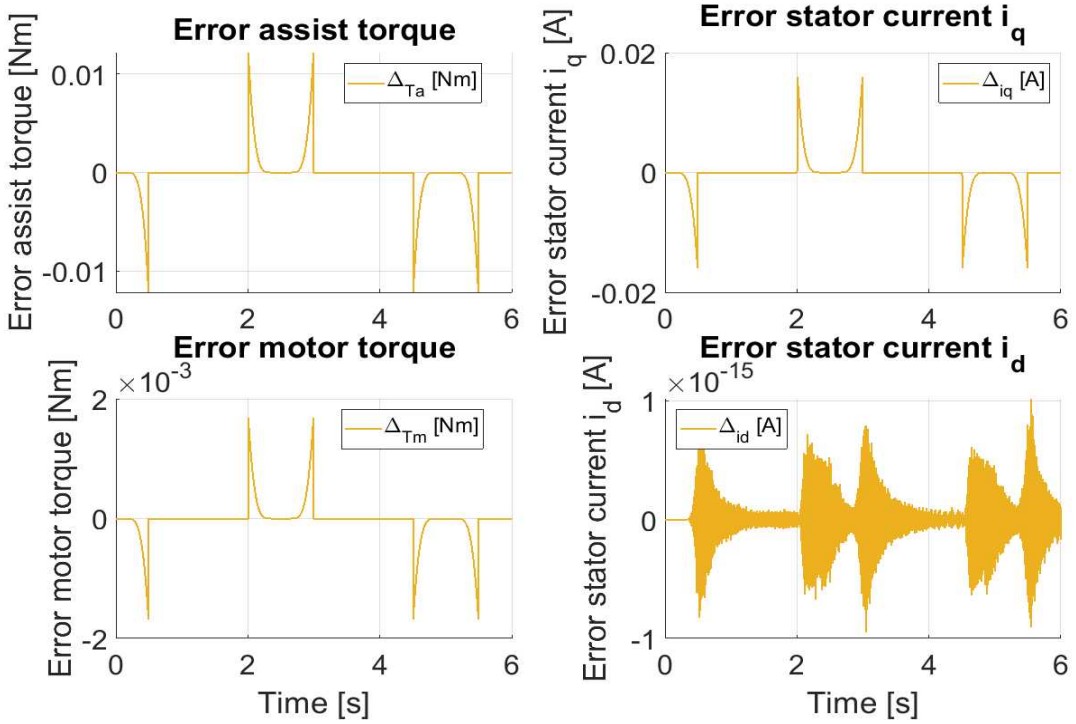
- Thứ ba, FOC cho phép điều khiển mô men chính xác, đáp ứng nhanh và độ tin cậy cao, rất phù hợp với các ứng dụng yêu cầu độ nhạy và độ ổn định lớn như hệ thống EPS và xe điện. Việc duy trì dòng (i_q), (i_d) tối ưu không chỉ cải thiện khả năng điều khiển mà còn kéo dài tuổi thọ động cơ và tăng độ bền của hệ thống điện tử công suất.

3.5.3. Kịch bản 2 $T_d = 6sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm$, $(f = 0.2Hz)$

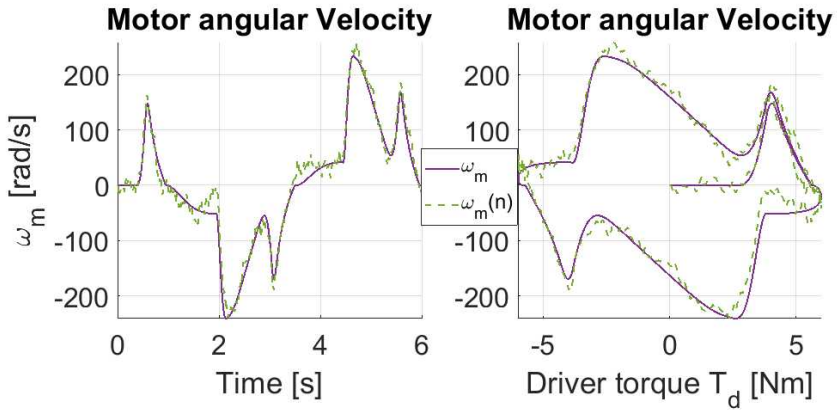
KQMP đáp ứng của bộ điều khiển tại $v = 100\ km/h$ được thể hiện như Hình 3.22 đến 3.24 và Bảng 3.52. *KQMP đầy đủ tại các vận tốc* $v = [0; 10; 100;\ 150]\ km/h$ *xem Hình PL4.35 và Hình PL4.36, PLIV.*



Hình 3.22. KB 2: Mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ $(v = 100km/h)$



Hình 3.23. KB 2: Sai lệch mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ $(v = 100km/\mathrm{h})$



Hình 3.24. KB 2: Vận tốc góc động cơ trợ lực ($v = 100km/h$)

Tổng hợp kết quả đáp ứng của bộ điều khiển ở kịch bản 2 như trong bảng sau:

Bảng 3.12. KB 2: KQMP đáp ứng của bộ điều khiển

$v(km/h)$ / *Value*	$v_1 = 0$					$v_2 = 10$				
	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
$T_{arq}\,(Nm)$	19,79	5,44	23,00			18,42	5,03	22,37		
$T_{aas}\,(Nm)$	19,79	5,44	23,00			18,42	5,03	22,37		
$T_{aas}\,(n)(Nm)$	19,79	5,44	23,00			18,42	5,03	22,37		
$\Delta T_{aas}\,(Nm)$	2,63 E-03	-1,31 E-04	1,89 E-02	0,04	1,00	2,14 E-03	-1,28 E-04	1,27 E-02	0,04	1,00
$T_{mrq}\,(Nm)$	2,74	0,75	3,18			2,55	0,70	3,10		
$T_{mas}\,(Nm)$	2,74	0,75	3,18			2,55	0,70	3,10		
$T_{mas}\,(n)(Nm)$	2,74	0,75	3,18			2,55	0,70	3,10	0,04	1,00
$\Delta T_{mas}\,(Nm)$	3,65 E-04	-1,82 E-05	2,62 E-03	0,04	1,00	2,96 E-04	-1,77 E-05	1,76 E-03	0,04	1,00
$i_{qrq}\,(A)$	26,09	7,17	30,32			24,28	6,64	29,49		
$i_q(A)$	26,09	7,17	30,32			24,28	6,63	29,49		
$i_q(n)(A)$	26,09	7,17	30,32			24,28	6,63	29,49		
$\Delta i_q(A)$	3,47 E-03	-1,73 E-04	2,49 E-02	0,04	1,00	2,82 E-03	-1,68 E-04	1,67 E-02	0,04	1,00
$i_{drq}(A)$	26,09	7,17	30,32			24,28	6,63	29,49		
$i_d(A)$	1,14 E-16	4,45 E-20	1,11 E-15			1,18 E-16	-2,48 E-20	8,55 E-16		
$\Delta i_d(A)$	1,14 E-16	4,45 E-20	1,11 E-15			1,18 E-16	-2,48 E-20	8,55 E-16		
$\omega_m\,(Rad/s)$	93,29	8,34	274,29			99,30	7,67	250,03		
$\omega_m\,(n)(Rad/s)$	96,82	12,86	298,77			101,89	11,08	266,15		
Thời gian trễ (s)			3,58E-08					2,46E-08		
$v(km/h)$ / *Value*	$v_1 = 100$					$v_2 = 150$				
	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2	RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
$T_{arq}\,(Nm)$	14,04	3,82	17,48			12,33	3,35	15,38		
$T_{aas}\,(Nm)$	14,04	3,82	17,48			12,33	3,35	15,38		
$T_{aas}\,(n)(Nm)$	14,04	3,82	17,48			12,33	3,35	15,38		
$\Delta T_{aas}\,(Nm)$	1,63 E-03	-6,66 E-05	8,42 E-03	0,04	1,00	1,43 E-03	-5,64 E-05	7,33 E-03	0,04	1,00
$T_{mrq}\,(Nm)$	1,94	0,53	2,42			1,71	0,46	2,13		

$T_{mas}\,(Nm)$	1,94	0,53	2,42			1,71	0,46	2,13		
$T_{mas}\,(n)(Nm)$	1,94	0,53	2,42			1,71	0,46	2,13		
$\Delta T_{mas}\,(Nm)$	2,25 E-04	-9,22 E-06	1,17 E-03	0,04	1,00	1,98 E-04	-7,80 E-06	1,02 E-03	0,04	1,00
$i_{qrq}\,(A)$	18,51	5,03	23,05			16,26	4,42	20,28		
$i_q\,(A)$	18,51	5,03	23,05			16,26	4,42	20,28		
$i_q\,(n)(A)$	18,51	5,03	23,05			16,26	4,42	20,28		
$\Delta i_q\,(A)$	2,14 E-03	-8,78 E-05	1,11 E-02	0,04	1,00	1,88 E-03	-7,43 E-05	9,67 E-03	0,04	1,00
$i_{drq}\,(A)$	18,51	5,03	23,05			16,26	4,42	20,28		
$i_d\,(A)$	1,08 E-16	3,90 E-21	7,21 E-16			1,06 E-16	-2,05 E-20	7,20 E-16		
$\Delta i_d\,(A)$	1,08 E-16	3,90 E-21	7,21 E-16			1,06 E-16	-2,05 E-20	7,20 E-16		
$\omega_m\,(Rad/s)$	96,88	1,07	236,15			97,71	-2,16	239,06		
$\omega_m\,(n)(Rad/s)$	99,76	3,33	251,09			00,14	0,96	255,87		
Thời gian trễ (s)			6,39E-08					6,96E-08		

Nhận xét KB 2:

- Quy tắc cung cấp dòng điện và điều khiển mô men trợ lực của cụm trợ lực lái điện theo tín hiệu mô men lái và vận tốc chuyển động của xe thỏa mãn yêu cầu mục tiêu đặt ra về hỗ trợ mô men tương tự kịch bản 1.

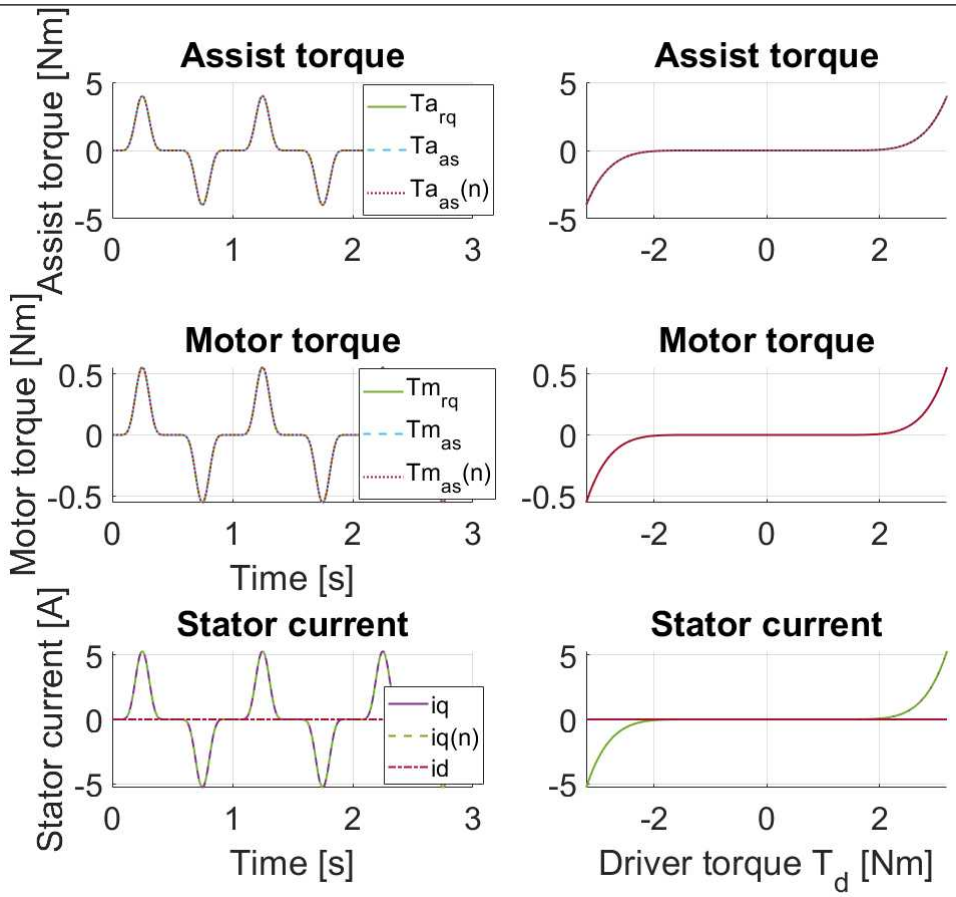
KQMP cho thấy bộ điều khiển duy trì khả năng bám mô men và dòng điện tốt tại các vận tốc khảo sát 0, 10, 100 và 150 km/h. Các giá trị RMS, MEA và MAX của mô men trợ lực thực tế T_{aas} và $T_{aas}(n)$ gần như trùng với mô men trợ lực mục tiêu T_{arq} . Sai lệch ΔT_{aas} có RMS giảm từ 2,63.10^{-03}Nm tại 0 km/h xuống 1,43.10^{-03}Nm tại 150 km/h; giá trị MAX tương ứng giảm từ 1,89.10^{-02} xuống 7,33.10^{-03}Nm. MAPE duy trì ở mức 0,04 và R^2 đạt 1,00, cho thấy độ chính xác bám mô men cao.

Tương tự, mô men động cơ T_{mas} và $T_{mas}(n)$ bám sát T_{mrq}. RMS của ΔT_{mas} nằm trong khoảng 1,98.10^{-04} đến 3,65.10^{-04}Nm và giá trị MAX không vượt quá 2,62.10^{-03}Nm. Đối với dòng điện, i_q và $i_q(n)$ gần như trùng với i_{qrq}. RMS của Δi_q giảm từ 3,47.10^{-03}A xuống 1,88.10^{-03}A khi vận tốc tăng từ 0 lên 150 km/h; MAPE đạt 0,04 và R^2 bằng 1,00 ở tất cả các trường hợp. Thành phần i_d và Δi_d có độ lớn xấp xỉ 0, cho thấy ảnh hưởng ghép chéo trên trục *d* không đáng kể. Thời gian trễ chỉ nằm trong khoảng 2,46.10^{-08} đến 6,96.10^{-08}s. Nhìn chung, bộ điều khiển thể hiện khả năng bám chính xác, đáp ứng nhanh và duy trì tính ổn định tốt trước tác động của nhiễu trong toàn bộ miền vận tốc khảo sát.

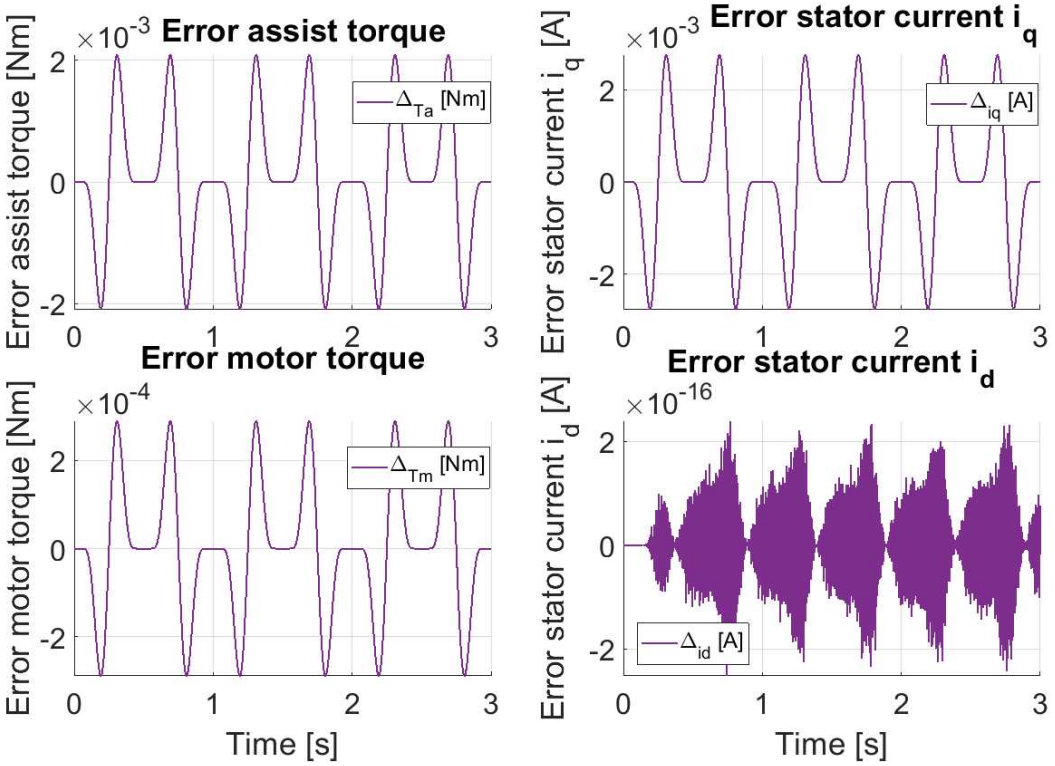
- Các kết quả mô phỏng cũng cho thấy giá trị $i_q = i_q(n)$; $T_{mas} = T_{mas}(n)$; $T_{aas} = T_{aas}(n)$, bộ điều khiển thích ứng hoàn toàn với tác động của mô men gây nhiễu tương tự kịch bản 1.

3.5.4. Kịch bản 3 $T_d = 3.2sin(2\pi t)Nm$, $(f = 1Hz)$

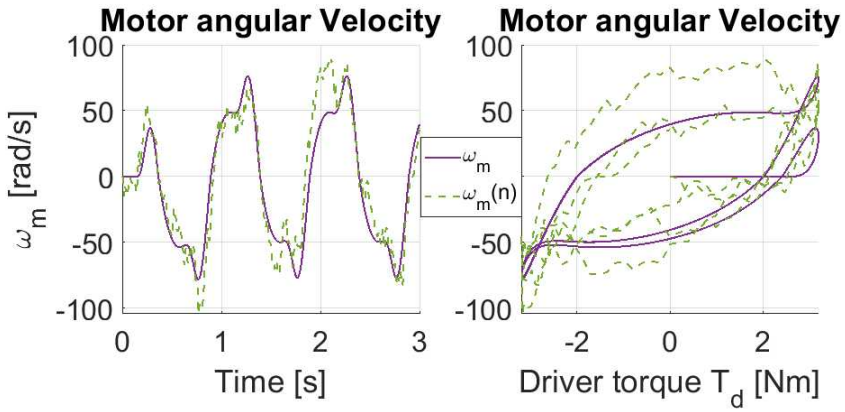
KQMP đáp ứng của bộ điều khiển tại $v = 150\ km/h$ được thể hiện như Hình 3.25 đến 3.27 và Bảng 3.53. *KQMP đầy đủ tại các vận tốc* $v = [0; 10; 100;\ 150]\ km/h$ *xem Hình PL4.37 và Hình PL4.38, PLIV.*



Hình 3.25. KB 3: Mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ $(v = 150\ km/h)$



Hình 3.26. KB 3: Sai lệch mô men trợ lực, mô men và dòng điện động cơ $(v = 150km/\mathrm{h})$



Hình 3.27. KB 3: Vận tốc góc động cơ trợ lực $(\boldsymbol{v = 150\ km/h})$

Tổng hợp kết quả đáp ứng của bộ điều khiển ở kịch bản 3 như trong bảng sau:

Bảng 3.13. KB 3: KQMP đáp ứng của bộ điều khiển

$v(km/h)$ / $Value$	$v_1 = 0$ RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2	$v_2 = 10$ RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
$T_{arq}\,(Nm)$	13,77	0,00	23,00			4,91	0,00	11,16		
$T_{aas}\,(Nm)$	13,77	0,00	23,00			4,91	0,00	11,16		
$T_{aas}\,(n)(Nm)$	13,77	0,00	23,00			4,91	0,00	11,16		
$\Delta T_{aas}\,(Nm)$	7,76 E-03	5,43 E-17	2,51 E-02	0,29	1,00	2,62 E-03	2,06 E-17	5,10 E-03	0,29	1,00
$T_{mrq}\,(Nm)$	1,91	0,00	3,18			0,68	0,00	1,54		
$T_{mas}\,(Nm)$	1,91	-0,00	3,18			0,68	0,00	1,54		
$T_{mas}\,(n)(Nm)$	1,91	-0,00	3,18			0,68	-	1,54		
$\Delta T_{mas}\,(Nm)$	1,07 E-03	7,53 E-18	3,47 E-03	0,29	1,00	3,62 E-04	2,77 E-18	7,07 E-04	0,29	1,00
$i_{qrq}\,(A)$	18,15	-0,00	30,32			6,47	-0,00	14,71		
$i_q\,(A)$	18,15	0,00	30,32			6,47	-0,00	14,71		
$i_q\,(n)(A)$	18,15	0,00	30,32			6,47	-0,00	14,71		
$\Delta i_q\,(A)$	1,02 E-02	5,17 E-17	3,31 E-02	0,29	1,00	3,45 E-03	2,60 E-17	6,73 E-03	0,29	1,00
$i_{drq}\,(A)$	18,15	0,00	30,32			6,47	-0,00	14,71		
$i_d\,(A)$	2,06 E-16	2,43 E-20	1,15 E-15			1,31 E-16	-6,35 E-20	6,40 E-16		
$\Delta i_d\,(A)$	2,06 E-16	2,43 E-20	1,15 E-15			1,31 E-16	-6,35 E-20	6,40 E-16		
$\omega_m\,(Rad/s)$	160,96	-9,21	285,87			124,89	-14,48	190,57		
$\omega_m\,(n)(Rad/s)$	162,19	-6,66	290,40			126,96	-11,77	212,38		
Thời gian trễ (s)			4,00E-05					4,00E-05		
$v(km/h)$ / $Value$	$v_1 = 100$ RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2	$v_2 = 150$ RMS RMSE	MEA	MAX	MAPE	R^2
$T_{arq}\,(Nm)$	2,01	-0,00	4,56			1,70	0,00	3,86		
$T_{aas}\,(Nm)$	2,01	0,00	4,56			1,70	-0,00	3,86		
$T_{aas}\,(n)(Nm)$	2,01	-	4,56			1,70	-0,00	3,86		
$\Delta T_{aas}\,(Nm)$	1,07 E-03	9,21 E-18	2,09 E-03	0,29	1,00	9,04 E-04	8,26 E-18	1,76 E-03	0,29	1,00
$T_{mrq}\,(Nm)$	0,28	-0,00	0,63			0,23	-0,00	0,53		

$T_{mas}\,(Nm)$	0,28	0,00	0,63			0,23	-	0,53		
$T_{mas}\,(n)(Nm)$	0,28	-	0,63			0,23	-	0,53		
$\Delta T_{mas}\,(Nm)$	1,48 E-04	1,26 E-18	2,89 E-04	0,29	1,00	1,25 E-04	1,10 E-18	2,44 E-04	0,29	1,00
$i_{qrq}\,(A)$	2,64	0,00	6,01			2,24	-0,00	5,08		
$i_q\,(A)$	2,64	-	6,01			2,24	0,00	5,08		
$i_q\,(n)(A)$	2,64	-	6,01			2,24	0,00	5,08		
$\Delta i_q\,(A)$	1,41 E-03	1,14 E-17	2,75 E-03	0,29	1,00	1,19 E-03	1,05 E-17	2,32 E-03	0,29	1,00
$i_{drq}\,(A)$	2,64	-	6,01			2,24	0,00	5,08		
$i_d\,(A)$	4,37 E-17	-1,19 E-20	2,50 E-16			3,20 E-17	4,36 E-20	2,12 E-16		
$\Delta i_d\,(A)$	4,37 E-17	-1,19 E-20	2,50 E-16			3,20E-17	4,36 E-20	2,12 E-16		
$\omega_m\,(Rad/s)$	57,74	-7,30	94,07			46,33	-6,48	78,26		
$\omega_m\,(n)(Rad/s)$	60,64	-4,67	118,06			49,65	-3,83	104,27		
Thời gian trễ (s)			4,00E-05					4,00E-05		

Nhận xét KB 3:

- Khi tần số đánh lái tăng, các "Giá trị động học" của hệ thống giảm, bộ điều khiển điều khiển vận tốc cơ điện thay đổi tương ứng nhằm đảm bảo các giá trị mô men hỗ trợ và dòng điện điều khiển luôn bám sát theo yêu cầu mô men trợ lực.

- Khả năng đáp ứng các chỉ tiêu khác của bộ điều khiển không thay đổi, vẫn hoàn toàn đáp ứng các mục tiêu tương tự như kịch bản 1 và 2.

Nhận xét chung:

- Quy tắc cung cấp dòng điện và điều khiển mô men lái trợ lực điện của cụm trợ lực lái điện theo tín hiệu mô men lái và vận tốc chuyển động của xe thỏa mãn yêu cầu mô men trợ lực thực tế bám theo mô men mục tiêu. Điều này chứng tỏ tính đúng đắn của thuật toán điều khiển.

- Bộ điều khiển thích ứng hoàn toàn với tác động của mô men gây nhiễu. Điều khiển PID với thuật toán điều khiển FOC có thể loại bỏ hoàn toàn ảnh hưởng của mô men gây nhiễu, đảm bảo dòng điện điều khiển luôn bám sát dòng điện mục tiêu.

- Với chiến lược điều khiển PID-FOC cho động cơ PMSM hoàn toàn đáp ứng được yêu cầu điều khiển động cơ điện trợ lực của hệ thống lái EPS.

3.6. KẾT LUẬN CHƯƠNG

Mục tiêu chính của chương 3 đã được hoàn thành thể hiện qua các kết quả sau:

Đã lựa chọn mẫu xe phù hợp với đối tượng nghiên cứu, trong đó các thông số kỹ thuật của xe đảm bảo độ tin cậy và chính xác cao.

Đã xây dựng các MHMP con và MHMP tổng thể cho mô hình toán học được xây dựng ở chương 2 trên phần mềm Matlab/Simulink để tiến hành tính toán mô phỏng và kiểm chứng.

Đã tiến hành mô phỏng kiểm chứng các mô hình ĐLH được xây dựng trên xe mẫu. Các kết quả mô phỏng kiểm chứng cho thấy các mô hình ĐLH phản ánh đúng quy luật vật lý của phân bố tải trọng khi quay vòng, đặc tính động lực học của bánh xe đàn hồi, sự hình thành mô men cản quay vòng, ĐLH hệ thống lái EPS và ĐLH chuyển động của ô tô.

Đã thực hiện mô phỏng, phân tích và đánh giá các dạng đặc tính trợ lực lái gồm tuyến tính, đa tuyến tính, phi tuyến và hỗn hợp tuyến tính-phi tuyến, làm rõ ảnh hưởng của hình dạng bản đồ đặc tính trợ lực lái đến phân bố mô men trợ lực và phản ứng của hệ thống. Đã

thực hiện mô phỏng, phân tích và đánh giá đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo phong cách lái của hai loại đặc tính phi tuyến và đặc tính hỗn hợp. Kết quả cho thấy khả năng tạo ra các cảm giác lái khác nhau thông qua thay đổi chiến lược phân bố trợ lực trên cùng cấu hình phần cứng. Bộ tham số đặc tính trợ lực lái thu được đối với xe mẫu như sau:

1. Loại tuyến tính:

$T_{dmin} = 1\ Nm; P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;$

$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3.$

2. Loại đa tuyến tính:

$T_{dmin} = 1Nm; T_{d1} = 3.5Nm; P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;$

$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

$K_1(v) = 2.5\ - 0.0607v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3.$

3. Loại phi tuyến:

- Phong cách lái thoải mái và phong cách lái thể thao:

$P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;\ K_T = 3.8554;$

$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357];$

- Phong cách đa mức:

$P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;\ K_T = 3.8554;$

$T_{drq} = 3.5Nm;\ v_{rq} = 110km/h;\ T_{alm} = 2.5Nm$

$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

$K2(v) = 2.5(110/3{,}6)/v\ - 0.0606v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3.$

$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357];$

4. Loại hỗn hợp:

- Phong cách lái thoải mái và phong cách lái thể thao:

$P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;\ K_T = 3.8554;$

$K(v) = 2.5\ - 0.0607v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3;$

$K1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357];$

- Phong cách đa mức:

$P_{max} = 30N;\ T_{dmax}(0) = 4.8Nm;\ K_T = 3.8554;$

$T_{drq} = 3.5Nm;\ v_{rq} = 110km/h;\ T_{alm} = 2.5Nm$

$K(v) = 2.5\ - 0.0607v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3;$

$K1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$

$K2(v) = 2.5(110/3{,}6)/v\ - 0.0606v + \ 0.0003v^2\ - 0.00001v^3.$

$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357];$

Cuối cùng đã tiến hành mô phỏng và đánh giá bộ điều khiển hệ thống C-EPS, thông qua khả năng bám theo mô men trợ lực mục tiêu, đáp ứng động học và mức độ suy giảm nhiễu. Kết quả cho thấy bộ điều khiển PID-FOC đáp ứng tốt yêu cầu điều khiển mô men trợ lực, bảo đảm tính ổn định. Sai lệch bám mô men gần như bằng 0, loại bỏ hoàn toàn nhiễu ngẫu nhiên.

Như vậy kết quả của chương 3 đã chứng minh tính đúng đắn của phương pháp luận, độ tin cậy của các mô hình động lực học và đáp ứng của chiến lược điều khiển. Đưa ra được bộ tham số cho 04 loại bản đồ đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính, phi tuyến và hỗn hợp trên xe mẫu. Đưa ra bộ tham số cho 02 loại đặc tính phi tuyến và hỗn hợp mỗi loại 03 bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo 03 phong cách lái khác nhau trên cùng cấu hình xe mẫu.

CHƯƠNG IV: THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG LÁI EPS

Chương 4 tiến hành thử nghiệm mô phỏng đánh giá hệ thống lái EPS theo các bài thử nghiệm được chuẩn hóa trong các tiêu chuẩn quốc tế ISO và tiêu chuẩn Trung Quốc GB/T nhằm đồng thời thực hiện cùng lúc mục tiêu kép đó là:

Thông qua các bài thử nghiệm mô phỏng để đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển và kiểm chứng các mô hình động lực học bằng cách mô phỏng song song mô hình động lực học luận án xây dựng trong chương 2 và mô hình động lực học chuẩn CarSim.

Thông qua các bài thử nghiệm mô phỏng đánh giá cảm giác lái nhằm đánh giá cảm giác lái của hệ thống lái EPS sử dụng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng do luận án đề xuất.

4.1. LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP THỬ NGHIỆM

Trong nghiên cứu và phát triển ô tô, việc lựa chọn phương pháp thử nghiệm phù hợp đóng vai trò quyết định đến độ chính xác, hiệu quả và chi phí của toàn bộ quá trình phát triển sản phẩm. Thử nghiệm không chỉ là bước kiểm chứng kết quả mô phỏng hoặc thiết kế, mà còn là cơ sở để tối ưu hóa cấu trúc, điều khiển, độ bền và hiệu suất của các hệ thống trên xe.

4.1.1. Các phương pháp thử nghiệm

Phương pháp thử nghiệm trong kỹ thuật ô tô là toàn bộ các cách thức kiểm chứng, đo lường và đánh giá hiệu năng, độ bền, tính an toàn của xe hoặc các hệ thống cấu thành. Tùy theo mục tiêu nghiên cứu, điều kiện kỹ thuật và giai đoạn phát triển, các nhà nghiên cứu có thể lựa chọn giữa nhiều phương pháp thử nghiệm khác nhau. Hiện nay, bốn nhóm phương pháp chính thường được sử dụng gồm: (1) Thử nghiệm mô phỏng số SBEM và thử nghiệm mô phỏng trong vòng lặp (MIL testing), (2) Thử nghiệm phần mềm trong vòng lặp (SIL testing), thử nghiệm phần cứng trong vòng lặp (HIL testing), (3) Thử nghiệm trên bệ thử (Bench Testing), và (4) Thử nghiệm thực tế (On-Road/Track Testing).

So với các phương pháp truyền thống, mô phỏng thể hiện ưu thế rõ rệt về chi phí, tốc độ, khả năng tái lập và an toàn. Mô phỏng có thể triển khai hàng nghìn kịch bản trong thời gian ngắn và dễ dàng điều chỉnh tham số, trong khi thử nghiệm vật lý đòi hỏi nhiều thời gian và nhân lực.

4.1.2. Mục tiêu của thử nghiệm hệ thống lái

Thử nghiệm hệ thống lái nhằm đạt được các mục tiêu nghiên cứu sau:

Định lượng các đặc tính động học và động lực học của hệ thống, bao gồm tỷ số truyền, mô men trợ lực, độ trễ, phản lực và khả năng trả lái.

Đánh giá khả năng phản hồi điều khiển của bộ điều khiển điện tử ECU EPS trong các điều kiện vận hành khác nhau, đảm bảo tính ổn định và độ chính xác của hệ thống điều khiển.

Phân tích và tối ưu cảm giác lái, thông qua việc đo lường các thông số khách quan như mô men lái, góc lái, gia tốc ngang, vận tốc xoay thân xe, độ rung…, kết hợp với phản hồi chủ quan từ người lái thử.

Các mục tiêu này yêu cầu quy trình thử nghiệm được thiết kế có hệ thống, bao gồm thử nghiệm mô phỏng số SBEM, thử nghiệm mô phỏng trong vòng lặp MIL, thử nghiệm phần mềm trong vòng lặp SIL, thử nghiệm phần cứng trong vòng lặp HIL và thử nghiệm thực tế (On-Road/Track testing) để xác thực kết quả.

4.1.3. Lựa chọn phương pháp thử nghiệm

Nội dung nghiên cứu của luận án là trong giai đoạn quá trình nghiên cứu và phát triển sản phẩm về xây dựng đường đặc tính trợ lực lái lý tưởng và điều khiển hệ thống lái trợ lực điện EPS. Do vậy, từ các phân tích trên luận án lựa chọn phương pháp thử nghiệm mô phỏng số SBEM kết hợp với thử nghiệm mô phỏng trong vòng lặp MIL để kiểm nghiệm mô hình lý thuyết, kiểm nghiệm bộ điều khiển và đánh giá cảm giác lái với đường đặc tính trợ lực lái đã được xây dựng. Sử dụng kết hợp phần mềm mô phỏng Matlab/Simulink kết hợp với phần mềm thử nghiệm mô phỏng CarSim.

4.1.4. Giới thiệu phần mềm thử nghiệm mô phỏng CarSim

CarSim là phần mềm mô phỏng và thử nghiệm ảo chuyên dụng cho nghiên cứu động học và động lực học ô tô, do Mechanical Simulation Corporation - Mỹ phát triển. CarSim được xem là một trong những công cụ chuẩn mực trong hoạt động nghiên cứu và phát triển R&D ô tô hiện đại nhờ khả năng tái tạo chính xác hành vi vận hành của phương tiện trong nhiều điều kiện khai thác thực tế, từ các tình huống vận hành thông thường đến các kịch bản biên có tính khắt khe phục vụ đánh giá an toàn và hiệu năng[187]. Với định hướng "mô phỏng gần thực tế" và khả năng tạo lập kịch bản thử nghiệm có cấu trúc, CarSim đã trở thành nền tảng quan trọng trong quy trình phát triển hệ thống điều khiển và đánh giá đặc tính động lực học xe, đặc biệt trong các nghiên cứu liên quan đến ổn định chuyển động, chất lượng điều khiển, và cảm giác lái.

Bên cạnh mô phỏng bản thân phương tiện, CarSim còn được đánh giá cao nhờ khả năng tích hợp linh hoạt với các nền tảng kỹ thuật khác, đặc biệt là Matlab/Simulink [188], cũng như các môi trường triển khai phục vụ thử nghiệm hệ thống. Thông qua cơ chế ghép nối mô hình và trao đổi tín hiệu vào/ra theo thời gian, CarSim có thể hoạt động như mô hình đối tượng đáng tin cậy cho quá trình phát triển thuật toán điều khiển. Nhờ vậy, CarSim được sử dụng rộng rãi trong thử nghiệm phần mềm trong vòng lặp SIL và thử nghiệm phần cứng trong vòng lặp HIL, nhằm kiểm chứng, tối ưu và xác thực các thuật toán điều khiển điện tử trên ô tô như chống bó cứng phanh ABS, cân bằng điện tử ESP hoặc trợ lực lái điện EPS trong môi trường ảo có độ tin cậy cao. Cách làm này giúp giảm đáng kể rủi ro kỹ thuật trước khi thử nghiệm trên xe thật, đồng thời cho phép đánh giá nhanh nhiều kịch bản, kể cả các trường hợp khó hoặc không an toàn khi tái hiện trực tiếp trong thực tế.

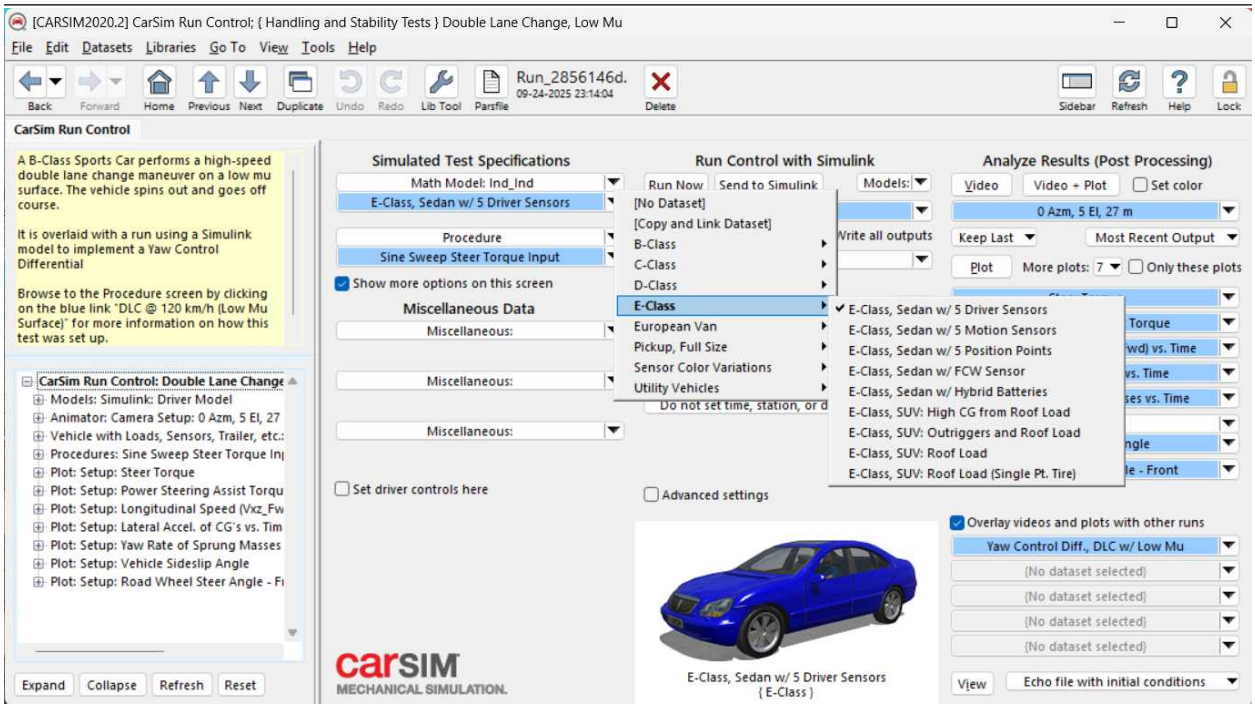
4.2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN

Thông số kỹ thuật của mô hình "xe thử nghiệm" và thông số kỹ thuật của các tổng thành trên xe đồng nhất hoàn toàn với thông số kỹ thuật được lựa chọn làm đối tượng nghiên cứu trong Chương 3. Các thông số kỹ thuật chính của mẫu xe này được trình bày chi tiết trong *Bảng PL1.1, PLI.*

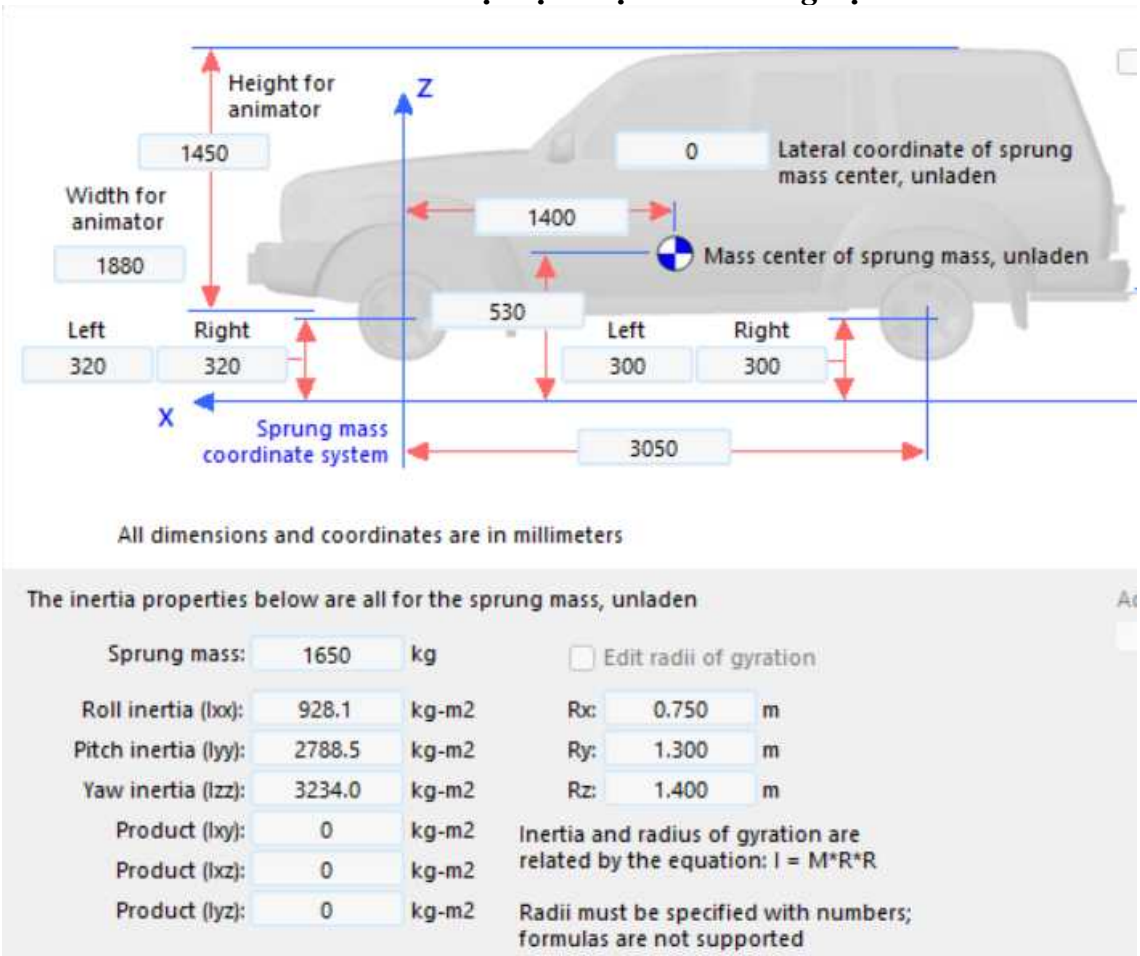
4.2.1. Xây dựng mô hình ô tô thử nghiệm trên CarSim

4.2.1.1. Cài đặt thông số "Xe thử nghiệm"

Luận án thiết lập và cài đạt thông số cơ bản của đối tượng nghiên cứu như Hình 4.1 và Hình 4.2.



Hình 4.1. Giao diện lựa chọn "Xe thử nghiệm"



Hình 4.2. Thông số kỹ thuật cơ bản của "Xe thử nghiệm"

4.2.1.2. Cài đặt thông số các hệ thống của "Xe thử nghiệm"

Thông số kỹ thuật của các hệ thống: hệ thống truyền lực; hệ thống lái; hệ thống phanh; hệ thống treo trước, hệ thống treo sau; bánh xe, thông số như *Bảng PL1.1, PLI, hình ảnh cài đặt minh họa như Hình PL1.1, PLI.*

4.2.1.3. Cài đặt đầu vào, đầu ra của "Xe thử nghiệm"

Mô hình trong CarSim cho phép cài đặt lên đến gần 400 tín hiệu đầu vào cho mô hình và đo lường đến hơn 1000 tín hiệu đầu ra. Các lựa chọn đầu vào đầu ra được thiết lập trong cửa sổ phần mềm CarSim như *Hình PL1.2 và PL1.3, PLI*. Trên cơ sở mục tiêu nghiên cứu, luận án lựa chọn 03 tín hiệu đầu vào của mô hình gồm: vận tốc xe, mô men lái, mô men trợ lực và đo 35 tín hiệu đầu ra nhằm đánh giá động lực học hệ thống lái, động lực học chuyển động xe và đánh giá cảm giác lái… Bảng các tín hiệu đầu vào và đầu ra xem *Bảng PL1.2 và PL1.3, PLI*.

4.2.2. Xây dựng mô hình ô tô thử nghiệm tích hợp CarSim-Matlab/Simulink

4.2.2.1 Xây dựng mô hình

Mô hình thực nghiệm mô phỏng tổng thể "EPS DYNAMICS AND CONTROL SIMULATION EXPERIMENTAL MODULE INTEGRATING SIMULINK & CARSIM - MÔ ĐUN THỰC NGHIỆM MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN EPS TÍCH HỢP SIMULINK & CARSIM" được thể hiện như Hình 4.3. Mô hình mô phỏng bao gồm 03 khối chính và 01 công tắc lựa chọn phản hồi mặt đường Tr:

Khối "CONTROLLER BLOCK" gồm 03 khối con:

1) MHMP đặc tính trợ lực lái hệ thống lái trợ lực điện (EPS MAP)
2) Mô hình bộ điều khiển EPS (PID-FOC CONTROLLER)
3) Mô hình ĐLH động cơ điện (MOTOR DYNAMICS)

Khối "SIMULINK VEHICLE BLOCK" gồm 06 khối con:

1) Mô hình xác định tải trọng phân bố lên bánh xe (Load distribution model);
2) Mô hình ĐLH bánh xe đàn hồi (Elastic tire model);
3) Mô hình xác định mô men cản quay vòng (Road resistance torque model);
4) Mô hình ĐLH hệ thống lái EPS (EPS DYNAMICS)
5) Mô hình ĐLH chuyển động của ô tô (VEHICLE DYNAMICS)
6) Mô hình mô men nhiễu ngẫu nhiên (Random disturbance torque)

Khối "CARSIM BLOCK": Mô hình vật lý chuẩn thay thế xe thử nghiệm thật gồm 02 mô hình con:

1) Mô hình "Xe thử nghiệm" CarSim
2) Mô hình khai thác đầu ra "Xe thử nghiệm"

4.2.2.2. Nguyên lý mô hình điều khiển mô hình

Mô hình "EPS DYNAMICS AND CONTROL SIMULATION EXPERIMENTAL MODULE INTEGRATING SIMULINK & CARSIM" được xây dựng cấu trúc đồng mô phỏng vòng lặp khép kín, kết hợp giữa mô hình điều khiển điện - cơ trong môi trường Matlab/Simulink và mô hình động lực học ô tô đầy đủ trong phần mềm CarSim. Cấu trúc tổng thể được chia thành ba khối chức năng chính: khối điều khiển, khối phương tiện trong Matlab/Simulink và khối phương tiện CarSim.

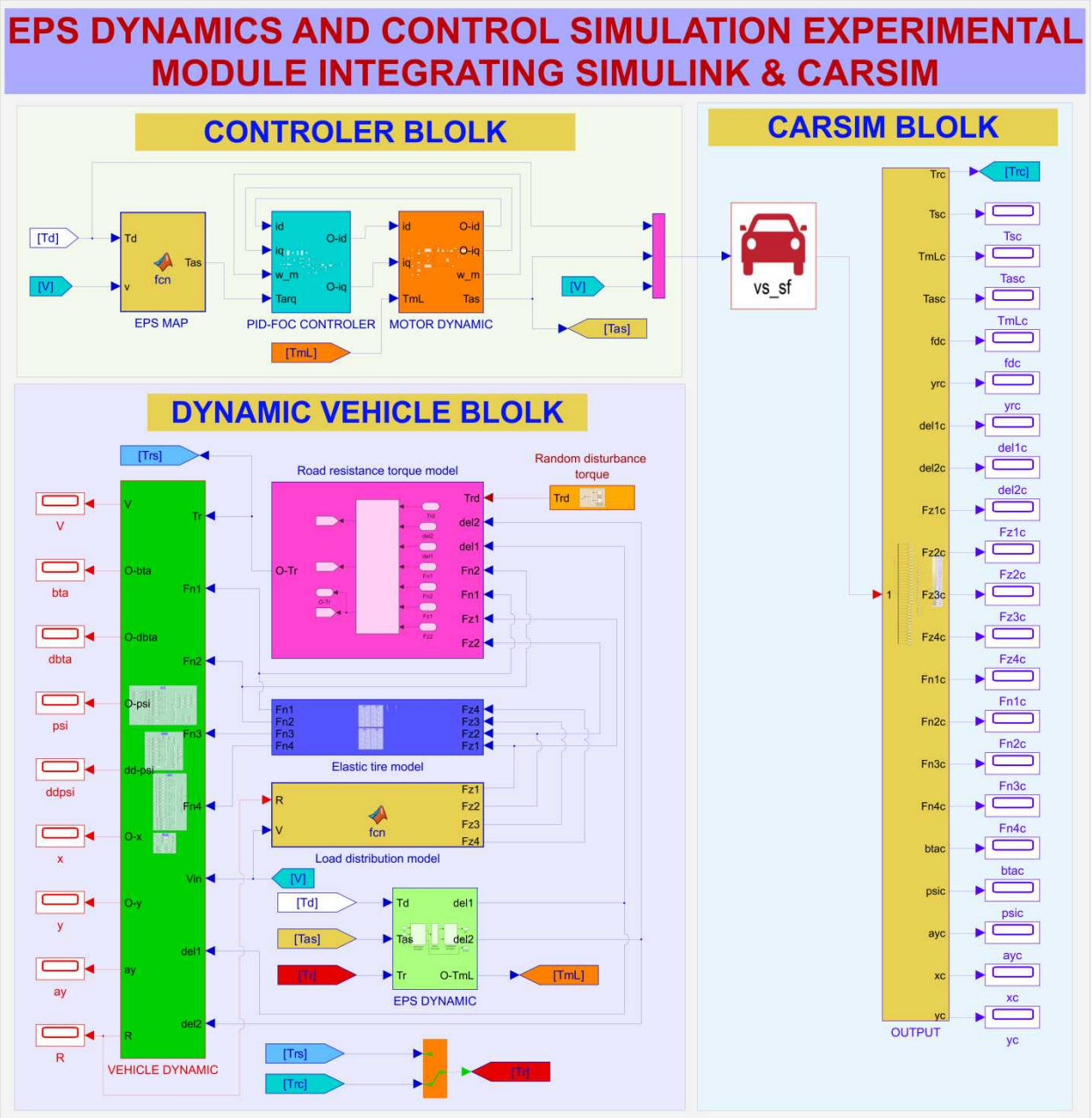
4.2.2.2.1. Khối điều khiển "CONTROLLER BLOCK"

Khối điều khiển bao gồm ba phần: Bản đồ đặc tính trợ lực lái, bộ điều khiển PID-FOC và mô hình động lực học của động cơ điện.

Tín hiệu vào: mô men lái, vận tốc xe và mô men cản quay dẫn hướng quy dẫn từ CarSim hoặc từ mô hình Matlab/Simulink.

Tín hiệu ra: Mô men trợ lực thực tế được tạo ra bởi động cơ điện, dòng điện trên hai trục điều khiển i_q-i_d và vận tốc quay của động cơ.

Bản đồ đặc tính trợ lực lái xác định giá trị mô men trợ lực yêu cầu theo đặc tính trợ lực lái lý tưởng đã được xây dựng trong nghiên cứu lý thuyết, sau đó được điều chỉnh bởi bộ điều khiển để đạt được mô men yêu cầu thực tế. Mô hình động cơ điện chuyển đổi tín hiệu điều khiển thành mô men cơ học đưa vào trục lái hệ thống lái.



Hình 4.3. Mô hình điều khiển EPS tích hợp CarSim-Matlab/Simulink

4.2.2.2.2. Khối phương tiện trong Matlab/Simulink "SIMULINK VEHICLE BLOCK"

Khối này mô phỏng các đặc tính cơ học của hệ thống lái và toàn bộ xe dưới dạng mô hình rút gọn, bao gồm: mô hình mô men cản quay dẫn hướng, mô hình đàn hồi của lốp, mô hình phân bố tải trọng động và mô hình quán tính chuyển động của thân xe.

Tín hiệu vào: Mô men trợ lực thực tế, mô men lái và vận tốc xe.

Tín hiệu ra: Các đại lượng động học như góc quay thân xe, vận tốc quay, gia tốc quay và góc lệch thân xe, gia tốc ngang, quỹ đạo chuyển động xe thử nghiệm, cùng với các lực thẳng đứng và lực ngang tác dụng lên từng bánh xe.

Các khối phụ bên trong trao đổi thông tin liên tục: mô hình lốp cung cấp lực ngang và lực thẳng đứng cho mô hình động học thân xe; mô hình phân bố tải trọng điều chỉnh các lực này theo gia tốc; mô hình mô men cản tổng hợp toàn bộ ảnh hưởng ngược về hệ thống lái.

4.2.2.2.3. Khối CarSim "CARSIM BLOCK"

Khối CarSim là mô hình tham chiếu có độ chính xác cao, mô phỏng động lực học thực của xe. Khối này nhận mô men trợ lực thực tế từ khối điều khiển và tái tạo toàn bộ phản ứng của xe trong không gian ba chiều.

Tín hiệu vào: Mô men lái, mô men trợ lực thực tế và vận tốc xe .

Tín hiệu ra: Các giá trị tham chiếu bao gồm mô men cản quay bánh xe dẫn hướng, mô men cản quy dẫn về trục động cơ điện, gia tốc ngang, góc xoay thân xe, vận tốc xoay, lực ngang, lực thẳng đứng, quỹ đạo chuyển động và các biến trạng thái khác.

Cấu trúc công tắc lựa chọn mô men cản (T_r) : Giữa khối CarSim và khối Matlab/Simulink có một công tắc lựa chọn mô men cản. Công tắc này cho phép lựa chọn nguồn mô men phản hồi từ CarSim hoặc từ mô hình tính toán nội bộ Matlab/Simulink. Khi sử dụng mô men từ CarSim, hệ thống phản ánh đầy đủ đặc tính phi tuyến và điều kiện mặt đường thực; khi chọn mô men từ Matlab/Simulink, mô hình hoạt động độc lập, thuận tiện cho kiểm tra, tinh chỉnh bộ điều khiển trong giai đoạn thiết kế.

4.2.2.3. Đánh giá tính năng của mô hình "EPS Matlab/Simulink - CarSim"

Mô hình được xây dựng theo hướng phân tầng đồng mô phỏng phản hồi kín, đảm bảo phản ánh đầy đủ mối quan hệ tương tác giữa các miền điện, cơ và động lực học phương tiện. Cấu trúc mô hình tuân thủ nguyên lý của mô phỏng hệ thống phức hợp, cụ thể:

Tính toàn vẹn năng lượng: Mô men tạo ra từ động cơ được truyền qua trục lái, chuyển thành lực ngang và gia tốc ngang của thân xe, đồng thời một phần phản hồi ngược thành mô men cản; đảm bảo bảo toàn năng lượng cơ học.

Tính nhân quả vật lý: Mô men lái là nguyên nhân, còn chuyển động của xe và phản hồi mô men là kết quả. Chuỗi nguyên nhân - kết quả này được duy trì xuyên suốt mô hình.

Tính mô đun và thay thế linh hoạt: Từng khối được định nghĩa rõ đầu vào, đầu ra, có thể thay đổi mà không ảnh hưởng cấu trúc tổng thể.

Tính kiểm chứng: CarSim đóng vai trò chuẩn tham chiếu, cho phép so sánh và hiệu chỉnh mô hình Matlab/Simulink về mặt vật lý.

Tính khả dụng thử nghiệm: Mô hình phù hợp với thử nghiệm phần mềm trong vòng SIL hoặc phần cứng trong vòng HIL để kiểm tra hệ thống lái điện tử trong điều kiện thực.

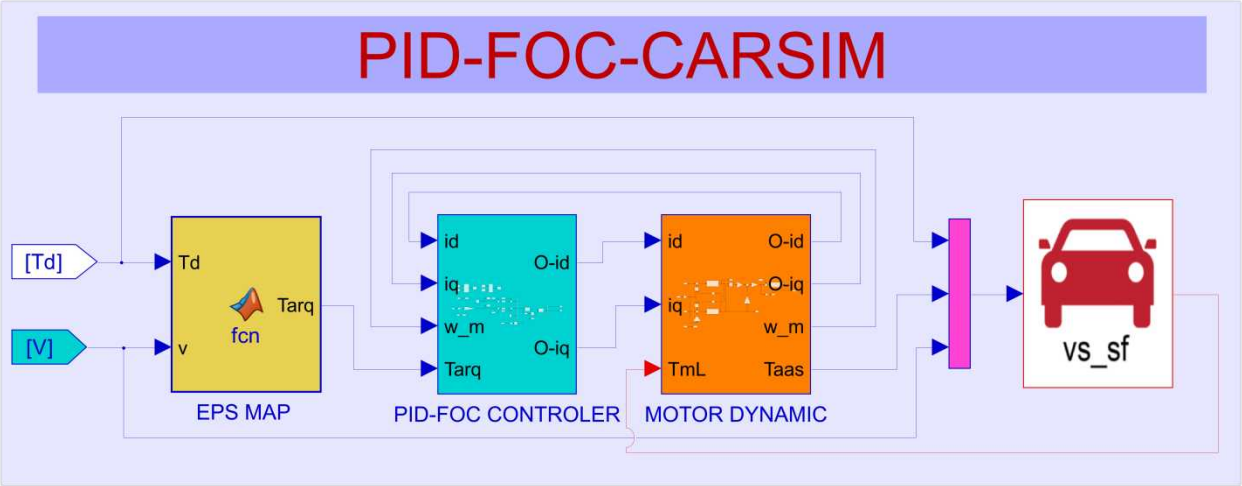
Nhờ các đặc điểm trên, mô hình được đánh giá là có cơ sở khoa học vững chắc, đảm bảo tính chính xác, khách quan và khả năng mở rộng trong nghiên cứu điều khiển điện trợ lực lái.

4.3. THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

4.3.1. Đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển

4.3.1.1. Mô hình đánh giá

Để đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC khi kết hợp với mô hình xe thử nghiệm trong CarSim. Mô hình điều khiển trong Matlab/Simulink được kết nối với mô hình xe thử nghiệm như Hình 4.4.



Hình 4.4. Mô hình đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC

Nguyên lý điều khiển của mô hình:

Mô hình "PID-FOC-CarSim" mô phỏng hệ thống điều khiển điện trợ lực lái thông qua sự kết hợp giữa điều khiển điện tử, động học động cơ và mô phỏng động lực học xe. Hai tín hiệu đầu vào là mô men lái và vận tốc xe được đưa vào khối EPS MAP. Khối EPS MAP xác định mô men trợ lực yêu cầu (T_{arq}) dựa trên quan hệ đường đặc tính lái lý tưởng đã được xây dựng trong phần nghiên cứu lý thuyết. Tín hiệu (T_{arq}) là thành đầu vào của khối PID-FOC Controller. Khối PID-FOC Controller thực hiện điều khiển theo nguyên lý điều khiển từ thông hướng trường FOC. Bộ điều khiển PID hai vòng lồng điều chỉnh dòng điện trục *d-q* (i_d, i_q) nhằm bảo đảm dòng (i_q) thành phần tạo mô men bám theo giá trị tham chiếu tương ứng với (T_{arq}), trong khi (i_d) được duy trì gần bằng 0 để tối ưu hiệu suất và giảm tổn hao. Khối Motor Dynamics mô tả mô hình động cơ PMSM cùng tải cơ khí của cơ cấu lái. Mô men điện từ được tạo ra từ (i_q) tạo thành mô men trợ lực thực tế (T_{aas}), được đưa vào mô hình xe CarSim. Ngược lại, CarSim trả về mô men cản quay bánh xe dẫn hướng (T_r), phản ánh tác động của bánh dẫn hướng và mặt đường lên hệ thống lái. Chu trình phản hồi khép kín này cho phép mô hình đánh giá trực tiếp khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC đối với các biến động tải, điều kiện vận tốc khác nhau và tín hiệu đánh lái khác nhau.

4.3.2.2. Đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển

Để đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC, luận án thực hiện thử nghiệm ba trường hợp truyền mô men lái gồm: Tín hiệu đánh lái sin (sine); tín hiệu đánh lái dốc + bước (ramp + step) và tín hiệu đánh lái xung (pulse). Ba tín hiệu lái này có thể phản ánh được toàn bộ khả năng đáp ứng của bộ điều khiển trong các trường hợp chuyển hướng dần dần, chuyển làn, đánh lái gắt rồi trả lái và ngắt mô men lái đột ngột.

4.3.2.2.1. Tín hiệu đánh lái sin (sine)

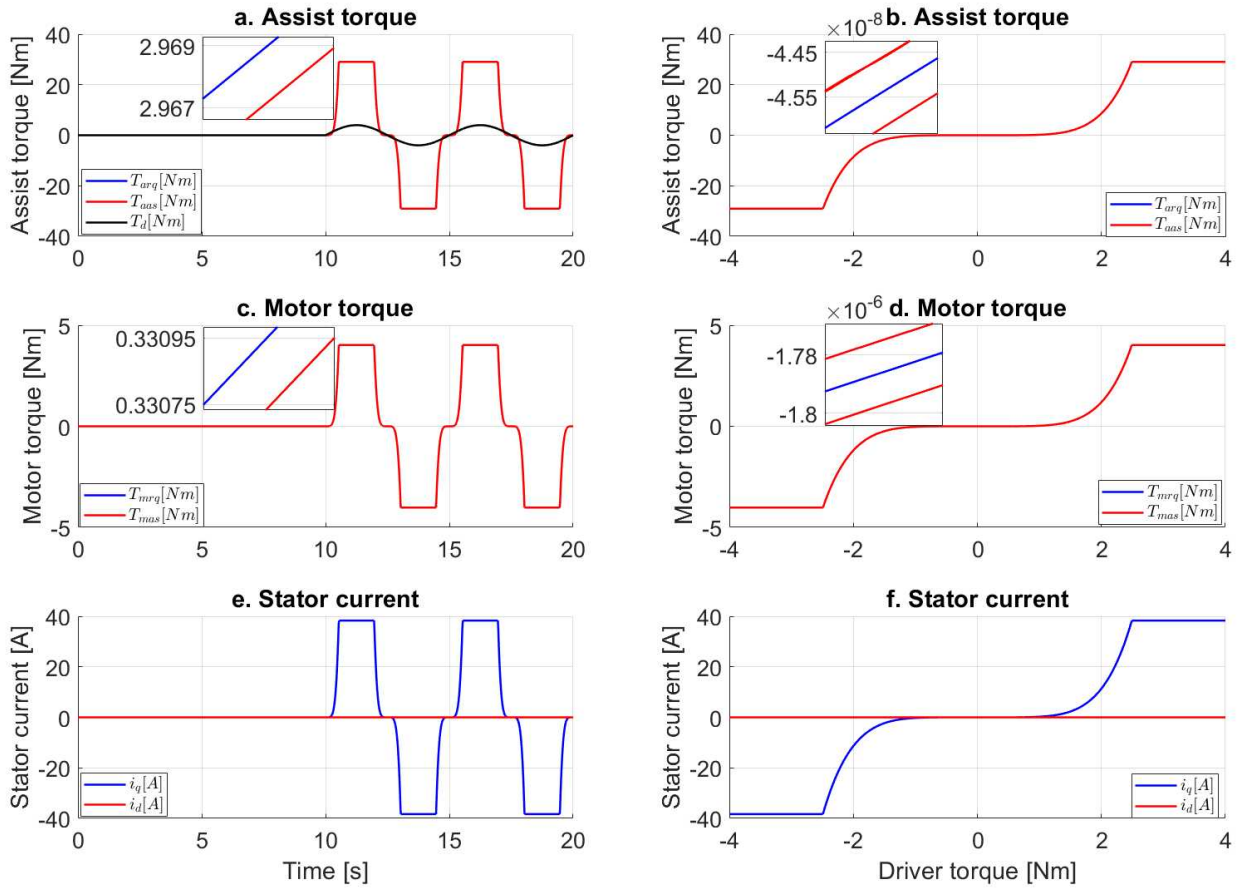
Xe thử nghiệm chạy đến vận tốc ổn định, thực hiện tác dụng mô men lái sSin với tần số $0{,}2Hz$, biên độ đỉnh $4Nm$, $T_d = 4sin((2\pi/5)t)$. Kết quả thử nghiệm như Hình 4.5.

4.3.2.2.2. Tín hiệu đánh lái dốc + bước (ramp + step)

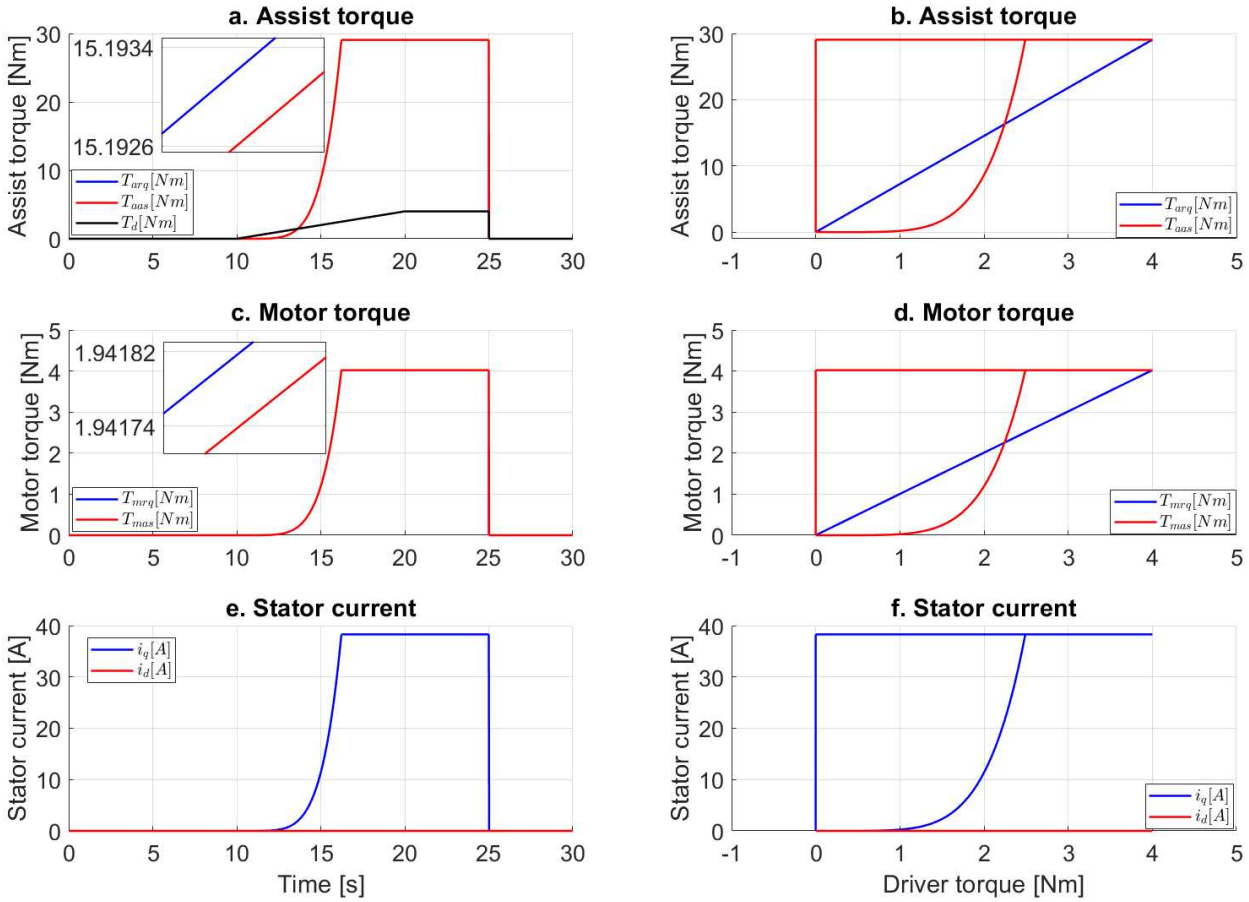
Xe thử nghiệm chạy đến vận tốc ổn định, thực hiện tác dụng mô men lái dốc tăng từ $0 \div 4Nm$ trong 10s, tiếp đó duy trì mô mem lái không đổi trong $5s$ rồi đột ngột thả vành tay lái đưa mô men lái về $0Nm$. Kết quả thử nghiệm như Hình 4.6.

4.3.2.2.3. Tín hiệu đánh lái xung (pulse)

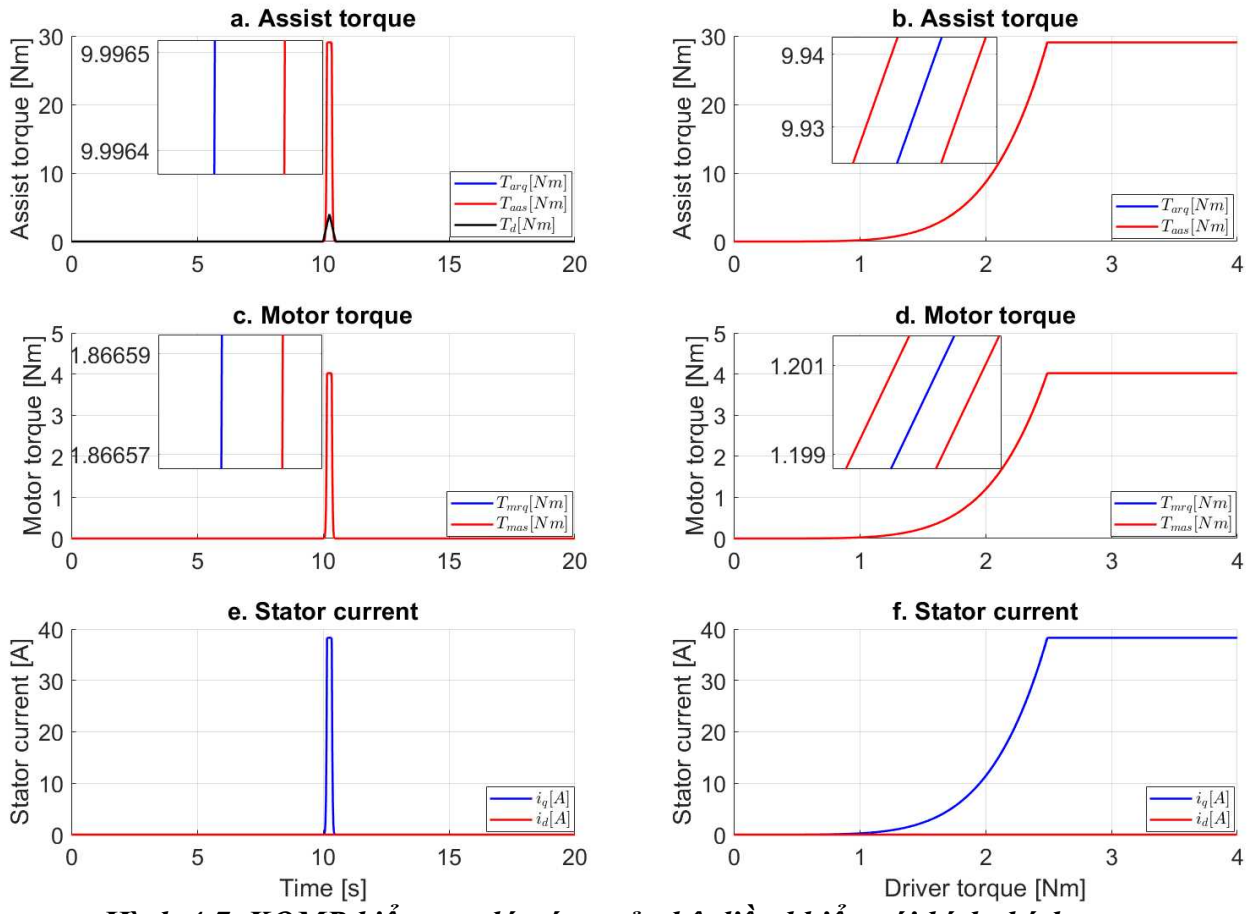
Xe thử nghiệm chạy đến vận tốc ổn định, thực hiện tác dụng mô men lái xung (0 - 4 - 0)Nm trong 0,3s. Kết quả thử nghiệm như Hình 4.7.



Hình 4.5. KQMP kiểm tra đáp ứng của bộ điều khiển với kích thích sin



Hình 4.6. KQMP kiểm tra đáp ứng của bộ điều khiển với kích thích dốc + bước



Hình 4.7. KQMP kiểm tra đáp ứng của bộ điều khiển với kích thích xung

4.3.2.2.4. Đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển

Dựa trên ba nhóm đồ thị đánh lái sin, dốc+bước và xung), bộ điều khiển PID-FOC thể hiện khả năng bám mô men trợ lực theo yêu cầu ($T_{arq} \rightarrow T_{aas}$) một cách ổn định, chính xác và phù hợp với lý thuyết điều khiển định hướng từ thông.

(1) Kích thích sin (sine). Ở các đồ thị như Hình 4.5 (a,c) thể hiện các giá trị theo thời gian, (T_{aas} - đỏ) bám sát (T_{arq} - xanh) với sai lệch tĩnh gần như bằng không; biên độ và dạng sóng khớp tốt, chỉ xuất hiện một độ trễ pha rất nhỏ đúng với đặc tính vòng dòng của bộ điều khiển. Đồ thị như Hình 4.5 b,d,f cho thấy quan hệ T_{aas}-T_d là đơn điệu, mượt, không có dao động hay trễ vòng đáng kể; sai khác cỡ rất nhỏ (thang $10^{-8} \div 10^{-6}$ Nm), chứng tỏ độ chính xác theo dõi cao. Dòng (i_q) dao động đồng pha với mô men; $i_d = 0$, phù hợp chiến lược FOC tối ưu tổn hao.

(2) Kích thích dốc + bước (ramp + step). Ở mức dốc, (T_{aas}) tăng trơn tru và không có rung lắc; khi gặp bước lớn, hệ nhanh chóng đạt giá trị mới với quá điều chỉnh nhỏ, sau đó ổn định. Khi tới vùng mô men lớn, các đồ thị như Hình 4.6 (b,d,f) biểu hiện uốn cong đặc trưng do giới hạn dòng/điện áp và bão hòa mô men (~30 Nm), nhưng hệ vẫn duy trì ổn định nhờ cơ chế anti-windup là cơ chế "tự bảo vệ" của bộ điều khiển PID khi gặp giới hạn vật lý, giúp hệ thống EPS trong mô hình ổn định, chính xác và phản ứng nhanh ngay cả khi mô men yêu cầu vượt ngưỡng làm việc của động cơ. (i_q) đạt giới hạn rồi giữ hằng, còn (i_d) vẫn bằng 0. Điều này chứng minh bộ điều khiển xử lý tốt trạng thái bão hòa mà không gây tích lũy sai số hoặc dao động.

(3) Kích thích xung (pulse). Hình 4.7 thể hiện với xung hẹp, (T_{aas}) tái tạo đỉnh mô men sắc nét và tắt dần nhanh, không có dao động dư; (i_q) xuất hiện xung tương ứng, còn (i_d) vẫn được khống chế về không. Đáp ứng này xác nhận tốc độ vòng dòng cao và bù ghép chéo hiệu quả, cho phép theo dõi biến thiên nhanh của mô men.

Như vậy: Ở cả ba kịch bản, PID-FOC đạt: (1) Bám theo (T_{arq}) với sai số không đáng

kể; (2) Ổn định và kiểm soát bão hòa tốt khi nhu cầu lớn; (3) Phân kênh *d-q* đúng nguyên lý (i_q) tạo mô men, $i_d = 0$. Các quan sát này nhất quán với mô hình vòng dòng - FOC, khối EPS map đặt lệnh hợp lý và ghép CarSim cung cấp tải thực (T_r) để kiểm chứng tính vững. Vì vậy, kết quả chứng minh bộ điều khiển đáp ứng mục tiêu: Nhanh, chính xác, ổn định và tin cậy trong các điều kiện kích thích điển hình của hệ EPS.

4.3.2. Mô phỏng kiểm chứng động lực học và thử nghiệm đánh giá cảm giác lái

Trong mục này, thông qua các bài thử nghiệm cảm giác lái để thực hiện đồng thời hai mục tiêu bao gồm: Một là kiểm chứng độ chính xác động lực học thông qua so sánh giữa mô hình xây dựng trong môi trường Matlab/Simulink và mô hình tham chiếu CarSim. Hai là đánh giá cảm giác lái của hệ thống lái EPS và tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái đề xuất.

Để thực hiện mục tiêu 1 cần đánh giá tương đồng về thông số động lực học. Để thực hiện mục tiêu 2 cần đánh giá cảm giác lái thông qua các chỉ tiêu định lượng khách quan từ đó mô tả chủ quan tổng thể về cảm giác lái và tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái.

Các bài thử nghiệm được thiết kế nhằm tái hiện toàn bộ dải trạng thái hoạt động của hệ thống lái, bao gồm các tình huống lái điển hình trong thực tế. Mỗi bài thử được thực hiện đồng thời trên hai mô hình là mô hình Matlab/Simulink và mô hình CarSim.

Căn cứ và tiêu chuẩn ISO và GB/T luận án lựa chọn các bài thử nghiệm được tiến hành theo sáu nhóm chính, phản ánh đầy đủ đặc tính cảm giác lái của người điều khiển:

1) Thử nghiệm xử lý trung tâm (On-centre handling test): Đánh giá độ tuyến tính, độ nhạy và tính ổn định của hệ thống lái quanh vị trí trung tâm;
2) Thử nghiệm tín hiệu xung (Pulse input test): Đánh giá phản ứng động học nhanh và độ ổn định khi hệ thống chịu tác động ngắn hạn;
3) Thử nghiệm khả năng trả lái (Returnability test): Đánh giá khả năng tự hồi vị của vành tay lái và độ ổn định quỹ đạo sau khi thả tay lái.
4) Thử nghiệm chuyển trạng thái (Transition test): Đánh giá khả năng phản ứng của hệ thống khi thay đổi trạng thái chuyển động;
5) Thử nghiệm quay vòng tại chỗ (Steering effort test at standstill): Đánh giá mô men cản và cảm giác lái khi vận tốc xe bằng không hoặc nhỏ hơn 5km/h;
6) Thử nghiệm tín hiệu bước (Step steering input test): Đánh giá khả năng đáp ứng tức thời và độ quá điều chỉnh của hệ thống;

Xe mẫu thử nghiệm sử dụng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng loại phi tuyến, phong cách lái thoải mái.

Chú ý: *Để phân biệt kết quả giữa mô hình Simulink và mô hình CarSim, các đồ thị và giá trị thể hiện kết quả được quy ước: (1) màu "Đỏ" là Simulink, màu "Xanh" là CarSim; (2) Ký hiệu có hậu tố "s" là Simulink, hậu tố "c" là CarSim.*

4.3.2.1. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái xử lý trung tâm (On-centre handling test)

4.3.2.1.1. Mục đích, phương pháp, xử lý số liệu thử nghiệm

4.3.2.1.1.1. Mục đích

Phương pháp thử nghiệm đánh giá cảm giác lái khu vực trung tâm (On-centre handling test) được quy định chi tiết trong tiêu chuẩn ISO 13674-1 [160] và tiêu chuẩn GB/T 6323-2014 [113], GB/T40509-2 [168]. Mục tiêu của phép thử này là đánh giá định lượng cảm giác lái vùng trung tâm và tính ổn định điều khiển khi xe chạy thẳng ở tốc độ cao. Đây là bài thử mô tả hành vi lái "vi mô" khi người lái thực hiện dao động nhỏ quanh vị trí trung tâm của vành tay lái, nhằm:

- Xác định độ nhạy, độ tuyến tính, ma sát nội tại và trễ phản hồi trong hệ thống lái

cơ khí và EPS.

- Đánh giá tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái EPS trong việc tái tạo cảm giác trung tâm: "rõ ràng, mượt mà, không rít".

- Là cơ sở để tinh chỉnh tham số mô men trợ lực, độ dốc mô men trợ lực giúp cân bằng giữa độ nhẹ và độ chắc của tay lái vùng trung tâm.

4.3.2.1.1.2. Phương pháp

- Trạng thái ban đầu của bài kiểm tra là tiến hành lái xe trên đường thẳng với vận tốc không đổi, vận tốc tiêu chuẩn của xe cho bài kiểm tra là 100km/h. Cũng có thể sử dụng vận tốc 100km/h làm chuẩn để tăng hoặc giảm vận tốc ô tô thử nghiệm, khoảng cách tăng giảm là 20km/h.

- Đầu vào vành tay lái trong quá trình thử nghiệm là góc lái zíc zắc (weave test) hoặc dạng đầu là sóng hình sin hoặc tam giác. Giá trị tham chiếu của tần số đầu vào vành tay lái là 0,2Hz và độ lệch tần số không được vượt quá ± 10%. Biên độ của góc quay đầu vào phải đủ để làm cho gia tốc ngang cực đại của xe đạt giá trị tham chiếu và độ lệch cực đại cho phép là ±10%. Để thu được dữ liệu thử nghiệm tốt khi gia tốc ngang là 0,1g (1m/s^2) và đảm bảo phạm vi hoạt động của xe và các hệ thống con của nó vượt quá vùng trễ, giá trị tham chiếu của đỉnh gia tốc ngang là 0,2g (2m/s^2) hoặc lớn hơn nhưng không quá 0,4g (4m/s^2).

- Trong toàn bộ quá trình thử, biên độ góc của vành tay lái và vận tốc góc khi đi qua khu vực trung tâm phải được giữ càng ổn định càng tốt. Với mục đích đảm bảo vận tốc dọc của xe nằm trong phạm vi quy định, sự thay đổi vị trí bàn đạp ga phải càng nhỏ càng tốt. Sự thay đổi vận tốc ô tô trong đoạn dữ liệu được sử dụng để phân tích dữ liệu không được vượt quá ± 3% vận tốc ô tô thử nghiệm.

4.3.2.1.1.3. Đo ghi và xử lý số liệu thí nghiệm

Các thông số đo lường: Thời gian thử nghiệm, vận tốc thử nghiệm, góc lái, góc quay bánh xe dẫn hướng, mô men lái, mô men trợ lực, vận tốc góc xoay thân xe, gia tốc ngang.

Các số liệu thử nghiệm được xử lý, tính toán và đánh giá các chỉ tiêu như trong Bảng 4.1 và 4.2. Trong đó:

Theo chiều dương (đánh lái phải qua trái): $K_p = \left.\frac{dT_d}{d\varphi_d}\right|_{-\varphi_{dmax} \div \varphi_{dmax}}$

Theo chiều âm (đánh lái trái qua phải): $K_n = \left.\frac{dT_d}{d\varphi_d}\right|_{\varphi_{dmax} \div -\varphi_{dmax}}$

Theo chiều dương (đánh lái phải qua trái): $K_{p0} = \left.\frac{dT_d}{d\varphi_d}\right|_{\varphi_d=0}$

Theo chiều âm (đánh lái trái qua phải): $K_{n0} = \left.\frac{dT_d}{d\varphi_d}\right|_{\varphi_d=0}$

$K_r = \frac{K_p}{K_n}$; $R^2 = \frac{\sum (x_i-\bar{x})(y_i-\bar{y})}{\sqrt{\sum (x_i-\bar{x})^2}\sqrt{\sum (y_i-\bar{y})^2}}$; $A_{loop} = \oint y(t)dx(t)$

$y(t), x(t)$- tín hiệu trên trục tung và trục hoành của đường đặc tính

Theo chiều dương (đánh lái phải qua trái): $S_p = \left.\frac{da_y}{d\varphi_d}\right|_{-\varphi_{dmax} \div \varphi_{dmax}}$

Theo chiều âm (đánh lái trái qua phải): $S_n = \left.\frac{da_y}{d\varphi_d}\right|_{\varphi_{dmax} \div -\varphi_{dmax}}$

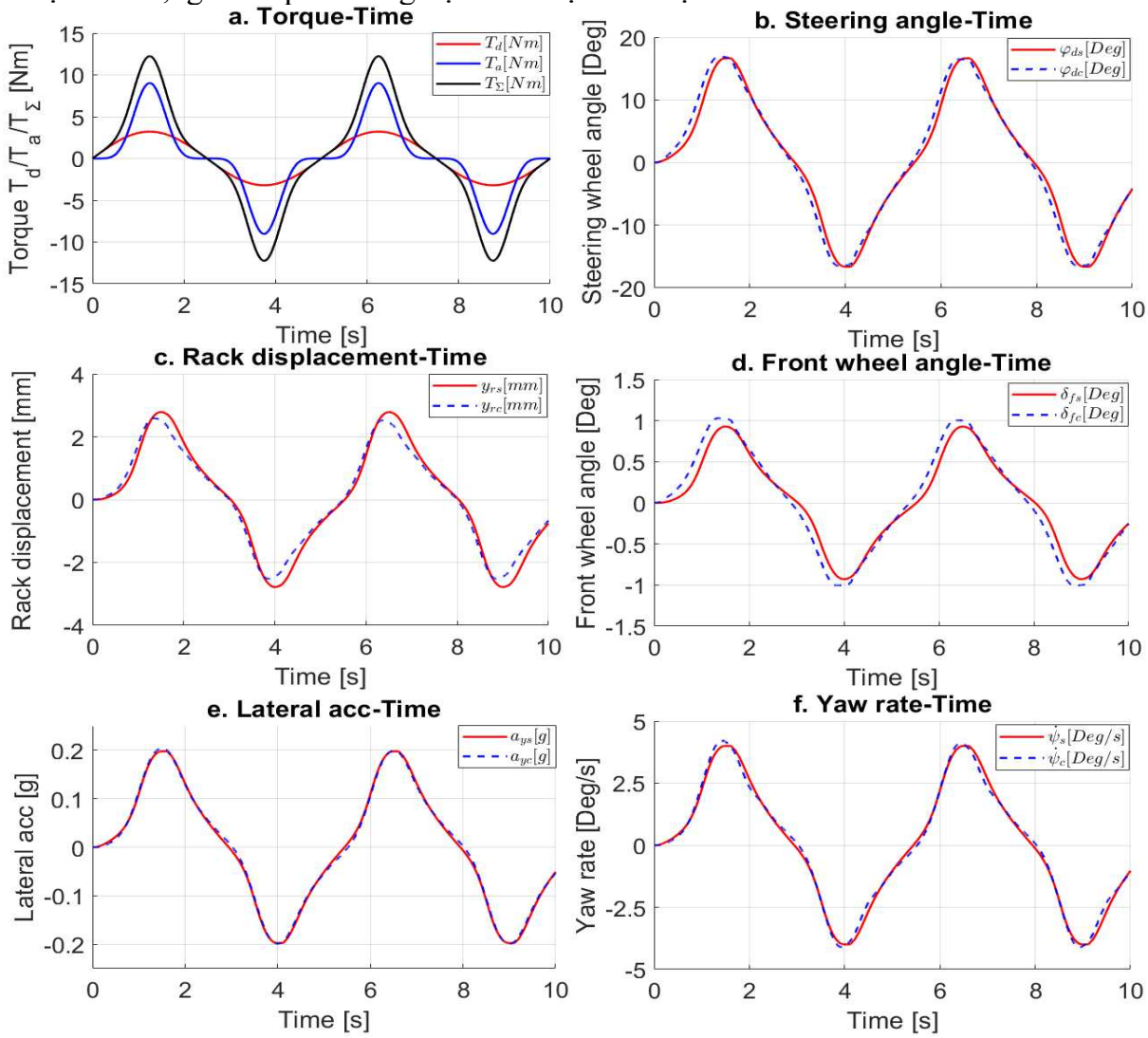
$G_{T0} = \left.\frac{dT_d}{da_y}\right|_{a_y=0}$; $G_{T1} = \left.\frac{dT_d}{da_y}\right|_{a_y=0,1g}$; $G_{\psi 0} = \left.\frac{d\dot{\psi}}{d\varphi_d}\right|_{\varphi_d=0}$; $G_{\psi T} = \left.\frac{d\dot{\psi}}{dT_d}\right|_{T_d=0}$

4.3.2.1.2. Thử nghiệm và đánh giá kết quả thử nghiệm

4.3.2.1.2.1. Thử nghiệm

Từ quy định trên, luận án thực hiện mô phỏng: vận tốc $v = 100\ km/\text{h}$; mô men lái sóng sin với tần số đánh lái 0,2Hz, giá trị đỉnh sóng mô men đảm bảo tạo ra gia tốc ngang

của xe đặt đỉnh 0,2g. Kết quả thử nghiệm ảo được thể hiện như Hình 4.8 đến Hình 4.11.



Hình 4.8. KQMP Bài thử nghiệm xử lý trung tâm

a. Mô men theo thời gian; b. Góc lái; c. Dịch chuyển thanh răng; d. Góc quay bánh xe dẫn hướng; e. Gia tốc ngang; f. Vận tốc xoay thân xe.

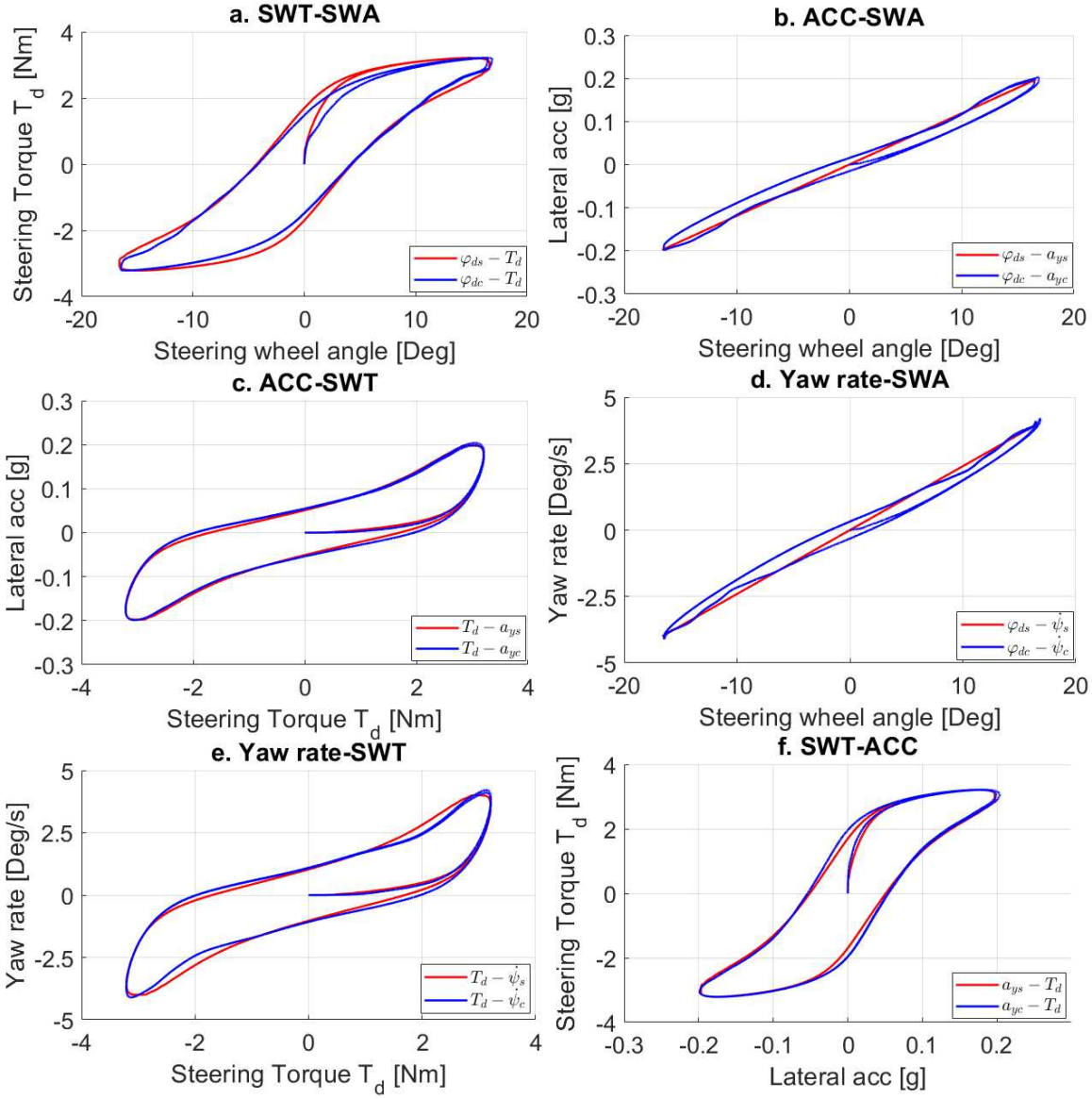
Bảng 4.1. Bảng so sánh KQMP xử lý trung tâm Simulink và CarSim

Tham số *Parameter*	Đơn vị *Unit*	RMS(x)			Max|x|		
		Simulink	CarSim	Sai lệch Error	Simulink	CarSim	Sai lệch Error
Time	(s)	5,774	5,774	0,00%	10,000	10,000	0,00%
T_d	$[Nm]$	2,270	2,270	0,00%	3,210	3,210	0,00%
φ_d	[°]	10,131	10,444	3,00%	16,636	16,864	1,35%
y_r	$[mm]$	1,567	1,529	2,41%	2,683	2,591	3,45%
δ_f	[°]	0,609	0,637	4,30%	0,980	1,028	4,63%
a_y	$[g]$	0,120	0,120	0,72%	0,198	0,204	2,90%
$\dot{\psi}$	[°/s]	2,437	2,408	1,17%	4,001	4,211	5,00%

Nhận xét về tính tương đồng dữ liệu theo thời gian: Từ Hình 4.8 và Bảng 4.1 ta thấy, Kết quả mô phỏng giữa Matlab/Simulink và CarSim trong thử nghiệm điều khiển quanh vị trí trung tâm cho thấy mức độ tương đồng rất cao, cả về giá trị định lượng và dạng đáp ứng động học. Các giá trị RMS và cực đại của mô men lái, góc vành tay lái, gia tốc ngang và tốc độ quay thân xe giữa hai phần mềm có sai lệch rất nhỏ, dao động từ 0% đến 5%. Cụ thể, sai lệch RMS của các thông số đều nhỏ hơn 3%, trong khi sai lệch cực

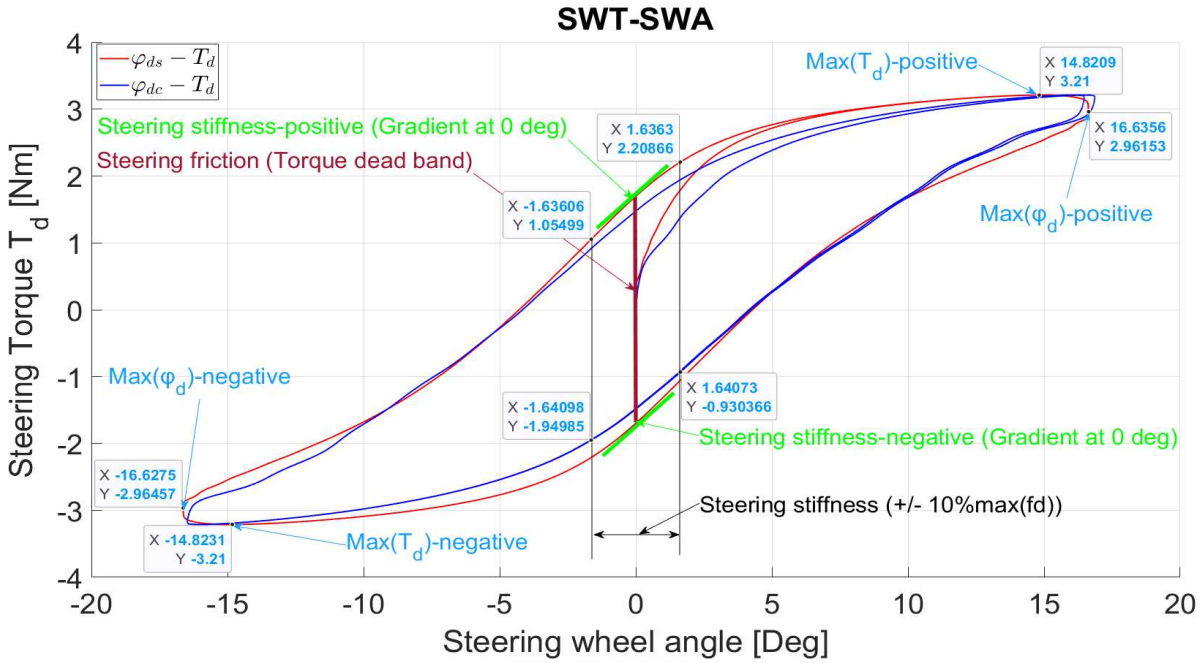
đại chỉ dưới 5%, phản ánh tính nhất quán cao của hai mô hình. Đặc biệt, thời gian đáp ứng hoàn toàn trùng khớp, chứng tỏ cả hai mô hình có cùng đặc tính động học và không xuất hiện độ trễ. Kết quả này khẳng định mô hình Matlab/Simulink có độ chính xác tương đương CarSim, đủ độ tin cậy để sử dụng trong phân tích cảm giác lái và đánh giá độ ổn định điều khiển của xe.

Phân tích các chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái trung tâm được thể hiện như Hình 4.9 đến 4.11.

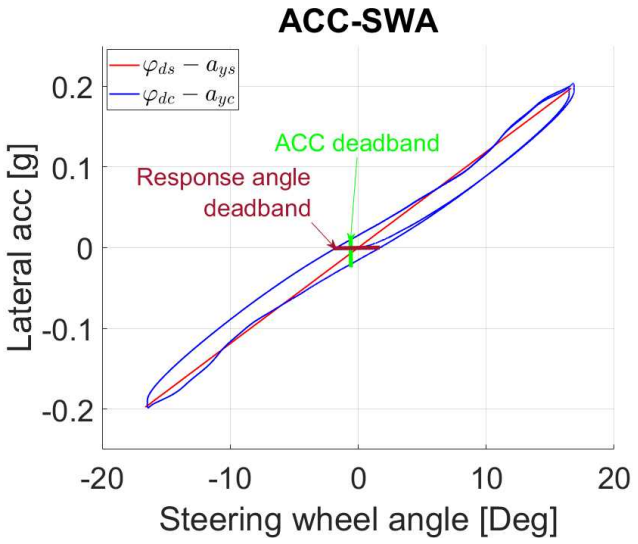


Hình 4.9. KQMP Đánh giá cảm giác lái xử lý trung tâm

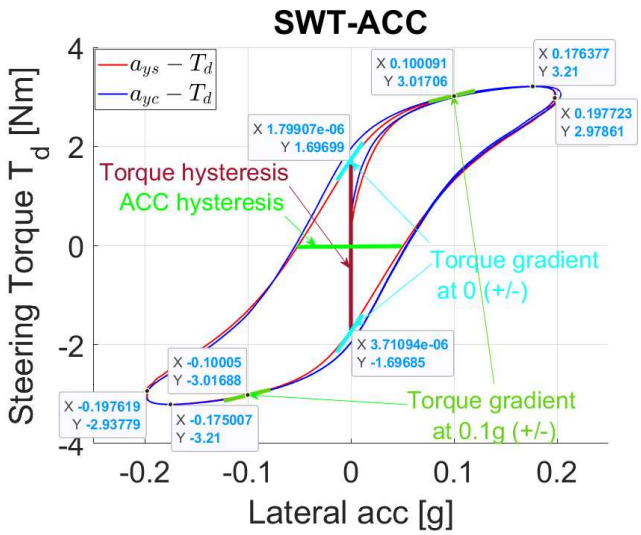
a. Đặc tính $T_d - \varphi_d$; b. Đặc tính $a_y - \varphi_d$; c. Đặc tính $a_y - T_d$; d. Đặc tính $\dot{\psi} - \varphi_d$; e. Đặc tính $\dot{\psi} - T_d$; f. Đặc tính $T_d - a_y$.



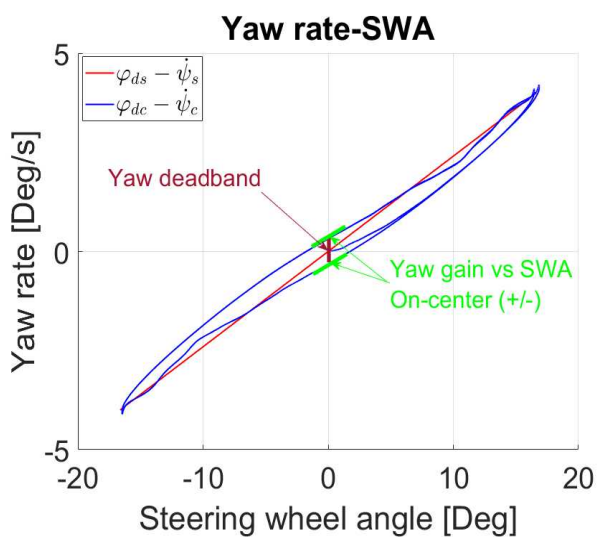
Hình 4.10. Phân tích cảm giác lái trung tâm - Đặc tính $T_d - \varphi_d$



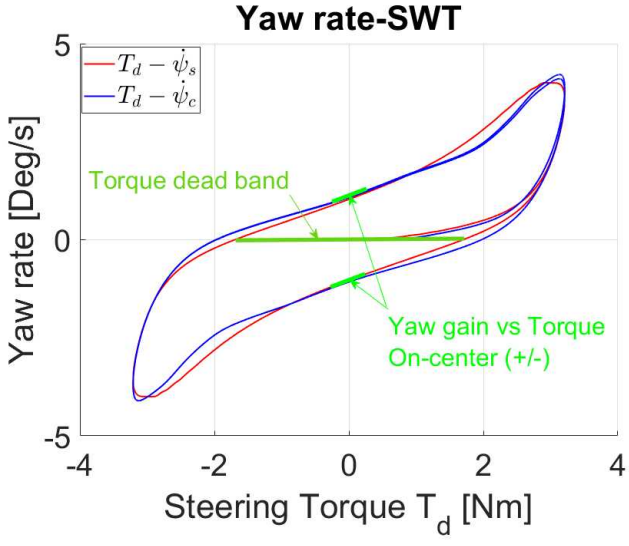
a. Đặc tính a_y-φ_d



b. Đặc tính T_d-a_y



c. Đặc tính ψ̇-φ_d



d. Đặc tính ψ̇-T_d

Hình 4.11. Phân tích cảm giác lái trung tâm các đặc tính khác

Bảng 4.2. Bảng so sánh chỉ tiêu cảm giác lái trung tâm Simulink và CarSim

a. Đặc tính mô men lái theo góc lái *(Steering torque versus Steering wheel angle)*

TT *No*	Tham số *Parameter*	*Ký hiệu Symbol*	Đơn vị *Unit*	Giá trị/*Values* Simulink	CarSim	Sai lệch Error
1	Độ cứng lái trung bình-chiều dương (MEA steering stiffness-positive)	K_p	$[Nm/^o]$	0,1051	0,1123	6,40%
2	Độ cứng lái trung bình-chiều âm (MEA steering stiffness-negative)	K_n	$[Nm/^o]$	0,1051	0,1123	6,40%
3	Độ cứng lái tại góc lái bằng 0-chiều dương (Steering stiffness at zero steer-positive)	K_{p0}	$[Nm/^o]$	0,3646	0,3322	8,91%
4	Độ cứng lái tại góc lái bằng 0-chiều âm (Steering stiffness at zero steer-negative)	K_{n0}	$[Nm/^o]$	0,3646	0,3323	8,88%
5	Hệ số bất đối xứng (Asymmetry ratio)	$[K_{r_{swt-swa}}]$	-	1,0000	0,9999	0,01%
6	Mô men ma sát hệ thống (Torque deadband)	$[T_f]$	$[Nm]$	1,6969	1,5752	7,18%
7	Diện tích vòng trễ (Loop area SWT-SWA)	$[A_{swt.swa}]$	$[Nm.^o]$	61,6654	58,8176	4,62%
8	Mô men lái lớn nhất (Maximum torque)	$[T_{dmax}]$	$[Nm]$	3,2100	3,2100	0,00%
9	Góc lái lớn nhất (Maximum steering angle)	$[\varphi_{dmax}]$	$[^o]$	16,6275	16,4750	0,92%
10	Hệ số tuyến tính R^2-chiều dương (Linearity R^2-positive)	$[R^2](+)$	-	0,9898	0,9929	0,31%
11	Hệ số tuyến tính R^2-chiều âm (Linearity R^2-negative)	$[R^2](-)$	-	0,9898	0,9929	0,31%

b. Đặc tính gia tốc ngang theo góc lái *(Lateral acceleration vs Steering wheel angle)*

TT *No*	Tham số *Parameter*	*Ký hiệu Symbol*	Đ. vị *Unit*	Giá trị/*Values* Simulink	CarSim	Sai lệch Error
1	Vùng chết góc lái tại gia tốc bằng 0 (Response angle deadband at ACC = 0)	$[\varphi_d(a_y(0))]$	$[^o]$	-	3,3996	-
2	Vùng chết gia tốc ngang tại góc lái bằng 0 (Lateral acceleration deadband at SWA =0	$[a_y(\varphi_d(0))]$	$[g]$	-	0,0305	-
3	Diện tích vòng lặp (Loop area)	$[A_{acc.swa}]$	$[g.^o]$	-	0,9724	-
4	Hệ số tuyến tính R^2-chiều dương (Linearity R^2-positive)	$[R^2](+)$	-	1,0000	0,9999	0,01%
5	Hệ số tuyến tính R^2-chiều âm (Linearity R^2-negative)	$[R^2](-)$	-	1,0000	0,9999	0,01%

c. Đặc tính mô men lái theo gia tốc ngang *(Steering torque versus Lateral acceleration)*

TT *No*	Tham số *Parameter*	*Ký hiệu Symbol*	Đơn vị *Unit*	Giá trị/*Values* SM	CarSim	S. lệch Error
1	Độ trễ mô men lái (Torque hysteresis)	$[T_d(a_y(0))]$	$[Nm]$	1,6969	1,5752	7,18%
2	Độ trễ gia tốc ngang (Lateral acceleration hysteresis)	$[a_y(T_d(0))]$	$[g]$	0,1019	0,1076	5,30%
3	Độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng 0 m/s^2-chiều dương (Torque gradient at 0-positive)	$G_{T0}(+)$	$[Nm/g]$	30,5264	28,5964	6,32%
4	Độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng 0 m/s^2-chiều âm (Torque gradient at 0-negative)	$G_{T0}(-)$	$[Nm/(g]$	30,5265	28,5947	6,33%

5	Độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng $0{,}1g$-chiều dương (Torque gradient at $0{,}1g$-positive)	$G_{T1}(+)$	$[Nm/g]$	16,9517	17,8450	5,01%
6	Độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng $0{,}1g$-chiều âm (Torque gradient at $0{,}1g$-negative)	$G_{T1}(-)$	$[Nm/g]$	16,9517	17,8450	5,01%
7	Diện tích vòng lặp (Loop area)	$[A_{swt.acc}]$	$[Nm.g]$	0,7329	0,7592	3,45%
8	Hệ số tuyến tính R^2-chiều dương (Linearity R^2-positive)	$[R^2](+)$	-	0,9375	0,9164	2,25%
9	Hệ số tuyến tính R^2-chiều âm (Linearity R^2-negative)	$[R^2](-)$	-	0,9375	0,9165	2,25%
10	Giá trị cực đại của gia tốc ngang (Peak value of lateral acceleration)	$[a_{ymax}]$	$[g]$	0,1976	0,1987	0,52%
11	Giá trị cực đại của mô men lái (Peak value of steering torque)	$[T_{dmax}]$	$[Nm]$	3,2100	3,2100	0,00%

d. Vận tốc góc xoay thân xe theo góc lái *(Yaw rate versus Steering wheel angle)*

TT *No*	Tham số *Parameter*	*Ký hiệu Symbol*	Đơn vị *Unit*	Giá trị/*Values* SM	CarSim	Sai lệch Error
1	Độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái tại tâm (Yaw gain vs SWA on-centre)	$G_{\psi 0}$	$[(^o/s)/^o]$	0,2405	0,2198	8,60%
2	Thời gian trễ (Yaw time lag vs SWA)	$[\tau_{\psi/swa}]$	$[s]$	-	0,0570	-
3	Vùng chết góc xoay thân xe tại góc lái bằng 0 (Yaw deadband at SWA=0)	$[\psi(\varphi_d(0))]$	$[^o]$	-	3,4924	-
4	Diện tích vòng lặp (Loop area)	$[A_{yaw.swa}]$	$[(^o/s).^o]$	-	14,9210	-
5	Hệ số tuyến tính R^2-chiều dương (Linearity R^2-positive)	$[R^2](+)$	-	1,0000	0,9997	0,03%
6	Hệ số tuyến tính R^2-chiều âm (Linearity R^2-negative)	$[R^2](-)$	-	1,0000	0,9997	0,03%

e. Vận tốc góc xoay thân xe theo mô men lái *(Yaw rate versus Steering torque)*

TT No	Tham số Parameter	Ký hiệu Symbol	Đơn vị Unit	Giá trị/Values Simulink	CarSim	Sai lệch Error
1	Độ nhạy góc xoay thân xe theo mô men lái tại tâm (Yaw gain vs Torque on-centre)	$G_{\psi T}$	$[(^o/s)/(Nm)]$	0,6369	0,6003	5,75%
2	Thời gian trễ góc xoay thân xe và mô men lái (Yaw rate - Steering torque time lag)	$[\tau_{\psi/swt}]$	$[s]$	0,3394	0,3450	1,63%
3	Vùng chết mô men lái (Torque deadband)	$[T(\psi(0))]$	$[Nm]$	1,6969	1,5752	7,18%
4	Diện tích vòng trễ (Loop area)	$[A_{yaw.swt}]$	$[(^o/s).(Nm)]$	14,8305	14,6913	0,94%
5	Hệ số tuyến tính R^2-chiều dương (Linearity R^2-positive)	$[R^2](+)$	-	0,9999	0,9992	0,06%
6	Hệ số tuyến tính R^2-chiều âm (Linearity R^2-negative)	$[R^2](-)$	-	0,9999	0,9992	0,06%

4.3.2.1.2.2. Đánh giá kết quả thử nghiệm

a. Nhận xét về tính tương đồng dữ liệu đánh giá cảm giác lái

Dưới điều kiện bài thử nghiệm xử lý lái trung tâm, hai mô phỏng Matlab/Simulink và CarSim cho mức tương đồng cao. Trên đồ thị độ trễ giữa (SWT-SWA, ACC-SWA, Yaw-SWA, SWT-ACC), biên độ và pha gần trùng; nhánh tăng/giảm bám sát nhau, chứng

minh hành vi gần tuyến tính quanh vị trí trung tâm. Định lượng: Giá trị độ cứng trung bình (+/-) sai lệch ~6,4%; giá trị độ nhạy tại trung tâm sai lệch 8-9%; hệ số bất đối xứng ≈ 1,00 ở cả hai mô hình. Diện tích vòng lặp (SWT-SWA) chênh ~4-5%, phản ánh độ trễ nhỏ và nhất quán. Độ nhạy mô men theo gia tốc ngang lệch ~6,3%; Vùng chết gia tốc ngang tại mô men lái bằng 0 lệch ~5,3%, đều ở mức thấp. Các cực trị đồng nhất: $|T_{dmax}|$ = 3,21Nm trùng khớp; $|a_{ymax}|$ chênh ~0,5%. Độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái ở Matlab/Simulink thấp hơn ở CarSim (~8,6%) và CarSim thể hiện trễ nhỏ ≈ 0,057s, có khả năng do mô hình lốp/độ võng thân và ma sát EPS trong Matlab/Simulink chi tiết hơn. Tổng thể, Matlab/Simulink tái hiện chính xác động lực học ngang và phản hồi lái của CarSim; các sai lệch còn lại nhỏ, có thể quy cho khác biệt giải toán và tham số hoá lốp/trợ lực, do đó mô hình Matlab/Simulink đủ tin cậy cho phân tích thử nghiệm xử lý lái trung tâm và tối ưu cảm giác lái.

b. Đánh giá cảm giác lái từ chỉ tiêu khách quan đến mô tả chủ quan

So sánh các giá trị trong Bảng 4.2 với Bảng 2.3, cho thấy:

- Độ cứng lái trung bình $(0{,}1051 \div 0{,}1123)$ $[Nm/^{o}]$, độ cứng lái tại góc lái bằng không $(0{,}3322 \div 0{,}3646)$ $[Nm/^{o}]$, nằm cận dưới của vùng giá trị lý tưởng do vậy sẽ cho cảm giác lái nhẹ nhàng, thoải mái mà vẫn đảm bảo độ chính xác.

- Độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng không $(28{,}5964 \div 30{,}5264)$ $[Nm/g]$, độ dốc mô men lái tại gia tốc $0{,}1g$ là $(16{,}9517 \div 17{,}8450)$ $[Nm/g]$, nằm trong vùng trung bình thiên cao của vùng giá trị lý tưởng, do vậy giúp cảm giác lái chắc chắn và ổn định nhưng không nặng.

- Độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái tại tâm $(0{,}2198 \div 0{,}2405)$ $[(^{o}/s)/^{o}]$, độ nhạy góc xoay thân xe theo mô men lái tại tâm $(0{,}6003 \div 0{,}6369)$ $[(^{o}/s)/^{o}]$, đều nằm trong vùng trung bình của vùng giá trị lý tưởng, điều này thể hiện phản hồi trực tiếp, nhạy và chính xác nhưng không quá nhạy.

- Thời gian trễ góc xoay thân xe theo góc lái $0{,}0570$ $[s]$, là rất nhỏ so với giá trị cho phép, do vậy cảm giác điều khiển liền mạch và phản hồi nhanh, cảm giác lái linh hoạt, phản ứng tức thời.

- Hệ số tuyến tính R^2 gần 1 tính dự đoán tốt, cảm giác điều khiển chính xác và đáng tin cậy. Đối xứng trái/phải rất tốt, tay lái không nặng lệch bên.

- Mô men ma sát hệ thống $(1{,}5752 \div 1{,}6969)$ $[Nm]$, diện tích vòng trễ $(58{,}817 \div 6\ 61{,}6654)$ $[Nm.\ ^{o}]$, vùng chết góc lái tại gia tốc bằng không 3,3996 $[.\ ^{o}]$, các giá trị này sát cận trên của vùng giá trị lý tưởng, do vậy sẽ còn ngưỡng dính nhỏ mô men ma sát khiến xe phản hồi chậm nhẹ khi đảo chiều rất nhỏ. Thời gian trễ góc xoay thân xe và mô men lái $(0{,}3394 \div 0{,}3450)$ [s] còn khá lớn.

c. Đánh giá tính phù hợp bản đồ đặc tính trợ lực lái C-EPS

Phù hợp tổng thể: Bản đồ đặc tính trợ lực lái cho cảm giác nhẹ, êm dịu, tuyến tính, đối xứng tốt.

Điểm cần cải: (1) giảm ngưỡng lực khởi động quanh 0 (1,6 Nm); (2) giảm thời gian trễ góc xoay thân xe theo mô men (~0,3394÷0,345s đạt mục tiêu <0.25 s).

4.3.2.2. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái với tín hiệu xung (Pulse input test)

4.3.2.2.1. Mục đích, phương pháp, xử lý số liệu

4.3.2.2.1.1. Mục đích

Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái với tín hiệu xung dùng để đánh giá khả năng phản ứng động lực học của hệ thống lái và thân xe khi chịu một xung góc lái ngắn hạn. Mục tiêu là xác định tính ổn định và khả năng kiểm soát hướng chuyển động của xe trong quá trình xe chịu một kích thích ngắn và sau đó trở lại trạng thái ổn định. Phương pháp kiểm

tra được trình bày trong tiêu chuẩn GB/T 6323-2014 và ISO 7401:2011.

4.3.2.2.1.2. Phương pháp thử nghiệm

- Xác định tốc độ thử bằng không lớn hơn 70% tốc độ tối đa của xe, làm tròn đến bội số 10, nhưng không vượt quá 120 km/h.

- Xác định trước góc lái: Chọn góc lái tương ứng với biên độ gia tốc ngang đạt 0,4g (4,0 m/s²).

- Thực hiện thử: Xe chạy thẳng với vận tốc không đổi, người lái hoặc thiết bị rô bốt lái sẽ quay vành tay lái một góc tam giác (xung) trong thời gian (0,3÷0,5)s rồi trả lại vị trí trung tâm.

4.3.2.2.1.3. Xử lý dữ liệu thử nghiệm

Thông số đo lường: Thời gian thử nghiệm, vận tốc thử nghiệm, góc lái, góc quay bánh xe dẫn hướng, mô men lái, mô men trợ lực, vận tốc góc xoay thân xe, gia tốc ngang. Các đại lượng được đo đặc được xử lý và tính toán từ tín hiệu đo như trong Bảng 4.4 và Bảng 4.5, trong đó:

- Phân tích phổ biên độ và pha (Fourier transform): $\begin{cases} \Psi(j\omega) = \int_0^T \dot{\psi}(t)e^{-j\omega t}dt \\ \Phi_d(j\omega) = \int_0^T \varphi_d(t)e^{-j\omega t}dt \end{cases}$

- Hàm truyền (Transform function): $G(j\omega) = \frac{\Psi(j\omega)}{\Phi_d(j\omega)}$

- Hệ số nhạy vận tốc xoay thân xe (yaw rate sensitivity gain):

$$G(j\omega_k) = \frac{|\Psi(j\omega_k)|}{|\Phi_d(j\omega_k)|}; \omega_k = k\omega_0;\ \omega_0 = 0{,}2\pi;\ n\frac{\omega_0}{2\pi} = 3Hz\ \ (k\ = 1{,}2,\dots n)$$

- Trễ pha góc lái và vận tốc xoay thân xe (Phase lag SWA-yaw rate):

$$\alpha(\omega_k) = arg[G(j\omega_k)] = arg[\Psi(j\omega)] - \Phi_d(j\omega)$$

- Hệ số tương hợp tín hiệu (Coherence): $\gamma^2(\omega) = \frac{|G_{xy}(\omega)|^2}{G_{xx}(\omega)G_{yy}(\omega)}$

Trong đó: $G_{xy}(\omega)$- Mật độ phổ chéo (cross power spectral density) giữa đầu vào $\varphi_d(t)$ và đầu ra $\dot{\psi}(t)$; $G_{xx}(\omega)$- Mật độ phổ công suất (auto-spectrum) của đầu vào $\varphi_d(t)$; $G_{yy}(\omega)$- Mật độ phổ công suất của đầu ra $\dot{\psi}(t)$, (T- chu kỳ dao động)

- Mức công hưởng (Resonant level): $D\ = 20lg\frac{A_p}{A_0}\ (dB)$

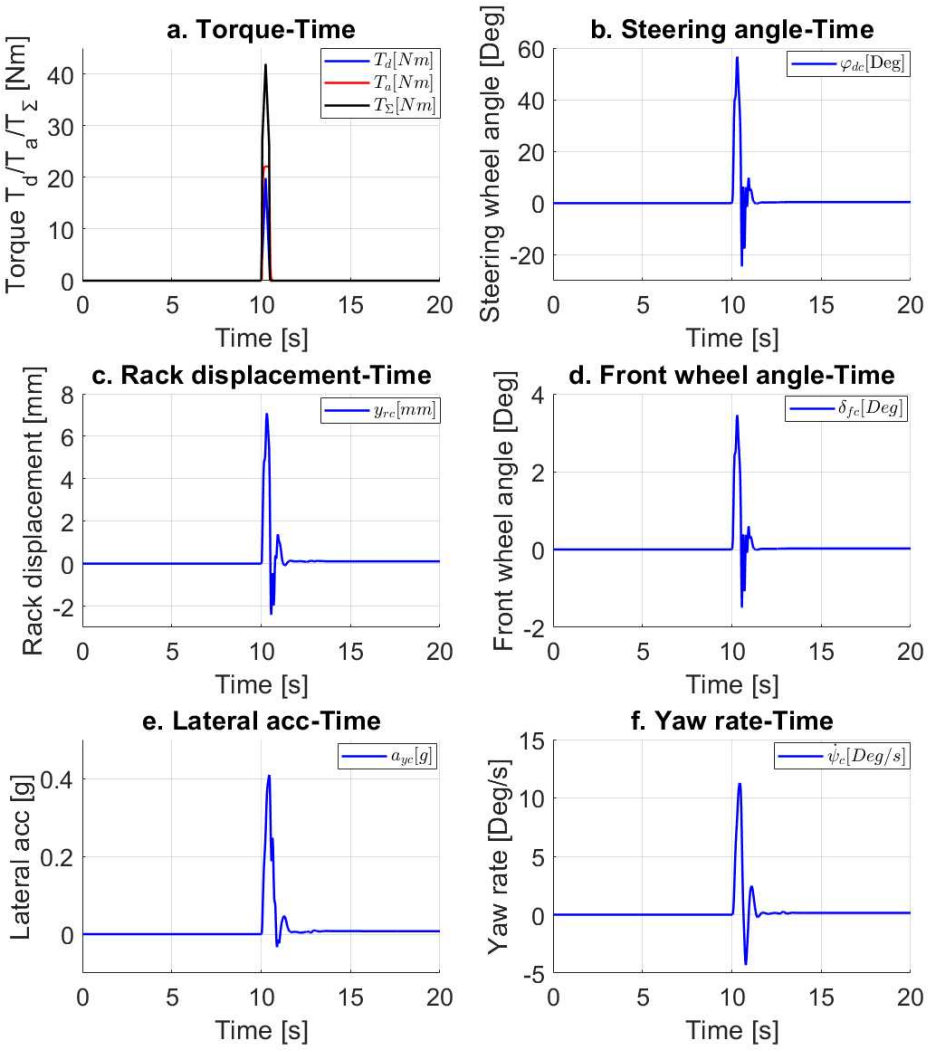
Bảng 4.3. Bảng tham chiếu đánh giá hệ số tương hợp tín hiệu

TT ***No***	**Giá trị** ***Values*** $\gamma^2(\omega)$	**Đánh giá** **Evaluate**
1	≈ 1,0	Tín hiệu đầu vào và đầu ra tương quan tuyến tính mạnh, dữ liệu đáng tin cậy.
2	0,8 - 0,9	Có nhiễu nhỏ hoặc một phần phản ứng phi tuyến (do lốp, trợ lực, ma sát...).
3	0,5 - 0,8	Quan hệ yếu, nhiều nhiễu hoặc đáp ứng không tuyến tính rõ rệt.
4	< 0.,5	Dữ liệu không đủ độ tin cậy, không nên dùng để tính đặc tính động học.

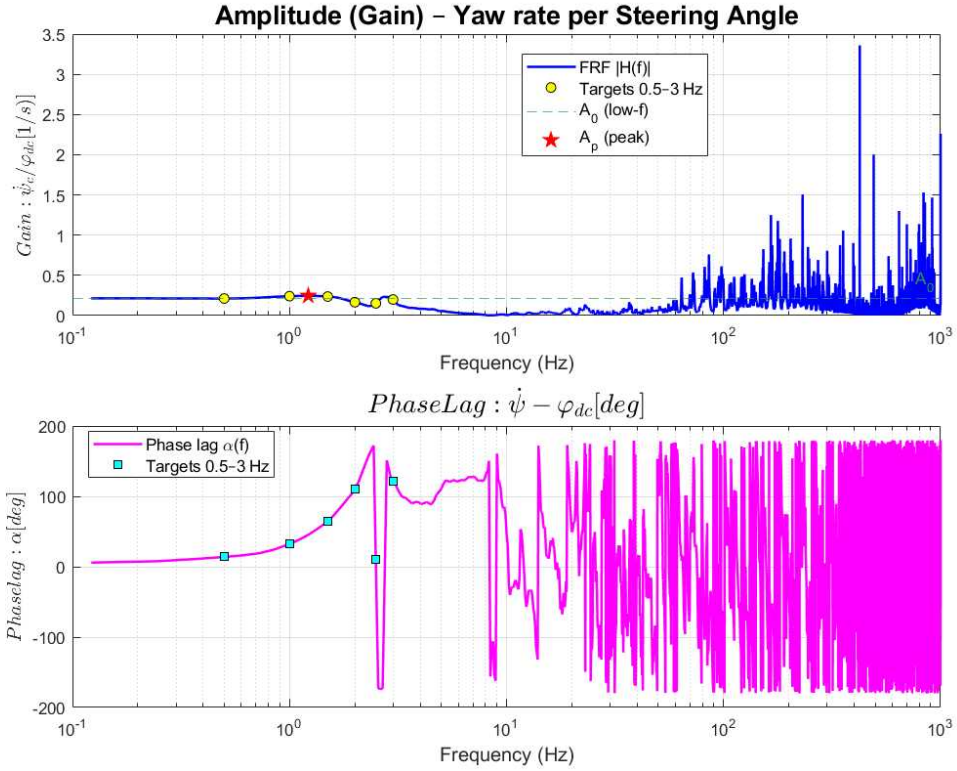
4.3.2.2.2. Thử nghiệm và đánh giá kết quả thử nghiệm

4.3.2.2.2.1. Thử nghiệm

Theo yêu cầu trên, luận án tiến hành thử nghiệm: Vận tốc ô tô tại vận tốc thấp, vận tốc trung bình và vận tốc cao, $v\ = [10;\ 50;\ 100]\ km/h$; mô men lái dạng xung kích thích trong 0,5s, giá trị đỉnh mô men đảm bảo tạo ra gia tốc ngang của xe đặt đỉnh 0,4g. Kết quả mô phỏng được thể hiện như Hình 4.12 và Hình 4.13. *KQMP đầy đủ* $v\ = [10;\ 50; 100]\ km/h$ *xem Hình PL4.39 và PL4.40, PLIV.*



Hình 4.12. KQMP Thử nghiệm phản ứng tức thời tín hiệu xung tại v = 100km/h



Hình 4.13. Đặc tính pha-tần số và đặc tính biên độ-tần số, v = 100km/h

Bảng 4.4. Xử lý số liệu miền tần số với kích thích lái xung, v = 100km/h

TT No	Tham số Parameter	Ký hiệu Symbol	Đơn vị Unit	Giá trị Values					
	Tần số quan tâm (Frequency)	f	$[Hz]$	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
	Hệ số nhạy vận tốc xoay thân xe (yaw rate sensitivity gain)	G_ψ	$[(^o/s)/^o]$	0,212	0,241	0,237	0,166	0,152	0,200
	Trễ pha góc lái và vận tốc xoay thân xe (Phase lag SWA-yaw rate)	α	$[^o]$	13,929	32,373	64,720	110,10	9,947	122,11
	Hệ số tương hợp tín hiệu (Coherence)	$\gamma^2(\omega)$	-	0,998	0,987	0,976	0,941	0,857	0,878

Bảng 4.5. Kết quả đặc tính pha-tần số và đặc tính biên độ-tần số, v = 100km/h

TT No	Tham số Parameter	Ký hiệu Symbol	Đơn vị Unit	Giá trị Values	Miêu tả Description
	Độ nhạy trạng thái gần tĩnh (low-frequency gain)	A_0	$[1/s]$	0,216	Biểu thị độ nhạy xoay thân xe theo góc lái khi xe ở trạng thái gần tĩnh (f ≈ 0 Hz). Phản ánh khả năng phản ứng chậm, ổn định của hệ thống lái
	Độ nhạy trạng thái cộng hưởng (Peak gain)	A_p	$[1/s]$	0,247	Hệ số khuếch đại biên độ ở tần số cộng hưởng f_0. Biểu thị mức khuếch đại cực đại của vận tốc xoay thân xe so với góc lái khi hệ thống đạt dao động cộng hưởng do quán tính, độ cứng lốp và damping hệ thống lái.
	Tần số cộng hưởng (Resonant frequency)	f_0	$[Hz]$	1,221	Tần số nhạy cảm
	Mức cộng hưởng (Resonant level)	D	$[dB]$	1,151	Cho biết mức độ cộng hưởng, chênh lệch giữa phản ứng ở cộng hưởng và phản ứng tĩnh.

4.3.2.4.2.2. Đánh giá kết quả thử nghiệm

a. Đánh giá cảm giác lái từ chỉ tiêu khách quan đến mô tả chủ quan

1) Độ khuếch đại thấp tần A_0

A_0 tăng mạnh khi từ 10 đến 50 km/h (≈ 0,061 đến ≈ 0,216 s^{-1}) và ổn định tới 100 km/h. Điều này cho thấy thân xe phản ứng nhạy hơn với cùng biên độ góc lái khi tốc độ tăng, phù hợp mục tiêu cảm giác rõ tác động lái khi tốc độ tăng. Ở 10 km/h, A_0 nhỏ giúp tay lái êm dịu, tránh quá nhạy trong thao tác đỗ xe.

2) Tần số cộng hưởng f_0 và mức đỉnh cộng hưởng D

- Ở vận tốc 10 km/h: f_0 ≈ 2,93Hz với D ≈ +5,3dB, có một chế độ dao động ngắn khi đánh lái rất nhanh nhưng vẫn tắt nhanh.
- Ở vận tốc 50 km/h: f_0 ≈ 1,221Hz với D ≈ 0 dB, hầu như không có khuếch đại cộng hưởng, đáp ứng sạch.
- Ở vận tốc 100 km/h: f_0 ≈ 1,221 Hz với D ≈ +1,15 dB, đỉnh nhỏ, xe vẫn ổn định tốt.

Các thông số trên cho thấy bản đồ đặc tính trợ lực lái và hệ thống cơ khí, lốp kiểm soát cộng hưởng tốt trong vùng tốc độ làm việc; chỉ còn dư cộng hưởng ở thấp tốc quanh 3 Hz.

3) Góc pha trễ α(f)

- Trong dải thao tác thực tế 0,5÷1,5 Hz, góc pha nhỏ đến vừa (≈ 14÷66°) ở cả ba vận tốc, tạo cảm giác dự đoán tốt. Trên 2÷3 Hz, pha tăng rõ (đặc biệt ở 10 km/h tới ~165°), nên thao tác đánh lái liên tiếp rất nhanh sẽ kém chính xác hơn, đây là đặc trưng bình thường của đáp ứng quá độ.

4) Dạng đáp ứng theo thời gian

- Ở cả ba vận tốc, vận tốc xoay thân xe đạt một đỉnh duy nhất rồi suy tắt; gia tốc ngang không xuất hiện chuỗi dao động kéo dài, hệ số suy giảm tổng hợp tốt, không có rung kéo dài.

Nhận định về cảm giác lái: Ở vận tốc 10 km/h, tay lái nhẹ, êm, có thể xuất hiện một nhịp "rung nhẹ" ngắn quanh ~3 Hz khi đánh lái rất nhanh. Ở vận tốc 50 km/h, trung tâm tay lái sắc, chắc, chuyển hướng mạch lạc, không dội. Ở vận tốc 100 km/h, ổn định hướng tốt, đổi làn bám đường, mượt; thao tác cực nhanh có cảm giác hơi mềm do pha tăng nhưng không gây rung.

b. Đánh giá tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái C-EPS

- Ở vận tốc thấp 10 km/h: phù hợp mục tiêu tay lái nhẹ; còn dư khuếch đại cộng hưởng quanh 3 Hz - nên tối ưu thêm.
- Ở vận tốc trung bình 50 km/h: rất phù hợp; A_0 cao, không đỉnh cộng hưởng, pha thấp, điều khiển chính xác, êm.
- Ở vận tốc cao 100 km/h: phù hợp; đỉnh nhỏ, đáp ứng sạch; pha tăng gần 2÷3 Hz vẫn trong giới hạn chấp nhận.

c. Đề xuất tinh chỉnh bản đồ đặc tính trợ lực lái

1) Dải 0÷30 km/h: giảm nhẹ khuếch đại quanh 2,5÷3,5 Hz, bộ lọc loại bỏ dải hẹp hoặc khâu bù pha, giảm chấn để hạ D về ≈3÷4 dB mà không làm đổi A_0; bổ sung giảm chấn ảo phụ thuộc tốc độ quay vành tay lái, kích hoạt khi vận tốc góc lái lớn hơn 250÷300°/s.

2) Dải 40÷80 km/h: giữ nguyên; nếu muốn sắc hơn, thêm khâu bù pha nhỏ quanh 1÷1,5 Hz để giảm α ~10÷15° mà không tăng đỉnh.

3) Dải lớn hơn 80 km/h: áp dụng giảm trợ lực phụ thuộc tốc độ quay vành tay lái khi lớn hơn 350÷400 °/s để tránh kích hoạt vùng pha cao; tăng nhẹ giảm chấn ảo theo vận tốc xe 5%÷10% để tay lái đầm hơn khi đổi làn rất nhanh.

4) Bù ma sát và vùng chết: duy trì mô men mở đầu thấp, ổn định cần vùng chết nhỏ và hạn chế tốc độ thay đổi để đầu xung mượt, tránh hiện tượng trượt - dính.

4.3.2.3. Thử nghiệm khả năng trả lái (Returnability test)

4.3.2.3.1. Mục đích, phương pháp, xử lý số liệu thử nghiệm

4.3.2.3.1.1. Mục đích thử nghiệm

Bài thử nghiệm đánh giá khả năng trả lái được mô tả trong tiêu chuẩn GB/T 6323-2014 và ISO 13674-1, thực hiện nhằm đánh giá:

- Khả năng tự trở về vị trí trung tâm của hệ thống lái sau khi thả vành tay lái.
- Mức độ ổn định hướng và giảm dao động của thân xe trong quá trình hồi phục lái.
- Tính năng động học và ma sát nội tại của hệ thống lái, đặc biệt trong tương quan với đặc tính trợ lực lái EPS.
- Mức độ phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái ở các dải vận tốc khác nhau.

4.3.2.3.1.2. Phương pháp thử nghiệm

- Thử tốc độ thấp: Xe chạy theo đường tròn bán kính không nhỏ hơn 15 m, điều chỉnh để đạt gia tốc ngang $a_y = 4 \pm 0{,}2$ m/s². Sau khi xe ổn định, thả vành tay lái đột ngột và ghi dữ liệu tối thiểu 4 s. Giữ nguyên vị trí bàn đạp ga trong suốt quá trình. Thực hiện ba lần cho mỗi hướng trái/phải.
- Thử tốc độ cao: Áp dụng khi xe có vận tốc cực đại ≥ 100 km/h. Chạy ở 70 % tốc độ cực đại, đạt $a_y = 2 \pm 0{,}2$ m/s², sau đó thả vành tay lái. Ghi dữ liệu ít nhất 4s sau thời điểm thả. Mỗi hướng thử ba lần.

4.3.2.3.1.3. Xử lý số liệu và đánh giá kết quả

Các thông số đo lường: Thời gian thử nghiệm, vận tốc thử nghiệm, góc lái, góc quay bánh xe dẫn hướng, mô men lái, mô men trợ lực, vận tốc góc xoay thân xe, gia tốc ngang.

Các số liệu thử nghiệm được xử lý, tính toán và đánh giá các chỉ tiêu như trong Bảng 4.7. Trong đó:

$$\sigma = 100\% \frac{|\dot{\psi}_{peak}| - |\dot{\psi}_0|}{|\dot{\psi}_0|} \;;\; \dot{\psi}_{max} = max(|\dot{\psi}(t) - t_r|) \;;\; D = \frac{\dot{\psi}_{peak2}}{\dot{\psi}_{peak1}} \;; \xi = \frac{\theta}{\sqrt{4\pi^2+\theta^2}} = \frac{-lnD}{\sqrt{4\pi^2+|lnD|^2}};\; \theta = ln(\frac{\dot{\psi}_{peak2}}{\dot{\psi}_{peak1}}); E_r = \int_{t_r}^{t_r+T} |\dot{\psi}(t) - \dot{\psi}_s|^2 dt$$ (T- chu kỳ dao động)

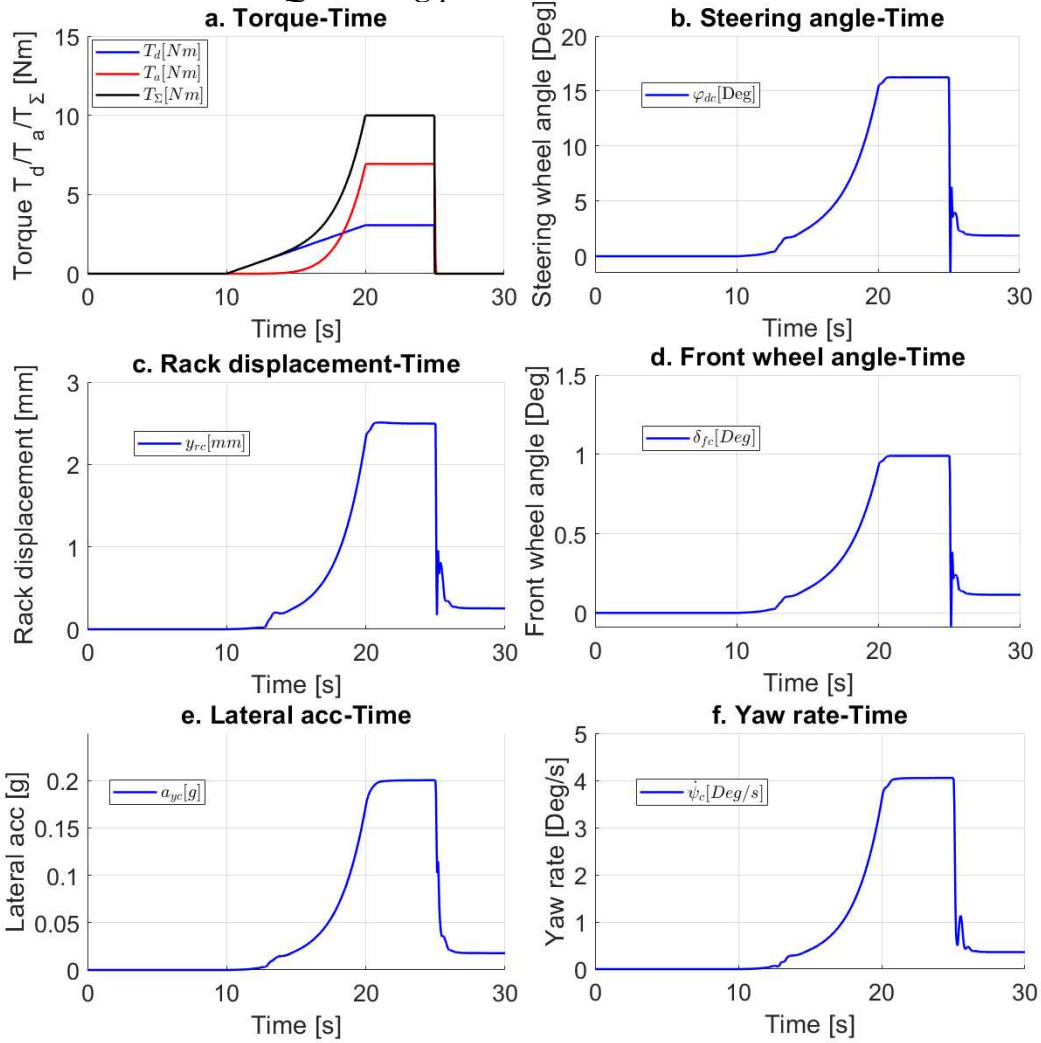
Bảng 4.6. Bảng tham chiếu đánh giá hệ số D, ξ

TT No	Giá trị D Values	Giá trị ξ Values	Đánh giá Evaluate
	0,2	0,11	Rất nhạy, dễ giật
	0,4	0,18	Nhanh, thể thao
	0,6	0,24	Cân bằng
	0,8	0,29	Êm, cao cấp
	0,9	0,32	Trả lái mượt, không đập và dội ngược (snap-back)

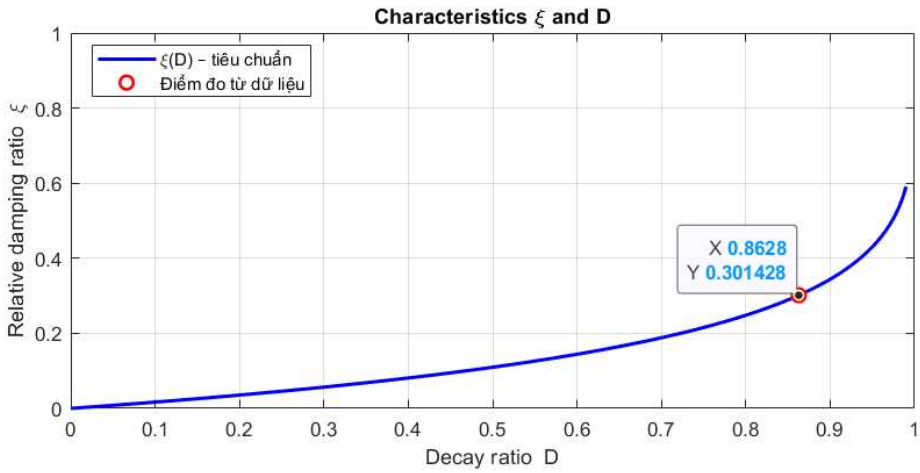
4.3.2.3.2. Kết quả và đánh giá kết quả thử nghiệm

4.3.2.3.2.1. Thử nghiệm

Theo yêu cầu trên, luận án tiến ảnh thử nghiệm ảo: Vận tốc ô tô $v = 100\ km/h$; mô men lái dạng bước sau khi gia tốc ngang của xe đạt yêu cầu giá trị đỉnh mô men đảm bảo tạo ra gia tốc ngang của xe đặt đỉnh 0,2g, giữ giá trị mô men trong 5s để xe ổn định rồi thả mô men lái về không tức thời (buông tay lái). Kết quả mô phỏng được thể hiện như Hình 4.14 đến Hình 4.15. *KQMP sang phải xem Hình PL4.43 và PL4.44, PLIV*.



Hình 4.14. KQMP Thử nghiệm khả năng trả lái khi lái sang trái tại v = 100km/h



Hình 4.15. Đặc tính ζ - D, khi lái sang trái tại v = 100km/h

Bảng 4.7. Bảng kết quả chỉ tiêu đánh giá khả năng trả lái

TT No	Tham số Parameter	Ký hiệu Symbol	Đơn vị Unit	Giá trị Values		Đánh giá Evaluate
				Trái	Phải	
	Thời gian thử nghiệm (Elapsed time)	t	$[s]$	30	30	
	Thời điểm thả vành tay lái (Steering release time)	t_0	$[s]$	25,001	25,001	Thời điểm mô men lái đột ngột bằng 0
	Góc lái tại thời điểm thả (Steering angle at release)	φ_0	$[^0]$	16,247	-16,247	Xác định góc lái đạt được gia tốc ngang theo yêu cầu
	Vận tốc xoay thân xe lúc thả (Yaw rate at release)	$\dot{\psi}_0$	$[^0/s]$	4,053	-4,053	Tốc độ xoay thân xe trạng thái ban đầu
	Gia tốc ngang tại thời điểm thả (Lateral acceleration at release)	a_{y0}	$[g]$	0,200	-0,200	Gia tốc yêu cầu đạt được
	Thời gian ổn định (Settling time)	t_r	$[s]$	2,245	2,245	Thời gian dập dao động nhanh, đạt chuẩn cho xe du lịch cỡ E (theo ISO 13674-1).
	Điều kiện ổn định (Stability criterion)	$\dot{\psi}_s$	$[^0/s]$	0,400	0,400	Xác định thời điểm đạt cân bằng mới
	Thời lượng duy trì (Duration time)	τ_ψ	$[^0/s]$	1,000	1,000	Khoảng thời gian cân bằng tối thiểu
	Vận tốc xoay thân xe sau 3s (Remaining yaw rate after 3s)	$\Delta\dot{\psi}$	$[^0/s]$	0,361	-0,361	Vận tốc quay còn lại rất thấp, đảm bảo ổn định xoay thân xe.
	Độ vượt quá (Overshoot ratio)	σ	[%]	0,000	0,000	Không có vượt quá, biểu hiện đặc trưng của hệ thống trả lái mượt, không giật.
	Tốc độ xoay thân xe max sau thả (Peak yaw rate after release)	$\dot{\psi}_{max}$	$[^0/s]$	0,761	0,761	Dao động nhỏ, hệ thống dập nhanh và chính xác.
	Tần số dao động riêng (Natural frequency)	f_0	$[Hz]$	1,916	1,916	Phản ánh hệ thống có độ đàn hồi thấp, phản ứng nhanh và tuyến tính.
	Biên độ đỉnh đầu tiên (First peak amplitude)	$\dot{\psi}_{peak}$	$[^0/s]$	-	-	Thể hiện không có vượt quá
	Tỷ số suy giảm (Decay ratio between 2 peaks)	D	$[-]$	0,863	0,863	Hệ thống có mức tắt dần vừa phải, cảm giác lái 'sống tay' nhưng vẫn ổn định.
	Hệ số tắt dần tương đối (Relative damping ratio)	ξ	$[s]$	0,301	0,301	Hệ thống có mức tắt dần vừa phải, cảm giác lái 'sống tay'

Tổng phương sai vận tốc xoay thân xe (Total yaw-rate variance)	E_ψ	$[s]$	0,144	0,144	nhưng vẫn ổn định. Năng lượng dao động thấp, xe ổn định và không còn dao động dư sau thả vành tay lái.

4.3.2.3.2.2. Đánh giá kết quả thử nghiệm

a. Đánh giá cảm giác lái từ chỉ tiêu khách quan đến mô tả chủ quan

Hệ thống thể hiện khả năng trả lái nhanh, mượt và ổn định. Giá trị $\xi \approx 0{,}30$ nằm trong dải lý tưởng (0,25÷0,35) cho xe hạng sang, đảm bảo độ 'sống tay' vừa phải.

Không xuất hiện "bật ngược lại đột ngột- Snap-back" là hiện tượng vành tay lái trả về quá nhanh và vượt qua vị trí trung tâm, sau đó dao động qua lại một hoặc vài lần trước khi ổn định, hay dao động ngược chiều, cảm giác vành tay lái êm, tuyến tính, phản hồi rõ ràng mà không gây khó chịu.

- Thời gian ổn định $t_r \approx 2{,}2$s phản ánh đặc trưng cao cấp của dòng sedan E-class, cho cảm giác chắc, đầm và chính xác khi trả lái.

b. Đánh giá bản đồ đặc tính trợ lực lái

Diễn giải định lượng:

- Hệ thống C-EPS cho kết quả $\xi \approx 0{,}30$ và $t_r \approx 2{,}2$ s, cho thấy bản đồ đặc tính trợ lực lái có tỷ lệ phản hồi và giảm chấn ảo (viscous damping) hợp lý.

- Độ tuyến tính mô men trợ lực quanh vùng trung tâm rất tốt, không có hiện tượng bão hòa hoặc mất phản hồi.

- Ma sát ảo (virtual friction) và hệ số trả lái tự động được tinh chỉnh chuẩn xác, đảm bảo sự cân bằng giữa tốc độ và độ mượt.

Nhận xét tính phù hợp:

- Với dòng E-class, hệ thống EPS được tối ưu theo hướng "cảm giác cao cấp - premium feel", trả lái mượt, không rung, không độ vượt quá.

- Các giá trị đo được nằm trong giới hạn hợp lý đã được công bố trong các công trình nghiên cứu khoa học uy tín.

- Bản đồ C-EPS hiện tại hoàn toàn phù hợp với mục tiêu vận hành êm, ổn định và chính xác của xe cao cấp.

4.3.2.4. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái chuyển trạng thái (Transition test)

Xem mục 4.4.3, PLIV.

4.3.2.5. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái quay vòng tại chỗ (Steering effort test at standstill)

Xem mục 4.4.4, PLIV.

4.3.2.6. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái với tín hiệu bước (Step steering input test)

Xem mục 4.4.5, PLIV.

4.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG

Mục tiêu chính của chương 4 đã được hoàn thành thể hiện qua các kết quả sau:

Đã xây dựng hoàn thiện mô hình thử nghiệm mô phỏng tích hợp phần mềm Matlab/Simulink và phần mềm thử nghiệm ảo CarSim. Mô hình có khả năng thử nghiệm ảo về đánh giá cảm giác lái và khả năng đáp ứng của bộ điều khiển. Trên cơ sở mô hình đó, tiến hành thử nghiệm mô phỏng trên xe mẫu bao gồm:

- Thứ nhất đã đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC trong ba điều kiện kích thích mô men lái: sin, dốc + bước và xung. Mô hình PID-FOC-CarSim mô phỏng chu trình khép kín giữa điều khiển điện, động học động cơ điện, động lực học xe, qua đó kiểm tra khả năng bám mô men yêu cầu, ổn định dòng điện và phản ứng trong các tình huống biến thiên tải.

- Thứ hai tiến hành sáu bài thử cảm giác lái theo tiêu chuẩn ISO và GB/T: xử lý

trung tâm, chuyển trạng thái, quay vòng tại chỗ, tín hiệu bước, tín hiệu xung và khả năng trả lái. Các bài thử này phản ánh đầy đủ dải hoạt động của hệ thống lái và được thực hiện đồng thời trên cả hai mô hình để so sánh động lực học và đánh giá cảm giác lái.

Kết quả cho thấy:

1. *Ở nhóm thử điều khiển.* Bộ PID-FOC thể hiện khả năng bám mô men chính xác, sai số tĩnh gần bằng 0, độ quá điều chỉnh thấp và thời gian đáp ứng ngắn. Với kích thích ramp + step, hệ duy trì ổn định ngay cả khi bão hòa mô men nhờ cơ chế "tự bảo vệ - anti-windup"; với xung hẹp, đáp ứng sắc nét và tắt nhanh, chứng tỏ vòng dòng điện có tốc độ cao và bù ghép chéo hiệu quả.

2. *Ở nhóm kiểm chứng động lực học*. Các kết quả định lượng giữa hai mô hình sai khác nhỏ hơn 10%, các dạng sóng gần trùng nhau, khẳng định tính tương đồng cao. Trong bài xử lý trung tâm, sai lệch RMS của mô men, góc lái, gia tốc ngang chỉ nhỏ hơn 5%, độ cứng và độ nhạy chênh 6÷9%, hệ số tuyến tính $R^2 \approx 0{,}99$. Bài chuyển trạng thái cho thấy đặc tính gần tuyến tính, vòng trễ nhỏ, độ nhạy và độ cứng lái sai lệch 7÷10%. Bài quay vòng tại chỗ tái hiện chính xác mô men khởi động, mô men cực đại và độ đối xứng, sai lệch nhỏ hơn 8%, chứng minh mô hình Matlab/Simulink phản ánh đúng ma sát khởi động và hành vi cơ khí của EPS. Các thử nghiệm với tín hiệu bước và xung cho kết quả trễ pha nhỏ, hệ số nhạy ổn định, hệ số tương hợp tín hiệu $\gamma^2 > 0{,}95$, dữ liệu đáng tin cậy và phản ứng động học tự nhiên. Các so sánh định lượng và định tính cho thấy mô hình Matlab/Simulink tái tạo trung thực hành vi động học và cảm giác lái của CarSim. Dạng đáp ứng, thời gian trễ, biên độ, pha và các chỉ tiêu đặc trưng đều nằm trong giới hạn sai lệch nhỏ hơn 10%. Sự tương đồng này khẳng định mô hình được xây dựng theo cấu trúc và tham số hợp lý, đủ độ chính xác để thay thế mô hình CarSim trong giai đoạn thiết kế, tối ưu và đánh giá hệ thống EPS.

3. *Đánh giá cảm giác lái và tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái.* Tổng hợp sáu nhóm thử cho thấy:

- Vùng trung tâm các chỉ tiêu chính gồm: Độ cứng lái trung bình $(0{,}1051 \div 0{,}1123)\ [Nm/^{o}]$, độ cứng lái tại góc lái bằng không $(0{,}3322 \div 0{,}3646)\ [Nm/^{o}]$, mô men ma sát hệ thống $(1{,}5752 \div 1{,}6969)\ [Nm]$, diện tích vòng trễ $(58{,}817 \div 6\ 61{,}6654)\ [Nm.^{o}]$, vùng chết góc lái tại gia tốc bằng không 3,3996 $[^{o}]$, độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng không $(28{,}5964 \div 30{,}5264)\ [Nm/g]$, độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng0,1g $(16{,}9517 \div 17{,}8450)\ [Nm/g]$, độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái tại tâm $(0{,}2198 \div 0{,}2405)\ [(^{o}/s)/^{o}]$, thời gian trễ góc xoay thân xe theo góc lái $0{,}0570\ [s]$, độ nhạy góc xoay thân xe theo mô men lái tại tâm $(0{,}6003 \div 0{,}6369)\ [(^{o}/s)/^{o}]$, thời gian trễ góc xoay thân xe và mô men lái $(0{,}3394 \div 0{,}3450)\ [s]$. Chiếu theo bảng chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái có thể thấy cảm giác êm, mượt, tuyến tính, ổn định hướng cao; bản đồ đặc tính trợ lực lái phù hợp phong cách lái thoải mái; tuy còn ngưỡng dính nhỏ mô men ma sát ~1,6 Nm khiến xe phản hồi chậm nhẹ khi đảo chiều rất nhỏ.

- Với kích thích lái xung, bản đồ đặc tính trợ lực lái cho đáp ứng ổn định ở cả 3 vận tốc. Ở $10\ km/h$, $A_0 = 0{,}061\ s^{-1}$ tạo tay lái êm nhưng còn dư cộng hưởng $f_0 = 2{,}930$ Hz với $D = +5{,}303\ dB$, $A_p = 0{,}112$. Ở $50\ km/h$ đáp ứng "sạch" nhất: $A_0 = 0{,}216 s^{-1} \approx A_p = 0{,}215 s^{-1}$, $f_0 = 1{,}221\ Hz$ và $D \approx -0{,}030\ dB$. Ở100 km/h xe vẫn ổn định: $A_0 = 0{,}216$, $f_0 = 1{,}221\ Hz$ và γ^2 duy trì $0{,}998 - 0{,}857$, pha $13{,}9 - 64{,}7°$ trong tần số $0{,}5 - 1{,}5\ Hz$ giúp cảm giác lái dự đoán tốt.

- Thử nghiệm khả năng trả lái cho thấy hệ lái có khả năng trả lái và ổn định tốt. Tại thời điểm thả, $\varphi_0 = 16{,}247°$ và $\dot{\psi}_0 = 4{,}053°/\mathrm{s}$; sau đó đáp ứng suy tắt nhanh với $t_r = 2{,}245$ s, đạt tiêu chí ổn định $\dot{\psi}_\mathrm{s} = 0{,}400°/\mathrm{s}$ và không vượt quá $\sigma = 0$ %. Biên độ

còn lại nhỏ $\Delta\dot{\psi}$ sau 3s là 0,361°/s; $\dot{\psi}_{max} = 0{,}761°/s$. Các chỉ tiêu $f_0 = 1{,}916\,\text{Hz}$, $D = 0{,}863$ và $\xi = 0{,}301$ xác nhận giảm chấn phù hợp, cảm giác lái mượt và bản đồ đặc tính trợ lực lái đáp ứng yêu cầu.

- Chuyển trạng thái các chỉ tiêu chính gồm: Độ cứng lái trung bình $(0{,}144 \div 0{,}159)$ $[Nm/^{o}]$, độ cứng lái tại góc lái bằng không $(1{,}088 \div 1{,}200)$ $[Nm/^{o}]$, độ nhạy gia tốc ngang trung bình $(0{,}011 \div 0{,}012)$ $[g/^{o}]$, độ nhạy gia tốc ngang trung bình tại tâm $(0{,}011 \div 0{,}012)$ $[g/^{o}]$, độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng không $(33{,}223 \div 35{,}894)$ $[Nm/g]$, độ dốc mô men lái tại gia tốc bằng $0{,}1g$ $(7{,}658 \div 8{,}310)$ $[Nm/g]$, độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái tại tâm $(0{,}219 \div 0{,}241)$ $[(^{o}/s)/^{o}]$, độ nhạy góc xoay thân xe theo mô men lái tại tâm $(0{,}28 \div 0031)$ $[(^{o}/s)/^{o}]$. Chiếu theo bảng chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái có thể thấy, tay lái êm, ít dao động, phản ứng an toàn, thiên về đặc tính "êm - chắc" hơn "sắc - nhạy".

- Quay vòng tại chỗ các chỉ tiêu chính gồm: Độ cứng lái trung bình $(0{,}0016 \div 0{,}0018)$ $[Nm/^{o}]$, độ cứng lái tại góc lái bằng không $(0{,}0014 \div 0{,}0015)$ $[Nm/^{o}]$, mô men lái lớn nhất 2.5 $[Nm]$. Chiếu theo bảng chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái có thể thấy, tay lái đồng đều, độ nặng vừa phải, điểm dừng rõ; phù hợp thao tác đỗ hoặc quay đầu.

- Tín hiệu bước: Độ vượt của góc xoay thân xe $2{,}484$ [%], tổng phương sai vận tốc xoay thân xe $0{,}084$ $[s]$, tổng phương sai gia tốc ngang $0{,}089$ [%], hệ số nhạy vận tốc xoay thân xe $0{,}256$ $[(^{o}/s)/^{o}]$, hệ số nhạy gia tốc ngang $0{,}0124$ $[g/^{o}]$, trễ pha giữa góc lái và vận tốc xoay thân xe $0{,}109$ $[s]$. Chiếu theo bảng chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái có thể thấy phản ứng nhanh, giảm chấn tốt, không vọt lố, xe giữ ổn định quỹ đạo.

Tổng thể, cảm giác lái đạt tiêu chí êm dịu, ổn định và dễ dự đoán, thích hợp với mục tiêu của xe con hạng E thiên về thoải mái hơn thể thao, đồng thời cho thấy tính nhất quán cao giữa cảm nhận chủ quan và kết quả mô phỏng định lượng. Bản đồ đặc tính trợ lực lái C-EPS hiện tại thể hiện tính tối ưu cao, phù hợp với mục tiêu vận hành "êm dịu, ổn định - premium steering feel", phản hồi chính xác, hướng đến phân khúc xe du lịch cao cấp. Điều này chứng tỏ tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng với phong cách lái thoải mái được áp dụng cho xe mẫu.

Như vậy, các kết quả thử nghiệm mô phỏng một lần nữa chứng minh tính đúng đắn của phương pháp luận về xây dựng đường đặc tính trợ lực lái lý tưởng, độ tin cậy cao của các mô hình động lực học đã thiết lập và tính hiệu quả của bộ điều khiển PID-FOC. Các giá trị đo được nằm trong giới hạn hợp lý đã được công bố trong các công trình nghiên cứu khoa học uy tín.

KẾT LUẬN

1. Nội dung đã hoàn thành

Nội dung đã hoàn của luận án được thể hiện qua nội dung được triển khai trong các chương mục của luận án, qua các phụ lục và qua các công bố, đảm bảo đáp ứng đúng và đủ mục tiêu nghiên cứu và các nội dung nghiên cứu đặt ra.

2. Kết quả đạt được

Trên cơ sở ba mục tiêu chính của luận án là thiết lập một quy trình toàn diện từ phương pháp xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái có cơ sở lý luận và có cấu trúc tổng quát, có tính tái sử dụng và phù hợp với quy luật tâm lý người điều khiển, đến thiết bộ điều khiển EPS để hiện thực hóa bản đồ đó và cuối cùng đưa ra bộ chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái theo hướng toàn diện, chuẩn hóa theo tiêu chuẩn, nhằm kiểm chứng chất lượng bản đồ và bộ điều khiển, luận án đã hoàn thành mục tiêu trên với các kết quả đạt được như sau:

Về cơ sở lý thuyết và phương pháp luận:

1) Đã đề xuất mô hình xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng trong đó bản đồ đặc tính trợ lực lái được tạo ra từ mô hình toán học có cấu trúc, liên kết rõ ràng giữa động lực học xe, hệ thống lái và mục tiêu cảm giác lái phù hợp quy luật tâm lý về kích thích và cảm nhận của con người. Cấu trúc bản đồ đặc tính trợ lực lái gồm ba mô đun chức năng "Phong cách lái" "ĐLH nghịch xe" và "ĐLH nghịch HTL". Các mô đun này phân tách riêng rẽ ý định của người lái với ĐLH vốn có của phương tiện và của hệ thống lái, giúp đơn giản hóa việc hiệu chuẩn cảm giác lái và tạo điều kiện thuận lợi cho việc thiết kế các phong cách lái khác nhau trên các thương hiệu và kiểu phương tiện khác nhau mà không cần tác động đến phần cứng hoặc logic điều khiển.
2) Đã xây dựng các phương trình ĐLH để đưa vào cấu trúc của đặc tính trợ lực lái. Trong đó các mô hình ĐLH mô tả chính xác chuỗi truyền lực và mô men từ vành tay lái đến bánh xe dẫn hướng tạo ra phản ứng động lực học của phương tiện, cũng như sự phản hồi ngược từ mặt đường về người lái.
3) Đã xây dựng các hàm truyền nghịch giữa các thông số động học chuyển động của xe với tác động từ vành tay lái. Các hàm truyền nghịch này là cơ sở để chuyển đổi yêu cầu chuyển động của phương tiện thành yêu cầu mô men lái và góc lái tại vành tay lái.
4) Đã đưa ra công thức xây dựng bốn loại đặc tính trợ lực lái bao gồm: đặc tính trợ lực lái tuyến tính; đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính; đặc tính trợ lực lái phi tuyến và đặc tính trợ lực lái hỗn hợp.
5) Đã thiết lập công thức xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật lũy thừa của Stevens cho hai loại đặc tính trợ lực lái là phi tuyến và hỗn hợp, mỗi loại có ba phong cách lái là "thoải mái", "thể thao" và "đa mức".
6) Đã trình bày chi tiết phương pháp xác định toàn bộ các hệ số và các tham số trong công thức xây dựng đặc tính trợ lực lái và đặc tính trợ lực lái lý tưởng.
7) Đã thiết kế bộ điều khiển tích hợp PID-FOC cho cơ cấu chấp hành EPS theo hướng điều khiển dòng điện/mô men động cơ trợ lực PMSM.
8) Đã hệ thống hóa cảm giác lái trong mô hình vòng kín "Người lái - Phương tiện" và đưa bộ chỉ tiêu đánh giá khách quan cho các đặc tính cảm giác lái trên cơ sở các tiêu chuẩn quốc tế ISO và tiêu chuẩn Trung Quốc GB/T.

Về tính toán mô phỏng:

1) Đã xây dựng MHMP tổng thể hoàn chỉnh trên phần mềm Matlab/Simulink, mô hình có khả năng tính toán, mô phỏng nhân bản cho các loại xe và phân khúc xe khác nhau,

hoàn thiện một quy trình kép kín từ xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái đến đánh giá chất lượng bản đồ thông qua đánh giá cảm giác lái.

2) Đã tiến hành mô phỏng kiểm chứng các mô hình ĐLH trên xe mẫu. Các kết quả mô phỏng kiểm chứng cho thấy các mô hình ĐLH phản ánh đúng quy luật vật lý.
3) Đã thực hiện mô phỏng, phân tích và đánh giá bốn dạng đặc tính trợ lực lái gồm tuyến tính, đa tuyến tính, phi tuyến và hỗn hợp tuyến tính-phi tuyến. Đánh giá đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo phong cách lái của hai loại đặc tính phi tuyến và đặc tính hỗn hợp. Kết quả cho thấy khả năng tạo ra các cảm giác lái khác nhau thông qua thay đổi chiến lược phân bố trợ lực trên cùng cấu hình phần cứng. Kết quả thu được bộ thông số xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái trên xe mẫu của 04 loại đặc tính trên
4) Đã tiến hành mô phỏng và đánh giá bộ điều khiển hệ thống C-EPS. Kết quả cho thấy bộ điều khiển PID-FOC đáp ứng tốt yêu cầu điều khiển mô men trợ lực, bảo đảm tính ổn định. Sai lệch bám mô men gần như bằng 0, loại bỏ hoàn toàn nhiễu ngẫu nhiên.

Về thử nghiệm mô phỏng:

1) Đã xây dựng hoàn thiện mô hình thử nghiệm mô phỏng tích hợp phần mềm Matlab/Simulink và phần mềm thử nghiệm ảo CarSim. Mô hình có khả năng thử nghiệm ảo về đánh giá cảm giác lái và khả năng đáp ứng của bộ điều khiển.
2) Đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC. Kết quả khẳng định khả năng đáp ứng tốt của bộ điều khiển PID-FOC. Sai số bám mô men gần bằng 0, độ quá điều chỉnh thấp và thời gian đáp ứng ngắn.
3) Tiến hành sáu bài thử cảm giác lái tiêu chuẩn. Kết quả chỉ ra cảm giác lái đạt mục tiêu phong cách lái "thoải mái" từ đó khẳng định tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái áp dụng cho xe mẫu. Cụ thể:

- *Ở nhóm kiểm chứng động lực học.* Các kết quả định lượng giữa hai mô hình sai khác nhỏ hơn 10%.

- *Đánh giá cảm giác lái và tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái:* Tổng thể, cảm giác lái đạt tiêu chí êm dịu, ổn định và dễ dự đoán, thích hợp với mục tiêu của xe con hạng E thiên về thoải mái hơn thể thao, đồng thời cho thấy tính nhất quán cao giữa cảm nhận chủ quan và kết quả mô phỏng định lượng. Bản đồ đặc tính trợ lực lái C-EPS hiện tại thể hiện tính tối ưu cao, phù hợp với mục tiêu vận hành "êm dịu, ổn định". Điều này chứng tỏ tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng với phong cách lái thải mái được áp dụng cho xe mẫu. Đã thu được bộ dữ liệu định lượng các chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái cho xe mẫu

3. Các đóng góp mới

Nghiên cứu về xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái, thiết kế bộ điều khiển hệ thống lái EPS trên xe con và đánh giá cảm giác lái là hướng nghiên cứu mới trong nước. Luận án thực hiện ***"Nghiên cứu đặc tính và điều khiển hệ thống lái trợ lực điện trên xe con"*** là một đóng góp mới trong nước về nghiên cứu về động lực học điều khiển ô tô. Các đóng góp mới của luận án bao gồm.

Về xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái có 04 đóng góp mới:

1) Đưa ra phương pháp tiếp cận mới về xây dựng và đánh giá chất lượng bản đồ đặc tính trợ lực lái và bộ điều khiển đó là một quy trình đầy đủ từ khâu xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái, thiết kế bộ điều khiển và cuối cùng là đánh giá chất lượng bản đồ và bộ điều khiển thông qua đánh giá cảm giác lái theo tiêu chuẩn ISO và GB/T.
2) Đề xuất tạo thành bản đồ đặc tính trợ lực lái gồm ba mô đun chức năng "Phong cách lái" "ĐLH nghịch xe" và "ĐLH nghịch HTL". Từ đó có thể hiệu chuẩn cảm giác lái và thiết kế các phong cách lái khác nhau trên cùng cấu hình xe mẫu không cần tác

động đến phần cứng hoặc logic điều khiển từ đó tích kiệm thời gian phát triển sản phẩm và giảm chi phí sản xuất. Đồng thời có tính tái sử dụng cho nhiều mẫu xe và phân khúc khác nhau.

3) Đưa ra phương pháp tính toán tổng quát cho 04 loại bản đồ đặc tính trợ lực lái khác nhau.
4) Xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng phù hợp quy luật lũy thừa của Stevens và thiết kế bản đồ đặc tính trợ lực lái theo các phong cách lái là một đóng góp mới.

Về xây dựng mô hình động lực học có 02 đóng góp mới:

1) Đã đề xuất được công thức xác định mô men cản mặt đường. Vấn đề này thường bị các nghiên cứu khác bỏ qua và chỉ kế thừa phương pháp tính toán của các nghiên cứu công bố trước đó.
2) Xây dựng MHĐLH hệ thống lái C-EPS hoàn chỉnh từ vành tay lái đến bánh xe dẫn hướng, trong đó phần ĐLH hình thang lái Ackermann được kể đến, điều này làm mô hình nghiên cứu sát thực với kết cấu thực tế của hệ thống lái đồng thời giảm thiểu được công việc xác định các hệ số khó đo được như độ cứng, độ nhớt… của hình thang lái.

Về thiết kế bộ điều khiển có 01 đóng góp mới: Chiến lược điều khiển PID-FOC cho hệ thống lái EPS là một phương pháp kết hợp điều khiển mới chưa được thực hiện ở các công trình nghiên cứu trong nước.

Về đánh giá cảm giác lái có 01 đóng góp mới: Đưa ra bảng chỉ tiêu và phương pháp thử nghiệm mô phỏng đánh giá cảm giác lái là một đóng góp mới của luận án.

4. Những hạn chế và thách thức

Một số thách thức của phương pháp đề xuất cần tiếp tục phát triển gồm:

- (1) Giả thiết số mũ (n) trong quan hệ giữa mô men lái và gia tốc ngang là yếu tố quyết định cảm giác giữa kích thích và cảm nhận. Theo David J. Weiss [189] cho rằng quy luật lũy thừa của Stevens không có tính phổ quát do phụ thuộc vào các giả định đo lường, sự biến thiên số mũ theo từng giác quan và ảnh hưởng của điều kiện khai thác. Trong phương pháp đề xuất, (n) có thể thay đổi khi điều kiện lái thay đổi, giữa các loại xe khác nhau hoặc theo sở thích người lái, làm suy giảm độ chính xác của mô hình khi áp dụng rộng rãi. (2) Mặc dù phương pháp đã xét ảnh hưởng vận tốc và các thông số cấu hình xe thông qua các tham số $K_a, K_T, K(v)$, nhưng mô hình vẫn chưa phản ánh đầy đủ biến thiên điều kiện mặt đường, tải trọng xe và sai lệch nhận thức của người lái. Nếu các nghiên cứu thực nghiệm cho thấy (n) thay đổi đáng kể theo kịch bản vận hành, thì lập luận của David J. Weiss rằng không tồn tại một hàm duy nhất mô tả nhận thức sẽ trở nên phù hợp hơn trong trường hợp này. Do đó, hướng nghiên cứu tiếp theo cần tinh chỉnh mô hình bằng cách xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái theo các vùng vận tốc, đồng thời tích hợp yếu tố tải động và biến thiên hệ số bám để nâng cao tính ứng dụng thực tiễn.

- Ngoài ra, các kết quả nghiên cứu mới dừng lại ở mô phỏng và thử nghiệm mô phỏng, việc thiết kế và thực hiện các thí nghiệm thực tế nhằm kiểm chứng hiệu quả của phương pháp đề xuất là một hướng nghiên cứu cần thiết trong tương lai.

5. Định hướng nội dung nghiên cứu tiếp theo

Về lý thuyết: Tiếp tục hoàn thiện tinh chỉnh bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng, xây dựng đa bản đồ đặc phù hợp với các trường hợp khai thác khác nhau như tải trọng thay đổi, trên đường hệ số bám thấp, leo dốc…; Nghiên cứu thiết kế bộ điều khiển hệ thống lái EPS và giải pháp cải thiện cảm giác lái bao gồm: Nghiên cứu dao động hệ thống lái; Nghiên cứu bù ma sát hệ thống lái; Nghiên cứu ước lượng mô men lái; Nghiên cứu thiết kế bộ điều khiển với các thuật toán và bộ điều khiển khác nhau.

Về thực nghiệm: Thiết kế phần cứng bộ điều khiển ECU, lắp đặt cảm biến, trang thiết bị đo lường trên ô tô nghiên cứu. Tiến hành thực nghiệm để kiểm chứng và tinh chỉnh mô hình lý thuyết.

CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ

1. Các công trình đã công bố và nghiệm thu

1. Nguyen, H.Q.; Vu, V.T.; Sename, O. Construction of Ideal Electric Power-Steering Characteristics by Inverse Dynamics Analysis Method. Electronics 2025, 14, 1144. https://doi.org/10.3390/electronics14061144. **(SCIE-Q2).**
2. Nguyen, H.; Vu, V.; Sename, O. Combining Adaptive Neural-Fuzzy Inference System with Field-Oriented Control Strategy for Electric Power Steering System in Cars. Advances in Mechanical Engineering 2025, 17, 10.1177/16878132251369152. **(SCIE-Q2)**.
3. Hong Quan Nguyen, Thanh Ha Vo. ADAPTIVE NEURO-FUZZY INFERENCE SYSTEMS (ANFIS) CONTROL FOR ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM. Science Journal of Transportation, 2024, 1 (17), 32-46. https://elibrary.ru/contents.asp?id=67904646&selid=67904651
4. Nguyễn Hồng Quân, Vũ Văn Tấn. Khảo sát và phân tích động học hệ thống lái trợ lực điện EPS. Tạp chí Cơ khí Việt Nam 314 (2024).
5. Nguyễn Hồng Quân, Vũ Văn Tấn. Xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng và thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống lái trợ lực điện trên xe con. T2025-CK-007 (2025). Đề tài NCKH cấp Trường.
6. Nguyễn Hồng Quân, Vũ Văn Tấn. Nghiên cứu, phân tích đặc tính động lực học hệ thống lái trợ lực điện trên xe con có xét tính đàn hồi của các khâu. T2023-CK-002 (2023). Đề tài NCKH cấp Trường.

TÀI LIỆU THAM KHẢO
REFERENCES

[1] Electric Power Steering Systems Market 2022; Yano Research Institute Ltd.: Tokyo, Japan, 2022. https://www.yanoresearch.com/en/press-release/show/press_id/3086.

[2] Global Automotive Steering System Market Forecast 2021-2028; Inkwood Research: Boston, MA, USA, 2020. https://www.inkwoodresearch.com/reports/automotive-steering-system-market/.

[3] Z. Fu, Y. Lu, D. Zhao, P. Yuan, and Y. Guo, "A novel dual power-driven electric power steering system for electric commercial vehicles," Advances in Mechanical Engineering, vol. 15, no. 9, p. 16878132231200314, Sep. 2023, doi: 10.1177/16878132231200314.

[4] Ilyas, M.D. Electric Power Steering: Diagram, Parts, Types, Working. The Engineers Post 2024. Available online: https://theengineerspost.com/electric-power-steering/.

[5] A. Gaedke, M. Heger, M. Sprinzl, S. Grüner, and A. Vähning, "Electric Power Steering Systems," in Steering Handbook, M. Harrer and P. Pfeffer, Eds., Cham: Springer International Publishing, 2017, pp. 403–467. doi: 10.1007/978-3-319-05449-0_15.

[6] Saodo University. Cảm biến mô-men xoắn trên hệ thống lái trợ lực điện tử (EPS). Oto.saodo.edu.vn. Available online: https://oto.saodo.edu.vn/nghien-cuu-khoa-hoc/cam-bien-momen-xoan-tren-he-thong-lai-tro-luc-dien-tu-479.html.

[7] ISO. Road Vehicles—Vehicle Dynamics Test Methods—Part 1: General Conditions for Passenger Cars; ISO 15037-1:2006; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 2006.

[8] T. D. Gillespie, Fundamentals of vehicle dynamics. in Society of Automotive Engineers. Electronic publications. Warrendale, Pa. (400 Commonwealth Dr., Wallendale PA USA): Society of Automotive Engineers, 1992. doi: 10.4271/R-114.

[9] R. Rajamani, Vehicle dynamics and Control. in Mechanical Engineering Series. Boston, MA: Springer US, 2012. doi: 10.1007/978-1-4614-1433-9.

[10] D. Lee, K. Yi, S. Chang, B. Lee, and B. Jang, "Robust steering-assist torque control of electric-power-assisted-steering systems for target steering wheel torque tracking," Mechatronics, vol. 49, pp. 157–167, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.mechatronics.2017.12.007.

[11] Nguyễn Anh Tuấn. Nghiên cứu điều khiển tỷ số truyền hệ thống lái nhằm tăng ổn định quỹ đạo chuyển động của ô tô. Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Trường Đại học Giao thông Vận tải, 2018.

[12] Nguyễn Xuân Tuấn. Nghiên cứu hệ thống lái Steer-by-Wire điện tử-thủy lực. Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Trường Đại học Giao thông Vận tải, 2021.

[13] Nguyễn Khắc Trai. Tính điều khiển và quỹ đạo chuyển động của ô tô; NXB Giao thông Vận tải: 1997.

[14] Nguyễn Hữu Cẩn; Dư Quốc Thịnh; Phạm Minh Thái; Nguyễn Văn Tài; Lê Thị Vàng, Lý thuyết ô tô. Hà Nội, Việt Nam: NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2007.

[15] Cao Trọng Hiền; Đào Mạnh Hùng. Lý thuyết ô tô; NXB Giao thông Vận tải: Hà Nội, 2010.

[16] Trần Văn Lợi, "Nghiên cứu điều khiển hệ thống lái điện trên ô tô con," Trường Đại học Giao thông Vận tải, Hà Nội, Việt Nam, 2018.

[17] Y.-C. Hung, F.-J. Lin, J.-C. Hwang, J.-K. Chang, and K.-C. Ruan, "Wavelet Fuzzy Neural Network With Asymmetric Membership Function Controller for Electric Power Steering System via Improved Differential Evolution," IEEE Trans. Power Electron., vol. 30, no. 4, pp. 2350–2362, Apr. 2015, doi: 10.1109/TPEL.2014.2327693.

[18] R.-O. Nemes, M. Ruba, and C. Martis, "Integration of Real-Time Electric Power Steering System Matlab/Simulink Model into National Instruments VeriStand Environment," in 2018 IEEE 18th International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC), Budapest: IEEE, Aug. 2018, pp. 700–703. doi: 10.1109/EPEPEMC.2018.8521888.

[19] D. N. Nguyen and T. A. Nguyen, "Proposing a BSPID Control Strategy Considering External Disturbances for Electric Power Steering (EPS) Systems," IEEE Access, vol. 11, pp. 143230–143249, 2023, doi: 10.1109/ACCESS.2023.3343914.

[20] Yamamoto, K.; Koenig, D.; Sename, O.; Moulaire, P, “A new control design for an optimized electric power steering system,” In Proc. 20th IFAC World Congress; Toulouse, France, 2017.
[21] F. Wilhelm, T. Tamura, R. Fuchs, and P. Mullhaupt, “Friction Compensation Control for Power Steering,” IEEE Trans. Contr. Syst. Technol., vol. 24, no. 4, pp. 1354–1367, Jul. 2016, doi: 10.1109/TCST.2015.2483561.
[22] J. H. Choi, K. Nam, and S. Oh, “Steering feel improvement by mathematical modeling of the Electric Power Steering system,” Mechatronics, vol. 78, p. 102629, Oct. 2021, doi: 10.1016/j.mechatronics.2021.102629.
[23] K. Yamamoto, D. Koenig, O. Sename, and P. Moulaire, “Driver torque estimation in Electric Power Steering system using an H∞/H2 Proportional Integral observer,” in 2015 54th IEEE Conference on Decision and Control (CDC), Osaka: IEEE, Dec. 2015, pp. 843–848. doi: 10.1109/CDC.2015.7402334.
[24] V. Govender, G. Khazardi, T. Weiskircher, D. Keppler, and S. Müller, “A PID and state space approach for the position control of an electric power steering,” in 16. Internationales Stuttgarter Symposium, M. Bargende, H.-C. Reuss, and J. Wiedemann, Eds., in Proceedings. , Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, pp. 755–769. doi: 10.1007/978-3-658-13255-2_55.
[25] M. Irmer and H. Henrichfreise, “Design of a robust LQG Compensator for an Electric Power Steering,” IFAC-PapersOnLine, vol. 53, no. 2, pp. 6624–6630, 2020, doi: 10.1016/j.ifacol.2020.12.082.
[26] V. Govender and S. Müller, “Modelling and Position Control of an Electric Power Steering System,” IFAC-PapersOnLine, vol. 49, no. 11, pp. 312–318, 2016, doi: 10.1016/j.ifacol.2016.08.047.
[27] R. R. Hiremath and T. B. Isha, “Modelling and simulation of electric power steering system using permanent magnet synchronous motor,” IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., vol. 561, no. 1, p. 012124, Oct. 2019, doi: 10.1088/1757-899X/561/1/012124.
[28] Y. Morita et al., “Controller design method for electric power steering system with variable gear transmission system using decoupling control,” in 2009 35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics, Porto, Portugal: IEEE, Nov. 2009, pp. 3065–3070. doi: 10.1109/IECON.2009.5415295.
[29] G. Shi, S. Zhao, and J. Min, “Simulation Analysis for Electric Power Steering Control System Based On Permanent Magnetism Synchronization Motor,” in Proceedings of the 2nd International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (2012), China: Atlantis Press, 2012. doi: 10.2991/emeit.2012.394.
[30] M. Ruba, R. Nemes, F. P. Piglesan, H. Hedesiu, and C. Martis, “Complete elecric power steering system real-time model in the loop simulator,” in 2018 ELEKTRO, Mikulov: IEEE, May 2018, pp. 1–6. doi: 10.1109/ELEKTRO.2018.8398354.
[31] Indrawanto, T. Ayatullah, and R. A. Prayoga, “On the Design of Electric Power Steering Control Unit,” in 2018 5th International Conference on Electric Vehicular Technology (ICEVT), Surakarta, Indonesia: IEEE, Oct. 2018, pp. 210–213. doi: 10.1109/ICEVT.2018.8628384.
[32] Tao Yang, “A New Control Framework of Electric Power Steering System Based on Admittance Control,” IEEE Trans. Contr. Syst. Technol., vol. 23, no. 2, pp. 762–769, Mar. 2015, doi: 10.1109/TCST.2014.2325892.
[33] K. Yamamoto, O. Sename, D. Koenig, and P. Moulaire, “Design and experimentation of an LPV extended state feedback control on Electric Power Steering systems,” Control Engineering Practice, vol. 90, pp. 123–132, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.conengprac.2019.06.004.
[34] S. Zhang and Y. Wang, “Study of Electric Power Steering System:,” presented at the 2015 International Conference on Computer Science and Intelligent Communication, Zhengzhou, China, 2015. doi: 10.2991/csic-15.2015.77.

[35] S. Na, Z. Li, F. Qiu, and C. Zhang, “Torque Control of Electric Power Steering Systems Based on Improved Active Disturbance Rejection Control,” Mathematical Problems in Engineering, vol. 2020, pp. 1–13, Apr. 2020, doi: 10.1155/2020/6509607.
[36] P. P. Florin, R. Mircea, N. Raul, C. Martis, and P. Adrian-Cornel, “Real-time Model in the Loop analysis of PMSM for electric power steering system based on FPGA implementation,” in 2018 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion (SPEEDAM), Amalfi: IEEE, Jun. 2018, pp. 1358–1363. doi: 10.1109/SPEEDAM.2018.8445395.
[37] P.-P. Du, H. Su, and G.-Y. Tang, “Active Return-to-Center Control Based on Torque and Angle Sensors for Electric Power Steering Systems,” Sensors, vol. 18, no. 3, p. 855, Mar. 2018, doi: 10.3390/s18030855.
[38] X. Guan, Y.-N. Zhang, C.-G. Duan, W.-L. Yong, and P.-P. Lu, “Study on decomposition and calculation method of EPS assist characteristic curve,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 235, no. 8, pp. 2166–2175, Jul. 2021, doi: 10.1177/0954407020987062.
[39] B. Arifin, B. Y. Suprapto, S. A. D. Prasetyowati, and Z. Nawawi, “Steering Control in Electric Power Steering Autonomous Vehicle Using Type-2 Fuzzy Logic Control and PI Control,” WEVJ, vol. 13, no. 3, p. 53, Mar. 2022, doi: 10.3390/wevj13030053.
[40] W. Y. Wei, J. Y. Chen, and G. Xie, “Analysis on EPS Machitrical Dual Closed-Loop Control System,” AMM, vol. 241–244, pp. 1071–1075, Dec. 2012, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.241-244.1071.
[41] M. Xue, G. Xu, J. Feng, C. Meizhou, and H. Xu, “Control strategy of automotive electric power steering system based on generalized internal model control,” Journal of Algorithms & Computational Technology, vol. 14, p. 1748302620931312, Jan. 2020, doi: 10.1177/1748302620931312.
[42] Z. Naibiao, C. Tianfang, and H. Xuezheng, “Electric power steering system controller design using induction machine,” Archives of Electrical Engineering, pp. 279–293, May 2019, doi: 10.24425/aee.2019.128268.
[43] Z. Cao and S. Zheng, “MR-SAS and electric power steering variable universe fuzzy PID integrated control,” Neural Comput & Applic, vol. 31, no. 4, pp. 1249–1258, Apr. 2019, doi: 10.1007/s00521-017-3157-7.
[44] W. Wanying, Y. Guofu, and T. Daqing, “Analysis on EPS mechatronic fuzzy-PID closed-loop control system,” in 2009 9th International Conference on Electronic Measurement & Instruments, Beijing, China: IEEE, Aug. 2009, pp. 3-390-3–393. doi: 10.1109/ICEMI.2009.5274290.
[45] Y. Li, Z. Yang, D. Zhai, J. He, and J. Fan, “Study on Control Strategy of Electric Power Steering for Commercial Vehicle Based on Multi-Map,” WEVJ, vol. 14, no. 2, p. 33, Jan. 2023, doi: 10.3390/wevj14020033.
[46] F.-J. Lin, Y.-C. Hung, and K.-C. Ruan, “An Intelligent Second-Order Sliding-Mode Control for an Electric Power Steering System Using a Wavelet Fuzzy Neural Network,” IEEE Trans. Fuzzy Syst., vol. 22, no. 6, pp. 1598–1611, Dec. 2014, doi: 10.1109/TFUZZ.2014.2300168.
[47] Yamamoto, K, “Control of Electromechanical Systems, Application to Electric Power Steering Systems,” Université Grenoble Alpes, Grenoble, France, 2017.
[48] Xin. Zhang, Zhang Xin, Shi Guobiao, and Lin Yi, “Steering feel study on the performance of EPS,” in 2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Harbin, Hei Longjiang, China: IEEE, Sep. 2008, pp. 1–5. doi: 10.1109/VPPC.2008.4677441.
[49] W. Zhao, Y. Lin, J. Wei, and G. Shi, “Control strategy of a novel electric power steering system integrated with active front steering function,” Sci. China Technol. Sci., vol. 54, no. 6, pp. 1515–1520, Jun. 2011, doi: 10.1007/s11431-011-4393-1.
[50] Z. Zhou, X. Ding, and Z. Shi, “Research on Collaborative Control of Differential Drive Assisted Steering and Active Front Steering for Distributed Drive Electric Vehicles,” WEVJ, vol. 14, no. 10, p. 292, Oct. 2023, doi: 10.3390/wevj14100292.

[51] S. Songzhuo and C. Guangda, “Electric-Power-Steering system Vehicle Control Stability and Return Strategies Based on Predictive Control,” JESTR, vol. 15, no. 4, pp. 146–153, 2022, doi: 10.25103/jestr.154.21.
[52] Y. Fujimura, S. Hashimoto, and D. Banjerdpongchai, “Design of Model Predictive Control with Nonlinear Disturbance Observer for Electric Power Steering System,” in 2019 SICE International Symposium on Control Systems (SICE ISCS), Kumamoto, Japan: IEEE, Mar. 2019, pp. 49–56. doi: 10.23919/SICEISCS.2019.8758721.
[53] G. Kim, J. Won, and D. Lee, “Deep Learning-based Motor Prognostics for Electric Power Steering Systems,” inter noise, vol. 268, no. 2, pp. 6777–6784, Nov. 2023, doi: 10.3397/IN_2023_1008.
[54] K. Yamamoto and H. Nishimura, “Control System Design of Electric Power Steering for a Full Vehicle Model with Active Stabilizer,” JSDD, vol. 5, no. 5, pp. 789–804, 2011, doi: 10.1299/jsdd.5.789.
[55] X. Ma, Y. Guo, and L. Chen, “Active disturbance rejection control for electric power steering system with assist motor variable mode,” Journal of the Franklin Institute, vol. 355, no. 3, pp. 1139–1155, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.jfranklin.2017.12.024.
[56] D. Lee, K.-S. Kim, and S. Kim, “Controller Design of an Electric Power Steering System,” IEEE Trans. Contr. Syst. Technol., vol. 26, no. 2, pp. 748–755, Mar. 2018, doi: 10.1109/TCST.2017.2679062.
[57] S. Woo, C. Heo, M.-O. Jeong, and J.-M. Lee, “Integral Analysis of a Vehicle and Electric Power Steering Logic for Improving Steering Feel Performance,” Applied Sciences, vol. 13, no. 20, p. 11598, Oct. 2023, doi: 10.3390/app132011598.
[58] W. Tao, B. Gao, H. Chu, M. Tian, and H. Chen, “Studies on Steering Feeling Feedback System Based on Nonlinear Vehicle Model,” presented at the WCXTM 17: SAE World Congress Experience, Detroit, Michigan, United States, Mar. 2017, pp. 2017-01–1494. doi: 10.4271/2017-01-1494.
[59] S. Fankem and S. Müller, “A new model to compute the desired steering torque for steer-by-wire vehicles and driving simulators,” Vehicle System dynamics, vol. 52, no. sup1, pp. 251–271, May 2014, doi: 10.1080/00423114.2014.896469.
[60] D. Saifia, M. Chadli, H. R. Karimi, and S. Labiod, “Fuzzy control for Electric Power Steering System with assist motor current input constraints,” Journal of the Franklin Institute, vol. 352, no. 2, pp. 562–576, Feb. 2015, doi: 10.1016/j.jfranklin.2014.05.007.
[61] Z. Zheng and J. Wei, “Research on active disturbance rejection control strategy of electric power steering system under extreme working conditions,” Measurement and Control, vol. 57, no. 1, pp. 90–100, Jan. 2024, doi: 10.1177/00202940231192986.
[62] Y. Li, T. Shim, D. Wang, and T. Offerle, “Enhancement of Steering Feel of Electric Power Assist Steering System Using Modeling Reference Control,” in 2018 Annual American Control Conference (ACC), Milwaukee, WI: IEEE, Jun. 2018, pp. 3257–3262. doi: 10.23919/ACC.2018.8431923.
[63] A. Champagne, “FUNCTIONAL SAFETY – Method for providing assist in an electric power steering system without a torque sensor,” in 7th International Munich Chassis Symposium 2016, Prof. Dr. P. E. Pfeffer, Ed., in Proceedings. , Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, pp. 547–560. doi: 10.1007/978-3-658-14219-3_36.
[64] G. L. Gil Gómez, M. Nybacka, L. Drugge, and E. Bakker, “Machine learning to classify and predict objective and subjective assessments of vehicle dynamics: the case of steering feel,” Vehicle System dynamics, vol. 56, no. 1, pp. 150–171, Jan. 2018, doi: 10.1080/00423114.2017.1351617.
[65] A. Murilo, R. Rodrigues, E. L. S. Teixeira, and M. M. D. Santos, “Design of a Parameterized Model Predictive Control for Electric Power Assisted Steering,” Control Engineering Practice, vol. 90, pp. 331–341, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.conengprac.2019.07.010.
[66] M. Park, S. Lee, M. Kim, J. Lee, and K. Yi, “Integrated differential braking and electric power steering control for advanced lane-change assist systems,” Proceedings of the Institution

of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 229, no. 7, pp. 924–943, Jun. 2015, doi: 10.1177/0954407014547927.
[67] H. Zhou, A. Pang, J. Yang, and Z. He, "Structured H ∞ Control of an Electric Power Steering System," Complexity, vol. 2020, pp. 1–9, Jul. 2020, doi: 10.1155/2020/9371327.
[68] W.-C. Lin and Y. A. Ghoneim, "Model-based fault diagnosis and prognosis for Electric Power Steering systems," in 2016 IEEE International Conference on Prognostics and Health Management (ICPHM), Ottawa, ON, Canada: IEEE, Jun. 2016, pp. 1–8. doi: 10.1109/ICPHM.2016.7542840.
[69] H. Zhang, Y. Zhang, J. Liu, J. Ren, and Y. Gao, "Modeling and characteristic curves of electric power steering system," in 2009 International Conference on Power Electronics and Drive Systems (PEDS), Taipei: IEEE, Nov. 2009, pp. 1390–1393. doi: 10.1109/PEDS.2009.5385774.
[70] Q. Liu, W. Kong, and T. Li, "The Assist Curve Design for Electric Power Steering System," in Proceedings of the 2nd International Conference on Advances in Mechanical Engineering and Industrial Informatics (AMEII 2016), Hangzhou, China: Atlantis Press, 2016. doi: 10.2991/ameii-16.2016.71.
[71] M. H. Lee, S. Ki Ha, J. Y. Choi, and K. S. Yoon, "Improvement of the steering feel of an electric power steering system by torque map modification," J Mech Sci Technol, vol. 19, no. 3, pp. 792–801, Mar. 2005, doi: 10.1007/BF02916127.
[72] T. A. Nguyen, "Mathematical modeling and characteristics of automotive electric power steering systems: A state–of–the–art literature review," Ain Shams Engineering Journal, vol. 16, no. 9, p. 103516, Sep. 2025, doi: 10.1016/j.asej.2025.103516.
[73] Koide, M.; Kawakami, S. Analysis of steering feel evaluation in vehicles with power steering. JSAE Rev. 1988, 9, 1.
[74] L. Yaohua, F. Jikang, H. Jie, N. Youfei, and F. Qianlong, "Novel electric power steering control strategies of commercial vehicles considering adhesion coefficient," Advances in Mechanical Engineering, vol. 12, no. 12, p. 1687814020983059, Dec. 2020, doi: 10.1177/1687814020983059.
[75] Q. Li and C. Xia, "Research of Electric Power Steering System Assistance Characteristic Based on The Identification of The Road," in Proceedings of the 2012 2nd International Conference on Computer and Information Applications (ICCIA 2012), China: Atlantis Press, 2012. doi: 10.2991/iccia.2012.97.
[76] Ren Xia'nan, Deng Zhaoxiang. Research on Design Method of Assisted Characteristic Curve for EPS of Vehicle[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(8): 1225-1232. DOI: 10.13433/j.cnki.1003-8728.2014.0823.
[77] Ren, X. & Deng, Z.. (2014). Research on ideal steering wheel effort characteristics of driver. 25. 2261-2265. 10.3969/j.issn.1004-132X.2014.16.022.
[78] V. Ciarla, V. Cahouet, C. Canudas De Wit, and F. Quaine, "Genesis of booster curves in Electric Power Assistance Steering systems," in 2012 15th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Anchorage, AK, USA: IEEE, Sep. 2012, pp. 1345–1350. doi: 10.1109/ITSC.2012.6338807.
[79] Z. Xue-Ping, L. Xin, C. Jie, and M. Jin-Lai, "Parametric design and application of steering characteristic curve in control for electric power steering," Mechatronics, vol. 19, no. 6, pp. 905–911, Sep. 2009, doi: 10.1016/j.mechatronics.2009.05.003.
[80] Z. G. Chen, W. Zhang, Q. Zhang, and T. M. Zhou, "Electric power steering system for agricultural truck matching design:," presented at the 2015 International Conference on Power Electronics and Energy Engineering, Hong Kong, China, 2015. doi: 10.2991/peee-15.2015.21.
[81] S. Li, R. Sheng, G. Cui, S. Zheng, Z. Yu, and X. Lu, "Design of Assistance Characteristics Curve for Electric Power Steering System," in Proceedings of the 2017 2nd International Conference on Automation, Mechanical and Electrical Engineering (AMEE 2017), Shenzhen, China: Atlantis Press, 2017. doi: 10.2991/amee-17.2017.27.

[82] Shitong Du; Yao Liming. Design of Assisted Characteristic Curve for Electric Power Steering System Based on Load Variation, International Journal of Research in Engineering and Science (IJRES) 2016, Volume 4, pp. 53-58, https://www.ijres.org/v4-i10.html.
[83] M. Ljungberg, M. Nybacka, G. Gil Gómez, and D. Katzourakis, "Electric Power Assist Steering System Parameterization and Optimisation Employing Computer-Aided Engineering," presented at the SAE 2015 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, United States, Apr. 2015, pp. 2015-01–1500. doi: 10.4271/2015-01-1500.
[84] L. Li, W. Wu, J. Chen, J. Shi, X. Wang, and L. Qian, "Modeling and Simulation Research on the Electric Power Steering System for a Passenger Car," presented at the SAE 2016 World Congress and Exhibition, Detroit, Michigan, United States, Apr. 2016, pp. 2016-01–0464. doi: 10.4271/2016-01-0464.
[85] T. Chugh, W. Chen, and M. et al Klomp, "Design and control of model based steering feel reference in an electric power assisted steering system".
[86] G. L. Gil Gómez, M. Nybacka, E. Bakker, and L. Drugge, "Findings from subjective evaluations and driver ratings of vehicle dynamics: steering and handling," Vehicle System dynamics, vol. 53, no. 10, pp. 1416–1438, Oct. 2015, doi: 10.1080/00423114.2015.1050402.
[87] M. Nybacka, X. He, G. Gómez, E. Bakker, and L. Drugge, "Links between subjective assessments and objective metrics for steering," Int.J Automot. Technol., vol. 15, no. 6, pp. 893–907, Oct. 2014, doi: 10.1007/s12239-014-0094-7.
[88] S. Grüner, T. Werner, and B. Käpernick, "Objectification of steering feel and application in the context of virtual steering feel tuning," in 8th International Munich Chassis Symposium 2017, Prof. Dr. P. E. Pfeffer, Ed., in Proceedings. , Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, pp. 289–307. doi: 10.1007/978-3-658-18459-9_20.
[89] J. Dang, H. Chen, Q. Li, T. Watanabe, R. Hayama, and L. Lou, "A method to set the target on-centre steering force characteristic," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 230, no. 12, pp. 1670–1686, Oct. 2016, doi: 10.1177/0954407015619262.
[90] I. A. Badiru, "Customer Focus in EPS Steering Feel Development," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., vol. 07, no. 3, pp. 1009–1015, Apr. 2014, doi: 10.4271/2014-01-0148.
[91] R. Guo, Z. Jiang, and L. Yuan, "Application of Steering Robot in the Test of Vehicle Dynamics Characteristics".
[92] A. Haas, G. Menze, P. M. Sieberg, and D. Schramm, "An Objective Evaluation Approach for Safety-Relevant Steering Feedback on a Test Bench," Vehicles, vol. 5, no. 4, pp. 1727–1742, Nov. 2023, doi: 10.3390/vehicles5040094.
[93] Y. Liu, Q. Liu, X. Ji, R. Hayama, T. Mizuno, and S. Nakano, "A New Objective Evaluation Method for Vehicle Steering Comfort," Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control, vol. 139, no. 9, p. 091013, Sep. 2017, doi: 10.1115/1.4036072.
[94] Vũ Đức Lập; Trần Thanh An. ĐLH ô tô; NXB Khoa học Tự nhiên và Công nghệ: 2017.
[95] Đỗ Sanh; Đỗ Đăng Khoa. Điều khiển các hệ ĐLH; NXB Bách Khoa Hà Nội: 2015.
[96] Lâm Mai Long. Giáo trình dao động và tiếng ồn ô tô; NXB TP. Hồ Chí Minh, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh: 2017.
[97] Trần Văn Lợi; Đỗ Văn Dũng; Nguyễn Văn Bang. Nghiên cứu tạo cảm giác lái trên mô hình hệ thống Steer-by-Wire. Tạp chí Khoa học Giáo dục, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh 2015.
[98] Trần Văn Lợi; Nguyễn Văn Bang; Trần Văn Như; Nguyễn Xuân Tuấn. Mô phỏng chuyển làn của ô tô sử dụng hệ thống lái Steer-by-Wire. Tạp chí Khoa học và Công nghệ 2016, 33 (04/2016).
[99] Trần Văn Lợi. Nghiên cứu thiết kế bộ điều khiển hệ thống lái qua dây dẫn. Luận án NCKH, Trường Đại học Giao thông Vận tải, 2016.
[100]Nguyễn Xuân Tuấn; Nguyễn Văn Bang; Trần Văn Như; Đinh Thị Thanh Huyền. Thiết kế bộ điều khiển lái cho hệ thống lái không trụ lái (Steer-by-Wire) điện tử-thủy lực. Tạp chí Cơ khí Việt Nam 2016, (Số đặc biệt).

[101]Nguyễn Xuân Tuấn; Trần Văn Như; Nguyễn Văn Bang; Lê Văn Anh; Chu Đức Hùng. Xây dựng mô hình hệ thống lái Steer-by-Wire điện tử-thủy lực. Tạp chí Khoa học Công nghệ, Đại học Công Nghiệp Hà Nội 2017.
[102]Nguyễn Xuân Tuấn; Nguyễn Văn Bang; Trần Văn Như; Nguyễn Thế Anh. Ứng dụng MATLAB/Simulink mô hình hóa và mô phỏng ĐLH hệ thống thủy lực trợ lực lái ô tô. Tạp chí Khoa học và Công nghệ 2018, 47.
[103]Nguyễn Xuân Tuấn; Nguyễn Văn Bang; Trần Văn Như; Lê Văn Anh; Chu Đức Hùng. Xây dựng mô hình hệ thống lái Steer-by-Wire điện tử-thủy lực. Tạp chí Khoa học và Công nghệ 2017, 38.
[104]Nguyễn Tuấn Anh. Điều khiển tối ưu hệ thống lái tích cực trên ô tô. Tạp chí Giao thông Vận tải 2010, 5, 42-44.
[105]Tuan Vu Ngoc; Bao Vu Quoc. PID controller design for electric motor used in electric power assisted steering system. Journal of Science and Technology in Civil Engineering 2017, 11(4), 85-89. Available online: https://stce.huce.edu.vn/index.php/vn/article/view/638.
[106]Nguyen Duy Minh Phan; Ngo Quoc Huy Tran; Hanh C. Nguyen; Thang Hoang. Design and evaluate controller for power steering system. Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng 2023, 21(11.2), 31-35. Available online: https://jst-ud.vn/jst-ud/article/view/8822
[107]Van Nghia Le; Hoang Phuc Dam; Nhat Tan Trinh; Minh Cong Tran; Van Tai Le; Van Duc Dau; Van Sang Pham; Dinh Quang Anh Do; Dinh Hoa Vu. A using PID controller for vehicle electric power steering system. Journal of Marine Science and Technology 2021, 10, 211-217. Available online: https://jmst.vimaru.edu.vn/index.php/tckhcnhh/article/view/199.
[108]Trần Văn Lợi. Nghiên cứu chế tạo mô hình hệ thống lái điều khiển qua dây dẫn. Đề tài NCKH, Trường Đại học Giao thông Vận tải, 2011.
[109]Tan Vu Van; Huy Dang Dinh. Assessment of the effect of structural parameters on the characteristics of C-EPS steering system. Journal of Science and Technology, Hanoi University of Industry 2023, 59(1), 67-74. https://doi.org/10.57001/huih5804.2023.013.
[110]Nguyễn Xuân Tuấn, Trần Văn Như, Nguyễn Văn Bang, Lê Văn Anh, Chu Đức Hùng, "Xây dựng mô hình hệ thống lái Steer by wire điện tử - thủy lực," Tạp chí Khoa học công nghệ, 2017.
[111]Goldstein, H.; Poole, C.P.; Safko, J.L. Classical Mechanics, 3rd ed.; Addison-Wesley: San Francisco, CA, USA, 2001.
[112]Pacejka, H.B. Tyre and Vehicle dynamics; Elsevier: Oxford, UK, 2006.
[113]General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China; Standardization Administration of China. Automobile Handling and Stability Test Methods: GB/T 6323-2014; Standards Press of China: Beijing, China, 2014. (中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会, 汽车操纵稳定性试验方法: GB/T 6323-2014, 北京, 中国标准出版社，2014).
[114]Liu, Z. Automobile Science; Higher Education Press: Beijing, China, 2012. (刘昭度, 汽车学, 高等教育出版社, 2012).
[115]Shi, G.; Shen, R.; Lin, Y. Modeling and simulation technology of electric power steering systems. J. Jilin Univ. 2007, 37, 31-36. (施国标,申荣卫,林逸.电动助力转向系统的建模与仿真技术[J].吉林大学学报, 2007, 37(1), 31-36.施国标,申荣卫,林逸.电动助力转向系统的建模与仿真技术[J].吉林大学学报, 2007, 37(1), 31-36.).
[116]X. Zhang, "Objective Evaluation of Electric Power Steering Steering Feel," JME, vol. 45, no. 06, p. 171, 2009, doi: 10.3901/JME.2009.06.171.
[117]M. H. Lee et al., "Development of a hardware in the loop simulation system for electric power steering in vehicles," Int.J Automot. Technol., vol. 12, no. 5, pp. 733–744, Oct. 2011, doi: 10.1007/s12239-011-0085-x.
[118]R. Hosman, F. Cardullo, and J. Bos, "Visual-Vestibular interaction in motion perception," in AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference, Portland, Oregon: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Aug. 2011. doi: 10.2514/6.2011-6425.

[119]D. Shinar, E. D. Mcdowell, and T. H. Rockwell, “Eye Movements in Curve Negotiation,” Hum Factors, vol. 19, no. 1, pp. 63–71, Feb. 1977, doi: 10.1177/001872087701900107.
[120]D. A. Gordon, “Static and Dynamics Visual Fields in Human Space Perception,” J. Opt. Soc. Am., vol. 55, no. 10, p. 1296, Oct. 1965, doi: 10.1364/JOSA.55.001296.
[121]M. Lone and A. Cooke, “Review of Pilot Modelling Techniques,” in 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Orlando, Florida: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Jan. 2010. doi: 10.2514/6.2010-297.
[122]L. R. Young and J. L. Meiry, “A revised Dynamics otolith model,” Aerosp Med, vol. 39, no. 6, pp. 606–608, Jun. 1968.
[123]Fechner, G.T. Elemente der Psychophysik; Breitkopf & Härtel: Leipzig, Germany, 1860.
[124]A. C. Newberry, M. J. Griffin, and M. Dowson, “Driver perception of steering feel,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 221, no. 4, pp. 405–415, Apr. 2007, doi: 10.1243/09544070JAUTO415.
[125]S. S. Stevens, “On the psychophysical law.,” Psychological Review, vol. 64, no. 3, pp. 153–181, 1957, doi: 10.1037/h0046162.
[126]M. Mitschke and H. Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. doi: 10.1007/978-3-658-05068-9.
[127]G. Geng and L. Chen, “Adaptive Nonlinear Control of Electric Power Steering System Combined with Active Suspension,” in 2010 Asia-Pacific Conference on Wearable Computing Systems, Shenzhen, China: IEEE, 2010, pp. 190–193. doi: 10.1109/APWCS.2010.54.
[128]M. Xin and M. Minor, “Backstepping vehicle steering controller using integral and robust control based on Dynamics state estimation,” in 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vilamoura-Algarve, Portugal: IEEE, Oct. 2012, pp. 3132–3137. doi: 10.1109/IROS.2012.6386199.
[129]A. K. Mohammadi and M. Saee, “Variable Structure Model Reference Adaptive Control, for Vehicle Automatic Steering System,” in 2009 Second International Conference on Computer and Electrical Engineering, Dubai, UAE: IEEE, 2009, pp. 661–665. doi: 10.1109/ICCEE.2009.54.
[130]X. Liu, Y. Xing, Y. Liu, and Y. Wan, “Study on Self-tuning of Robot Parameters for EMC Vehicle Steering Test,” J Intell Robot Syst, vol. 110, no. 4, p. 170, Dec. 2024, doi: 10.1007/s10846-024-02200-5.
[131]A. Reda, A. Bouzid, and J. Vásárhelyi, “Model Predictive Control for Automated Vehicle Steering,” ACTA POLYTECH HUNG, vol. 17, no. 7, pp. 163–182, 2020, doi: 10.12700/APH.17.7.2020.7.9.
[132]D. Shroff, H. Nangalia, A. Metawala, M. Parulekar, and V. Padte, “Dynamics matrix and model predictive control for a semi-auto pilot car,” in 2013 International Conference on Advances in Technology and Engineering (ICATE), Mumbai: IEEE, Jan. 2013, pp. 1–5. doi: 10.1109/ICAdTE.2013.6524750.
[133]G. Garimella, J. Funke, C. Wang, and M. Kobilarov, “Neural network modeling for steering control of an autonomous vehicle,” in 2017 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Vancouver, BC: IEEE, Sep. 2017, pp. 2609–2615. doi: 10.1109/IROS.2017.8206084.
[134]Z. Gao, W. Wu, J. Zheng, and Z. Sun, “Electric power steering system based on fuzzy PID control,” in 2009 9th International Conference on Electronic Measurement & Instruments, Beijing, China: IEEE, Aug. 2009, pp. 3-456-3–459. doi: 10.1109/ICEMI.2009.5274264.
[135]M. Furmanik, L. Gorel, D. Konvičný, and P. Rafajdus, “Comparative Study and Overview of Field-Oriented Control Techniques for Six-Phase PMSMs,” Applied Sciences, vol. 11, no. 17, p. 7841, Aug. 2021, doi: 10.3390/app11177841.
[136]B. Shen, P. K. Ji, and S. S. Ren, “Combined PWM Motor Control Study and Application in EPS,” AMM, vol. 220–223, pp. 473–477, Nov. 2012, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.220-223.473.

[137]L. Ren, S. Jiang, X. Wang, M. Xie, H. Wang, and C. Bian, “A Low-Power PWM Modulation Method for Suppressing Torque Ripple in Brushless DC Motors,” in 2024 IEEE 7th International Electrical and Energy Conference (CIEEC), Harbin, China: IEEE, May 2024, pp. 360–365. doi: 10.1109/CIEEC60922.2024.10583402.
[138]P. Maji, Prof. G. KPanda, and Prof. P. KSaha, “Field Oriented Control of Permanent Magnet Synchronous Motor Using PID Controller,” IJAREEIE, vol. 04, no. 02, pp. 632–639, Feb. 2015, doi: 10.15662/ijareeie.2015.0402019.
[139]F. Liu, H. Zhao, B. Wang, W. Liu, and Z. Chen, “Research on Speed Control System of Permanent Magnet Synchronous Motor Based on Fuzzy PID,” in Proceedings of 2022 Chinese Intelligent Systems Conference, vol. 951, Y. Jia, W. Zhang, Y. Fu, and S. Zhao, Eds., in Lecture Notes in Electrical Engineering, vol. 951. , Singapore: Springer Nature Singapore, 2022, pp. 500–508. doi: 10.1007/978-981-19-6226-4_50.
[140]Platnic, M. Implementation of Vector Control for PMSM Using the TMS320F240 DSP; 1998.
[141]J. C. Nustes, D. P. Pau, and G. Gruosso, “Modelling the Field Oriented Control applied to a 3-phase Permanent Magnet Synchronous Motor,” Software Impacts, vol. 15, p. 100479, Mar. 2023, doi: 10.1016/j.simpa.2023.100479.
[142]R. G. Shriwastava and M. B. Diagavane, “Electric power steering with Permanent magnet synchronous motor drive used in automotive application,” in 2011 1st International Conference on Electrical Energy Systems, Chennai, Tamilnadu, India: IEEE, Jan. 2011, pp. 145–148. doi: 10.1109/ICEES.2011.5725318.
[143]S. A. Frank, Control Theory Tutorial: Basic Concepts Illustrated by Software Examples. in SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology. Cham: Springer International Publishing, 2018. doi: 10.1007/978-3-319-91707-8.
[144]Mohan, N.; Undeland, T.M.; Robbins, W.P. Power Electronics: Converters, Applications, and Design, 3rd ed.; Wiley: New York, NY, USA, 2002.
[145]Bubb, H. Haptik im Kraftfahrzeug. In Kraftfahrzeugführung; Springer: Berlin, Germany, 2001; p. 155.
[146]Fiala, E. Die Wechselwirkung zwischen Fahrzeug und Fahrer. ATZ Automobiltech. Z. 1967, 69, 345-348.
[147]Leopoldsberger, J. Experimentelle Bestimmung der dynamischen Lenkgetriebeübersetzung; Diploma Thesis, Technical University of Munich, Munich, Germany, 2004.
[148]Wagner, A. Ein Verfahren zur Vorhersage und Bewertung der Fahrerreaktionen bei Seitenwind; Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Band 23; Expert Verlag: Renningen, Germany, 2003.
[149]Wallentowitz, H. Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind; Ph.D. Dissertation, Technical University of Braunschweig, Braunschweig, Germany, 1978.
[150]E. Donges, “Fahrerverhaltensmodelle,” in Handbuch Fahrerassistenzsysteme, H. Winner, S. Hakuli, and G. Wolf, Eds., Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009, pp. 15–23. doi: 10.1007/978-3-8348-9977-4_3.
[151]G. Johannsen, Ed., Der Mensch im Regelkreis: lineare Modelle, 1. Aufl. in Methoden der Regelungstechnik. München Wien: Oldenbourg, 1977.
[152]Gies, S.; Marusic, Z. Subjektive Eindrücke sichtbar machen—Das Lenkgefühl: Merkmale der subjektiven und objektiven Beschreibung. In Proc. HDT-Tagung; Essen, Germany, 1998.
[153]Schalz, J.-P.; Duhr, A.; Marusic, Z. Subjektiv-objektiv Korrelation fahrdynamischer Größen in der Praxis. In Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II; Fachbuch Band 12; Essen, Germany, 2002.
[154]Goschel, B. Wege zu einem neuen Fahrerlebnis. BMW Group Presse- und Öffentlichkeitsarbeit. In Proc. Aachener Kolloquium; Aachen, Germany, 2004.
[155]Riedel, A.; Arbinger, R. Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw; FAT Schriftenreihe Nr. 139; Frankfurt am Main, Germany, 1997.

[156]Buschardt, B. Synthetische Lenkmomente; VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 22; VDI Verlag: Düsseldorf, Germany, 2003.
[157]B. Heißing and H. J. Brandl, Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, 1. Aufl. in Vogel-Fachbuch. Würzburg: Vogel, 2002.
[158]Toims, E. Testverfahren für das instationäre Lenkverhalten. In Entwicklungsstand der objektiven Testverfahren für das Fahrverhalten; Kolloquiumsreihe Aktive Sicherheit; TÜV Rheinland Verlag: Cologne, Germany, 1977.
[159]Harrer, M.; Stickel, T.; Pfeffer, P.E. Automation of vehicle dynamics measurements. In Proc. 10th Int. Congr. Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn; Hannover, Germany, 2005.
[160]International Organization for Standardization. ISO 13674-1: Road Vehicles—Test Method for the Quantification of On-Centre Handling—Part 1: Weave Test; ISO: Geneva, Switzerland, 2023.
[161]International Organization for Standardization. ISO 7401: Road Vehicles—Lateral Transient Response Test Methods; ISO: Geneva, Switzerland, 1988.
[162]International Organization for Standardization. ISO 8725: Road Vehicles—Transient Open-Loop Response Test Method with One Period of Sinusoidal Input; ISO: Geneva, Switzerland, 1988.
[163]International Organization for Standardization. ISO 4138: Passenger Cars—Steady-State Circular Driving Behaviour—Open-Loop Test Procedure; ISO: Geneva, Switzerland, 1996.
[164]International Organization for Standardization. ISO/TS 20119: Road Vehicles—Test Method for the Quantification of On-Centre Handling—Determination of Dispersion Metrics for Straight-Line Driving; ISO: Geneva, Switzerland, n.d.
[165]International Organization for Standardization. ISO 13674-2:2016, Road Vehicles-Test Method for the Quantification of On-Centre Handling—Part 2: Transition Test; ISO: Geneva, Switzerland, 2016..
[166]International Organization for Standardization. ISO 22139: Heavy Commercial Vehicles and Buses—Test Method for Steering Effort Measurement when Manoeuvring at Low Speed or with Stationary Vehicle; ISO: Geneva, Switzerland, 2022.
[167]International Organization for Standardization. ISO 11008: Road Vehicles - Steering Effort - Evaluation of Steering Return Ability; ISO: Geneva, Switzerland, 1997.
[168]General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China; Standardization Administration of China. Test Method for Transition Characteristics of On-Centre Handling of Automotive Steering Systems: GB/T 40509-2021; China Standards Press: Beijing, China, 2021. (中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会, 汽车转向中心区操纵性过渡特性试验方法: GB/T40509-2021, 北京, 中国标准出版社，2021.).
[169]Yong, W.L. Research on Electric Power Steering Methods Oriented to Driving Quality; Jilin University: Changchun, China, 2019. (雍文亮, 面向驾驶品质的汽车电动助力转向方法的研究, 吉林大学, 2019.).
[170]Yu, Z. Automotive Theory, 6th ed.; China Machine Press: Beijing, China, 2018. (余志生, 汽车理论, 6 版, 北京, 机械工业出版社，2018.).
[171]M. K. Salaani, G. J. Heydinger, and P. A. Grygier, "Closed Loop Steering System Model for the National Advanced Driving Simulator," presented at the SAE 2004 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, United States, Mar. 2004, pp. 2004-01–1072. doi: 10.4271/2004-01-1072.
[172]Chevatco, V. Exploration of Steering Feel; 2015.
[173]A. Kirli and M. S. Arslan, "Steering Feel Design: The Effect of Mass Variation**This research is principally funded by The European Union, Marie Curie Actions-Support for training and career development of researcher. [Project ID: PCIG09-GA-2011-294231 - SteeringFeelSBW]," IFAC-PapersOnLine, vol. 49, no. 21, pp. 617–622, 2016, doi: 10.1016/j.ifacol.2016.10.669.

[174]M. S. Arslan, “A Hysteresis-Based Steering Feel Model for Steer-by-Wire Systems,” Mathematical Problems in Engineering, vol. 2017, no. 1, p. 2313529, Jan. 2017, doi: 10.1155/2017/2313529.
[175]D. G. Farrer, “An Objective Measurement Technique for the Quantification of On-Centre Handling Quality,” presented at the International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, United States, Mar. 1993, p. 930827. doi: 10.4271/930827.
[176]M. Nybacka, X. He, Z. Su, L. Drugge, and E. Bakker, “Links between subjective assessments and objective metrics for steering, and evaluation of driver ratings,” Vehicle System dynamics, vol. 52, no. sup1, pp. 31–50, May 2014, doi: 10.1080/00423114.2013.876503.
[177]S. Data and F. Frigerio, “Objective evaluation of handling quality,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 216, no. 4, pp. 297–305, Apr. 2002, doi: 10.1243/0954407021529129.
[178]D. C. Chen and D. A. Crolla, “Subjective and objective measures of vehicle handling: drivers & experiments,” Vehicle System dynamics, vol. 29, no. sup1, pp. 576–597, Jan. 1998, doi: 10.1080/00423119808969588.
[179]A. K. Zschocke and A. Albers, “Links between subjective and objective evaluations regarding the steering character of automobiles,” Int.J Automot. Technol., vol. 9, no. 4, pp. 473–481, Aug. 2008, doi: 10.1007/s12239-008-0057-y.
[180]“Gómez, G.; Nybacka, M.; Bakker, E.; Drugge, L. Correlations of subjective assessments and objective metrics for vehicle handling and steering: A walk through history. Int. J. Veh. Des. 2016, 72, 17-67.”.
[181]G. De Paula Eduardo, “Manual Steering Objective Reference Data Definition based on Subjective Evaluation Correlation,” presented at the SAE Brasil 2011 Congress and Exhibit, Sao Paulo, Brazil, Oct. 2011, pp. 2011-36–0031. doi: 10.4271/2011-36-0031.
[182]P. E. Pfeffer, Ed., 11th International Munich Chassis Symposium 2020: chassis.tech plus. in Proceedings. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2021. doi: 10.1007/978-3-662-63193-5.
[183]Y. Yang, Y. Liu, M. Wang, R. Ji, and X. Ji, “Objective evaluation method of steering comfort based on movement quality evaluation of driver steering maneuver,” Chin. J. Mech. Eng., vol. 27, no. 5, pp. 1027–1037, Sep. 2014, doi: 10.3901/CJME.2014.0724.126.
[184]“Weir, D.H.; diMarco, R.J. Correlation and evaluation of driver/vehicle directional handling data. SAE Tech. Pap. 1978, 780010.”.
[185]Harrer, M. Characterisation of Steering Feel; Ph.D. Thesis, University of Bath, Bath, UK, 2007.
[186]Guo, R.; et al. Application of steering robot in the test of vehicle Dynamics characteristics. In Proc. Int. Congr. Mathematicians; 2015.
[187]Mechanical Simulation Corporation. Introduction to CarSim; Mechanical Simulation Corporation: Ann Arbor, MI, USA, 2023.
[188]MATLAB Optimization ToolboxTM User’s Guide. The MathWorks, Inc.: Natick, MA, USA, n.d.
[189]D. J. Weiss, “The Impossible Dream of Fechner and Stevens,” Perception, vol. 10, no. 4, pp. 431–434, Aug. 1981, doi: 10.1068/p100431.