

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

TÓM LUẬN ÁN TIẾN SĨ

HÀ NỘI - 2026

Luận án được hoàn thành tại:

Trường Đại học Giao thông Vận tải

Tập thể hướng dẫn khoa học:

- 1. PGS.TS. Vũ Văn Tấn - Trường Đại học Giao thông Vận tải**
- 2. GS.TS. Olivier Sename - Đại học Bách khoa Grenoble, Pháp**

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Luận án được bảo vệ tại Hội đồng chấm luận án tiến sĩ cấp Trường họp tại
Trường Đại học Giao thông Vận tải.

Vào hồi giờ....., ngày..... tháng..... năm 2026

Có thể tìm hiểu luận án tại:

Thư viện Quốc gia Việt Nam

Trung tâm thư viện Trường Đại học Giao thông Vận tải

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU					
Ký hiệu	Đơn vị	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Thông số
M_{mm}, M_{mg} M_{md}, M_{mi}	[Nm]	Mô men lực quán tính của l_5, l_6, l_7, l_8	y_r	[m]	Dịch chuyển của thanh răng
T_d	[Nm]	Mô men tác dụng lên vành tay lái (Mô men lái)	ρ	[m]	Bán kính quay vòng
T_{di}	[Nm]	Mô men tại điểm chuyển tiếp	m	[kg]	Khối lượng ô tô
T_{dmin}	[Nm]	Mô men lái tối thiểu để trợ lực kích hoạt	m_c	[kg]	Khối lượng trục lái
T_{dmax}	[Nm]	Mô men lái lớn nhất	m_m	[kg]	Khối lượng trục động cơ trợ lực
$T_{dmax}(v_i)$	[Nm]	Mô men lái lớn nhất tại v_i	m_p	[kg]	Khối lượng của trục răng cơ cầu lái
$T_{dmax}(0)$	[Nm]	Mô men lái lớn nhất tại $v = 0$	m_r	[kg]	Khối lượng của thanh răng
T_{dat}	[Nm]	Mô men lái khi trợ lực kích hoạt (đặc tính phi tuyến)	m_{req}	[kg]	Mô men quán tính từ thanh răng đến bánh xe quy dẫn về thanh răng
T_{drq}	[Nm]	Mô men tại thời điểm trợ lực được kích hoạt	m_f	[kg]	Khối lượng phân bố lên trục trước
T_{int}	[Nm]	Mô men tại điểm chuyển tiếp (đặc tính hỗn hợp)	m_r	[kg]	Khối lượng phân bố lên trục
T_a	[Nm]	Mô men trợ lực lái	m'	[kg]	Tổng khối lượng được treo
T_{aas}	[Nm]	Mô men trợ lực lái thực tế	m'_f	[kg]	Khối lượng được treo trục trước
T_{arq}	[Nm]	Mô men trợ lực lái yêu cầu	m'_r	[kg]	Khối lượng được treo trục sau
T_{amax}	[Nm]	Mô men trợ lực lái lớn nhất	m''	[kg]	Tổng khối lượng không được treo
T_m	[Nm]	Mô men trợ lực động cơ điện	m''_f	[kg]	Khối lượng không treo trục trước
T_{mas}	[Nm]	Mô men trợ lực động cơ điện thực tế	m''_r	[kg]	Khối lượng không treo trục sau
T_r	[Nm]	Mô men cản quay của đường	J_d	[kgm ²]	Mô men quán tính trục lái
T_{rr}	[Nm]	Mô men cản quay bánh xe bên phải	J_m	[kgm ²]	Mô men quán tính động cơ điện
T_{rl}	[Nm]	Mô men cản quay bánh xe bên trái	J_p	[kgm ²]	Mô men quán tính của trục răng
T_{rd}	[Nm]	Mô men cản ngẫu nhiên	$J_5, J_6,$ J_7, J_8	[kgm ²]	Mô men quán tính thanh l_5, l_6, l_7, l_8
T_L	[Nm]	Mô men tải	J_w	[kgm ²]	Mô men quán bánh xe
T_s	[Nm]	Mô men cảm biến đo được	J_r	[kgm ²]	Mô men quán vùng biển dạng ngang của lớp bên phải
F_{mi}^n, F_{mi}^T	[N]	Lực cản quán tính pháp	J_l	[kgm ²]	Mô men quán vùng biển

$(i = 5 \div 8)$	tuyến và tiếp tuyến của các khâu l_5, l_6, l_7, l_8			dạng ngang của lớp bên trái	
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 F_{Cx}, F_{Cy} F_{Fx}, F_{Fy}	$[N]$	Các phản lực pháp tuyến và tiếp tuyến của thanh răng và tại các khớp A, B, D, E	J_z	$[kgm^2]$	Mô men quán tính xe
	$[N]$	Các phản lực theo phương OX và OY tại các khớp C, E	B_r	$[N/m]$	Ma sát cản nhót của thanh răng
F_{req}	$[N]$	Phản lực quy dẫn lên thanh răng	B_{req}	$[N/m]$	Ma sát cản nhót quy dẫn từ bánh xe về thanh răng
F_{Ti}	$[N]$	Phản lực tiếp tuyến (lực dọc) ở các bánh xe	C_{spf}	$[N/m]$	Độ cứng hệ treo trực trước
F_{ni}	$[N]$	Phản lực pháp tuyến (lực ngang) ở các bánh xe	C_{spr}	$[N/m]$	Độ cứng treo trực sau
F_{zi}	$[N]$	Phản lực thẳng đứng ở các bánh xe	K_{req}	$[N/m]$	Độ cứng quy dẫn từ bánh xe về thanh răng
F_{Tf}	$[N]$	Phản lực tiếp tuyến (lực dọc) ở trục trước	K_5	$[N/m]$	Độ cứng của thanh đẩy l_5
F_{Tr}	$[N]$	Phản lực tiếp tuyến (lực dọc) ở trục sau	K_6	$[N/m]$	Độ cứng của đòn quay bên l_6
F_{nf}	$[N]$	Phản lực pháp tuyến (lực ngang) ở trục trước	K_7	$[N/m]$	Độ cứng của thanh đẩy l_7
F_{zf}	$[N]$	Phản lực thẳng đứng ở trục trước	K_8	$[N/m]$	Độ cứng của đòn quay bên l_8
F_{zr}	$[N]$	Phản lực thẳng đứng ở trục sau	F_r	$[N/m]$	Ma sát khô của thanh răng
P_{max}	$[N]$	Lực lớn nhất tác dụng lên vành tay lái	K_r	$[N/m]$	Độ cứng của thanh răng
Z_f	$[N]$	Trọng lượng phân bố trục trước	C_{axf}	$[Nm/rad]$	Độ cứng góc nghiêng trục xe trước
Z_r	$[N]$	Trọng lượng phân bố trục sau	C_{axr}	$[Nm/rad]$	Độ cứng góc nghiêng trục xe sau
α_f	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lớp trước	C_{ax}	$[Nm/rad]$	Độ cứng góc nghiêng trục xe
α_{fl}	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lớp trước trái	M_c	$[Nm/rad]$	Ma sát khô của trục lái
α_{fr}	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lớp trước phải	M_m	$[Nm/rad]$	Ma sát khô của trục động cơ trợ lực
α_r	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lớp sau	M_p	$[Nm/rad]$	Ma sát khô của trục răng cơ cấu lái
α_i	$[Rad]$	Góc lệch ngang của lớp thứ i	$K_{\alpha i}$	$[Nm/rad]$	Hệ số cứng ngang của lớp
β	$[Rad]$	Góc lệch thân xe	$K_{\alpha f}$	$[Nm/rad]$	Độ cứng ngang của lớp trước
φ_d	$[rad]$	Góc quay vành tay lái (góc lái)	$K_{\alpha r}$	$[Nm/rad]$	Độ cứng ngang của lớp sau

φ_m	[rad]	Góc quay của trục động cơ trợ lực	K_s	[Nm/ rad]	Độ cứng của hệ thống lái
φ_p	[rad]	Góc quay của trục răng cơ cầu lái	K_c	[Nm/ rad]	Độ cứng của trục lái
φ_{wr}	[rad]	Góc quay của bánh xe bên phải	K_m	[Nm/ rad]	Độ cứng của trục động cơ trợ lực
φ_{wl}	[rad]	Góc quay của bánh xe bên trái	K_p	[Nm/ rad]	Độ cứng của trục răng cơ cầu lái
φ_5	[rad]	Góc quay của thanh đẩy l_5	v	[m/s]	Vận tốc ô tô
φ_6	[rad]	Góc quay của đòn quay bên l_6	$v_{\dot{\varphi}}$	[m/s]	Vận tốc nhảy cảm của xe
φ_7	[rad]	Góc quay của thanh đẩy l_7	v_{f_7}, v_r	[m/s]	Vận tốc bánh xe trước và sau
φ_8	[rad]	Góc quay của đòn quay bên l_8	a_y	[m/s ²]	Gia tốc ngang
θ_r	[rad]	Góc quay trục rô to	B_c	[(Nm)/ (rad/s)]	Ma sát cản nhớt của trục lái
ψ	[Rad]	Góc quay thân xe	B_m	[(Nm)/ (rad/s)]	Ma sát cản nhớt của trục động cơ trợ lực
δ_i	[Rad]	Góc quay bánh xe dẫn hướng	B_p	[(Nm)/ (rad/s)]	Ma sát cản nhớt của trục răng cơ cầu lái
γ_p	[Rad]	Góc kingpin	D_c	[(Nm)/ (rad/s)]	Hệ số nhớt vật liệu của trục lái
γ_c	[Rad]	Góc camber	D_m	[(Nm)/ (rad/s)]	Hệ số nhớt vật liệu của trục động cơ
h	[m]	Khoảng cách giữa thanh răng và trục dẫn hướng	D_p	[(Nm)/ (rad/s)]	Hệ số nhớt vật liệu của trục răng
h''_r	[m]	Chiều cao trọng tâm khối lượng không treo trục sau	D_r	[(Nm)/ (rad/s)]	Hệ số nhớt vật liệu của thanh răng
h''_f	[m]	Chiều cao trọng tâm khối lượng không treo trục trước	D_{af}	[(Nm)/ (rad/s)]	Hệ số nhớt vật liệu của lốp
h'_f	[m]	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo trục trước	D_6	[Nm/ (m/s)]	Hệ số nhớt vật liệu đòn quay bên l_6
h'_r	[m]	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo trục sau	D_7	[Nm/ (m/s)]	Hệ số nhớt vật liệu của thanh đẩy l_7
h'_g	[m]	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo	D_8	[Nm/ (m/s)]	Hệ số nhớt vật liệu đòn quay bên l_8
h'	[m]	Chiều cao trọng tâm khối lượng được treo đến trục lắc	p	[kPa]	Áp suất tiêu chuẩn của lốp
L	[m]	Chiều dài cơ sở xe	R_s	[Ω]	Điện trở cuộn Stator
l_r, l_i	[m]	Chiều dài thanh hình thang lái ($i = 5 \div 8$)	L_s	[mH]	Độ từ cảm Stator
l_p	[m]	Khoảng cách tâm hai trụ đứng	L_{sd}, L_{sq}	[mH]	Độ từ cảm Stator theo trục ($d - q$)
n_k	[m]	Độ lệch sau	U_s	[V]	Điện thế Stator
n_r	[m]	Độ lệch trước	u_{sd}, u_{sq}	[V]	Điện áp cuộn dây stato

n_s	$[m]$	Độ lệch tổng cộng	i_{st}	$[A]$	theo trục $(d - q)$ Dòng điện Stator
p_f	$[m]$	Chiều cao tâm lắc trục trước	i_{sd}, i_{sq}	$[A]$	Dòng điện Stator theo trục $(d - q)$
p_r	$[m]$	Chiều cao tâm lắc trục sau	φ_s	$[Wb]$	Từ thông Stator
r_b	$[m]$	Bán kính bánh xe	$\varphi_{sd}, \varphi_{sq}$	$[Wb]$	Từ thông Stator theo trục $(d - q)$
r_w	$[m]$	Bán kính bánh xe	φ_f	$[Wb]$	Liên kết từ rô to
r_{sw}	$[m]$	Bán kính vành tay lái	$\varphi_{rd}, \varphi_{rq}$	$[Wb]$	Liên kết từ rô to theo trục $(d - q)$
r_p	$[m]$	Bán kính trục răng	ω_m	$[Rad/s]$	Tần số góc của động cơ
t_f	$[m]$	Vết bánh xe trước	ω_r	$[Rad/s]$	Vận tốc quay rô to
t_r	$[m]$	Vết bánh xe sau	p_n		Số cặp cực của động cơ
x_i	$[m]$	Tọa độ theo trục OX của các tâm bánh xe	$Ki(v)$		Hệ số khuếch đại trợ lực
x_f	$[m]$	Tọa độ theo trục OX của bánh xe trục trước	$K(0)$		Hệ số khuếch đại trợ lực khi ô tô quay vòng tại chỗ
x_r	$[m]$	Tọa độ theo trục OY của bánh xe trục sau	$f(v, T_d)$		Hàm số khuếch đại trợ lực
x'_f	$[m]$	Khoảng cách trọng tâm khối lượng được treo đến trục trước	μ		Hệ số bám (ma sát)
x'_r	$[m]$	Khoảng cách trọng tâm khối lượng được treo đến trục sau	η		Hiệu suất hệ thống lái
y_i	$[m]$	Tọa độ theo trục OY của các tâm bánh xe	i_s		Tỉ số truyền cơ cấu lái

MỞ ĐẦU

Hệ thống lái giữ vai trò quyết định đến khả năng điều khiển và ổn định chuyển động của ô tô. Hệ thống lái trợ lực điện EPS (Electric power steering) đã được ứng dụng ngày càng rộng rãi trên ô tô con thay thế cho các hệ thống trợ lực thủy lực truyền thống. 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, ổn định chuyển động và an toàn vận hành. Do EPS tác động trực tiếp lên hệ thống lái thông qua điều khiển mô men của động cơ điện, nếu đặc tính trợ lực lái và chiến lược điều khiển không được xây dựng một cách khoa học và hệ thống có thể tạo cảm giác lái thiếu tự nhiên, làm giảm độ chính xác điều khiển. Vì vậy, nghiên cứu xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng, chiến lược điều khiển phù hợp 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. 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. 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”***. 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 EPS

Hệ thống lái EPS là hệ thống lái trợ lực bằng sử dụng động cơ điện. Hệ thống lái C-EPS là hệ thống lái EPS có bộ trợ lực nằm trên trục lái, 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.

1.2. CẢM GIÁC LÁI

Trong lĩnh vực động lực học (ĐLH) ô tô, cảm giác lái được xem là tổng hợp các phản hồi mà người lái cảm nhận thông qua vành tay lái và các cảm giác ngoại quan, 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. Các chuyên gia trong lĩnh vực động lực học ô tô và phát triển hệ thống lái chỉ ra 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. Năm thuộc tính chính bao gồm: Mô men lái và quy luật biến thiên mô men lái; Độ trễ phản ứng lái; Cảm giác mô men lái quá độ; Khả năng trả lái; Phản hồi mặt đường.

1.3. CÁC NGHIÊN CỨU NƯỚC NGOÀI VÀ TRONG NƯỚC

1.3.1. Các nghiên cứu nước ngoài

Các hướng nghiên cứu chính về EPS: 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. Các hướng nghiên cứu liên quan trực tiếp đến nhánh nghiên cứu của luận án gồm: Nghiên cứu xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái; Nghiên cứu chiến lược và thiết kế bộ điều khiển EPS; Nghiên cứu đánh giá cảm giác lái.

Khoảng trống nghiên cứu: (1) Chưa tồn tại 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 quy luật cảm nhận của người điều khiển, tách bạch tham số phần cứng và tham số cảm nhận/phong cách lái. (2) Chưa có một khung đánh giá cảm giác lái EPS theo hướng “toàn diện”, 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, nhằm kiểm chứng chất lượng bản đồ đặc tính trợ lực lái và bộ điều khiển. (3) Chưa có một quy trình khép kín 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 hợp 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.

1.3.2. Các nghiên cứu trong nước

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 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.

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

Luận án hướng tới trả lời câu hỏi: *Làm thế nào để xây dựng một quy trình khép kín 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 toàn diện, chuẩn hóa theo tiêu chuẩn, nhằm kiểm chứng chất lượng bản đồ và bộ điều khiển?*

1.4. MỤC TIÊU, PHƯƠNG PHÁP VÀ NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

1.4.1. Mục tiêu nghiên cứu

Mục tiêu 1: Nghiên cứu xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái và 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 EPS để thực thi mục tiêu 1;

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

1.4.2. Phạm vi và đối tượng nghiên cứu

Phạm vi: Nghiên cứu xây dựng 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, 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.

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

1.4.3. Phương pháp nghiên cứu

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

1.4.4. Nội dung nghiên cứu

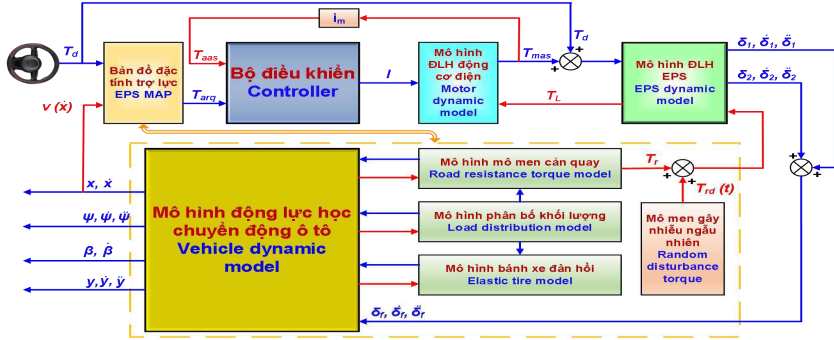
Luận án cấu trúc gồm 04 chương: Chương I: Tổng quan vấn đề nghiên cứu; Chương II: Xây dựng mô hình động lực học và thiết kế bộ điều khiển cho hệ thống lái EPS; Chương III: Tính toán mô phỏng đánh giá hệ thống lái EPS; Chương IV: Nghiên cứu thử nghiệm mô phỏng.

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 để xây dựng các loại đường đặc tính trợ lực lái, đề xuất cơ sở lý thuyết xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật tâm lý người điều khiển với các phong cách lái khác nhau, thiết kế bộ điều khiển hệ thống lái EPS và cuối cùng đưa ra phương pháp, các chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái.

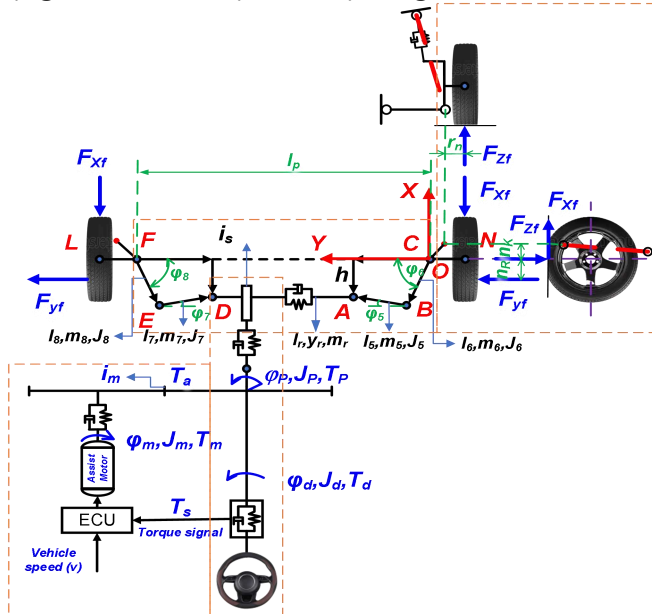
2.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC

Mô hình nghiên cứu tổng quát ĐLH và điều khiển EPS thể hiện như Hình 2.1. trong đó các mô hình ĐLH sẽ được thiết lập để đưa vào cấu trúc đặc tính trợ lực lái.



Hình 2.1. Mô hình nghiên cứu tổng quát ĐLH và điều khiển EPS

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



Hình 2.2. Mô hình ĐLH EPS

Mô hình ĐLH của hệ thống lái EPS được trình bày được thể hiện như Hình 2.2.

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

Hệ phương trình vi phân biểu diễn ĐLH các khâu trong hệ thống lái như sau.

$$\left\{ \begin{aligned} J_d \ddot{\phi}_d &= T_d - [K_c(\phi_d - \phi_p) + D_c(\dot{\phi}_d - \dot{\phi}_p)] - [B_c \dot{\phi}_d + M_c \text{sign}(\dot{\phi}_d)] \\ J_m \ddot{\phi}_m &= T_m - [K_m(\phi_m - \phi_p) + D_m(\dot{\phi}_m - \dot{\phi}_p)] - [B_m \dot{\phi}_m + M_m \text{sign}(\dot{\phi}_m)] \\ J_p \ddot{\phi}_p &= i_m [K_m(\phi_m - \phi_p) + D_m(\dot{\phi}_m - \dot{\phi}_p)] + [K_c(\phi_d - \phi_p) + D_c(\dot{\phi}_d - \dot{\phi}_p)] \\ &\quad - [K_p(\phi_p - y_r/r_p) + D_p(\dot{\phi}_p - \dot{y}_r/r_p)] - [B_p \dot{\phi}_p + M_p \text{sign}(\dot{\phi}_p)] \\ m_r \ddot{y}_r &= [K_p(\phi_p - y_r/r_p) + D_p(\dot{\phi}_p - \dot{y}_r/r_p)]/r_p - [K_r(y_r - l_5 \phi_5) + \\ &\quad D_r(\dot{y}_r - l_5 \dot{\phi}_5)] - [K_r(y_r - l_7 \phi_7) + D_r(\dot{y}_r - l_7 \dot{\phi}_7)] - [B_r \dot{y}_r + F_r \text{sign}(\dot{y}_r)] \\ J_5 \ddot{\phi}_5 &= [K_r(y_r - l_5 \phi_5) + D_r(\dot{y}_r - l_5 \dot{\phi}_5)]/l_5 - \\ &\quad [K_5(\phi_5 - \phi_6) + D_5(\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6)] - M_5 \text{sign}(\dot{\phi}_5) \\ J_7 \ddot{\phi}_7 &= [K_r(y_r - l_7 \phi_7) + D_r(\dot{y}_r - l_7 \dot{\phi}_7)]/l_7 - \\ &\quad [K_7(\phi_7 - \phi_8) + D_7(\dot{\phi}_7 - \dot{\phi}_8)] - M_7 \text{sign}(\dot{\phi}_7) \\ J_6 \ddot{\phi}_6 &= [K_5(\phi_5 - \phi_6) + D_5(\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_6)] - \\ &\quad [K_6(\phi_6 - \phi_{wr}) + D_6(\dot{\phi}_6 - \dot{\phi}_{wr})] - M_6 \text{sign}(\dot{\phi}_6) \\ J_8 \ddot{\phi}_8 &= [K_7(\phi_7 - \phi_8) + D_7(\dot{\phi}_7 - \dot{\phi}_8)] - \\ &\quad [K_8(\phi_8 - \phi_{wl}) + D_8(\dot{\phi}_8 - \dot{\phi}_{wl})] - M_8 \text{sign}(\dot{\phi}_8) \\ J_w \ddot{\phi}_{wr} &= [K_6(\phi_6 - \phi_{wr}) + D_6(\dot{\phi}_6 - \dot{\phi}_{wr})] - [K_{af} \alpha_{fr} + D_{af} \dot{\alpha}_{fr}] \\ J_w \ddot{\phi}_{wl} &= [K_8(\phi_8 - \phi_{wl}) + D_8(\dot{\phi}_8 - \dot{\phi}_{wl})] - [K_{af} \alpha_{fl} + D_{af} \dot{\alpha}_{fl}] \\ J_r \ddot{\alpha}_{fr} &= [K_{af} \alpha_{fr} + D_{af} \dot{\alpha}_{fr}] - T_{rr} \\ J_l \ddot{\alpha}_{fl} &= [K_{af} \alpha_{fl} + D_{af} \dot{\alpha}_{fl}] - T_{rl} \end{aligned} \right. \quad (2.1)$$

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

Phương trình vi phân chuyển động của thanh răng được biểu diễn như sau:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{req} \ddot{y}_r &= [K_p(\phi_p - y_r/r_p) + D_p(\dot{\phi}_p - \dot{y}_r/r_p)]/r_p - [K_{req} y_r + D_{req} \dot{y}_r] - \\ &\quad [B_{req} \dot{y}_r + F_{req} \text{sign}(\dot{y}_r)] \end{aligned} \right. \quad (2.2)$$

Phương trình vi phân hình thành lái Ackermann như sau:

$$\left\{ \begin{aligned} J_5 \ddot{\phi}_5 &= F_A^T l_5 / 2 + F_B^T l_5 / 2 \\ J_7 \ddot{\phi}_7 &= F_E^T l_7 / 2 + F_D^T l_7 / 2 \\ (J_6 - m_6 l_{w1}) \ddot{\phi}_6 &= l_6 F_B^n \sin(\phi_6 - \phi_5) + l_6 F_B^T \sin(\phi_6 - \phi_5) - T_{rr} \\ (J_8 - m_8 l_{w1}) \ddot{\phi}_8 &= l_8 F_E^n \sin(\phi_8 - \phi_7) + l_8 F_E^T \sin(\phi_8 - \phi_7) - T_{rl} \end{aligned} \right. \quad (2.3)$$

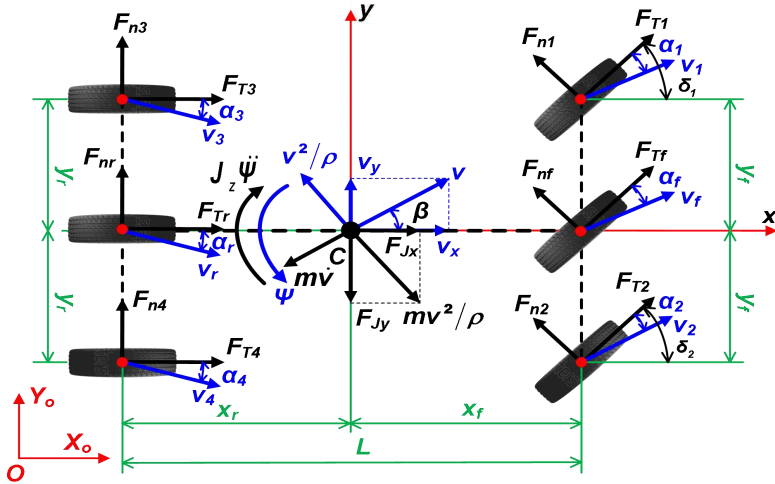
Trong đó các phản lực được xác định thông qua hệ phương trình như sau:

$$\left\{ \begin{aligned} F_D^n \sin \phi_7 + F_A^n \sin \phi_5 - F_D^T \cos \phi_7 + F_A^T \cos \phi_5 + N_r &= 0 \\ F_D^n \cos \phi_7 + F_A^n \cos \phi_5 + F_D^T \sin \phi_7 + F_A^T \sin \phi_5 + m_{req} \ddot{y}_r \\ &= [K_{req} y_r + D_{req} \dot{y}_r] - [B_{req} \dot{y}_r + F_{req} \text{sign}(\dot{y}_r)] \\ N_r l_r / 2 + F_A^T l_r \cos \phi_5 - F_A^n l_r \sin \phi_5 &= 0 \\ F_B^T + m_5 l_5 \ddot{\phi}_5 / 2 - F_A^T &= 0 \\ F_A^n - m_5 l_5 \ddot{\phi}_5^2 / 2 - F_B^n &= 0 \\ F_A^T l_5 / 2 + F_B^T l_5 / 2 - J_5 \ddot{\phi}_5 &= 0 \\ F_{Cx} + F_B^n \sin \phi_5 - F_B^T \cos \phi_5 - m_6 \ddot{\phi}_6 &= 0 \end{aligned} \right.$$

$$\begin{cases}
N_r l_r / 2 + F_A^T l_r \cos \varphi_5 - F_A^n l_r \sin \varphi_5 = 0 \\
F_B^T + m_5 l_5 \ddot{\varphi}_5 / 2 - F_A^T = 0 \\
F_A^n - m_5 l_5 \dot{\varphi}_5^2 / 2 - F_B^n = 0 \\
F_A^T l_5 / 2 + F_B^T l_5 / 2 - J_5 \ddot{\varphi}_5 = 0 \\
F_{Cx} + F_B^n \sin \varphi_5 - F_B^T \cos \varphi_5 - m_6 \ddot{\varphi}_6 = 0 \\
F_{Cy} - F_B^n \cos \varphi_5 - F_B^T \sin \varphi_5 - m_6 l_6 \ddot{\varphi}_6^2 / 2 = 0 \\
l_6 F_B^n \sin(\varphi_6 - \varphi_5) + l_6 F_B^T \sin(\varphi_6 - \varphi_5) + m_6 l_{w1} \ddot{\varphi}_6 - T_{rr} = J_6 \ddot{\varphi}_6 \\
F_E^T + m_7 l_7 \ddot{\varphi}_7 / 2 - F_D^T = 0 \\
F_E^n - m_7 l_7 \dot{\varphi}_7^2 / 2 - F_D^n = 0 \\
F_E^T l_7 / 2 + F_D^T l_7 / 2 - J_7 \ddot{\varphi}_7 = 0 \\
-F_{Fx} + F_E^n \sin \varphi_7 + F_F^T \cos \varphi_7 + m_8 \ddot{\varphi}_8 = 0 \\
-F_{Fy} - F_E^n \cos \varphi_7 - F_F^T \sin \varphi_7 + m_8 l_8 \ddot{\varphi}_8^2 / 2 = 0 \\
l_8 F_E^n \sin(\varphi_8 - \varphi_7) + l_8 F_E^T \sin(\varphi_8 - \varphi_7) + m_8 l_{w1} \ddot{\varphi}_8 - T_{rl} = J_8 \ddot{\varphi}_8
\end{cases} \quad (2.4)$$

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

Mô hình ĐLH chuyển động ô tô hai vết để tính toán các thông số động lực học chuyển động ô tô. Mô hình ĐLH chuyển động một vết để xác định các hàm truyền và hàm truyền ngược. Mô hình ĐLH chuyển động hai vết được thể hiện Hình 2.3.

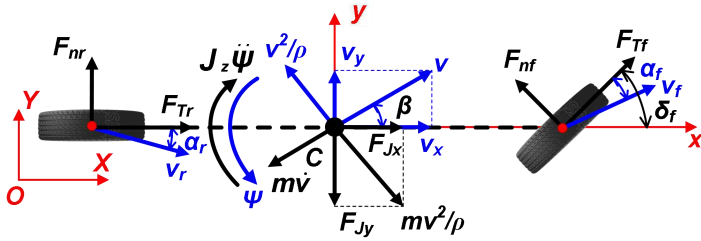


Hình 2.3. Mô hình ĐLH chuyển động hai vết

Hệ phương trình vi phân ĐLH chuyển động của xe mô hình hai vết:

$$\begin{cases}
\dot{v} = v(\dot{\psi} + \dot{\beta})\beta + \frac{1}{m} (\sum_{i=1}^4 F_{Ti} \cos \delta_i - \sum_{i=1}^4 F_{ni} \sin \delta_i) \\
\dot{\beta} = -\frac{v}{v} \beta - \dot{\psi} + \frac{1}{m} (\sum_{i=1}^4 F_{Ti} \sin \delta_i + \sum_{i=1}^4 F_{ni} \cos \delta_i) \\
\dot{\psi} = \frac{1}{J_z} [\sum_{i=1}^4 F_{Ti} (x_i \sin \delta_i - y_i \cos \delta_i) + \sum_{i=1}^4 F_{ni} (y_i \sin \delta_i - x_i \cos \delta_i)]
\end{cases} \quad (2.5)$$

Mô hình ĐLH chuyển động một vết thể hiện Hình 2.4.



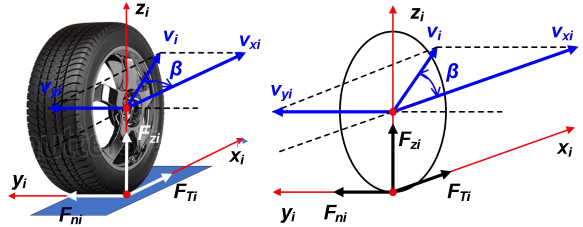
Hình 2.4. Mô hình ĐLH chuyển động một vết

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

$$\begin{cases} mv\dot{\beta} + (K'_{af} + K_{ar})\beta + [mv^2 - (K_{ar}x_r - K'_{af}x_f)]\frac{\dot{\psi}}{v} = K'_{af}\frac{\varphi_d}{i_s} \\ J_z\ddot{\psi} + (K'_{af}x_f^2 + K_{ar}x_r^2)\frac{\dot{\psi}}{v} - (K_{ar}x_r - K'_{af}x_f)\beta = K'_{af}x_f\frac{\varphi_d}{i_s} \end{cases} \quad (2.6)$$

2.1.3. Xây dựng mô hình ĐLH bánh xe đàn hồi

Phản lực từ mặt đường tác dụng lên bánh xe như Hình 2.5. Với v_{xi} , v_{yi} , v_i là vận tốc dọc, ngang và tổng hợp của bánh xe; β_i là góc hợp bởi phương vận tốc v_i và phương chuyển động của thân xe; F_{zi} là phản lực thẳng đứng; F_{ni} là phản lực ngang; F_{Ti} là phản lực dọc.



Hình 2.5. Các lực tác dụng từ mặt đường lên bánh xe

Góc lệch bên của các bánh xe: $\alpha_i = \beta_i - \delta_i$ (2.7)

Góc lệch β_i xác định bởi: $\beta_i = \arctan\left(\frac{v_{yi}}{v_{xi}}\right)$ (2.8)

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

Phản lực ngang từ mặt đường tác dụng lên các bánh xe F_{nj} được xác định theo công thức thực nghiệm “Magic Formula” của Pacejka.

$$F_n(\alpha) = D \sin(\text{Carctan}(B\alpha - E(B\alpha - \arctan(B\alpha)))) \quad (2.9)$$

Trong đó: $C = 1.3$ là tham số hình dáng; $D = a_1 F_z^2 + a_1 F_z$ là tham số ảnh hưởng

đến giá trị cực đại của F_n ; $B = \frac{a_3 \sin(\arctan(a_4 F_z^2 + a_5 F_z))}{CD}$ là tham số độ cứng ngang của

lốp; $\widehat{BCD} = a_3 \sin(\arctan(a_4 F_z^2 + a_5 F_z))$ là độ cứng ngang của lốp; $E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8$ 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.

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

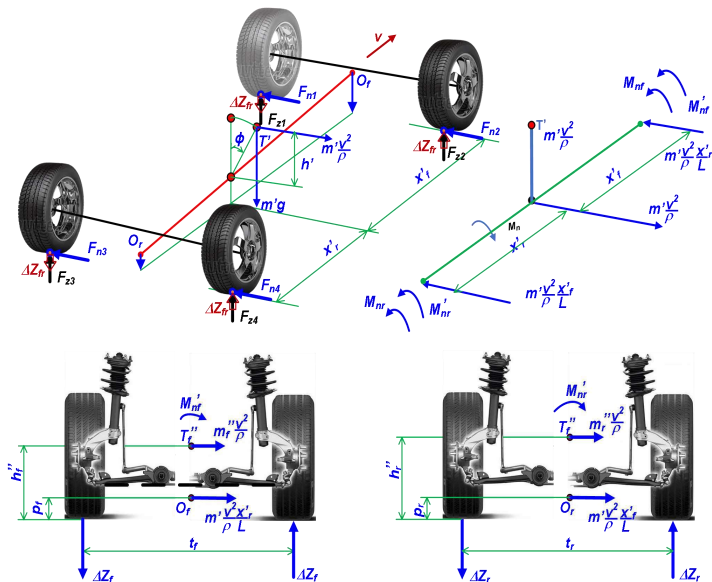
Mô hình xác định tải trọng phân bố lên bánh xe được thể hiện như Hình 2.6

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{F_{zf}}{2} - \Delta Z_f \\ F_{z2} = \frac{F_{zf}}{2} + \Delta Z_f \\ F_{z3} = \frac{F_{zr}}{2} - \Delta Z_r \\ F_{z4} = \frac{F_{zr}}{2} + \Delta Z_r \end{cases} \quad (2.10)$$

$$\Delta Z_f = m' \frac{v^2}{\rho} \frac{1}{t_f} \left(\frac{b'}{L} p_f + \frac{C_{spf}}{C_{spf} + C_{spr} - m' gh} h' \right) + \frac{m''_f}{m''} h''_f \quad (2.11)$$

$$\Delta Z_r = m' \frac{v^2}{\rho} \frac{1}{t_r} \left(\frac{a'}{L} p_r + \frac{C_{spr}}{C_{spf} + C_{spr} - m' gh} h' + \frac{m''_r}{m''} h''_r \right) \quad (2.12)$$

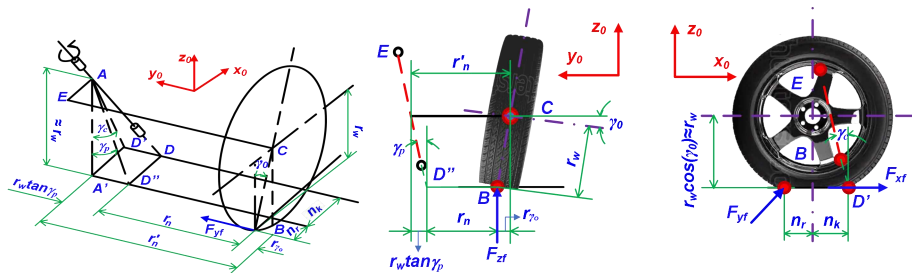
Trong đó: F_{zi} - trọng lượng phân bố lên các bánh xe.



Hình 2.6. Sơ đồ góc nghiêng thân xe và sự thay đổi phân lực thẳng đứng

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

Mô hình góc đặt trục đứng và góc đặt bánh trước như thể hiện như Hình 2.7.



Hình 2.7. Góc đặt bánh xe và trục đứng

Tổng mô men cân quay của một bên bánh xe dẫn hướng khi quay vòng là:

$$T_r = (T_{Fy} + T_{Fx} + T_{Fz}) = [F_{yf}(r_w \sin \gamma_c + n_r \cos \gamma_c) + F_{xf} r_w \sin \gamma_c + F_{zf}(r_s \cos \gamma_p + r_w \sin \gamma_p) \sin \gamma_p \sin \delta] \quad (2.13)$$

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

$$\text{Phương trình véc tơ điện áp stato: } U_s = R_s i_{st} + L_s \dot{i}_{st} + \dot{\varphi}_s e^{j\theta_r} \quad (2.14)$$

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

$$\begin{cases} u_{sd} = R_s i_{sd} + \dot{\varphi}_{rd} - \omega_r \varphi_{sq} \\ u_{sq} = R_s i_{sq} + \dot{\varphi}_{rq} + \omega_r \varphi_{sd} \\ \varphi_{sd} = L_{sd} \dot{i}_{sd} + \varphi_f \\ \varphi_{sq} = L_{sq} \dot{i}_{sq} \end{cases} \quad (2.15)$$

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

$$T_m = p_n(\varphi_{rd}i_{sq} - \varphi_{rq}i_{sd}) = p_n[\varphi_f i_{sq} + (L_{sd} - L_{sq})i_{sd}i_{sq}] \quad (2.16)$$

$$\text{Phương trình chuyển động của động cơ là: } J_m \dot{\omega}_m = T_m - T_L - B_m \omega_m \quad (2.17)$$

2.1.8. Mô men cản ngẫu nhiên

2.1.8.1. Nhiễu tiếng ồn trắng (White noise)

$$\begin{cases} X(t) \sim \mathcal{N}(0, \sigma^2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} \\ T_{rd}(t) = X(t) * h(t) \end{cases} \quad (2.18)$$

2.1.8.2. Nhiễu ngẫu nhiên (Random number)

$$x(t) = R(f, \mu, \sigma, \text{Dist}) \quad (2.19)$$

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. Căn cứ vào yêu cầu của trợ lực lái điện, luận án tiến hành thiết lập các công thức xây dựng 04 loại bản đồ trợ lực lái như trình bày sau đây.

2.2.1. Đặc tính trợ lực lái tuyến tính

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} \\ K(v)(T_d - T_{dmin}) & \text{Khi } T_{dmin} \leq |T_d| \leq T_{dmax} \\ T_{amax} = K(v)(T_{dmax} - T_{dmin}) & \text{Khi } |T_d| \geq T_{dmax} \end{cases} \quad (2.20)$$

$$\text{Với: } K(v) = (T_\Sigma - T_d) / (T_{dmax} - T_{dmin}) \quad (2.21)$$

2.2.2. Đặc tính trợ lực lái đa tuyến tính

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} \\ K_0(v)(T_d - T_{dmin}) & \text{Khi } T_{dmin} \leq |T_d| \leq T_{d1} \\ K_1(v)(T_d - T_{d1}) + K_0(v)(T_d - T_{dmin}) & \text{Khi } T_{d1} \leq |T_d| \leq T_{d2} \\ \dots \\ \sum_{i=0}^m K_i(v)(T_d - T_{di}) & \text{Khi } T_{d(i-1)} \leq |T_d| \leq T_{di} \\ T_{amax} = K(v)(T_{dmax} - T_{d0}) & \text{Khi } |T_d| \geq T_{dmax} \end{cases} \quad (2.22)$$

2.2.3. Đặc tính trợ lực lái phi tuyến

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} \\ f(v, T_d)f(T_d) & \text{Khi } T_{dmin} \leq |T_d| \leq T_{dmax} \\ T_{amax} = K(v)(T_{dmax} - T_{drq}) & \text{Khi } |T_d| \geq T_{dmax} \end{cases} \quad (2.23)$$

2.2.4. Đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} \\ K1(v)(T_d - T_{dmin}) & \text{Khi } T_{dmin} \leq |T_d| \leq T_{int} \\ f(v, T_d)f(T_d) & \text{Khi } T_{int} \leq |T_d| \leq T_{dmax} \\ T_{amax}^* = K(v)T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d| \geq T_{dmax} \end{cases} \quad (2.24)$$

Trong đó: $T_{dmax}^* = T_{dmax} - T_{int}$; T_{int} - điểm chuyển tiếp mô men.

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

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.**

2.3.1. Cơ sở lý luận xây dựng đặc tính trợ lực lái lý tưởng

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: $S = al^b$ (2.25)

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.

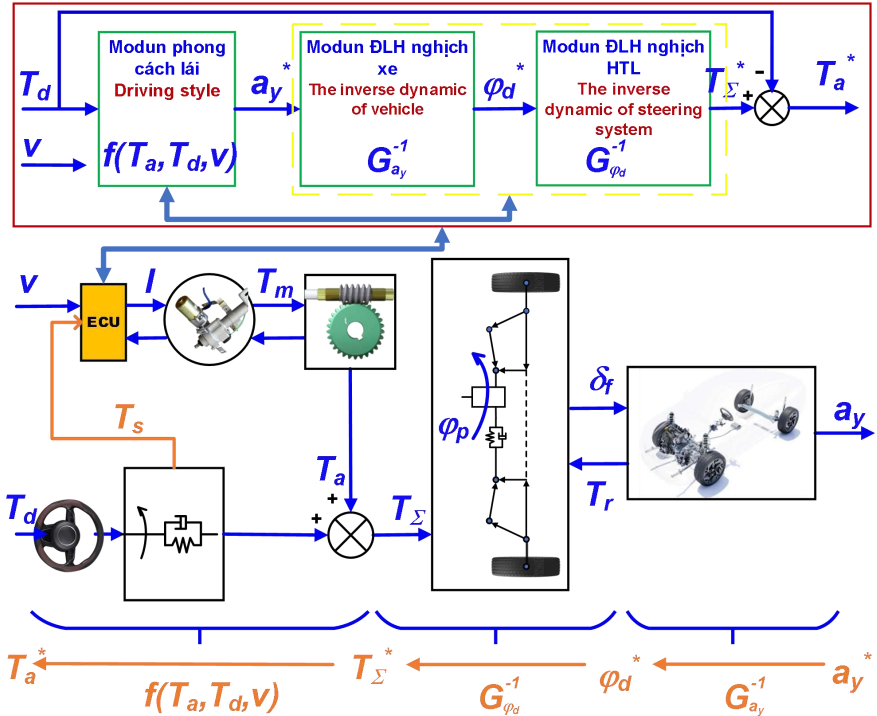
L luận án đề xuất một mô hình lý tưởng về mối quan hệ giữa mô men lái và cường độ chuyển động lái dựa trên quy luật lũy thừa của Stevens, thể hiện như công thức sau:

$$\begin{cases} a_y^* = \frac{b}{1+cv^k} |T_d|^n \text{sign}(T_d) = K_a |T_d|^n, \text{ Với } K_a = \frac{b}{1+cv^k} \text{sign}(T_d) \\ \varphi_d^* = \frac{b_1}{1+cv^k} |T_d|^{n_1} \text{sign}(T_d) = K_\varphi |T_d|^{n_1}, \text{ Với } K_\varphi = \frac{b_1}{1+cv^k} \text{sign}(T_d) \end{cases} \quad (2.26)$$

Trong đó: φ_d^* , a_y^* - là góc lái và gia tốc ngang mà người lái mong đợi; b , b_1 - 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 - là số mũ lũy thừa của góc lái và gia tốc ngang.

2.3.2. Mô hình xây dựng đặc tính lái lý tưởng

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 2.8.



Hình 2.8. Mô hình phân tích nghịch ĐLH EPS theo phong cách lái

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 mô

men tổng cần thiết (T_s^*) từ đầu vào (φ_d^*). Từ (T_s^*) và (T_d), tính toán mô men trợ lực cần thiết (T_a^*). Dựa trên (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 thực tế ($T_a = T_a^*$). Mô men tổng thực tế có được ($T_s = T_a + T_d = T_s^*$) 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 ($a_y = a_y^*$).

2.3.3. Xây dựng hàm truyền nghịch và quan hệ $T_a - T_d - a_y$

$$\text{Hàm truyền nghịch gia tốc ngang và góc lái: } G_{a_y}^{-1} = \frac{\varphi_d}{a_y} \bigg|_s = i_s L \frac{1 + (v/v_\psi)^2}{v^2} \quad (2.27)$$

$$\text{Hàm truyền nghịch giữa góc lái và mô men: } G_{\varphi_d}^{-1} = \frac{\varphi_d}{T_s} \bigg|_s = \frac{i_s^2 L^2}{m x_T n_s} \frac{1 + (v/v_\psi)^2}{v^2} \quad (2.28)$$

$$\text{Quan hệ } (T_a - T_d - a_y) \text{ theo quy luật lũy thừa của Stevens: } K_T = \frac{m x_T n_s}{i_s L} \quad (2.29)$$

$$T_a = (K_T K_a |T_d|^{n-1} - 1) T_d; \quad a_y = \frac{b}{1 + c v^k} |T_d|^n \text{sign}(T_d) = K_a |T_d|^n \quad (2.30)$$

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

Trên cơ sở mối quan hệ giữa ($T_a - T_d - a_y$) theo quy luật lũy thừa của Stevens (2.89). Luận án thiết lập công xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo quy luật lũy thừa của Stevens cho 02 loại đặc tính là đặc tính phi tuyến và đặc tính hỗn hợp.

2.3.4.1. Đặc tính trợ lực lái phi tuyến theo quy luật lũy thừa của Stevens

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dat} \\ (K_T K_a |T_d|^n - 1) T_d & \text{Khi } T_{dmax} \geq |T_d| \geq T_{dat} \\ T_{amax} = K(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^*| > T_{dmax}^* \end{cases} \quad (2.31)$$

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

$$T_d^* = T_d \pm T_{dmin}; T_d^{**} = K_T K_a |T_d|^n - 1; T_{dmax}^* = T_{dmax} \pm T_{dmin} \quad (2.32)$$

2.3.4.2. Đặc tính trợ lực lái hỗn hợp theo quy luật lũy thừa của Stevens

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} \\ K(v) T_d^* & \text{Khi } |T_d| \geq T_{dmin} \text{ and } |T_d^{***} T_d^*| < |K(v) T_d^*| \\ T_d^{***} T_d^* & \text{Khi } K1(v) |T_d^{***} T_d^*| \geq |T_d^{***} T_d^*| \geq |K(v) T_d^*| \\ K1(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{***} T_d^*| > T_{amax} = K1(v) T_{dmax}^* \end{cases} \quad (2.33)$$

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} - giao điểm của đường $T_a = K(v) T_d^*$ và đường cong phi tuyến $T_a = T_d^{***} T_d^*$.

2.3.5. Xây dựng đặc tính trợ lực lái theo “Phong cách lái”

2.3.5.1. Phong cách lái

Luận án trình bày phương pháp xây dựng đặc tính trợ lực lái theo ba phong cách lái khác nhau trên cùng cấu hình xe mẫu 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 phi tuyến” và “đặc tính trợ lực lái hỗn hợp”.

2.3.5.2. Phong cách lái đa mức

Mục tiêu nhằm tạo: 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. Kết quả thu được như sau:

a. Loại đặc tính trợ lực lái phi tuyến

$$T_a = \begin{cases} \textbf{Khi} & \textbf{v} \leq \textbf{20 km/h} \\ 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ T_d^{**} T_d^* & \text{Khi } T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ K(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{***} T_d^*| > K(v) T_{dmax}^* \\ \\ \textbf{Khi} & \textbf{20 km/h} < \textbf{v} \leq \textbf{100 km/h} \\ 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ T_d^{****} T_d^* & \text{Khi } T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ K(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{****} T_d^*| > K(v) T_{dmax}^* \\ \\ \textbf{Khi} & \textbf{100 km/h} < \textbf{v} < \textbf{150 km/h} \\ 0 & \text{Khi } |T_d| \leq T_{drq} \\ K2(v) (T_d \pm T_{drq}) & \text{Khi } |K2(v)(T_d \pm T_{drq})| \leq K2(v) |T_{dmax}^* \pm T_{drq}| \\ K2(v) (T_{dmax}^* \pm T_{drq}) & \text{Khi } |K2(v)(T_d \pm T_{drq})| > K2(v) |T_{dmax}^* \pm T_{drq}| \\ & (\text{lúc này: } K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 \geq 0) \\ \\ \textbf{Khi} & \textbf{v} \geq \textbf{150 km/h} \\ 0 & \text{Khi } T_d \leq T_{drq} \\ K2(v) (T_d \pm T_{drq}) & \text{Khi } |T_d| > T_{drq} \text{ và } |K2(v)(T_d \pm T_{drq})| \leq T_{alm} \\ T_{alm} & \text{Khi } |K2(v)(T_d \pm T_{drq})| > T_{alm} \\ & (\text{lúc này: } K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 < 0) \end{cases} \quad (2.34)$$

b. Loại đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

$$T_a = \begin{cases} \textbf{Khi} & \textbf{v} \leq \textbf{20 km/h} \\ 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} \\ K(v) T_d^* & \text{Khi } |T_d| \geq T_{dmin} \text{ và } |T_d^{***}| < |K(v) T_d^*| \\ T_d^{**} & \text{Khi } |K1(v) T_{dmax}^*| \geq |T_d^{**}| \geq |K(v) T_d^*| \\ \pm K1(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{***}| > |K1(v) T_{dmax}^*| \\ \\ \textbf{Khi} & \textbf{20 km/h} < \textbf{v} \leq \textbf{100 km/h} \\ 0 & \text{Khi } |T_d| < [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}] \\ K(v) T_d^* & \text{Khi } |T_d| \geq [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}] \text{ và } |T_d^{****} T_d^*| < |K(v) T_d^*| \\ T_d^{****} T_d^* & \text{Khi } K1(v) |T_{dmax}^*| \geq |T_d^{****} T_d^*| \geq K(v) T_d^* \\ \pm K1(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{****} T_d^*| > |K1(v) T_{dmax}^*| \\ \\ \textbf{Khi} & \textbf{100 km/h} < \textbf{v} < \textbf{150 km/h} \\ 0 & \text{Khi } |T_d| \leq T_{drq} \\ K2(v) (T_d \mp T_{drq}) & \text{Khi } |T_d| > T_{drq} \text{ and } |K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})| \geq |K2(v) (T_d \mp T_{drq})| \\ \pm K1(v) (T_{dmax}^* \mp T_{drq}) & \text{Khi } |K2(v)(T_d \mp T_{drq})| > |K1(v)(T_{dmax}^* \mp T_{drq})| \\ & (\text{lúc này: } K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 \geq 0) \\ \\ \textbf{Khi} & \textbf{v} \geq \textbf{150 km/h} \\ 0 & \text{Khi } |T_d| \leq T_{drq} \\ K2(v) (T_d \pm T_{drq}) & \text{Khi } |T_d| > T_{drq} \text{ and } T_{alm} \geq |K2(v) (T_d \mp T_{drq})| \\ \mp T_{alm} & \text{Khi } |K2(v)(T_d \mp T_{drq})| \geq T_{alm} \\ & (\text{lúc này: } K2(v) = g_0(v_{rq}/v) + g_1 v + g_2 v^2 + g_3 v^3 < 0) \end{cases} \quad (2.35)$$

2.3.5.3. Phong cách lái thoải mái

Mục tiêu là có cảm giác lái nhẹ nhàng và thoải mái. Kết quả thu được như sau:

a. Loại đặc tính trợ lực lái phi tuyến

$$T_d^* = T_d \pm T_{dmin}; T_{dmax}^* = T_{dmax} - T_{dmin}; T_d^{**} = K_T K_a |T_d^*|^n \quad (2.36)$$

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ T_d^{**} T_d^* & \text{Khi } T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n]{1/K_T K_a} \\ \pm K(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{**} T_d^*| > |K(v) T_{dmax}^*| \end{cases} \quad (2.37)$$

b. Loại đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} \\ K(v) T_d^* & \text{Khi } |T_d| \geq T_{dmin} \text{ và } |T_d^{**}| < |K(v) T_d^*| \\ T_d^{**} & \text{Khi } |K1(v) T_{dmax}^*| \geq |T_d^{**}| \geq K(v) T_d^* \\ \pm K1(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{**}| \geq |K1(v) T_{dmax}^*| \end{cases} \quad (2.38)$$

(“+” khi $T_d \geq 0$, “-” when $T_d < 0$)

Trong đó:

$$\begin{cases} T_d^* = T_d \mp T_{dmin} \quad (\text{“+” khi } T_d < 0, \text{ “-” khi } T_d \geq 0) \\ T_{dmax}^* = T_{dmax} - T_{dmin} \\ T_d^{**} = K_T K_a |T_d^*|^n \end{cases} \quad (2.39)$$

2.3.5.4. Phong cách lái thể thao

Mục tiêu có cảm giác lái thể thao. Kết quả thu được như sau:

a. Loại đặc tính trợ lực lái phi tuyến

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < T_{dmin} = \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ T_d^{***} T_d^* & \text{Khi } T_{dmax} \geq |T_d| \geq \sqrt[n-1]{1/K_T K_a} \\ \pm K(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{***} T_d^*| > |K(v) T_{dmax}^*| \end{cases} \quad (2.40)$$

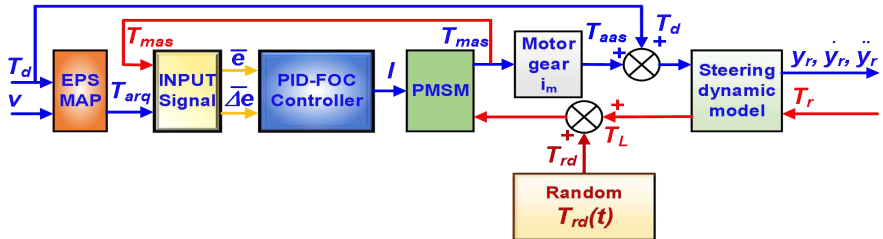
$$\text{Trong đó: } T_d^{***} = K_T K_a |T_d^*|^{n-1} - 1 \quad (2.41)$$

b. Loại đặc tính trợ lực lái hỗn hợp

$$T_a = \begin{cases} 0 & \text{Khi } |T_d| < [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}] \\ K(v) T_d^* & \text{Khi } |T_d| \geq [(K_T K_a)^{1-n} \mp T_{dmin}] \text{ và } |T_d^{***} T_d^*| < |K(v) T_d^*| \\ T_d^{***} T_d^* & \text{Khi } |K1(v) T_{dmax}^*| \geq |T_d^{***} T_d^*| \geq K(v) T_d^* \\ \pm K1(v) T_{dmax}^* & \text{Khi } |T_d^{***} T_d^*| > |K1(v) T_{dmax}^*| \end{cases} \quad (2.42)$$

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

Mô hình điều khiển PID-FOC cho EPS được thể hiện như Hình 2.9.



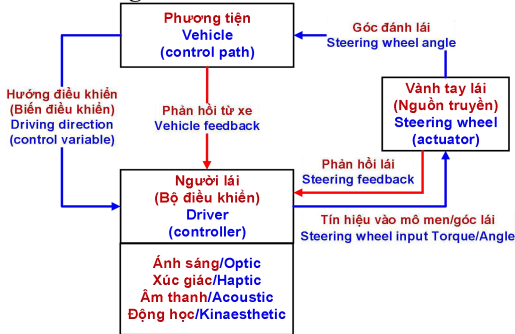
Hình 2.9. Sơ đồ chiến lược kiểm soát EPS

Bộ điều khiển PID-FOC gồm các mô đun chức năng chính: 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 (v). Mô đun “INPUT SIGNAL” 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. Từ đó, mô đun này tính toán sai lệch dòng điện 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 tạo ra mô men trợ lực thực tế (T_{mas}). Mô đun “Steering dynamic 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 cản 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 ($y_r, \dot{y}_r, \ddot{y}_r$). Ngoài ra, mô đun “Random” mô tả thành phần mô men nhiễu ngẫu nhiên (T_{rd}), phản ánh tác động ngẫu nhiên không xác định từ mặt đường.

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”



Hình 2.10. Mô hình điều khiển 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 như Hình 2.10. 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.

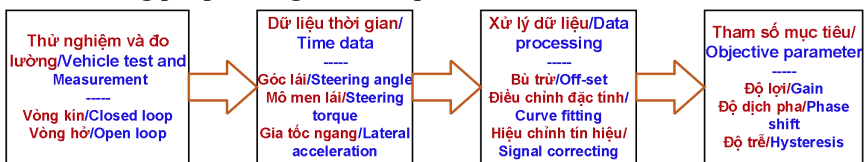
2.5.2. Phương pháp đánh giá cảm giác lái

Có ba phương pháp chính 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.

2.5.2.2. Phương pháp đánh giá khách quan



Hình 2.11. Thử nghiệm khách quan

Phương pháp khách quan để định lượng các đặc tính điều khiển xe, bổ sung cho

các đánh giá chủ quan. Các thử nghiệm chuẩn hóa như trong các tiêu chuẩn quy chuẩn quốc tế ISO Trung Quốc GB/T. Quá trình thử nghiệm khách quan như Hình 2.11.

2.5.2.3. Phương pháp mô phỏng ảo

Phương pháp mô phỏng ảo tận dụng các MHMP tiên tiến để đánh giá ĐLH xe và đặc tính điều khiển xe ngay từ đầu quá trình phát triển.

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 ĐLH của hệ thống lái và ĐLH của ô tô. Các chỉ tiêu chính bao gồm: Độ cứng lái, độ dốc mô men lái, độ nhạy gia tốc ngang theo góc lái và theo mô men lái, độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái và theo mô men lái, mô men ma sát, diện tích vòng trễ, vùng chết góc lái, thời gian trễ góc xoay thân xe theo góc lái và mô men lái... Các bài thử nghiệm khác nhau sẽ có các chỉ tiêu đánh giá khác nhau.

2.6. KẾT LUẬN CHƯƠNG

Chương 2 đã hoàn thành: 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. Điều này được thực bằng cách phân tích mối quan hệ giữa mô men lái và phản ứng động học của phương tiện thành ba mô đun chức năng “Phong cách lái” “ĐLH nghịch xe” và “ĐLH nghịch HTL”. Đã đưa ra công thức xây dựng bốn loại đặc tính trợ lực lái bao gồm: tuyến tính, đa tuyến tính, phi tuyến và hỗn hợp. 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 phi tuyến và đặc tính trợ lực lái hỗn hợp, mỗi loại có ba phong cách lái là “thoải mái”, “thể thao” và “đa mức”. Đã thiết kế bộ điều khiển tích hợp PID-FOC cho cơ cấu chấp hành EPS. Cuối cùng, đã hệ thống hóa cảm giác lái trong mô hình vòng kín “Người lái - Phương tiện” và đưa ra phương pháp, bộ chỉ tiêu đánh giá khách quan cảm giác lái trên cơ sở các tiêu chuẩn quốc tế ISO và tiêu chuẩn Trung Quốc GB/T, nhằm đánh giá chất lượng của bản đồ đặc tính trợ lực lái và bộ điều khiển.

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

Mục tiêu của chương 3 là áp dụng cơ sở lý thuyết được xây dựng trong chương 2 để tiến hành mô phỏng, đánh giá trên một xe mẫu 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 lái EPS trên xe con. Xe mẫu được lựa chọn là dòng xe hạng E tiêu chuẩn trong thư viện của Carsim để đảm bảo tính chính xác và độ tin cậy của thông số vật lý.

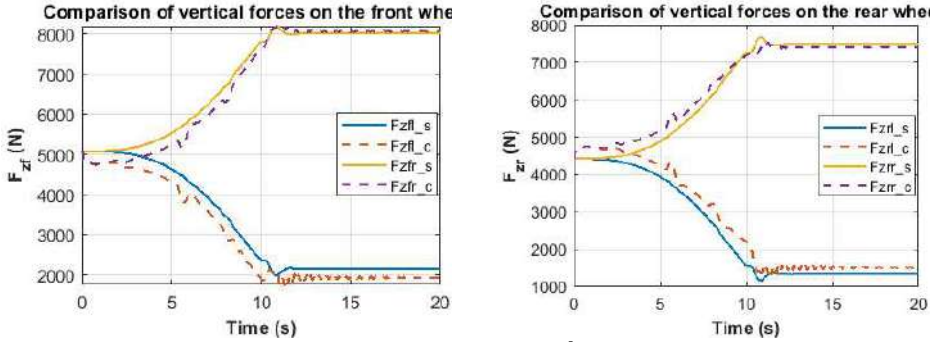
3.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

Mô hình mô phỏng (MHMP) tổng thể “EPS DYNAMIC & CONTROLLER- ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN EPS” được chia thành 02 khối chức năng chính: “CONTROLLER BLOK-KHỐI ĐIỀU KHIỂN” và “DYNAMIC VEHICLE BLOK-KHỐI ĐỘNG LỰC HỌC PHƯƠNG TIỆN”. MHMP được thể hiện như Hình 4.1.

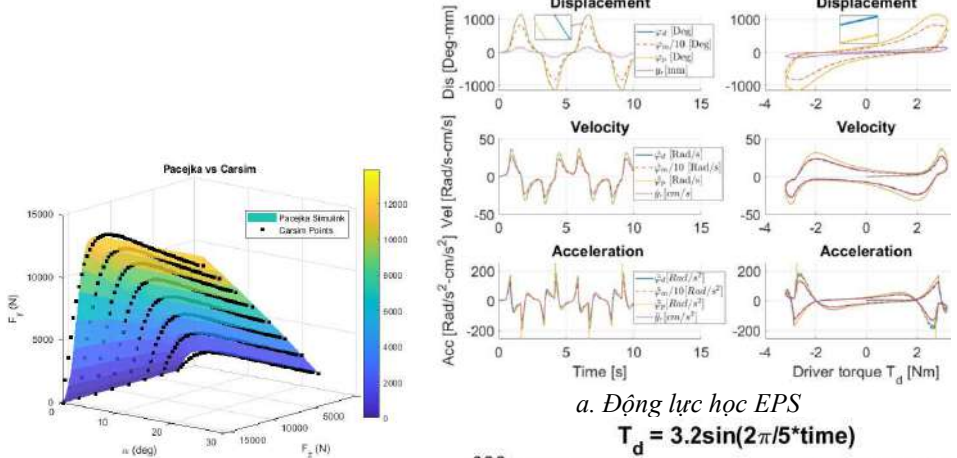
3.2. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ MÔ HÌNH ĐLH

KQMP ĐLH các tổng thành được thể hiện như Hình 3.1 đến Hình 3.4. KQMP cho thấy sự thay đổi của tải trọng phân bố lên các bánh xe, ĐLH bánh xe đàn hồi, xác định mô men cản quay vòng đều phù hợp với quy luật vật lý đã được công nhận. Điều

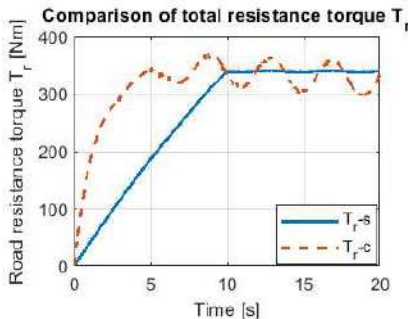
này chứng minh tính đúng đắn của mô hình toán học đã xây dựng. Các mô hình này tạo nền tảng tin cậy cho thiết kế bộ điều khiển EPS.



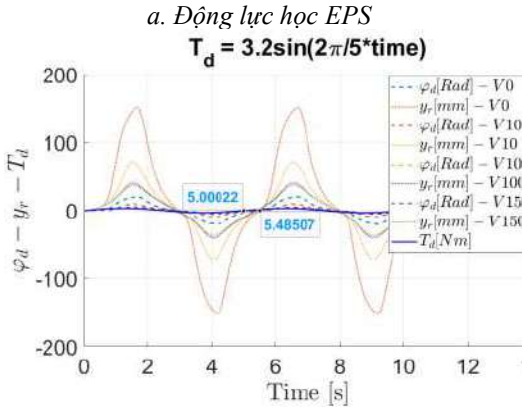
Hình 3.1. KQMP phân bố tải trọng



Hình 3.2. KQMP ĐLH bánh xe dân hồi



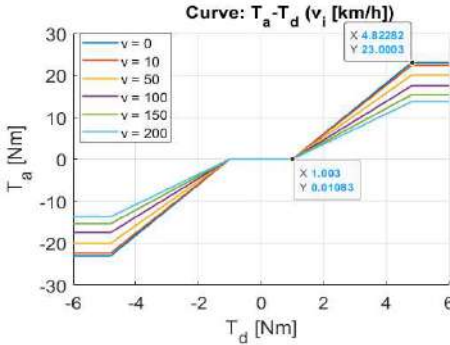
Hình 3.3. KQMP mô men cân quay vòng



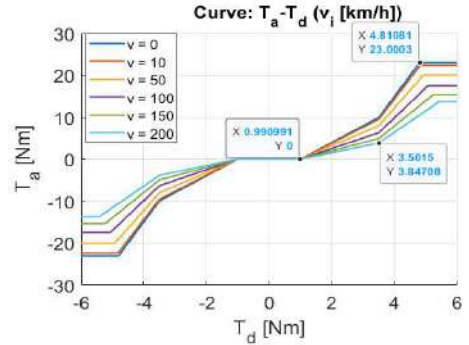
Hình 3.4. KQMP ĐLH EPS $T_d = 3.2\sin(\frac{2\pi}{5}t)Nm$; ($v = 0km/h$)

3.3. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ ĐẶC TÍNH TRỌ LỰC LÁI EPS

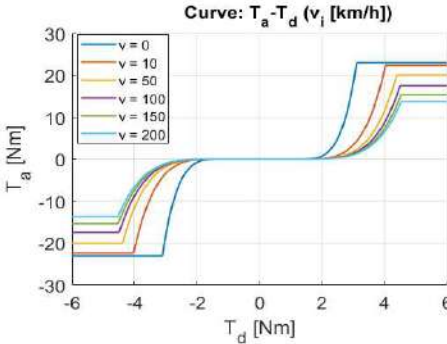
KQMP bốn loại đặc tính trợ lực lái được thể hiện như Hình 3.5 đến Hình 3.8.



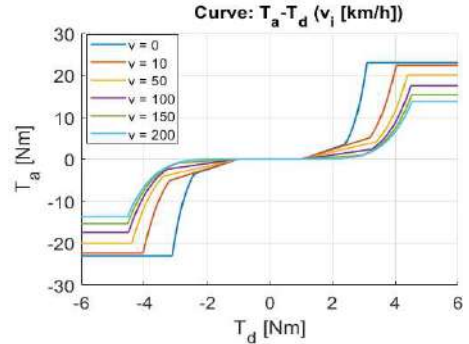
Hình 3.5. Đặc tính tuyến tính



Hình 3.6. Đặc tính đa tuyến tính



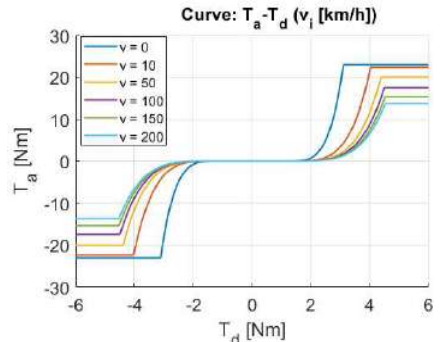
Hình 3.7. Đặc tính phi tuyến tính



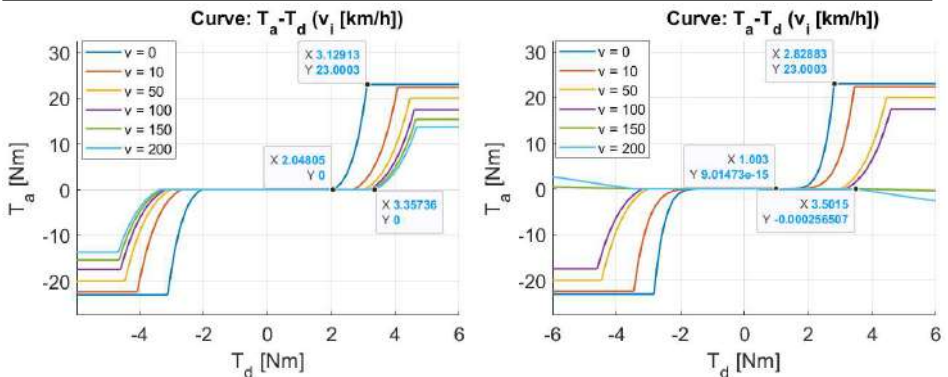
Hình 3.8. Đặc tính hỗn hợp

Đặc tuyến tính và đa tuyến tính chỉ cơ bản đáp ứng được yêu cầu trợ lực ở vận tốc thấp và khó thỏa mãn toàn bộ các yêu cầu nghiêm ngặt về trợ lực lái. Đặc tính phi tuyến và hỗn hợp đáp ứng được hầu hết các yêu cầu về đặc tính trợ lực lái. Hạn chế của hai loại đặc tính này là xây dựng khó, kỹ thuật để xác định các hệ số, phương trình biểu diễn đường cong phi tuyến phức tạp và việc điều khiển cũng yêu cầu cao.

KQMP 03 phong cách lái với loại đặc tính phi tuyến như Hình 3.9. 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. Từ đó, hướng tới xây dựng cơ sở khoa học cho việc thiết lập các chế độ lái khác nhau, cho phép người lái chủ động lựa chọn phong cách phù hợp theo sở thích và điều kiện vận hành.



a. Phong cách lái thoải mái



b. Phong cách lái thể thao

Hình 3.9. Đặc tính phi tuyến với các phong cách lái khác nhau

Kết quả thu được bộ tham số xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái cho 04 loại đặc tính trợ lực và 03 phong cách lái cho đặc tính phi tuyến và hỗn hợp cho xe mẫu như sau:

1. Loại tuyến tính:

$$T_{dmin} = 1 \text{ Nm}; P_{max} = 30 \text{ N}; T_{dmax}(0) = 4.8 \text{ Nm};$$

$$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3.$$

2. Loại đa tuyến tính:

$$T_{dmin} = 1 \text{ Nm}; T_{d1} = 3.5 \text{ Nm}; P_{max} = 30 \text{ N}; T_{dmax}(0) = 4.8 \text{ Nm};$$

$$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K_1(v) = 2.5 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3.$$

3. Loại phi tuyến:

- Phong cách lái thoải mái và phong cách lái thể thao:

$$P_{max} = 30 \text{ N}; T_{dmax}(0) = 4.8 \text{ Nm}; K_T = 3.8554;$$

$$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357].$$

- Phong cách đa mức:

$$P_{max} = 30 \text{ N}; T_{dmax}(0) = 4.8 \text{ Nm}; K_T = 3.8554;$$

$$T_{drq} = 3.5 \text{ Nm}; v_{rq} = 110 \text{ km/h}; T_{alm} = 2.5 \text{ Nm}$$

$$K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K_2(v) = 2.5(110/3.6)/v - 0.0606v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3.$$

$$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357].$$

4. Loại hỗn hợp:

- Phong cách lái thoải mái và phong cách lái thể thao:

$$P_{max} = 30 \text{ N}; T_{dmax}(0) = 4.8 \text{ Nm}; K_T = 3.8554;$$

$$K(v) = 2.5 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K_1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357].$$

- Phong cách đa mức:

$$P_{max} = 30 \text{ N}; T_{dmax}(0) = 4.8 \text{ Nm}; K_T = 3.8554;$$

$$T_{drq} = 3.5 \text{ Nm}; v_{rq} = 110 \text{ km/h}; T_{alm} = 2.5 \text{ Nm}$$

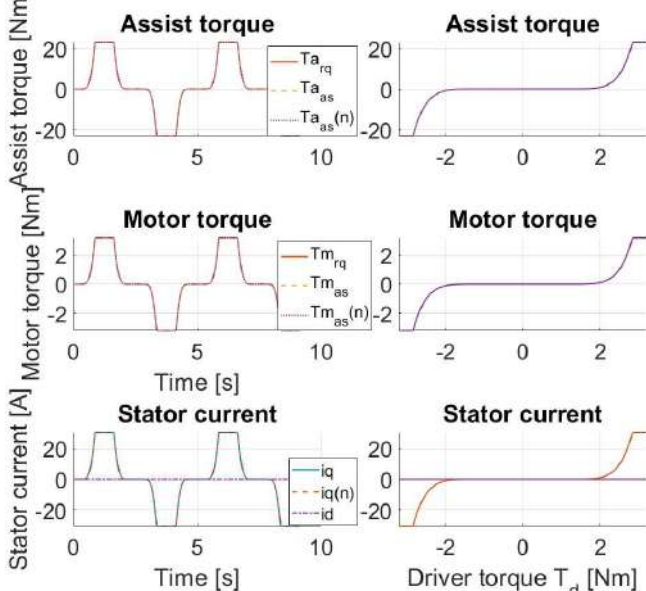
$$K(v) = 2.5 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K2(v) = 2.5(110/3.6)/v - 0.0606v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3;$$

$$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357].$$

3.4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ BỘ ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG LÁI EPS



KQMP đánh giá bộ điều khiển được thể hiện như Hình 3.10. Kết quả cho thấy: 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. Bộ điều khiển thích ứng hoàn toàn với tác động của mô men gây nhiễu. 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.

Hình 3.10. Mô men trợ lực, mô men động cơ và dòng điện động cơ

3.5. KẾT LUẬN CHƯƠNG

Kết quả của chương 3 đã chứng minh tính đúng đắn của phương pháp luận, độ tin cậy của các mô hình ĐLH và đáp ứng của chiến lược điều khiển. Đưa ra 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.

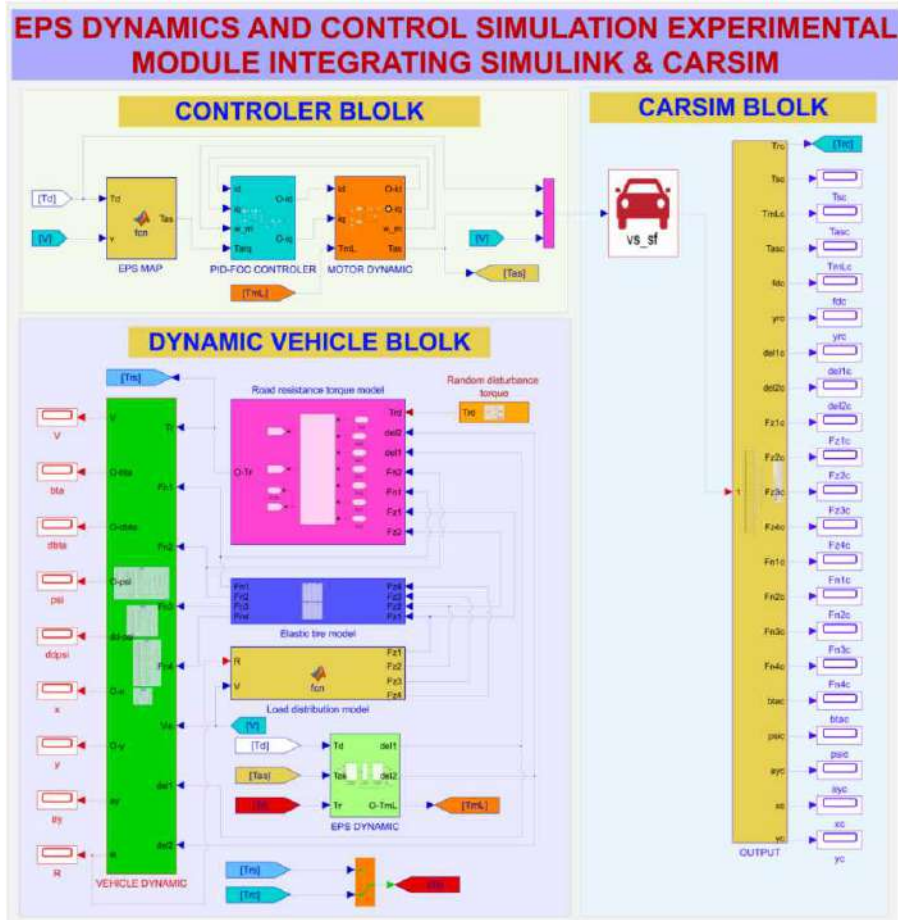
CHƯƠNG IV: THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG ĐÁNH GIÁ HỆ THỐNG LÁI EPS

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: (1) Đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển và kiểm chứng các mô hình ĐLH; (2) Đánh giá cảm giác lái của EPS sử dụng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng do luận án đề xuất.

4.1. 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. Mô hình thực nghiệm mô phỏng tổng thể “EPS

DYNAMICS AND CONTROL SIMULATION EXPERIMENTAL MODULE
INTEGRATING SIMULINK & CARSIM - MÔ ĐUN THỰC NGHIỆM MÔ PHÒNG
ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ĐIỀU KHIỂN EPS TÍCH HỢP SIMULINK & CARSIM”
được thể hiện như Hình 4.1. MHMP bao gồm 03 khối chính và 01 công tắc lựa chọn
phản hồi mất đường (T_r) từ Carsim hoặc từ mô hình luận án xây dựng trong Simulink.



Hình 4.1. Mô hình điều khiển EPS tích hợp CarSim-Matlab/Simulink

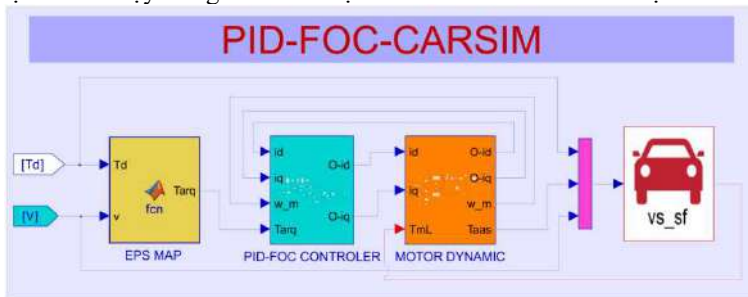
4.2. THỬ NGHIỆM MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

4.2.1. Đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển

Để đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC khi kết hợp với mô hình xe thử nghiệm trong CarSim, 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). Mô hình điều khiển trong Matlab/Simulink được kết nối với mô hình xe thử nghiệm như Hình 4.2.

Ở cả ba kịch bản, PID-FOC đạt: (1) Bám theo (T_{arg}) 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.



Hình 4.2. Mô hình đánh giá khả năng đáp ứng của bộ điều khiển PID-FOC

4.2.2. Mô phỏng thử nghiệm đánh giá cảm giác lái

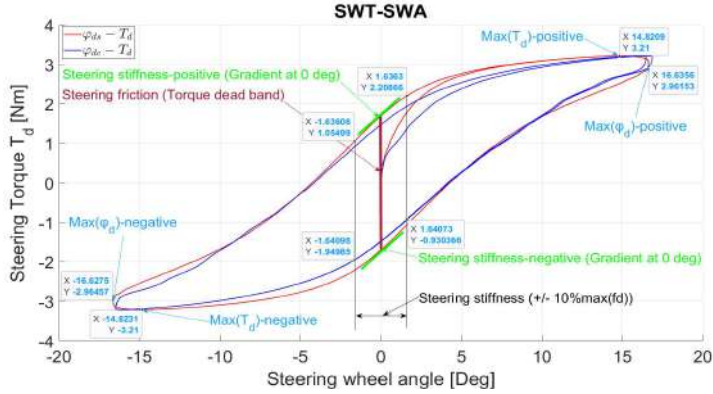
Trong mục này, thông qua các bài thử nghiệm cảm giác lái để thực hiện đồng thời hai mục tiêu bao gồm: Một là kiểm chứng độ chính xác động lực học thông qua so sánh giữa mô hình xây dựng trong môi trường Matlab/Simulink và mô hình tham chiếu CarSim. Hai là đánh giá cảm giác lái của hệ thống lái EPS và 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. Căn cứ và tiêu chuẩn ISO và tiêu chuẩn 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 cần 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;

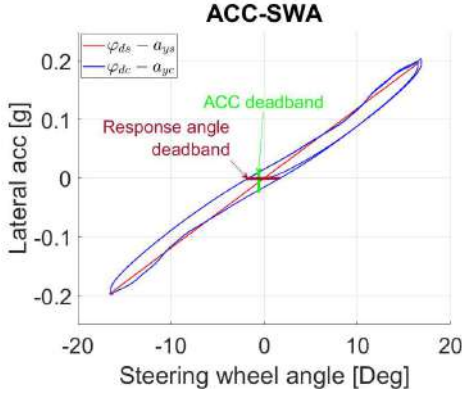
Sử dụng bản đồ đặc tính trợ lực lái lý tưởng loại phi tuyến, phong cách lái thoải mái. **Chú ý:** Để phân biệt kết quả giữa mô hình Simulink và mô hình CarSim, các đồ thị và giá trị thể hiện kết quả được quy ước: (1) màu “Đỏ” là Simulink, màu “Xanh” là CarSim; (2) Ký hiệu có hậu tố “s” là Simulink, hậu tố “c” là CarSim.

4.2.2.1. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái xử lý trung tâm

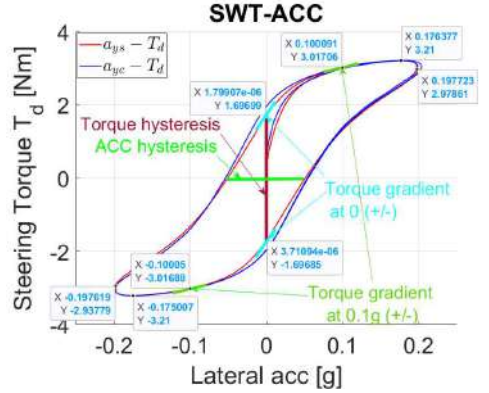
Phân tích các chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái trung tâm như Hình 4.3 và 4.4.



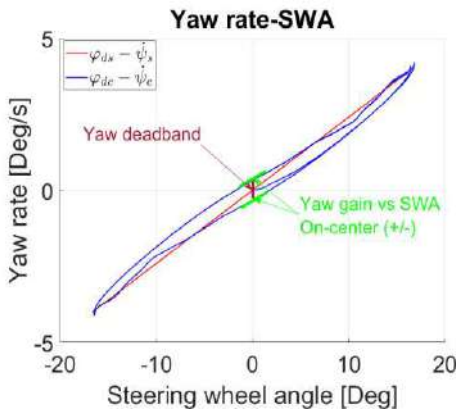
Hình 4.3. Phân tích cảm giác lái trung tâm - Đặc tính $T_d - \varphi_d$



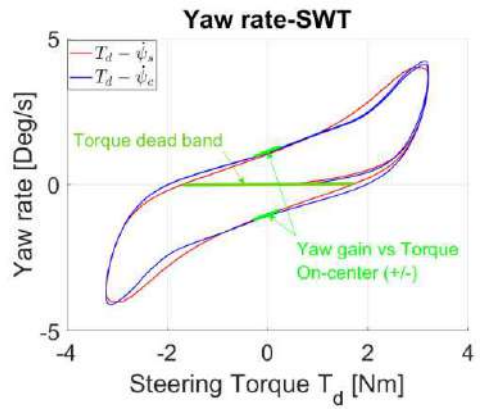
a. Đặc tính $a_y - \varphi_d$



b. Đặc tính $T_d - a_y$



c. Đặc tính $\dot{\psi} - \varphi_d$



d. Đặc tính $\dot{\psi} - T_d$

Hình 4.4. Phân tích cảm giác lái trung tâm các đặc tính khác

Đánh giá cảm giác lái và tính phù hợp của bản đồ đặc tính trợ lực lái: Độ cứng lái trung bình $(0,1051 \div 0,1123) [Nm/^\circ]$, độ cứng lái tại góc lái bằng không $(0,3322 \div 0,3646) [Nm/^\circ]$, mô men ma sát hệ thống $(1,5752 \div 1,6969) [Nm]$, diện tích vòng trễ $(58,817 \div 61,6654) [Nm \cdot ^\circ]$, vùng chết góc lái tại gia tốc bằng không $3,3996 [^\circ]$, 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 bằng $0,1g$ $(16,9517 \div 17,8450) [Nm/g]$, độ nhạy góc xoay thân xe theo góc lái tại tâm $(0,2198 \div 0,2405) [(^\circ/s)/^\circ]$, 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 $(0,6003 \div 0,6369) [(^\circ/s)/^\circ]$, thời gian trễ góc xoay thân xe và mô men lái $(0,3394 \div 0,3450) [s]$. Chiều 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 $\sim 1,6 Nm$ khiến xe phản hồi chậm nhẹ khi đảo chiều rất nhỏ.

4.2.2.2. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái với tín hiệu xung

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 $D \approx -0,030 dB$. Ở $100 km/h$ xe vẫn ổn định: $A_0 = 0,216$, $f_0 = 1,221 Hz$ và γ^2 duy trì $0,998 - 0,857$, pha $13,9 - 64,7^\circ$ trong tần số $0,5 - 1,5 Hz$ giúp cảm giác lái dự đoán tốt.

4.2.2.3. Thử nghiệm khả năng trả lái

Thử nghiệm khả năng trả lái cho thấy hệ lái có khả năng trả lái và ổn định tốt. Tại thời điểm thả, $\varphi_0 = 16,247^\circ$ và $\dot{\psi}_0 = 4,053^\circ/s$; sau đó đáp ứng suy tắt nhanh với $t_r = 2,245 s$, đạt tiêu chí ổn định $\dot{\psi}_s = 0,400^\circ/s$ và không vượt quá $\sigma = 0 \%$. Biên độ còn lại nhỏ $\Delta\psi$ sau $3s$ là $0,361^\circ/s$; $\dot{\psi}_{max} = 0,761^\circ/s$. Các chỉ tiêu $f_0 = 1,916 Hz$, $D = 0,863$ 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.

4.2.2.4. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái chuyển trạng thái

Độ cứng lái trung bình $(0,144 \div 0,159) [Nm/^\circ]$, độ cứng lái tại góc lái bằng không $(1,088 \div 1,200) [Nm/^\circ]$, độ nhạy gia tốc ngang trung bình $(0,011 \div 0,012) [g/^\circ]$, độ nhạy gia tốc ngang trung bình tại tâm $(0,011 \div 0,012) [g/^\circ]$, 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 $(0,219 \div 0,241) [(^\circ/s)/^\circ]$, độ nhạy góc xoay thân xe theo mô men lái tại tâm $(0,28 \div 0,031) [(^\circ/s)/^\circ]$. 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”.

4.2.2.5. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái quay vòng tại chỗ

Độ cứng lái trung bình $(0,0016 \div 0,0018) [Nm/^\circ]$, độ cứng lái tại góc lái bằng không $(0,0014 \div 0,0015) [Nm/^\circ]$, mô men lái lớn nhất $2.5 [Nm]$. Chiều 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.

4.2.2.6. Thử nghiệm đánh giá cảm giác lái với 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 [($^{\circ}/s$)/ $^{\circ}$], hệ số nhạy gia tốc ngang 0,0124 [$g/^{\circ}$], trễ pha giữa góc lái và vận tốc xoay thân xe 0,109 [s]. Chiều theo bảng chỉ tiêu đánh giá cảm giác lái có thể thấy phản ứng nhanh, giảm chấn tốt, không vọt lò, xe giữ ổn định quỹ đạo.

4.3. KẾT LUẬN CHƯƠNG

Đã xây dựng hoàn thiện mô hình thử nghiệm mô phỏng tích hợp Matlab/Simulink và Carsim. Tiến hành thử nghiệm mô phỏng trên xe mẫu bao gồm:

1. *Ở nhóm thử nghiệm 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.

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. Điều này khẳng định mô hình được xây dựng theo cấu trúc và tham số hợp lý, đủ độ chính xác để ứng dụng trong giai đoạn thiết kế, tối ưu và đánh giá hệ thống EPS.

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 lý tưởng thể hiện tính tối ưu cao, phù hợp với mục tiêu vận hành “êm dịu, ổn định”, phản hồi chính xác. 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.

KẾT LUẬN

1. Kết quả nghiên cứu và các đóng góp mới

Nghiên cứu 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 chưa có các công trình nghiên cứu chuyên sâu 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 ĐLH điều khiển ô tô. Các kết quả và đóng góp mới của luận án gồm.

Về xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái có 04 đóng góp mới:

- 1) Đưa ra phương pháp tiếp cận toàn diện mới về xây dựng, đánh giá chất lượng bản đồ đặc tính trợ lực lái và bộ điều khiển, đó là một quy trình khép kín từ khâu xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái, thiết kế bộ điều khiển và cuối cùng là đánh giá thông qua cảm giác lái theo tiêu chuẩn ISO và tiêu chuẩn GB/T.
- 2) Đề xuất cấu trúc bản đồ đặc tính trợ lực lái hoàn toàn mới. Cấu trúc 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 trên cùng cấu hình xe mà không cần tác động đến phần cứng hoặc logic điều khiển từ đó tích kiệm thời gian phát triển sản phẩm, 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 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 đặc tính trợ lực lái theo 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 tương đối toàn diện. Vấn đề này thường bị các nghiên cứu khác bỏ qua và chỉ kế thừa phương pháp tính toán chưa đầy đủ của các nghiên cứu công bố trước đó.
- 2) Xây dựng mô hình ĐLH hệ thống lái C-EPS hoàn chỉnh từ vành tay lái đến bánh xe dẫn hướng, trong đó mô hình ĐLH hình thang lái Ackermann thực tế được kế 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.

Về các kết quả mô phỏng thu được khi áp dụng trên xe mẫu như sau:

- 1) Đã xây dựng MHMP tổng thể tích hợp Matlab/Simulink và phần mềm thử nghiệm ảo Carsim, mô hình có khả năng tính toán, mô phỏng cho các phân khúc xe khác nhau, hoàn thiện một quy trình khép 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. Đánh giá đặc tính trợ lực lái lý tưởng theo phong cách lái của hai loại đặc tính phi tuyến và hỗn hợp. Kết quả thu được bộ thông số xây dựng bản đồ đặc tính trợ lực lái trên xe mẫu như sau:

1. Loại tuyến tính: $T_{dmin} = 1Nm$; $P_{max} = 30N$; $T_{dmax}(0) = 4.8Nm$;
 $K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3$.

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: $P_{max} = 30N$; $T_{dmax}(0) = 4.8Nm$; $K_T = 3.8554$; $T_{drq} = 3.5Nm$; $v_{rq} = 110km/h$; $T_{alm} = 2.5Nm$; $K(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3$; $K_2(v) = 2.5(110/3,6)/v - 0.0606v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3$; $K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357]$.

4. Loại hỗn hợp:

- Phong cách lái thoải mái và phong cách lái thể thao: $P_{max} = 30N$; $T_{dmax}(0) = 4.8Nm$; $K_T = 3.8554$; $K(v) = 2.5 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3$;
 $K_1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3$;

$K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357]$.

- Phong cách đa mức: $P_{max} = 30N$; $T_{dmax}(0) = 4.8Nm$; $K_T = 3.8554$; $T_{drq} =$

$$3.5Nm; v_{rq} = 110km/h; T_{alm} = 2.5Nm \quad ; \quad K(v) = 2.5 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3; K1(v) = 6.0527 - 0.0607v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3; K2(v) = 2.5(110/3,6)/v - 0.0606v + 0.0003v^2 - 0.00001v^3; K_a: [b, c, k, n] = [0.2675, 2.7646, 0.4442, 4.5357].$$

2. Những hạn chế, thách thức và định hướng nghiên cứu tiếp theo

Một số thách thức của phương pháp đề xuất cần tiếp tục phát triển gồm:

- (1) 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 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 đa 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.

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 Dynamic Analysis Method. Electronics 2025, 14, 1144. <https://doi.org/10.3390/electronics14061144>. (SCIE-Q2).
2. Nguyen, H.Q; 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 dynamic. 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). 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). NCKH cấp Trường.