

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Tên đề tài:

**TÍNH TOÁN VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG
LÁI SỬ DỤNG TRỢ LỰC ĐIỆN DỰA
TRÊN XE CƠ SỞ HYUNDAI ACCENT 2024**

**SVTH: Trần Danh Quỳnh _ 20C4A
Nguyễn Đức Tài _ 20 C4C**

GVHD: PGS.TS. Phạm Quốc Thái

Đà Nẵng, 2025

TÓM TẮT

Tên đề tài: **“Tính toán và mô phỏng hệ thống lái sử dụng trợ lực điện dựa trên xe cơ sở Hyundai Accent 2024”**

Sinh viên thực hiện: Trần Danh Quỳnh

Số thẻ SV: 103200027. Lớp 20C4A

Sinh viên thực hiện: Nguyễn Đức Tài

Số thẻ SV: 103200028. Lớp 20C4A

Trong bối cảnh ngành công nghiệp ô tô đang ngày càng chú trọng đến yếu tố an toàn, tiết kiệm năng lượng và nâng cao trải nghiệm người lái, hệ thống lái trợ lực điện (Electric Power Steering - EPS) đã dần thay thế các hệ thống lái truyền thống sử dụng thủy lực. Đề án này tập trung vào việc nghiên cứu, tính toán và mô phỏng hệ thống lái EPS trên nền tảng xe cơ sở Hyundai Accent 2024.

Trong khuôn khổ đề án, quá trình mô phỏng hệ thống lái sử dụng trợ lực điện được thực hiện trên nền tảng phần mềm MATLAB/Simulink – một công cụ mạnh mẽ và chuyên dụng trong lĩnh vực mô hình hóa và mô phỏng hệ thống điều khiển. Mô hình mô phỏng được xây dựng bao gồm các khối chức năng mô tả cơ cấu lái, mô-tơ trợ lực điện, vô lăng, trục lái và bộ điều khiển phản hồi (PID). Thông qua mô phỏng, các kịch bản đánh lái được thực hiện để đánh giá khả năng phản ứng của hệ thống theo các điều kiện vận hành khác nhau.

Và sau khi thực hiện mô phỏng nhóm em thu được kết quả qua việc sử dụng MATLAB/Simulink không chỉ giúp trực quan hóa hoạt động của hệ thống mà còn cho phép dễ dàng điều chỉnh, tối ưu các thông số điều khiển nhằm nâng cao hiệu quả và độ ổn định phản ánh đúng xu hướng hoạt động thực tế của hệ thống EPS.

LỜI NÓI ĐẦU

Trong cuộc sống công nghiệp hóa hiện đại hóa, cuộc cách mạng công nghiệp 4.0 đã và đang diễn ra sâu rộng với tốc độ phát triển không ngừng trên toàn thế giới, diễn ra trong tất cả các lĩnh vực và mọi mặt của đời sống xã hội. Và trong tất cả những lĩnh vực đó thì lĩnh vực Công Nghiệp Ô Tô cũng không nằm ngoài dòng và xu thế phát triển tất yếu đó. Ngành Công Nghiệp Ô Tô hiện nay đóng vai trò quan trọng trong sự phát triển của một đất nước. Nó ra đời nhằm mục đích phục vụ nhu cầu vận chuyển hàng hóa và hành khách, phát triển kinh tế xã hội đất nước.

Hệ thống này có chức năng điều khiển hướng chuyển động của ô tô, đảm bảo tính năng ổn định chuyển động thẳng cũng như quay vòng của bánh xe dẫn hướng. Trong quá trình chuyển động hệ thống lái có ảnh hưởng rất lớn đến an toàn chuyển động và quỹ đạo chuyển động của ô tô, đặc biệt đối với xe có tốc độ cao. Do đó người ta không ngừng cải tiến hệ thống lái để nâng cao tính năng của nó. Đồng nghĩa với sự phát triển đó đòi hỏi những người thợ, người kỹ sư ô tô cần được trang bị kiến thức chuyên môn và trình độ tay nghề để theo kịp sự phát triển của công nghệ ô tô hiện nay. Xuất phát từ những vấn đề đó, nhóm em đã chọn đề tài:

“Tính toán và mô phỏng hệ thống lái sử dụng trợ lực lái điện dựa trên xe cơ sở Hyundai Accent 2024”.

Nhận thấy đây là một đề tài nghiên cứu rất thực tế và có ích cho công việc sau này. Vì thế em đã cố gắng tìm hiểu nghiên cứu và từng bước hoàn thành đề tài. Mặc dù em đã cố gắng hoàn thành đề án tốt nghiệp với khả năng tốt nhất và được sự chỉ bảo, hướng dẫn tận tình của giáo viên hướng dẫn là Thầy Phạm Quốc Thái và Thầy Lưu Đức Lịch, nhưng trong quá trình làm, em vẫn không tránh khỏi những thiếu sót chưa thể hoàn chỉnh được. Vì thế, em mong rằng sẽ nhận được những góp ý từ Thầy để giúp cho bài đề án tốt nghiệp của em được hoàn thiện hơn.

LỜI CAM ĐOAN

Nhóm em xin cam đoan rằng toàn bộ nội dung của đề án tốt nghiệp với đề tài “Tính toán và mô phỏng hệ thống lái sử dụng trợ lực lái điện dựa trên xe cơ sở Hyundai Accent 2024” là kết quả của quá trình nghiên cứu, tìm hiểu và thực hiện nghiêm túc của bản thân dưới sự hướng dẫn tận tình của PGS.TS. Phạm Quốc Thái và TS. Lưu Đức Lịch. Các số liệu, hình ảnh, mô hình và kết quả mô phỏng trong đề án đều được thực hiện bằng phần mềm MATLAB/Simulink và có sử dụng tài liệu tham khảo đã được liệt kê ở phần tài liệu tham khảo. Nhóm em hoàn toàn chịu trách nhiệm về tính trung thực và nguyên bản của nội dung đề án. Mọi hành vi sao chép hoặc vi phạm bản quyền nhóm xin hoàn toàn chịu trách nhiệm trước nhà trường và pháp luật.

Nhóm em xin chân thành cảm ơn!

Sinh viên thực hiện

Trần Danh Quỳnh

Nguyễn Đức Tài

LỜI CẢM ƠN

Để bài đồ án này của em được hoàn thành một cách tốt đẹp, em đã nhận được sự hỗ trợ, giúp đỡ của rất nhiều từ thầy. Với tình cảm sâu sắc, xin hãy cho phép em được bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc và lời cảm ơn chân thành của mình. Trước hết, em xin gửi tới giáo viên hướng dẫn là Thầy Phạm Quốc Thái và Thầy Lưu Đức Lịch đã luôn giúp đỡ em giải đáp các vấn đề trong quá trình hoàn thành đồ án, luôn quan tâm hướng dẫn, chỉ bảo để bài đồ án của em hoàn thành một cách hoàn chỉnh nhất suốt thời gian qua. Em cũng xin chân thành cảm ơn các thầy cô chuyên ngành trong trường đã dạy dỗ, hướng dẫn em những kiến thức về các môn đại cương, những môn kỹ năng cũng như các môn chuyên ngành giúp em có được những kiến thức vững vàng, những kỹ năng cần thiết, luôn luôn tạo điều kiện để em hoàn thành bài đồ án một cách hoàn chỉnh nhất. Trong quá trình học tập, cũng như là trong quá trình làm bài đồ án, em đã cố gắng hết sức mình, nhưng vì kiến thức về chuyên ngành và kinh nghiệm thực tế chưa nhiều nên không thể tránh khỏi những thiếu sót. Em rất mong được nhận sự đóng góp, xây dựng từ các thầy cô để bài đồ án của em ngày càng được hoàn thiện hơn.

Nhóm em xin chân thành cảm ơn!

MỤC LỤC

TÓM TẮT	i
LỜI NÓI ĐẦU	iii
LỜI CAM ĐOAN	iv
LỜI CẢM ƠN	v
MỤC LỤC	vi
DANH SÁCH CÁC BẢNG BIỂU, HÌNH ẢNH	x
DANH SÁCH CÁC CỤM TỪ VIẾT TẮT	xiv
MỞ ĐẦU	xv
Chương 1: TỔNG QUAN VỀ XE HYUNDAI ACCENT 2024	1
1.1. Giới thiệu chung về xe Hyundai Accent 2024	1
1.2. Thông số kỹ thuật của xe	2
Chương 2: TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG LÁI TRÊN XE HYUNDAI ACCENT 2024	4
2.1. Nhiệm vụ, yêu cầu, phân loại	4
2.1.1. Nhiệm vụ.....	4
2.1.2. Yêu cầu.....	5
2.1.3. Phân loại.....	5
2.2. Giới thiệu về hệ thống lái trợ lực điện	7
2.3. Cấu tạo, nguyên lý làm việc và các thông số cơ bản của hệ thống lái trợ lực điện	9
2.3.1. Cấu tạo	9
2.3.2. Nguyên lý làm việc	14
2.3.3. Các thông số cơ bản	14

2.4. Ưu điểm, nhược điểm và cách bảo dưỡng hệ thống lái trợ lực điện	22
2.4.1. Ưu điểm:.....	22
2.4.2. Nhược điểm:.....	23
2.4.3. Bảo dưỡng hệ thống lái:	23
Chương 3: TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN DỰA TRÊN XE CƠ SỞ HYUNDAI ACCENT 2024	28
3.1. Tính toán động lực học	28
3.1.1. Tính mômen cản quay vòng.....	28
3.1.2. Xác định mômen cản chuyển động M1 do lực cản lăn gây ra	28
3.1.3. Xác định mômen cản quay vòng M ₂ do sự trượt lết bánh xe với mặt đường	29
3.1.4. Tính lực cực đại tác dụng lên vành tay lái	30
3.2. Tính toán bộ truyền cơ cấu lái	31
3.2.1. Xác định bán kính vòng lăn của bánh răng.....	31
3.2.2. Xác định các thông số bánh răng	32
3.2.3. Xác định kích thước và thông số của thanh răng	34
3.2.4. Tính lực tác dụng lên cơ cấu lái trục bánh răng- thanh răng	35
3.2.5. Xác định các thông số của dẫn động hình thang lái.....	36
3.3. Tính bền dẫn động lái	41
3.3.1. Tính bền trục lái	41
3.3.2. Tính bền đòn kéo ngang.....	42
3.3.3. Tính bền đòn kéo dọc.....	44
3.3.4. Tính bền cơ cấu lái bánh răng trụ - thanh răng	45
3.3.5. Tính bền khớp cầu.....	50
3.4. Tính toán trợ lực điện	52

3.4.1. Xây dựng đường đặc tính cường hoá lái	52
3.4.2. Tính kiểm nghiệm motor điện trợ lực	54
2.4.3. Tính toán điều khiển motor điện	54
Chương 4: MÔ PHỎNG HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN XE HYUNDAI ACCENT 2024	57
4.1. Giới thiệu phần mềm Matlab	57
4.2. Mô phỏng chuyển động của hệ thống lái trợ lực điện.....	59
4.2.1. Thiết lập mô hình và thông số cho các khối Matlab/Simulink	59
4.2.2. Thực hiện mô phỏng và phân tích kết quả	69
KẾT LUẬN	73
TÀI LIỆU THAM KHẢO	74

DANH SÁCH CÁC BẢNG BIỂU, HÌNH ẢNH

DANH SÁCH CÁC BẢNG BIỂU

Bảng 3.1: Bảng môđun tiêu chuẩn của bánh răng.....	32
Bảng 3. 2: Bảng chọn góc β tương ứng theo góc α	37
Bảng 3.3: Bảng thông số của đường đặc tính thực tế cho cầu dẫn hướng.....	39
Bảng 3.4: Bảng tra ứng suất.....	45
Bảng 3.5: Bảng tra công thức ứng suất.....	46
Bảng 3.6: Bảng giá trị dòng điện điều khiển theo vận tốc.....	55
Bảng 4.1: Bảng mô tả các tham số.....	61

DANH SÁCH CÁC HÌNH ẢNH

Hình 1.1: Xe Hyundai Accent 2024.....	2
Hình 2.1: Tổng quan hệ thống lái trên ô tô.....	4
Hình 2.2: Hệ thống lái có vành lái bên trái.....	6
Hình 2.3: Hệ thống lái có vành lái bên phải.....	6
Hình 2.4: Sơ đồ tổng quan hệ thống lái trợ lực điện.....	8
Hình 2.5: Sơ đồ điều khiển của hệ thống lái trợ lực điện.....	8
Hình 2.6: Sơ đồ bố trí hệ thống lái.....	9
Hình 2.7: Vành tay lái.....	10
Hình 2.8: Trục lái.....	10
Hình 2.9: Cấu tạo của thước lái.....	11
Hình 2.10: Cấu tạo cảm biến góc lái.....	12
Hình 2.11: Đặc tính cảm biến mô men xoắn.....	12

Hình 2.12: Bộ điều khiển hệ thống lái trợ lực.....	13
Hình 2.13: Motor trợ lực điện.....	13
Hình 2.14: Sơ đồ nguyên lý của hệ thống lái trợ lực điện.....	14
Hình 2.15: Sơ đồ mô phỏng bán kính quay vòng.....	15
Hình 2.16: Sơ đồ động học của xe ô tô.....	16
Hình 2.17: Sơ đồ động học của xe ô tô.....	17
Hình 2.18: Góc doãng của xe.....	18
Hình 2.19: Tác dụng của góc doãng dương.....	18
Hình 2.20: Tác dụng của góc doãng âm.....	19
Hình 2.21: Góc nghiêng dọc.....	20
Hình 2.22: Góc nghiêng ngang của chốt chuyển.....	21
Hình 2.23: Độ chụm đầu.....	22
Hình 2.24: Ví dụ về dây đai bị nứt, mòn.....	24
Hình 2.25: Kiểm tra dầu trợ lực lái.....	24
Hình 2.26: Kiểm tra độ rơ của rotuyn.....	25
Hình 2.27: Đo độ chụm bánh xe.....	25
Hình 2.28: Kiểm tra độ trượt ngang bánh trước.....	26
Hình 3.1: Sơ đồ lực ngang tác dụng lên bánh xe khi qua vòng.....	29
Hình 3.2: Sơ đồ động học quay vòng ô tô.....	36
Hình 3.3: Đường đặc tính lý thuyết.....	37
Hình 3.4: Sơ đồ động học hình thang lái khi xe chạy thẳng.....	38
Hình 3.5: Sơ đồ hình thang lái khi xe quay vòng.....	38
Hình 3.6: Đồ thị đặc tính hình thang lái.....	40
Hình 3.7: Sơ đồ tính toán hệ thống.....	42

Hình 3.8: Sơ đồ tính toán hệ thống lái	43
Hình 3.9: Sơ đồ tính toán khớp cầu	51
Hình 3.10: Đường đặc tính cường hóa.....	53
Hình 3.11: Đặc tính điều khiển motor điện.....	55
Hình 4.1: Giao diện Matlab 2020a.....	57
Hình 4.2: Giao diện Matlab/Simulink.....	58
Hình 4.3: Thư viện trong Simulink	58
Hình 4.4: Minh họa sơ đồ khối cấu trúc của hệ thống lái trợ lực điện	59
Hình 4.5: Khối Lookup Table (n-D)	59
Hình 4.6: Khối Input Torque.....	60
Hình 4.7: Khối Step.....	60
Hình 4.8: Khối Constant	60
Hình 4.9: Khối Switch.....	61
Hình 4.10: Mô hình khối vô lăng (Steering Wheel)	62
Hình 4.11: Khối Sum	62
Hình 4.12: Khối Gain 6.....	63
Hình 4.13: Khối Gain 5.....	63
Hình 4.14: Khối Gain 4.....	63
Hình 4.15: Khối Gain 1	63
Hình 4.16: Khối Integrator.....	64
Hình 4.17: Mô hình khối Motor trợ lực (Assistant Motor).....	64
Hình 4.18: Khối Derivative.....	65
Hình 4.19: Mô hình khối cột lái (Steering Column).....	66
Hình 4.20: Mô hình khối thanh răng và bánh răng (Rack and Pinion).....	67

Hình 4.21: Khối Demux(1) và Mux(2)	68
Hình 4.22: Khối Scope.....	68
Hình 4.23: Mô hình Simulink của hệ thống lái trợ lực điện	68
Hình 4.24: Đồ thị mô phỏng độ trễ pha giữa đường thiết lập và thực tế	69
Hình 4.25: Đồ thị so sánh mômen xoắn khi có và không có trợ lực điện.....	70
Hình 4.26: Đồ thị mô men hỗ trợ của motor trợ lực điện	71
Hình 4.27: Đồ thị mô men xoắn hỗ trợ cho các vận tốc khác nhau	72

DANH SÁCH CÁC CỤM TỪ VIẾT TẮT

STT	Ký hiệu	Nguyên nghĩa
1	ABS	Anti-lock braking Sytem – Hệ thống chống bó cứng phanh
2	CVVT	Continuous Variable Valve Timing – Hệ thống thay đổi thời gian của van
3	EPS	Electric Power Steeing – Hệ thống trợ lực lái điện
4	ESC	Electronic Stability Control – Hệ thống cân bằng điện tử
5	GDI	Gasoline Direct Injection – Hệ thống phun xăng trực tiếp
6	PID	Proportional Integral Derivative – Thuật toán điều khiển phản hồi vòng kín

MỞ ĐẦU

1. Mục đích thực hiện đề tài

Hệ thống lái là một trong những hệ thống cơ bản và quan trọng hàng đầu trên ô tô, ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng điều khiển, độ ổn định và độ an toàn khi vận hành. Trong bối cảnh ngành công nghiệp ô tô đang dần chuyển dịch từ các hệ thống cơ khí truyền thống sang các hệ thống điện – điện tử thông minh, hệ thống trợ lực lái điện (EPS) đã và đang trở thành xu hướng tất yếu, thay thế cho hệ thống lái thủy lực nhờ ưu điểm vượt trội về mặt hiệu suất, tiết kiệm nhiên liệu, thân thiện với môi trường và dễ dàng tích hợp với các công nghệ hỗ trợ lái tự động.

Với mong muốn hiểu sâu hơn về nguyên lý hoạt động, cấu tạo và khả năng điều khiển của hệ thống EPS, đồng thời vận dụng kiến thức chuyên ngành vào mô phỏng thực tế, nhóm em đã lựa chọn đề tài **“Tính toán và mô phỏng hệ thống lái sử dụng trợ lực điện dựa trên xe cơ sở Hyundai Accent 2024”**. Xe Hyundai Accent 2024 là mẫu xe phổ biến, được trang bị EPS, phù hợp để nghiên cứu trên cả lý thuyết lẫn mô phỏng. Đề tài giúp chúng em rèn luyện tư duy kỹ thuật, kỹ năng mô hình hóa và điều khiển hệ thống trong môi trường MATLAB/Simulink – một công cụ thiết yếu trong ngành ô tô hiện đại.

2. Mục tiêu đề tài

- Khảo sát cấu tạo và nguyên lý hoạt động của hệ thống EPS.
- Phân tích các thông số kỹ thuật của xe Hyundai Accent 2024 liên quan đến hệ thống lái như: bán kính quay vòng, tỉ số truyền cơ cấu lái, tải trọng trực trước, kích thước lốp, v.v.
- Tính toán mô men cản tại bánh xe và mô men cần thiết từ motor điện để hỗ trợ người lái.
- Xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống lái EPS trong môi trường MATLAB/Simulink, bao gồm cả cơ cấu lái và mô hình động học của xe.
- Thiết kế và tích hợp bộ điều khiển (ví dụ PID) để điều khiển mô-tơ điện theo phản hồi từ góc đánh lái.
- Thực hiện các kịch bản mô phỏng để đánh giá khả năng đáp ứng và độ ổn định của hệ thống.

3. Phạm vi và đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của đề tài là hệ thống lái trợ lực điện (EPS) được trang bị trên xe Hyundai Accent 2024, bao gồm các thành phần chính như: vô lăng, trục lái, cơ cấu lái bánh răng – thanh răng, motor điện trợ lực, cảm biến mô-men, cảm biến góc lái và bộ điều khiển điện tử. Đặc biệt, đề tài tập trung vào việc mô hình hóa và phân tích sự tương tác giữa motor điện và trục lái, từ đó đánh giá khả năng đáp ứng của hệ thống khi xe vận hành.

Phạm vi nghiên cứu giới hạn trong việc tính toán và mô phỏng hệ thống EPS dưới góc nhìn điều khiển học và động học phương tiện. Việc mô phỏng được thực hiện trên phần mềm MATLAB/Simulink, trong đó bỏ qua một số yếu tố vật lý phức tạp như dao động hệ thống treo, ảnh hưởng của hệ thống phanh hay môi trường vận hành thực tế. Đề tài không đi sâu vào khía cạnh thiết kế cơ khí chi tiết hoặc lập trình vi điều khiển trên phần cứng, mà tập trung vào mô hình hóa lý thuyết và kiểm nghiệm thông qua mô phỏng.

4. Phương pháp nghiên cứu

Tìm hiểu cấu tạo, nguyên lý hoạt động của hệ thống EPS và thông số kỹ thuật của xe Hyundai Accent 2024 từ tài liệu chuyên ngành và nhà sản xuất. Phân tích động học hệ thống lái, tính toán mô men cản, hình thang lái, tính bền, tính mô men trợ lực và các thông số đầu vào cho mô hình.

Mô hình hóa – mô phỏng bằng việc xây dựng mô hình hệ thống EPS trên phần mềm MATLAB/Simulink kết hợp với phương pháp điều khiển PID để mô phỏng hoạt động, mô men vô lăng – trục lái và kiểm tra phản ứng của hệ thống trong các điều kiện khác nhau.

5. Cấu trúc của đồ án tốt nghiệp

Đồ án tốt nghiệp được trình bày với bố cục 4 chương, cụ thể như sau:

- Chương 1: Tổng quan về xe Hyundai Accent 2024
- Chương 2: Tổng quan về hệ thống lái trên xe Hyundai Accent 2024
- Chương 3: Tính toán cơ sở hệ thống lái trợ lực điện xe Hyundai Accent 2024
- Chương 4: Xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống lái trợ lực điện xe Hyundai Accent 2024

Chương 1: TỔNG QUAN VỀ XE HYUNDAI ACCENT 2024

1.1. Giới thiệu chung về xe Hyundai Accent 2024

Hyundai Accent 2024 là mẫu sedan hạng B có thiết kế trẻ trung, hiện đại, ngoại thất trẻ trung, năng động và đầy phong cách phù hợp với nhiều nhu cầu lựa chọn khác nhau của người dùng Việt. Phiên bản Accent 2024 được trang bị lưới tản nhiệt hình thác nước đặc trưng của Hyundai, đèn pha LED sắc sảo và đèn hậu LED hiện đại tạo nên vẻ ngoài mạnh mẽ và cuốn hút hơn và đây không phải là mẫu xe rẻ nhất trong phân khúc nhưng nó vẫn nằm trong danh sách những mẫu xe bán chạy nhất năm.

Kích thước tổng thể của Hyundai Accent 2024 bao gồm chiều dài, chiều rộng và chiều cao lần lượt là 4,535 mm, 1,765 mm và 1,485 mm. Với kích thước này, Accent 2024 mang lại không gian rộng rãi cho cả người lái và hành khách, đồng thời vẫn duy trì được khả năng di chuyển linh hoạt trong đô thị.

Hyundai Accent 2024 được trang bị động cơ SmartStream G 1.5L, mang lại công suất 115 mã lực tại 6300 vòng/phút và mô-men xoắn cực đại 144 Nm tại 4500 vòng/phút. Động cơ này kết hợp với hộp số tự động 6 cấp giúp xe vận hành mượt mà và tiết kiệm nhiên liệu.

Hyundai Accent 2024 không chỉ nổi bật với thiết kế và động cơ, mà còn được trang bị nhiều tính năng an toàn tiên tiến. Các tính năng bao gồm hệ thống phanh ABS, cân bằng điện tử ESC, hỗ trợ khởi hành ngang dốc HAC, hệ thống cảnh báo điểm mù, và camera lùi.

Đặc biệt, Hyundai Accent 2024 còn được trang bị gói an toàn chủ động Hyundai SmartStream G 1.5L với các chức năng như được thiết kế để cải thiện hiệu suất nhiên liệu, giảm khí thải và nâng cao trải nghiệm lái xe. Chúng thường có các công nghệ tiên tiến như phun xăng trực tiếp (GDI), hệ thống điều khiển van biến thiên liên tục (CVVT) và các giải pháp giảm ma sát.

Tóm lại phiên bản Hyundai Accent 2024 sử dụng động cơ Smartstream G 1.5L kết hợp với hộp số tự động (AT) là một lựa chọn đáng cân nhắc cho những ai tìm kiếm một chiếc sedan cỡ nhỏ tiết kiệm nhiên liệu, thoải mái và được trang bị nhiều tính năng hiện

đại. Phiên bản này hướng đến sự cân bằng giữa hiệu suất vận hành, tiết kiệm nhiên liệu và trải nghiệm lái xe dễ dàng, phù hợp với nhu cầu di chuyển hàng ngày trong đô thị và những chuyến đi ngắn.



Hình 1.1: Xe Hyundai Accent 2024

1.2. Thông số kỹ thuật của xe

Bảng 1.1: Bảng thông số kỹ thuật

Thông số kỹ thuật	Giá trị
Kích thước tổng thể (DxRxC) (mm)	4535x1765x1475
Chiều dài cơ sở (mm)	2670
Chiều rộng cơ sở (mm)	1530
Trọng lượng không tải (G_0) (Kg)	1130
Trọng lượng toàn tải (G) (Kg)	1600
Trọng lượng tác dụng lên cầu trước khi có tải (G_1) (Kg)	960
Bán kính bánh xe dẫn hướng r (mm)	310,75
Khoảng sáng gầm xe (mm)	165
Loại động cơ	MPI
Dung tích xi lanh (cc)	1,497

Công suất cực đại (PS/rpm)	115/6300
Mô men xoắn cực đại (Nm/rpm)	144/4500
Dung tích bình nhiên liệu (Lít)	45
Hộp số	CVT
Mức tiêu hao nhiên liệu trong đô thị (L/Km)	7,53/100
Mức tiêu hao nhiên liệu ngoài đô thị (L/Km)	4,78/100
Mức tiêu hao nhiên liệu kết hợp (L/Km)	5,79/100

Các thông số kỹ thuật khác:

Bảng 1.2: Bảng thông số kỹ thuật khác

Thông số kỹ thuật	Giá trị
Phanh trước/sau	Đĩa/Đĩa
Trợ lực lái	Điện
Kiểu lái	Trợ lực điện từ
Thông số lốp	185/65/R15
Cỡ mâm (inch)	15
Số chỗ ngồi	5
Hệ thống dẫn động	Cầu trước (FWD)
Hệ thống treo trước	Mcpherson (Độc lập)
Hệ thống treo sau	Thanh cân bằng
Số túi khí	2
Tiêu chuẩn khí thải	EURO 4
Loại nhiên liệu	Xăng

Chương 2: TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG LÁI TRÊN XE HYUNDAI ACCENT 2024

2.1. Nhiệm vụ, yêu cầu, phân loại

Qua hình 2.1 ta thấy được tổng quan hệ thống lái trên ô tô:



Hình 2.1: Tổng quan hệ thống lái trên ô tô

2.1.1. Nhiệm vụ

Hệ thống lái trên ô tô có nhiệm vụ giúp ô tô duy trì sự ổn định, giữ đúng hướng chuyển động hoặc thay đổi hướng chuyển động theo ý muốn của người lái khi cần thiết và đảm bảo cho tâm quay của các bánh xe khớp với động học quay vòng ô tô để hạn chế mài mòn bánh xe khi quay vòng.

Bên cạnh đó, các hệ thống lái hiện đại thường được trang bị trợ lực (ví dụ: trợ lực điện hoặc trợ lực thủy lực) để giảm lực cần thiết để xoay vô lăng, giúp người lái điều khiển xe dễ dàng hơn, đặc biệt ở tốc độ thấp hoặc khi đỗ xe.

Có thể thay đổi hướng chuyển động bằng các cách như sau:

- Thay đổi phương chuyển động của bánh xe dẫn hướng
- Thay đổi mô men xoắn ở bánh sau chủ động
- Kết hợp đồng thời cả hai phương pháp trên

Hệ thống lái có công dụng như: Hệ thống lái của xe có chức năng điều khiển quỹ đạo chuyển động của xe. Việc điều khiển quỹ đạo chuyển động của xe có thể là duy trì phương chuyển động hoặc thay đổi phương chuyển động hiện tại của xe. Và một hệ thống lái tốt sẽ cung cấp cho người lái một "cảm giác" về mặt đường và phản ứng của xe, giúp họ đưa ra các quyết định lái xe chính xác hơn.

2.1.2. Yêu cầu

Một hệ thống lái tốt thì cần phải đáp ứng các yêu cầu sau:

- Đảm bảo tính cơ động cao: Xe có thể quay vòng ô tô thật ngoặt trong một thời gian rất ngắn trên một diện tích nhỏ. Hệ thống lái phải phản ứng chính xác với các thao tác của người lái, đảm bảo xe đi đúng hướng mong muốn.

- Điều khiển lái phải nhẹ nhàng thuận tiện. Lực điều khiển lớn nhất có tác dụng lên vô lăng (Plvmax) được quy định theo tiêu chuẩn quốc gia hay tiêu chuẩn ngành:

 - + Đối với xe du lịch và tải trọng nhỏ thì Plvmax không lớn hơn 150-200 N.

 - + Đảm bảo sự tỷ lệ giữa lực tác dụng lên vô lăng và mô men quay các bánh xe dẫn hướng để đảm bảo cảm giác đường cũng như sự tương ứng động học giữa góc quay của vô lăng và của bánh dẫn hướng.

- Tránh được các va đập từ bánh dẫn hướng truyền lên vô lăng khi chạy trên đường xấu hoặc vướng chướng ngại vật.

- Động học quay vòng phải đúng để các bánh xe không bị trượt bánh khi quay vòng gây mòn lốp, tiêu hao công suất vô ích và giảm tính ổn định của xe.

- Giữ được chuyển động thẳng ổn định, phải có độ tin cậy trong suốt thời gian sử dụng của xe và có khả năng hồi vị tốt. Để đảm bảo yêu cầu này thì hành trình tự do của vô lăng tức là khe hở trong hệ thống lái khi vô lăng ở vị trí trung gian tương ứng với chuyển động thẳng phải nhỏ (không lớn hơn 15 độ khi có trợ lực và không lớn hơn 5 độ khi không có trợ lực). Hơn nữa, các bánh dẫn hướng phải có tính ổn định tốt và không có hiện tượng tự dao động các bánh dẫn hướng trong mọi điều kiện làm việc và mọi chế độ chuyển động.

2.1.3. Phân loại

Tùy thuộc vào yếu tố căn cứ để phân loại, hệ thống lái được chia thành các loại sau:

- Theo cách bố trí vô lăng:
 - + Hệ thống lái với vành lái bố trí bên trái (theo chiều chuyển động của ô tô) được dùng trên ô tô của các nước có luật đi đường bên phải như ở Việt Nam và một số các nước khác.



Hình 2.2: Hệ thống lái có vành lái bên trái

- + Hệ thống lái với vành lái bố trí bên phải (theo chiều chuyển động của ô tô) được dùng trên ô tô của các nước có luật đi đường bên trái như ở Anh, Nhật, Thủy Điển,...



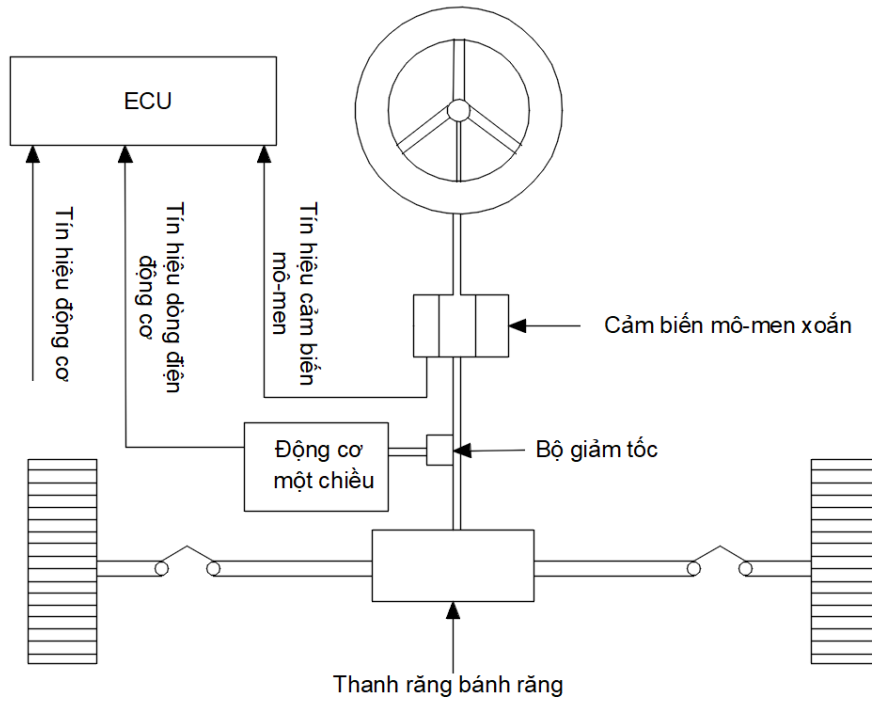
Hình 2.3: Hệ thống lái có vành lái bên phải

- Theo số lượng cầu dẫn hướng:
 - + Hệ thống lái với các bánh dẫn hướng ở cầu trước.
 - + Hệ thống lái với các bánh dẫn hướng ở cầu sau.
 - + Hệ thống lái với các bánh dẫn hướng ở tất cả các cầu.
- Theo kết cấu của cơ cấu lái:
 - + Cơ cấu lái loại trục vít - bánh vít.
 - + Cơ cấu lái loại trục vít - con lăn.
 - + Cơ cấu lái loại trục vít - cung răng.
 - + Cơ cấu lái loại trục vít - chốt quay.
 - + Cơ cấu lái loại trục vít - thanh răng.
 - + Cơ cấu lái loại liên hợp (gồm trục vít - liên hợp - thanh răng - cung răng).
- Theo đặc tính truyền lực:
 - + Hệ thống lái cơ khí.
 - + Hệ thống lái có trợ lực.
- Theo các loại trợ lực của hệ thống lái
 - + Cường hóa thủy lực.
 - + Cường hóa khí (khí nén hoặc chân không).
 - + Cường hóa điện.
 - + Cường hóa cơ khí.

2.2. Giới thiệu về hệ thống lái trợ lực điện

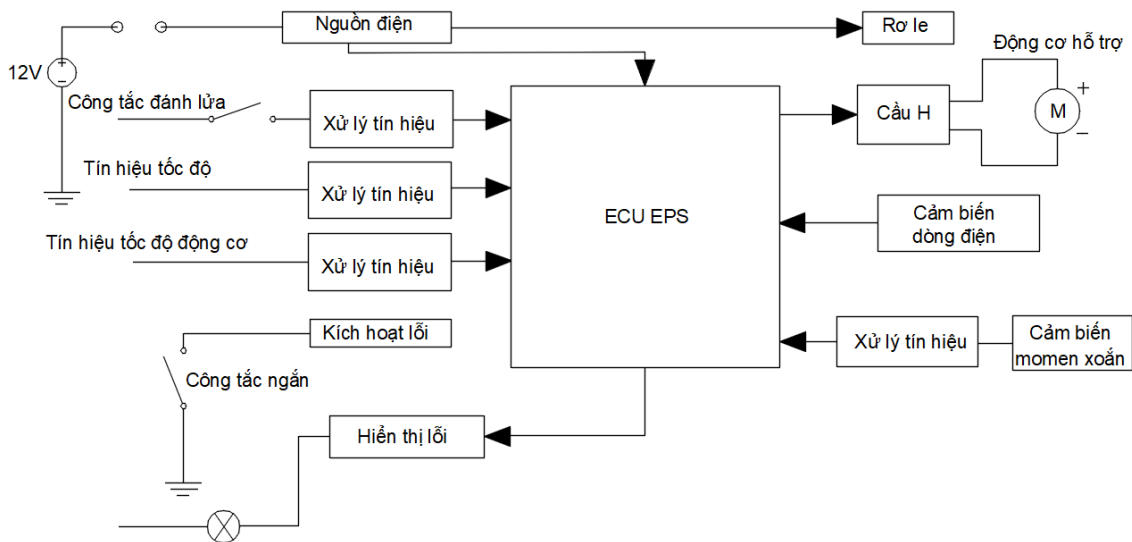
Hệ thống lái trợ lực điện (EPS) là một công nghệ hiện đại được sử dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp ô tô để cung cấp lực trợ lực cho hệ thống lái, giúp người lái điều khiển xe dễ dàng hơn, đặc biệt ở tốc độ thấp và trong các tình huống đỗ xe. EPS thay thế hệ thống trợ lực lái thủy lực (HPS) truyền thống, mang lại nhiều ưu điểm vượt trội.

Để thấy được chi tiết hơn về hệ thống lái trợ lực điện này. Hình 2.4 bên dưới mô tả tổng quan hệ thống lái trợ lực điện.



Hình 2.4: Sơ đồ tổng quan hệ thống lái trợ lực điện

Đi sâu hơn vào hệ thống lái là mạch điều khiển của hệ thống lái trợ lực điện được thể hiện hình 2.5 bên dưới:

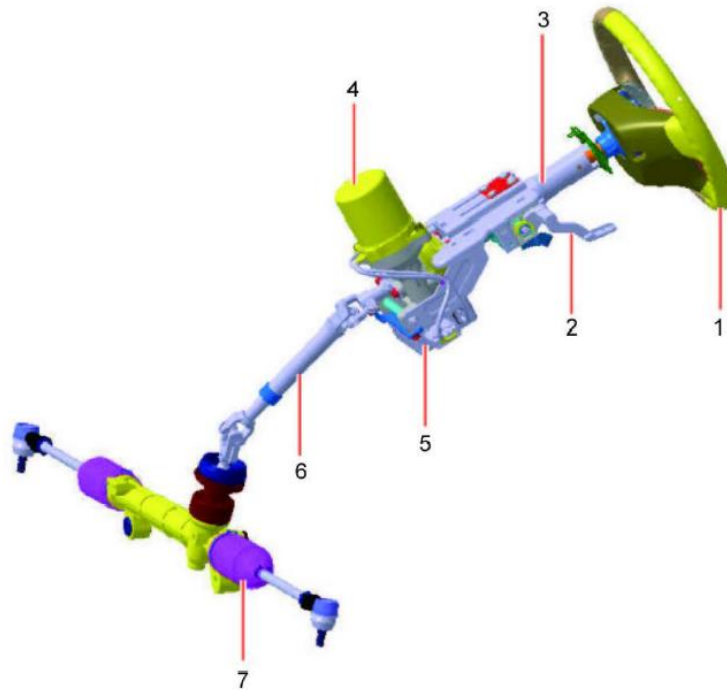


Hình 2.5: Sơ đồ điều khiển của hệ thống lái trợ lực điện

2.3. Cấu tạo, nguyên lý làm việc và các thông số cơ bản của hệ thống lái trợ lực điện

2.3.1. Cấu tạo

Hệ thống lái trợ lực điện gồm các bộ phận chính như sau:



Hình 2.6: Sơ đồ bố trí hệ thống lái

1: Vô lăng, 2: Cần gạt nghiêng vô lăng, 3: Trụ cột, 4: Động cơ trợ lực, 5: ECU, 6: Trụ dưới, 7: Hộp số lái

- Vành tay lái (Vô lăng):

+ Cấu tạo: Vành tay lái có cấu tạo tương đối giống nhau trên các xe ô tô, gồm một vành hình tròn lõi thép bên ngoài được bọc bằng vật liệu nhựa hoặc da, được ghép với trụ lái bằng then hoa, ren và đai ốc. Bên trong vành lái thường được bố trí một vài nan hoa.

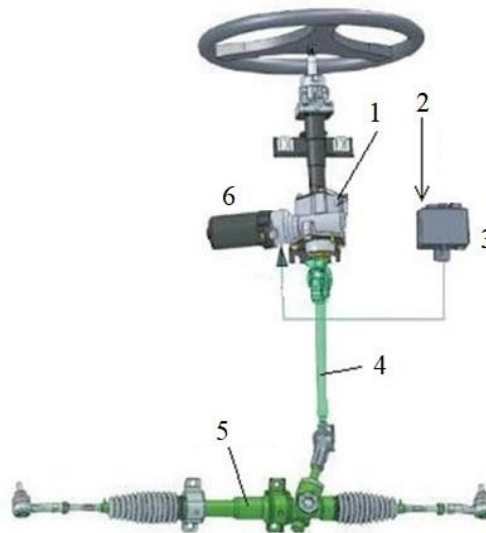
+ Nhiệm vụ: Là nơi tiếp nhận lực quay từ người lái rồi truyền cho trục lái, bên cạnh đó vành lái là nơi được trang bị các bộ phận khác như: công tắc còi, các công tắc tín hiệu, túi khí an toàn, ...



Hình 2.7: Vòng tay lái

- Trục lái:

+ Cấu tạo: Trục lái đơn giản chỉ bao gồm trục lái và các bộ phận bao che trục lái, bộ phận này gồm 1 đoạn trục và liên kết với trục đầu vào của hộp số bằng khớp nối kiểu cardan. Ngoài ra trục lái là nơi lắp đặt các bộ phận khác như: cần điều khiển đèn, cần điều khiển gạt nước, cần điều khiển hộp số, hệ thống dây điện và các đầu nối điện. các cảm biến liên quan đến hệ thống lái như: cảm biến góc lái.



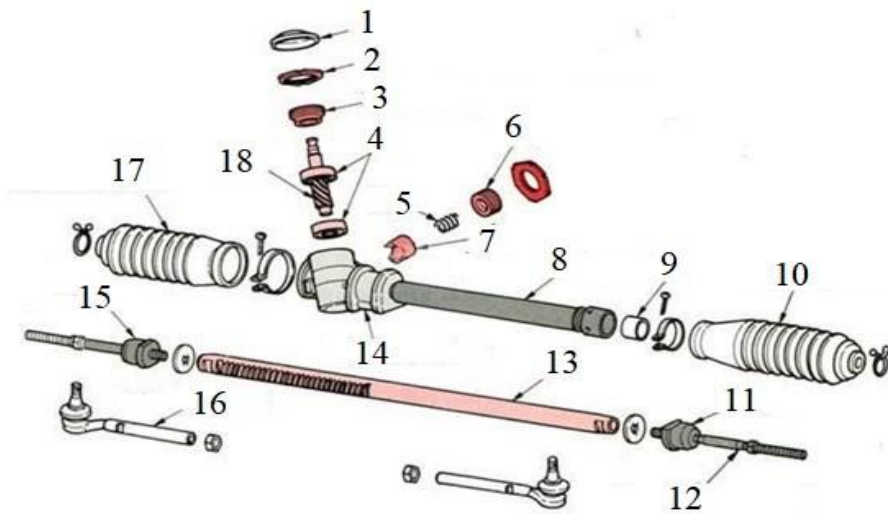
Hình 2.8: Trục lái

1: Cảm biến mô men xoắn, 2: Cảm biến vận tốc bánh xe, 3: ECU, 4: Trục lái, 5: Thước lái, 6: Motor điện trợ lực.

+ Nhiệm vụ: Trục lái nhận mô men từ vành lái sau đó truyền đến cơ cấu lái. Trục lái trên xe này cho phép thay đổi góc nghiêng của vành tay lái hoặc cho phép trục lái chùn lại trong trường hợp xảy ra tai nạn, giảm chấn thương cho người lái.

- Thanh Truyền Động Lái (Thước lái):

+ Cấu tạo: Thước lái được cấu tạo gồm một trục vít ăn khớp với thanh răng. Truyền chuyển động từ hộp số lái đến các bánh xe dẫn hướng, bao gồm cả rotuyn lái (bộ phận nối hộp số lái với moay ơ bánh xe) và thanh dẫn hướng.



Hình 2.9: Cấu tạo của thước lái

1: Chụp chắn bụi, 2: Êcu hãm, 3: Êcu điều chỉnh vòng bi bánh răng, 4: Vòng bi, 5: Lò xo, 6: Nắp chắn bụi, 7: Dẫn hướng, 8: Ống bao thanh răng, 9: Bạc, 10: Cao su chắn bụi, 11: Khớp cầu, 12: Thanh nối thanh răng, 13: Thanh răng, 14: Vỏ cơ cấu lái, 15: Rotuyn lái trong, 16: Rotuyn lái ngoài, 17: Cao su chắn bụi, 18: Trục vít.

+ Nhiệm vụ: Khi người lái xoay vô lăng làm trục vít quay theo, trục vít ăn khớp với thanh răng nên làm cho thanh răng di chuyển sang trái hoặc phải. Để kết hợp thước lái với moay-ơ bánh xe, người ta bố trí thêm các khớp cầu hay còn gọi là rotuyn, và mỗi thước lái gồm một cặp rotuyn lái trong và rotuyn lái ngoài. Các rotuyn và thanh răng tạo thành một hệ dẫn động lái có hình thang lái.

- Cảm biến góc lái:

+ Nhiệm vụ: Đo góc xoay của vô lăng và gửi thông tin đến bộ điều khiển. Thông tin này giúp ECU xác định hướng và mức độ xoay mà người lái mong muốn. Cảm biến tốc độ xe:

+ Cung cấp thông tin về tốc độ của xe cho ECU. ECU sử dụng thông tin này để điều chỉnh mức độ trợ lực, giảm trợ lực ở tốc độ cao để tăng cảm giác lái và tăng trợ lực ở tốc độ thấp để dễ dàng đỗ xe.

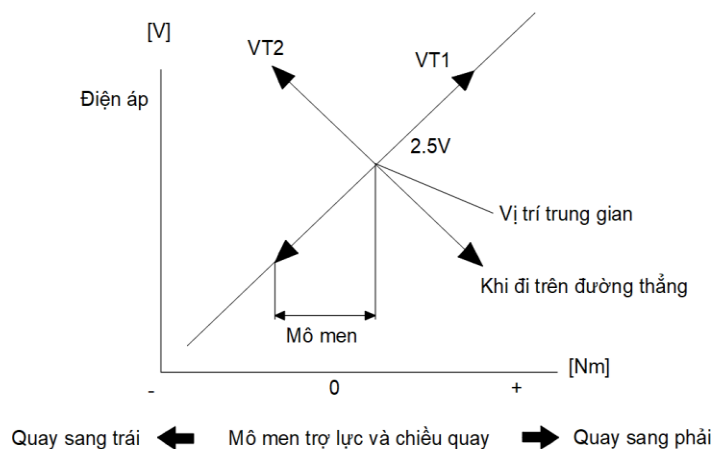


Hình 2.10: Cấu tạo cảm biến góc lái

- Cảm biến mô-men xoắn:

+ Cấu tạo: Trục sơ cấp và trục thứ cấp được nối bằng một thanh xoắn. Các vòng phát hiện có cuộn dây phát hiện kiểu không tiếp xúc trên vòng ngoài để hình thành một mạch kích thích.

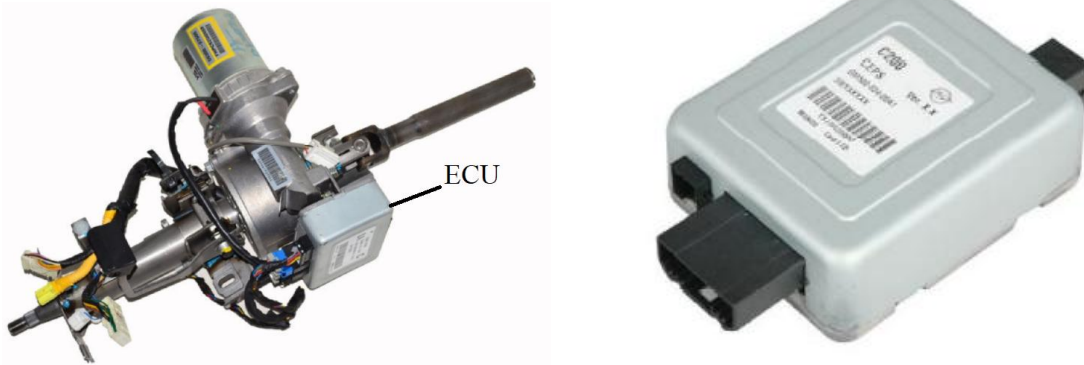
+ Nhiệm vụ: Khi tạo ra mô-men lái thanh xoắn bị xoắn tạo độ lệch pha giữa vòng phát hiện 2 và 3. Dựa trên độ lệch pha này, một tín hiệu tỷ lệ với mô men vào được đưa tới ECU. ECU tính toán mức độ mô men trợ lực cho tốc độ xe và dẫn động động cơ điện.



Hình 2.11: Đặc tính cảm biến mô-men xoắn

- Bộ Điều Khiển (ECU):

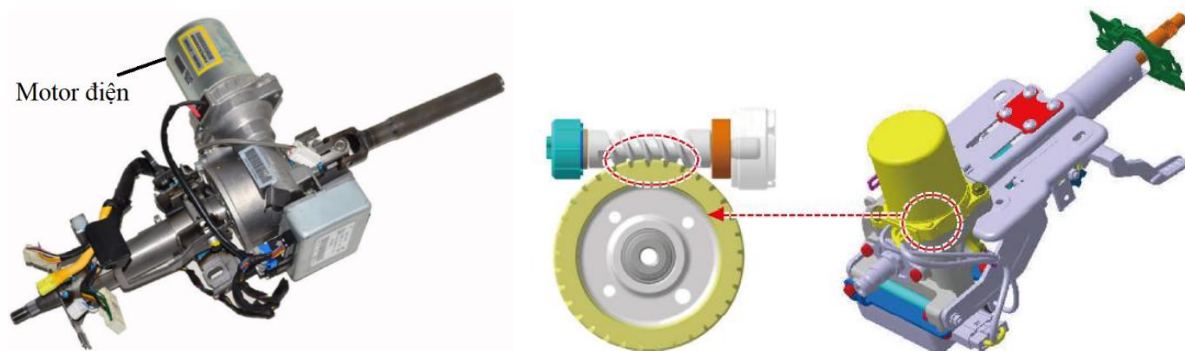
+ Nhiệm vụ: Nhận tín hiệu từ cảm biến góc lái, cảm biến mô-men xoắn, và cảm biến tốc độ xe. Dựa vào các thông tin tín hiệu này ECU xử lý thông tin và điều khiển motor điện để cung cấp mức độ dòng điện trợ lực phù hợp cho trợ lực lái rồi truyền tin cho bộ phận DC để tạo ra trợ lực cho vô lăng.



Hình 2.12: Bộ điều khiển hệ thống lái trợ lực

- Motor Điện :

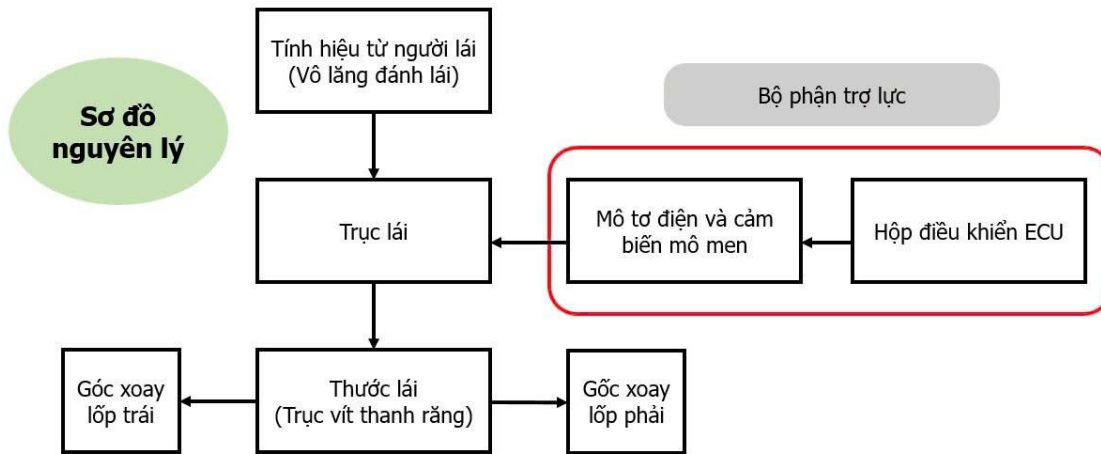
+ Nhiệm vụ: Motor điện sử dụng động cơ điện một chiều DC được đặt trên trục lái nhận tín hiệu từ bộ phận điều khiển sau đó tạo lực tùy dựa trên tín hiệu từ bộ phận điều khiển để tác động trực tiếp vào bộ phận đánh lái giúp giảm lực cần thiết khi xoay vô lăng.



Hình 2.13: Motor trợ lực điện

2.3.2. Nguyên lý làm việc của hệ thống lái

Hệ thống lái trợ lực điện hoạt động với nguyên lý như sau:



Hình 2.14: Sơ đồ nguyên lý của hệ thống lái trợ lực điện

Khi xe chuyển động thẳng, vành lái nằm ổn định ở vị trí trung gian, các cơ cấu được bố trí để các bánh xe dẫn hướng nằm ở vị trí đi thẳng theo phương chuyển động của ô tô. Khi ta quay vành lái sang bên phải: thông qua trục lái và cơ cấu lái, đầu đòn quay đứng chuyển về phía sau, qua đòn kéo dọc làm quay đòn quay ngang và ngồng trục, kéo bánh xe dẫn hướng bên trái sang bên phải. Đồng thời dưới tác dụng của hình thang lái làm bánh xe bên phải cũng quay theo. Ô tô quay vòng sang bên phải. Khi ta quay vành lái sang bên trái: Thông qua vành lái và cơ cấu lái, đầu đòn quay đứng dịch chuyển về phía trước, tương tự như trên các bánh xe dẫn hướng dịch chuyển sang trái.

2.3.3. Các thông số cơ bản của hệ thống lái

2.3.2.1. Tỷ số truyền của hệ thống lái

Hệ thống lái là một loại cơ cấu truyền chuyển động từ vành tay lái đến đòn chuyển hướng tại bánh xe dẫn hướng. Trong phạm vi hệ thống lái có thể phân biệt các tỷ số truyền sau:

- Tỷ số truyền của hộp số lái (I_{L1})

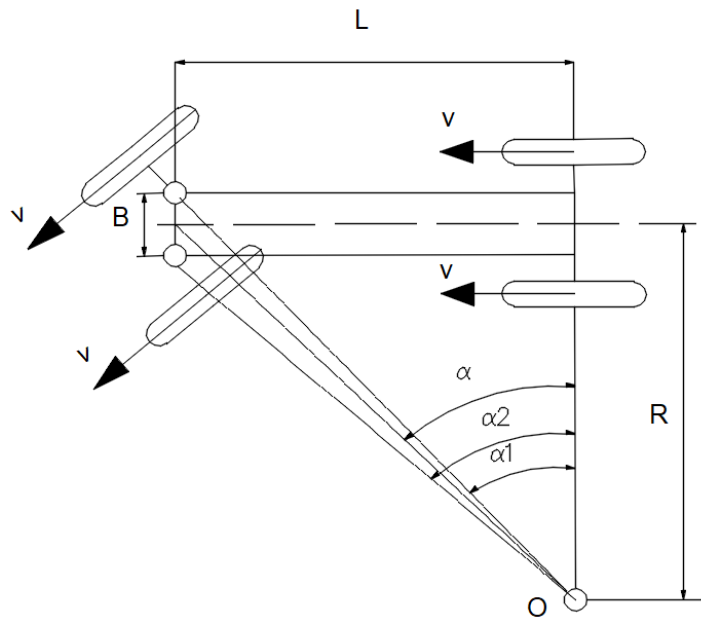
Là tỷ số truyền của góc quay của vành tay lái chia cho góc quay của đòn lắc chuyển hướng. Tỷ số truyền của hộp số lái có thể có trị số cố định hoặc có thể tăng hoặc giảm khi vành tay lái được quay khỏi vị trí trung gian.

- Giai đoạn 1: Xe bắt đầu đi vào đường vòng – đặc trưng bằng bán kính quay vòng giảm dần
- Giai đoạn 2: Xe quay vòng đều – đặc trưng bằng bán kính quay vòng không đổi
- Giai đoạn 3: Xe đi qua khỏi đường vòng – đặc trưng bằng bán kính quay vòng tăng dần và ở cuối giai đoạn này thì xe trở lại trạng thái chuyển động thẳng

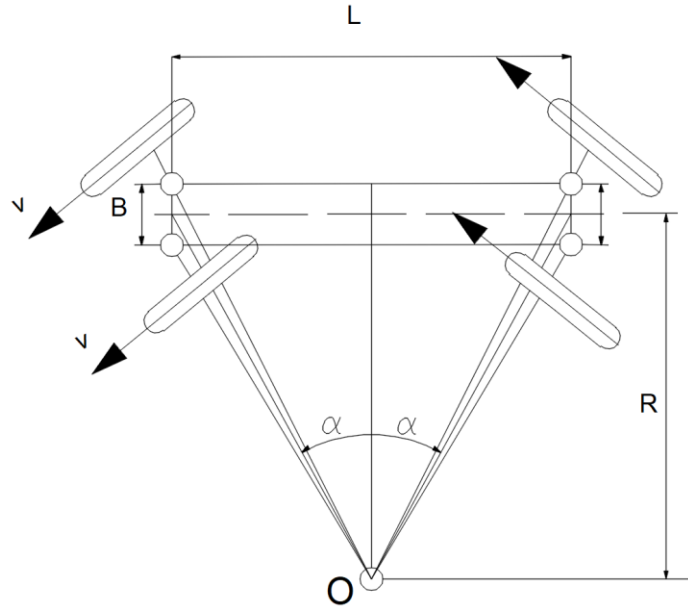
Trong trường hợp này ta chỉ khảo sát động học và động lực học quay đều của xe với bán kính quay vòng và vận tốc quay vòng.

Kết quả nghiên cứu chuyển động của các vật rắn cho thấy rằng, để các bánh xe ô tô không bị trượt khi quay vòng thì các đường thẳng đi qua trục các bánh xe phải cắt nhau tại một điểm. Điểm này được gọi là tâm quay vòng tức thời của xe (điểm O).

- Đối với xe hai cầu, trong đó cầu trước là dẫn hướng để tất cả các bánh xe không trượt khi quay vòng thì tâm quay vòng O của xe phải nằm trên đường tâm của cầu sau.
- Đối với xe ba cầu, trong đó chỉ có một cầu trước là dẫn hướng thì các bánh xe ở cầu giữa sẽ bị trượt khi quay vòng do các vector vận tốc của các bánh xe này không nằm trong mặt phẳng lăn của chúng.



Hình 2.16: Sơ đồ động học của xe ô tô



Hình 2.17: Sơ đồ động học của xe ô tô

- Muốn cho tất cả các bánh xe của xe ba cầu không bị trượt khi quay vòng thì xe phải có ít nhất hai cầu dẫn hướng. Trong trường hợp tổng quát nếu xe có n cầu thì điều kiện cần để tất cả các bánh xe không bị trượt khi quay vòng là số lượng cầu chủ động phải bằng $n-1$

Trong đó: α_1, α_2 : Góc quay của các bánh xe dẫn hướng phía ngoài và phải trong

B: Khoảng cách giữa hai đường tâm trục

L: Chiều dài cơ sở của xe

R: Bán kính quay vòng

2.3.2.3. Góc đặt bánh xe

a. Góc doãng (góc camber)

Góc doãng là góc bánh xe nghiêng về bên phải hay nghiêng về đối với đường thẳng góc so với mặt đường. Nếu đầu trên bánh xe nghiêng ra gọi là góc doãng dương. Nếu đầu bánh xe nghiêng vào phải trong xe gọi là góc doãng âm. Số đo được tính bằng độ và gọi là góc doãng của bánh xe trước.



Hình 2.18: Góc doãng của xe

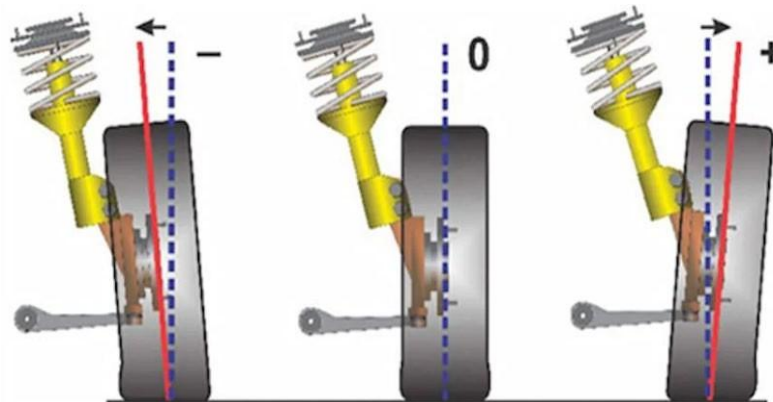
1: Góc camber âm, 2: Góc camber dương.

- Tác dụng của góc doãng dương:

+ Giảm tải theo phương thẳng đứng: Nếu góc doãng bằng không tải trọng tác dụng lên trục sẽ đặt vào giao điểm giữa đường tâm lốp và trục. Nó dễ làm trục hay cam quay bị cong. Việc đặt góc doãng dương sẽ làm tải tác dụng vào phía trong của trục, ký hiệu F , giảm lực tác dụng lên trục và cam quay.

+ Ngăn ngừa sự tuột bánh xe: Phản lực F có độ lớn bằng tải trọng xe, tác dụng lên bánh xe theo phương vuông góc với mặt đường. F được phân tích thành F_1 vuông góc với đường tâm trục và F_2 song song với đường tâm trục. Lực F_2 đẩy bánh xe vào trong ngăn cản bánh xe tụt khỏi trục. Vì vậy ổ bi trong làm lớn hơn ổ bi ngoài để chịu tải trọng này.

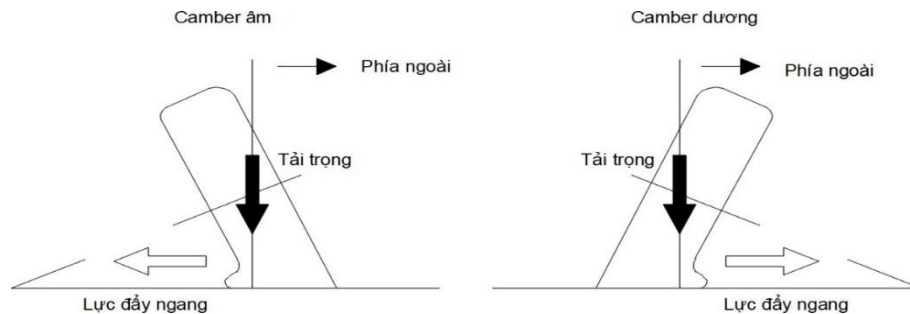
+ Giảm lực đánh tay lái: Khi bánh xe quay sang phải hay trái quanh trục quay đứng với khoảng lệch là bán kính. Khoảng lệch lớn sẽ sinh ra momen lớn quanh trục quay đứng do sự cản lăn của lốp, vì vậy làm tăng lực đánh tay lái. Do đó khi khoảng cách này nhỏ thì giảm lực đánh tay lái.



Hình 2.19: Tác dụng của góc doãng dương

- Tác dụng của góc doãng âm

Khi tải thẳng đứng có tác dụng lên lốp có đặt góc doãng, lốp có xu hướng lún xuống. Tuy nhiên do bị chặn bởi mặt đường nên gao lốp sẽ bị biến dạng, lúc đó tính đàn hồi của lốp sẽ chống lại sự biến dạng này và vì vậy tác dụng lên mặt đường theo hướng A. Kết quả là đường sinh ra phản lực B gọi là lực camber. Lực camber tăng cùng với sự tăng góc nghiêng với mặt đường cũng như khi tăng tải.



Hình 2.20: Tác dụng của góc doãng âm

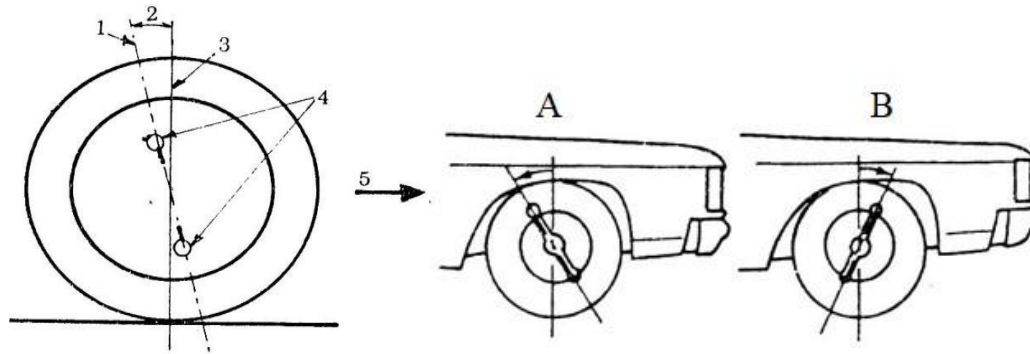
Khi quay vòng lực camber ở bánh xe phía ngoài có tác dụng giảm lực quay vòng do tăng góc doãng dương. Lực ly tâm làm nghiêng xe đang chạy vòng do tác động của các lò xo của hệ thống treo, dẫn đến thay đổi góc doãng. Ở một số xe đã tạo ra một chút góc doãng âm do xe khi chuyển động thẳng do đó sẽ giảm được góc doãng dương khi quay vòng, giảm lực camber và đạt lực quay vòng tối ưu.

Góc doãng cũng có thể bằng không. Lý do chính để đặt góc doãng bằng không là để ngăn cản sự mòn không đều của lốp. Cả góc doãng dương hay âm đều làm mòn lốp nhanh. Điều này dễ hiểu khi lốp đặt nghiêng trên đường, tải trọng sẽ tập trung một bên lốp.

b. Góc nghiêng dọc (góc caster)

- Khái niệm:

Góc nghiêng dọc là sự nghiêng về phía trước hoặc phía sau của trục xoay so với đường thẳng góc với mặt đường. Nếu đầu trên trục xoay nghiêng ra phía sau bánh xe ta có độ nghiêng dọc dương. Nếu đầu trên trục xoay nghiêng ra phía trước bánh xe ta có độ nghiêng dọc âm. Nói cách khác nếu khớp nối hình cầu phía trên nằm phía sau đường thẳng góc với mặt đường, ta có độ nghiêng dọc dương, nếu khớp nối hình cầu trên và dưới cùng nằm trên đường thẳng đứng thì ta có góc nghiêng dọc của trục xoay là số không.



Hình 2.21: Góc nghiêng dọc

1: Đường tim trục xoay, 2: Góc nghiêng dọc caster dương, 3: Đường thẳng góc mặt đất, 4: Khớp hình cầu, 5: Hướng xe đi.

A: Positive caster, B: Negative caster.

- Ảnh hưởng của góc nghiêng dọc:

+ Ổn định chạy thẳng: Góc nghiêng dọc dương có khả năng giữ cho hai bánh xe dẫn hướng tiến thẳng ổn định. Nó giúp chống trả lại các khuynh hướng làm cho xe bị dạt qua phía này hay phía kia, lệch ra khỏi vị trí hướng thẳng trong khi di chuyển.

+ Làm tăng khả năng quay trở lại của hai bánh xe dẫn hướng. Góc nghiêng dọc dương làm tăng khả năng quay trở lại vị trí hướng thẳng của hai bánh xe dẫn hướng khi xe qua khúc quay.

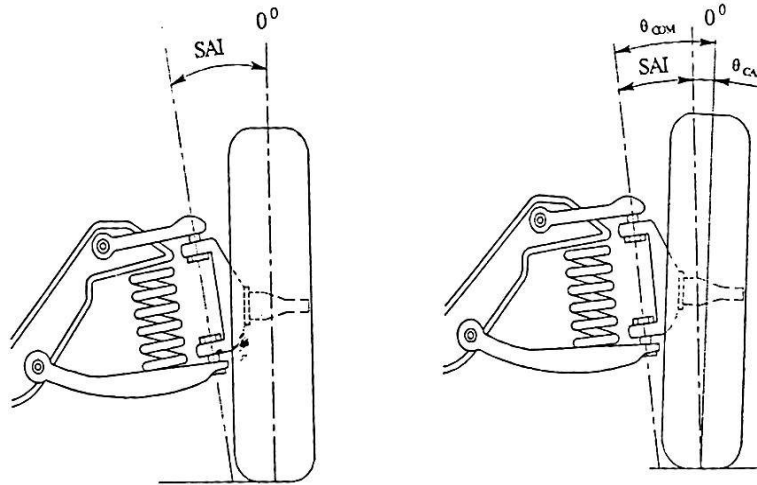
+ Góc nghiêng dọc dương đến bánh xe và thân xe: Với góc nghiêng dọc dương cho cả hai bánh xe trước, thân sẽ dạt ra ngoài khúc quanh. Đối với trường hợp nghiêng dọc dương, khi lái xe về bên phải, mép trái của xe sụm xuống trong lúc mép phải của xe lại nhấc lên cao làm cho xe dạt ra ngoài vòng quay. Đặc tính này không làm thỏa mãn được sự an toàn của xe khi qua đoạn đường xong, vì nó cộng hưởng thêm lực ly tâm rất dễ lật xe.

+ Góc nghiêng dọc âm đến bánh xe và thân xe: Nếu cả hai bánh trước đều có góc nghiêng dọc âm thì thân xe sẽ dạt vào phía trong vòng quay. Đối với trường hợp nghiêng dọc âm, khi lái xe về bên phải, mép trái của xe được nâng lên trong lúc mép bên phải của xe sụm xuống. Có nghĩa là thân xe dạt vào phía trong của vòng quay, động tác này chống trả lại với lực ly tâm muốn đẩy xe ra ngoài của vòng quay. Kiểu thiết kế này tạo được an toàn cho xe khi vòng qua một khúc cua với vận tốc lớn, nhất là với ô tô trên cao tốc.

c. Góc nghiêng ngang của chốt chuyển hướng (góc kingpin)

- Khái niệm: Góc nghiêng ngang của chốt chuyển hướng còn gọi là góc nghiêng ngang vào chốt trục xoay, là góc đo giữa trục xoay và đường thẳng góc với mặt đường khi ta nhìn vào đầu xe.

- Tác dụng của góc nghiêng ngang:



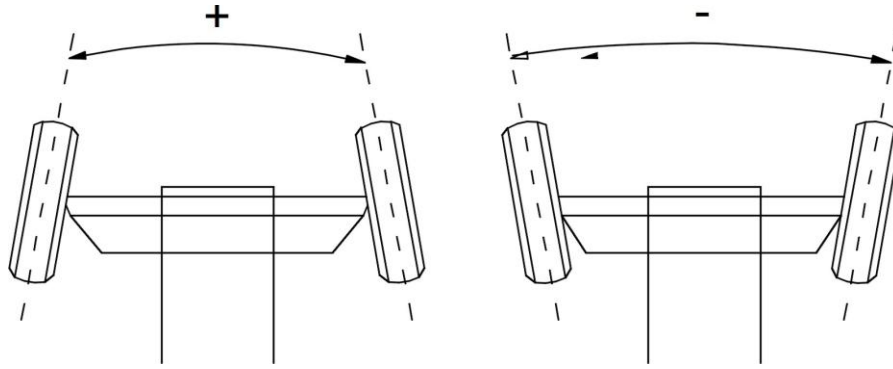
Hình 2.22: Góc nghiêng ngang của chốt chuyển hướng

+ Giảm lực đánh tay lái: Khi bánh xe quay sáng phải và sáng trái quanh trục xoay đứng bới khoảng lệch là bán kính. Khoảng lệch lớn sẽ sinh ra mômen lớn quanh trục xoay đứng do sự cản lăn của lốp, vì vậy I_{maf} tăng lực tay lái.

+ Giảm lực nảy ngược và kéo lệch sang một phía: : Nếu khoảng lệch quá lớn, phản lực tác dụng lên các bánh xe khi xe đang chuyển động hay phanh sẽ sinh ra một momen quanh trục xoay đứng, làm cho bánh xe bị kéo sang phía có phản lực lớn hơn. Cũng như những va đập từ mặt đường tác dụng lên bánh xe sẽ làm cho vô lăng bị giật thành linh hay đẩy ngược. Momen này tỷ lệ thuận với độ lớn của khoảng lệch. Khoảng lệch gần bằng không, momen nhỏ hơn sẽ sinh ra quanh trục xoay đứng khi tác dụng lên bánh xe và vô lăng sẽ chịu ảnh hưởng ít hơn bởi lực phanh tay và đập từ mặt đường.

d. Độ chụm đầu

- Khái niệm: Khi phía trước của hai bánh xe gần nhau hơn phía sau của hai bánh xe khi nhìn từ trên xuống thì gọi là độ chụm đầu.



Hình 2.23: Độ chụm đầu

- Tác dụng của độ chụm đầu: Độ chụm đầu bảo đảm cho hai bánh xe dẫn hướng song song nhau khi lăn trên mặt đường, nhờ vậy ổn định được việc lái xe, tránh tình trạng rê ngang và giúp vỏ xe mòn đều. Độ chụm đầu của hai bánh xe trước còn có tác dụng bù trừ vào độ võng nhỏ của hệ thống treo khi phóng tới. Độ võng này phát sinh do lực cản của mặt đường. Nói tóm lại mặc dầu hai bánh xe trước được chỉnh tùm đầu, nhưng đến khi lăn, bánh chúng sẽ trở nên song song với nhau

e. Góc quay vòng

Khi hai bánh trước của ô tô được bẻ lái để quẹo trái hoặc phải thì bánh xe bên trong đánh một vòng cung ngắn hơn bánh xe bên ngoài. Đường tâm bánh xe bên trong tạo với đường tâm cầu sau một góc lớn hơn góc mà đường tâm của bánh xe bên ngoài tạo với đường tâm cầu sau. Đặc tính này làm cho bánh xe bên trong có độ bệch lớn hơn của bánh xe bên ngoài. Nhờ vậy các bánh xe không bị rê ngang.

2.4. Ưu điểm, nhược điểm và cách bảo dưỡng hệ thống lái trợ lực điện

2.4.1. Ưu điểm:

- Về kinh tế:
 - + Có giá thành rẻ hơn hệ thống lái trợ lực thủy lực, có độ nhạy cao.
 - + Khối lượng của hệ thống lái trợ lực điện nhẹ hơn hệ thống lái thủy lực và đặc biệt là nó chỉ hoạt động, tiêu hao công suất khi việc lái xảy ra, lái nhiều thì nó hoạt động nhiều, lái ít thì nó hoạt động ít. Không như hệ thống lái trợ lực bằng thủy lực bơm dầu làm việc liên tục kể từ thời điểm máy nổ và tiêu hao đáng kể một phần công suất động cơ, ở những xe con thông thường mức tiết kiệm nhiên liệu do sử dụng hệ thống lái trợ lực điện giúp tiết kiệm khoảng 0,2 L/100 Km.

- Về sửa chữa: bảo dưỡng đơn giản hơn vì các bộ phận. Các bộ phận của hệ thống lái trợ lực điện chủ yếu nằm trên trục lái, chiếm ít chỗ và dễ kiểm tra hơn rất nhiều so với các bộ phận của hệ thống lái trợ lực bằng thủy lực. Đối với hệ thống trợ lực lái thủy lực thì việc tháo lắp bơm dầu và hệ thống phân phối dầu trợ lực là rất khó khăn do chúng nằm liền với cơ cấu lái ở các vị trí rất khó kiểm tra.

- Về độ tin cậy: đảm bảo trợ lực chính xác và nhẹ nhàng cho việc lái nhưng không làm mất cảm giác lái cho tài xế. Giúp tài xế có cảm giác nhẹ nhàng hơn khi xe chạy ở tốc độ thấp và thật hơn khi xe chạy ở tốc độ cao

2.4.2. Nhược điểm:

- Tuy có nhiều ưu điểm so với hệ thống trợ lực lái thủy lực, nhưng hệ thống trợ lực lái điện lại có một vài điểm gây bất lợi cho người dùng. Cụ thể, khi xe chạy đến các khúc cua thì dù người lái đã ngắt điện toàn động cơ nhưng phải mất một thời gian thì động cơ mới có thể ngừng chạy.

- Cùng với đó, do việc sử dụng công nghệ kiểm soát điện tử và lập trình khá tinh vi, nên đôi khi hệ thống này khiến vô-lăng trở nên quá nhẹ. Người lái như không còn cảm giác cầm lái và thậm chí còn có thể cảm nhận được tiếng phát ra từ mô-tơ trợ lực.

2.4.3. Bảo dưỡng hệ thống lái:

2.4.3.1. Mục đích của việc bảo dưỡng

Việc bảo dưỡng để đảm bảo các tính năng của xe ở trạng thái tốt nhất có thể, để tránh những hư hỏng nhỏ trở lên lớn hơn trong tương lai để đảm bảo sự an toàn của xe và phù hợp với các quy định về luật lệ của nhà nước. Nhờ việc bảo dưỡng theo định kỳ theo tiêu chuẩn làm cho tuổi thọ của xe tăng, tính kinh tế nhiên liệu tốt hơn, hoạt động tin cậy hơn.

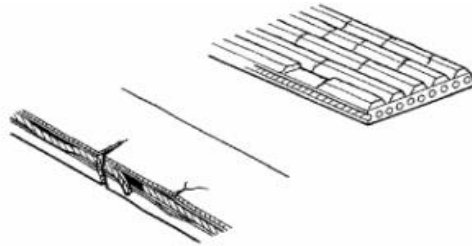
2.4.3.2. Thời điểm tiến hành bảo dưỡng định kỳ

Tùy vào dòng xe khác nhau và hệ thống khác nhau mà có thời gian bảo dưỡng khác nhau, nhưng thường thì sau mỗi 20.000 (km) hay 12 tháng thì tiến hành bảo dưỡng một lần.

2.4.3.1. Các công việc bảo dưỡng

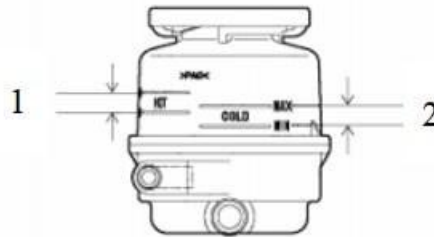
Công việc bao gồm những bước sau đây:

- Bước 1: Kiểm tra đai dẫn động bơm trợ lực lái
 - + Biểu hiện của dây đai khi bị (mòn, trùng, nứt) là tay lái nặng, nổ máy có tiếng rít.
 - + Kiểm tra dây đai bằng mắt xem dây đai có bị quá mòn, xước sọc hay không. Nếu có thì thay thế.



Hình 2.24: Ví dụ về dây đai bị nứt, mòn

- Bước 2: Kiểm tra và bổ sung dầu trợ lực lái
 - + Đỡ xe ở nơi bằng phẳng, tắt máy và kiểm tra dầu trong bình chứa mức dầu nằm trong khoảng min và max (thông thường nằm ở giữa đến vạch max), nếu thiếu thì bổ sung.
 - + Quy trình bổ sung dầu trợ lực lái: Khởi động động cơ để chạy chế độ không tải bổ sung dầu vào bình chứa cho đến vạch max sau đó đánh lái sang trái và sang phải vài lần và kiểm tra lại mức dầu ở bình chứa.

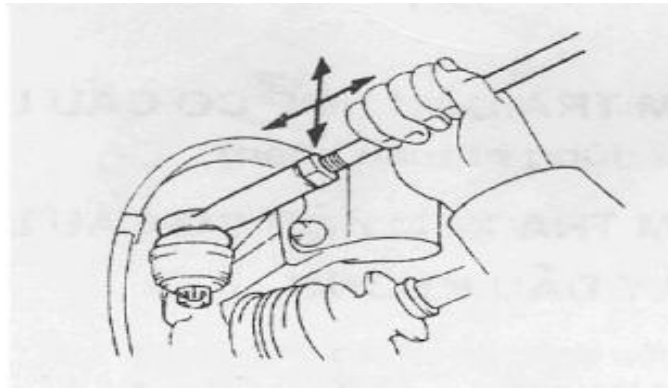


Hình 2.25: Kiểm tra dầu trợ lực lái

1: Vùng nóng, 2: Vùng lạnh.

- Bước 3: Kiểm tra và điều chỉnh độ rơ của hệ thống lái
 - + Xoay bánh về vị trí hướng thẳng rồi xoay nhẹ vô lăng sao cho không làm bánh trước quay khoảng dịch chuyển của vô lăng khi đó được gọi là độ rơ của vô lăng.
 - + Giá trị cho phép không quá 30(mm), nếu độ rơ quá lớn thì ta tiến hành kiểm tra các phần sau:

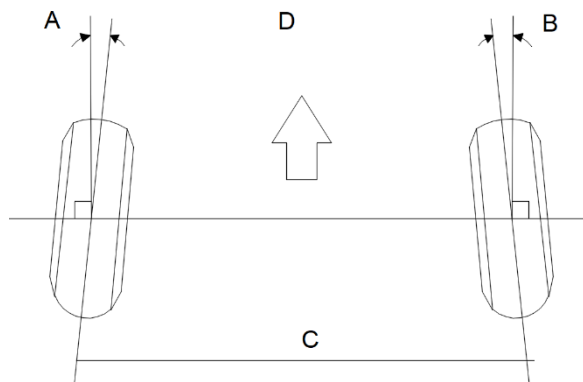
- Kiểm tra độ dư của bánh xe
- Kiểm tra độ rơ của rotuyn lái trong và ngoài



Hình 2.26: Kiểm tra độ rơ của rotuyn

- + Kiểm tra độ rơ của bạc thanh răng:
 - Xiết chặt ốc bắt rotuyn, ốc bắt cơ cấu lái, ốc bánh xe
 - Sửa chữa: Nếu Rotuyn rơ thì thay mới, bạc thanh răng mòn thay mới, bi moay ơ rơ thì thay mới
- Bước 4: Kiểm tra lốp bánh xe trước
 - + Kiểm tra: Cỡ lốp, tình trạng mòn của lốp, áp suất lốp .
 - + Bảo Dưỡng: Xiết chặt ốc lốp, cân bằng động (nếu cần thiết).
 - + Sửa chữa: Thay lốp mới khi sai cỡ lốp, lốp bị mòn hết lớp ma sát .
- Bước 5: Kiểm tra và điều chỉnh độ chụm

Đỗ xe trên nền phẳng, xoay vô lăng để hai bánh trước hướng thẳng đo khoảng cách phía trước và phía sau của hai bánh trước (như hình) C-D=0 đến 2mm. Sai thì điều chỉnh lại.



Hình 2.27: Đo độ chụm bánh xe

- Bước 6: Kiểm tra độ trượt ngang bánh trước



Hình 2.28: Kiểm tra độ trượt ngang bánh trước

Kiểm tra độ trượt ngang bánh trước bằng cách lái xe tiến thẳng về phía trước với tốc độ 20km/h qua máy đo độ trượt ngang và đọc giá trị độ trượt ngang khi hai bánh xe trước vượt qua máy đo khoảng 1-3 mm/m

- Bước 7: Kiểm Tra độ kín khít của hệ thống lái

+ Kiểm tra cao su chắn bụi, rotuyn lái trong và ngoài có bị rách không, nếu có thay thế.

+ Tiến hành bảo dưỡng bằng cách siết chặt ốc và đai ốc bắt rotuyn và bu lông bắt cơ cấu lái và cao su chắn bụi.

+ Sửa chữa, thay mới nếu cao su bị hỏng, ti ô bị thủng, thước bị rơ và phốt bị chảy dầu.

Kết luận:

Hệ thống lái giữ vai trò cực kỳ quan trọng trong việc truyền động từ tay lái đến bánh xe, đảm bảo khả năng điều khiển hướng xe. Trong hệ thống EPS, mô-men đánh lái từ người điều khiển được cảm biến và xử lý qua ECU, từ đó điều khiển mô-tơ điện cung cấp mô-men trợ lực phù hợp.

Cấu trúc EPS gồm các thành phần như: cảm biến mô-men, cảm biến góc quay, bộ điều khiển điện tử ECU, động cơ điện, và hộp cơ khí bánh răng – thanh răng. Nguyên lý hoạt động dựa trên việc cảm biến thu thập tín hiệu từ người lái (góc đánh lái, lực tác dụng), ECU xử lý và điều khiển mô-tơ cung cấp mô-men hỗ trợ phù hợp. Nhờ đó, người

lái không cần dùng nhiều lực khi điều khiển, đặc biệt là ở tốc độ thấp hoặc khi đỗ xe. So với hệ thống trợ lực thủy lực, EPS có nhiều ưu điểm vượt trội như:

- Tiết kiệm nhiên liệu vì không dùng bơm dầu.
- Phản hồi nhanh và chính xác theo điều kiện lái và từng tình huống.
- Dễ dàng tích hợp với các hệ thống an toàn như ESC, ABS.

Chương 3: TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN DỰA TRÊN XE CƠ SỞ HYUNDAI ACCENT 2024

3.1. Tính toán động lực học

Việc tính toán động lực học là nhằm mục đích phân phối tỷ số truyền của cơ cấu lái, làm tăng độ tin cậy cho ô tô khi tham gia giao thông, đồng thời làm phù hợp với tốc độ của ô tô.

3.1.1. Tính mômen cản quay vòng

Lực tác động lên vành tay lái của ô tô sẽ đạt giá trị cực đại khi ta quay vòng ô tô tại chỗ hoặc trên mặt đường nghiêng. Mômen cản quay vòng của bánh xe dẫn hướng được xác định khi ô tô quay vòng trên đường khô và đủ tải. Lúc đó mômen cản quay vòng trên bánh xe dẫn hướng M_c sẽ bằng tổng số của mômen cản chuyển động M_1 , mômen cản M_2 do sự trượt lết bánh xe trên mặt đường và mômen cản M_3 gây nên bởi sự làm ổn định các bánh xe dẫn hướng.

$$M_c = (M_1 + M_2 + M_3) \times \frac{1}{\eta} \quad (3-1)$$

3.1.2. Xác định mômen cản chuyển động M_1 do lực cản lăn gây ra

Mômen cản chuyển động M_1 sinh ra là do trong quá trình quay vòng mômen này gây nên bởi lực cản lăn của bánh xe với mặt đường. Mômen này tác động lên đòn quay, qua cơ cấu lái tác dụng lên vành tay lái. Mômen cản chuyển động quay được xác định theo công thức:

$$M_1 = G_{bx} \cdot f \cdot c \quad (3-2)$$

Trong đó: G_{bx} : Trọng lượng tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng

$$G_{bx} = \frac{G_1}{2} = \frac{960}{2} = 480 \text{ (Kg)} = 4709 \text{ (N)}$$

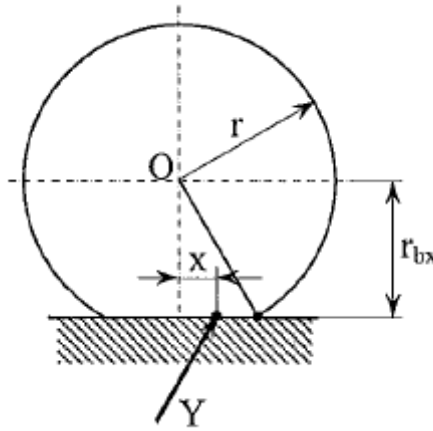
f : Hệ số cản lăn ($f = 0,015$)

c : Chiều dài cánh tay đòn của bánh xe dẫn hướng ($c = 0,03 \text{ mm}$)

Vậy ta có: $M_1 = 4709.0,015.0,03 = 2,119$ (Nm)

3.1.3. Xác định mômen cản quay vòng M_2 do sự trượt lết bánh xe với mặt đường

Khi quay vòng sẽ xuất hiện lực ngang Y tác dụng lên bánh xe, bề mặt tiếp xúc giữa lốp và mặt đường sẽ bị lệch so với trục bánh xe do sự đàn hồi bên của lốp. Tổng hợp các lực thành phần của lực ngang sẽ dịch chuyển về phía sau so với tâm vết tiếp xúc một đoạn là x .



Hình 3.1: Sơ đồ lực ngang tác dụng lên bánh xe khi qua vòng

Giá trị của x thừa nhận bằng 1/4 chiều dài vết tiếp xúc được xác định theo công thức sau:

$$x = 0,5 \cdot \sqrt{r^2 - r_{bx}^2} \quad (3-3)$$

Trong đó: r : Bán kính tự do của bánh xe ($r = 310,75$ mm)

r_{bx} : Bán kính làm việc của bánh xe ($r_{bx} = \lambda \cdot r$). Chọn $\lambda = 0,96$

$$\Rightarrow r_{bx} = 0,96 \cdot r = 0,96 \cdot 310,75 = 298,32 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow x = 0,5 \cdot \sqrt{310,75^2 - 298,32^2} = 43,5 \text{ (mm)} = 0,0435 \text{ (m)}$$

Do đó mômen cản do bánh xe trượt lết được xác định bằng công thức:

$$M_2 = G_{bx} \cdot \varphi \cdot x \quad (3-4)$$

Trong đó: φ : Hệ số bám ngang. Chọn $\varphi = 0,7$

Vậy ta có: $M_2 = 4709.0,7.0,0435 = 143,389$ (Nm)

Mômen cản M_3 được gây nên bởi sự làm ổn định các bánh xe dẫn hướng mà mômen ổn định này được tạo bởi độ nghiêng ngang, nghiêng dọc của trụ đứng nên giá trị của M_3 thường rất nhỏ. Trong tính toán hệ số γ ảnh hưởng đến giá trị M_3 gây ra do cầu trước ô tô bị nâng lên. $\gamma = 1,07 - 1,15$. Ta chọn $\gamma = 1,1$.

Như vậy, tổng mômen cản quay vòng ở 2 bánh xe dẫn hướng được xác định bằng công thức:

$$M_c = 2(M_1 + M_2) \cdot \gamma = 2 \cdot G_{bx} \cdot (f \cdot c + 0,14 \cdot \varphi \cdot r) \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \gamma \quad [3] \quad (3-5)$$

Trong đó: η : Hiệu suất tính đến tiêu hao do ma sát ở cam quay và các khớp nối trong chuyển động lái, với xe thiết kế có một cầu dẫn hướng phía trước, $\eta = 0,5 - 0,7$. Ta chọn $\eta = 0,7$.

Thay vào công thức (3-5), ta có:

$$M_c = \frac{2 \cdot 480 \cdot (0,015 \cdot 0,03 + 0,14 \cdot 0,7 \cdot 0,31075)}{0,7} \cdot 1,1 = 46,62 \text{ (Kg.m)} = 457,34 \text{ (Nm)}$$

3.1.4. Tính lực cực đại tác dụng lên vành tay lái

Khi đánh lái trong trường hợp ô tô đứng yên tại chỗ thì lực đặt lên vành tay lái để thắng được lực cản quay vòng tác dụng lên bánh xe dẫn hướng là lớn nhất. Lực lớn nhất đặt lên vành tay lái được xác định theo công thức:

$$P_{v/\max} = \frac{M_c}{R \cdot i_c \cdot i_d \cdot \eta_{th}} \quad [12] \quad (3-6)$$

Trong đó:

M_c : Mômen cản quay vòng. ($M_c = 46,62 \text{ Kg.m} = 457,34 \text{ N.m}$)

R : Bán kính vành tay lái ($R = 0,19 \text{ m}$ – Đối với ô tô tải nhẹ)

i_c : Tỷ số truyền cơ cấu lái (do cơ cấu lái loại nhỏ, $i_c = 12 \div 20$. Chọn 19,5)

i_d : Tỷ số truyền của truyền động lái ($i_d = 0,85 \div 1,1$, chọn $i_d = 1$)

η_{th} : Hiệu suất thuận của cơ cấu lái ($\eta_{th} = 0,6$)

Thay vào công thức (3-6), ta có lực tác dụng lớn nhất của người lái lên vành tay lái khi chưa có trợ lực :

$$P_{v/\max} = \frac{46,62}{0,19.19,5.1.0,6} = 20,97 \text{ (Kg)} = 205,71 \text{ (N)}$$

Như vậy, lực của người lái tác dụng lên vành tay lái để điều khiển xe là rất lớn, sẽ gây mệt mỏi cho người lái. Vì vậy, để khắc phục nhược điểm trên cần thiết phải cải tiến hệ thống lái cơ khí thành hệ thống lái có trợ lực. Nhằm mục đích để giảm sức nặng nhọc cho người lái xe, đồng thời tăng sức cơ động của ô tô đảm bảo an toàn khi chuyển động.

3.2. Tính toán bộ truyền cơ cấu lái

3.2.1. Xác định bán kính vòng lăn của bánh răng

Để xác định được bán kính vòng lăn của bánh răng ta có thể thực hiện theo các phương pháp sau:

- Chọn trước đường kính vòng lăn của bánh răng từ đó tính ra vòng quay của bánh răng có phù hợp không. Có nghĩa là ứng với số vòng quay (n) nào đó thì thanh răng phải dịch chuyển được một đoạn $X_1 = 85$ (mm).
- Chọn trước số vòng quay của vành lái rồi sau đó xác định bán kính vòng lăn của bánh răng. Đối với cơ cấu lái loại bánh răng - thanh răng thì số vòng quay của vành lái thì cũng là số vòng quay của bánh răng.

Dựa vào xe tham khảo, chọn số vòng quay về 1 phía của vành lái ứng với bánh xe quay là $n = 1,5$ vòng.

Ta có công thức:

$$X_1 = 2.\pi.R.n \tag{3-7}$$

$$\Rightarrow R = \frac{X_1}{2.\pi.1,5} = 9 \text{ (mm)}$$

3.2.2. Xác định các thông số bánh răng

Tính số răng theo tài liệu chi tiết máy:

$$D_c = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta} \quad (3-8)$$

Trong đó: D_c : Đường kính vòng chia: $D_c = 2.R = 2.9 = 18$ (mm).

m_n : Môđun pháp tuyến của bánh răng, chọn theo tiêu chuẩn $m_n = 2,5$.

β : Góc nghiêng ngang của bánh răng, chọn sơ bộ góc nghiêng $\beta = 12^0$.

Bảng 3.1: Bảng môđun tiêu chuẩn của bánh răng

m (mm)	Dãy 1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7	10	12
	Dãy 2	1,375	1,75	2,25		3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Chú thích:

1- Đối với bánh răng nghiêng và bánh răng chữ V, môđun tiêu chuẩn là môđun pháp m_n .

2- Ưu tiên dùng dãy 1

Từ công thức (3-8) ta tính được số răng của bánh răng :

$$Z = \frac{D_c \cos \beta}{m_n} = \frac{18 \cdot \cos 12^0}{2,5} = 7$$

Chọn số răng $Z = 7$ răng.

Tính chính xác lại góc nghiêng, ta có :

$$\cos \beta = \frac{Z \cdot m_n}{D_c} = \frac{7 \cdot 2,5}{18} = 0,97$$

$$\Rightarrow \beta = \arccos 0,97 = 14^0$$

Môđun ngang của bánh răng :

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2,5}{\cos 14^\circ} = 2,57$$

Số răng tối thiểu:

$$Z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos^3 14 = 12,78$$

Lấy $Z_{\min} = 13$

Như vậy $Z_{\min} = 13 > 7$ do vậy có hiện tượng cắt chân răng nên phải dịch chỉnh, ta chọn kiểu dịch chỉnh đều $\xi_\Sigma = 0$.

Xác định hệ số dịch chỉnh ξ_{br} theo công thức :

$$\xi = \frac{13 - Z}{13} = \frac{13 - 7}{13} = 0,461$$

Từ đó ta tính được các thông số của bộ truyền bánh răng :

- Đường kính vòng đỉnh:

$$D_d = D_c + 2 \cdot m_n \cdot (1 + \xi) = 18 + 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,461) = 25,305 \text{ (mm)}.$$

- Đường kính chân răng:

$$D_f = D_c - 2 \cdot m_n \cdot (1,25 - \xi) = 18 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1,25 - 0,461) = 15,305 \text{ (mm)}.$$

Góc ăn khớp của bánh răng được chọn theo chi tiết máy $\alpha = 20^\circ$.

- Đường kính cơ sở của bánh răng:

$$D_0 = D_c \cdot \cos \alpha = 18 \cdot \cos(20^\circ) = 16,91 \text{ (mm)}.$$

- Chiều cao răng :

$$h = (h'_f + h''_f) \cdot m_n = (1 + 1,25) \cdot 2,5 = 5,625 \text{ (mm)}.$$

- Chiều cao đỉnh răng:

$$h' = (f' + \xi) \cdot m_n = (1 + 0,461) \cdot 2,5 = 3,65 \text{ (mm)}.$$

- Chiều dày của răng trên vòng chia:

$$S = \frac{\pi \cdot m_n}{2} + 2 \cdot \xi \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14 \cdot 2,5}{2} + 2 \cdot 0,461 \cdot 2,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4,7 \text{ (mm)}$$

3.2.3. Xác định kích thước và thông số của thanh răng

Đường kính của thanh răng được cắt tại mặt cắt nguy hiểm nhất:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,2 \cdot [\tau_x]}} \quad [12] \quad (3-9)$$

Trong đó: $[\tau_x]$: ứng suất tiếp xúc cho phép tại tiết diện nguy hiểm nhất.

$$\text{Lấy } [\tau_x] = 16 \cdot 10^7 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

M_x : Mô men xoắn gây lên sự nguy hiểm ở thanh răng, chính bằng mômen cân quay vòng từ bánh xe: $M_x = M_c = 457,34 \text{ (Nm)}$

Thay các thông số vào công thức (3-9), ta có :

$$d = \sqrt[3]{\frac{457,34}{0,2 \cdot 16 \cdot 10^7}} = 0,024 \text{ (m)} = 24 \text{ (mm)}$$

Chọn $d = 24 \text{ (mm)}$

Chiều dài đoạn làm việc của thanh răng :

$$L = 2 \cdot X_1 = 2 \cdot 85 = 170 \text{ (mm)}$$

Mặt khác ta có:

$$d_c = \frac{t_1 \cdot Z}{\pi} \quad (3-10)$$

$$\Rightarrow Z = \frac{\pi \cdot d_c}{t_1} = \frac{L}{t_1} \quad (3-$$

11)

$$\text{Trong đó : } t_1 = \frac{t}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{3,14 \cdot 2,5}{\cos 18^\circ} = 8,25$$

Thay vào vào công thức (3-11), ta có:

$$Z = \frac{170}{8,25} = 20,6$$

Vậy ta chọn $Z = 20$ răng.

Hệ số dịch chỉnh thanh răng:

$$\xi_{tr} = \xi_{br} = 0,461$$

- Đường kính vòng đỉnh của thanh răng:

$$d_d = D_d = 25,305 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng chia của thanh răng:

$$d_c = D_d - 2.m_n.(1,25 - \xi) = 25,305 - 2.2,5.(1,25 - 0,461) = 21,36 \text{ (mm)}$$

- Chiều cao của thanh răng

$$h_r = h = 5,625 \text{ (mm)}$$

3.2.4. Tính lực tác dụng lên cơ cấu lái trục bánh răng- thanh răng

Lực dọc tác dụng lên trục răng:

$$P_a = P_v.tg\beta \quad (3-12)$$

Trong đó: P_v : Lực vòng tác dụng lên bánh răng. Được xác định theo công thức:

$$P_v = P_{v\max}.i_c = 205,71.19,5 = 4011,345 \text{ (N)}$$

Thay vào công thức ta có:

$$P_a = 4011,345.tg14^0 = 1000,14 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm tác dụng lên bánh răng trụ:

$$P_r = \frac{P_v.tg\alpha}{\cos\beta} = \frac{4011,345.tg20^0}{\cos14^0} = 1504,7 \text{ (N)}$$

Mômen tác dụng lên bánh răng trụ với đường kính vòng lăn ($d_\omega = 80$)

$$T = \frac{P_v.d_\omega}{2} = \frac{4011,345 \times 80}{2} = 160453,8 \text{ (N.mm)}$$

3.2.5. Xác định các thông số của dẫn động hình thang lái

Theo lý thuyết ô tô, để đảm bảo động học quay vòng của các bánh xe dẫn hướng cần thỏa mãn điều kiện:

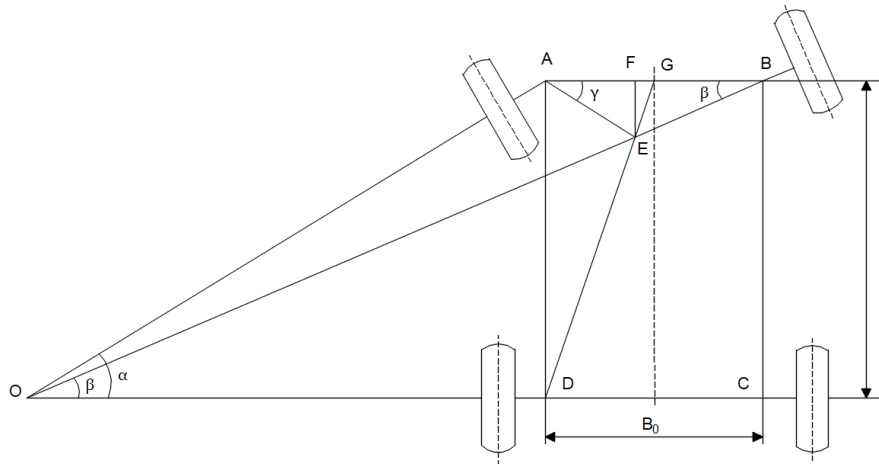
$$\cotg\beta - \cotg\alpha = \frac{B_0}{L} \quad [13] \quad (3-13)$$

Trong đó: β : Góc quay của bánh dẫn hướng bên ngoài

α : Góc quay của bánh dẫn hướng bên trong

B_0 : Chiều rộng cơ sở của ô tô

L : Chiều dài cơ sở của ô tô



Hình 3.2: Sơ đồ động học quay vòng ô tô

Chính xác hơn, theo sơ đồ hình 3.2 ta có:

$$\cotg\alpha = \frac{OD}{L}$$

Ta tìm được mối quan hệ của các góc quay bánh xe dẫn hướng với góc α như sau:

$$\cotg\beta = \frac{m}{L} + \cotg\alpha$$

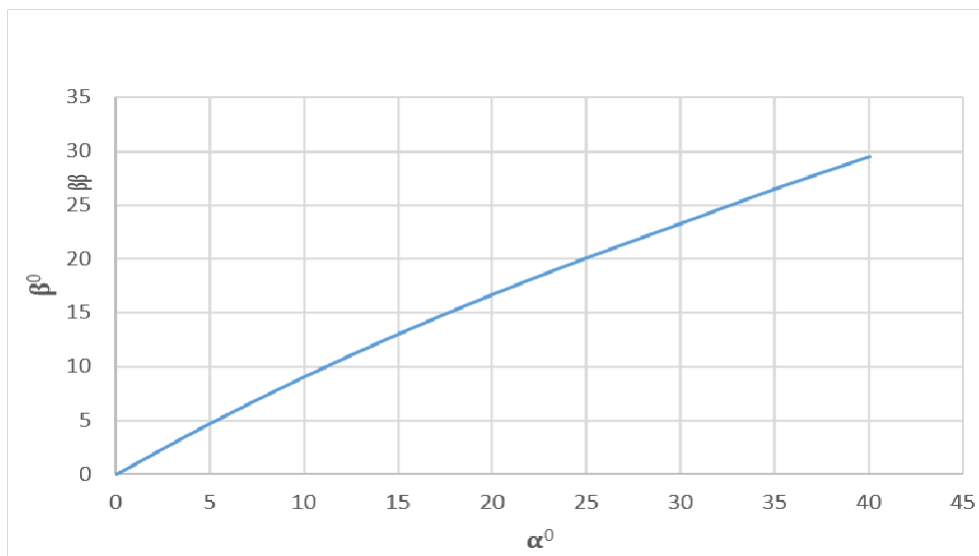
Cho α với các giá trị khác nhau từ $0^\circ \div 40^\circ$ ta xác định được góc β tương ứng theo bảng sau:

Bảng 3. 2: Bảng chọn góc β tương ứng theo góc α

$\alpha(^{\circ})$	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$\beta(^{\circ})$	0	4,76	9,09	13,07	16,74	20,14	23,33	26,55	29,54

Từ bảng giá trị thu được ta xây dựng mối quan hệ. Với m là khoảng cách giữa 2 trụ đứng của 2 bánh xe dẫn hướng. Hay còn gọi là chiều rộng cơ sở của xe.

$$\beta = f(\alpha)$$



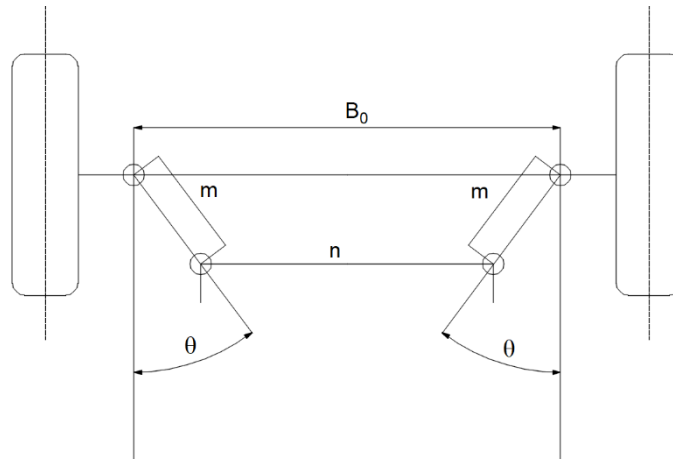
Hình 3.3: Đường đặc tính lý thuyết

Để thỏa mãn một cách chính xác biểu thức trên thì dẫn động lái phải có 18 khâu và có cấu tạo rất phức tạp. Vì vậy, trong thực tế người ta thường sử dụng các cơ cấu dẫn động đơn giản hơn mà vẫn đảm bảo được gần đúng công thức trên, trong đó cơ cấu được sử dụng phổ biến hơn cả là hình thang lái Danto (Jracntand). Kinh nghiệm cho thấy, nếu lựa chọn các thông số của hình thang một cách hợp lý thì có thể thỏa mãn được công thức (3-13) và giảm thiểu độ trượt của các bánh xe dẫn hướng.

Nhiệm vụ cơ bản khi thiết kế hình thang lái Danto là xác định đúng góc nghiêng của các đòn bên θ khi xe chạy thẳng.

Cần xác định góc θ và độ dài mỗi đòn bên m và đòn ngang n . Quan hệ thực tế giữa các góc quay α , β phụ thuộc và góc θ và độ dài m của đòn bên.

Khi xe chạy thẳng:

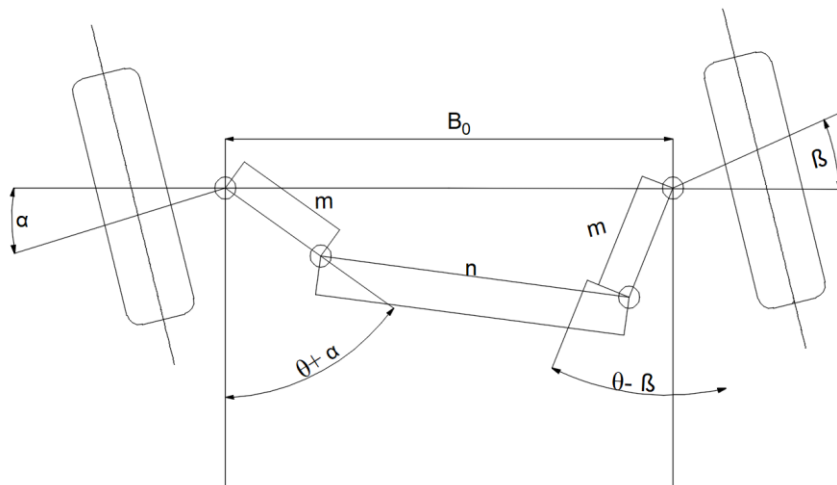


Hình 3.4: Sơ đồ động học hình thang lái khi xe chạy thẳng

Từ hình 3.4 ta có công thức sau:

$$\sin \theta = \frac{B - n}{2.m}$$

Khi xe chạy quay vòng:



Hình 3.5: Sơ đồ hình thang lái khi xe quay vòng

Khi bánh xe dẫn hướng bên trái quay đi một góc α và bên phải quay đi một góc β , lúc này đòn bên phải hợp với phương thẳng ngang một góc $\theta - \beta$ và bánh xe bên trái là $\theta + \alpha$.

Từ sơ đồ dẫn động trên ta có mối quan hệ của các thông số theo công thức sau [13]:

$$\beta = \theta + \arctg \frac{B_0 \cdot \cos(\theta + \alpha)}{B_0 - m \cdot \sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{m - B_0 \cdot \sin(\theta + \alpha) - 2 \cdot m \cdot \sin^2 \theta + 2 \cdot B_0 \cdot \sin \theta}{\sqrt{m^2 \cdot \cos^2(\theta + \alpha) + [B_0 - m \cdot \sin(\theta + \alpha)]^2}} \quad (3-14)$$

m thường lấy theo kinh nghiệm: $m = (0,14 \div 0,16) \cdot B_0$. Chọn $m = 0,15 \cdot 1530 = 229,5$,
 $B_0 = 1530$ (mm)

Chọn sơ bộ góc θ ban đầu theo công thức:

$$\text{Cotg}(90^\circ - \theta) = \frac{B_0}{2 \cdot 0,7 \cdot L} \quad (3-15)$$

$$\Rightarrow \theta = 22,25^\circ < 35^\circ \text{ (theo kinh nghiệm thiết kế)}$$

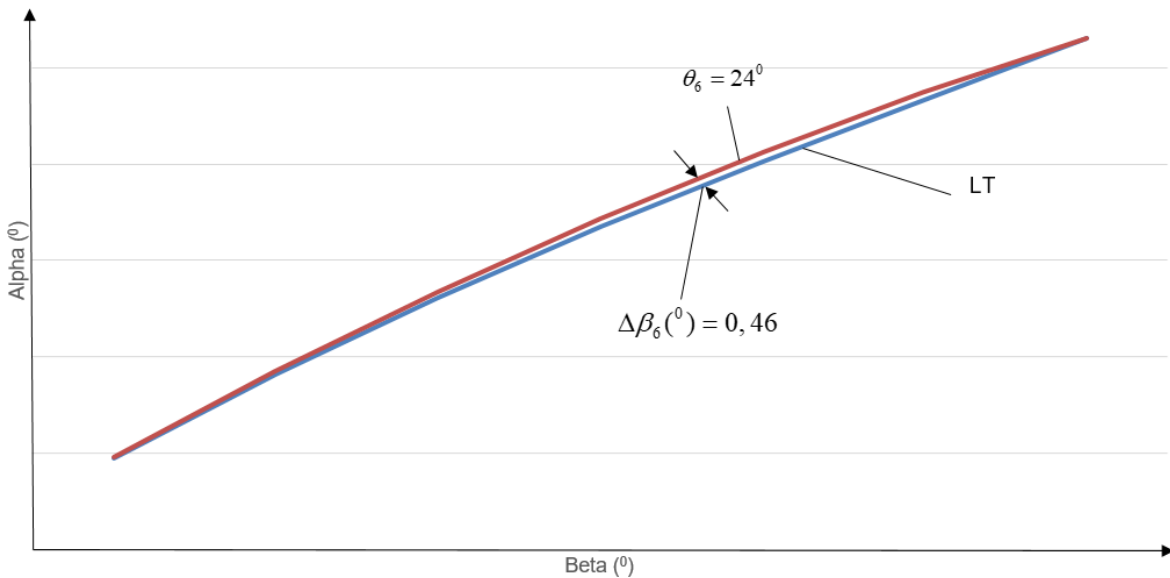
Cho θ với các giá trị xung quanh giá trị sơ bộ $\theta = 22^\circ$ và công thức (3-14) để tìm quan hệ thực tế của β và α .

Cho lần lượt $\theta = 19^\circ, 20^\circ, 21^\circ, 22^\circ, 23^\circ, 24^\circ, 25^\circ$, ta tìm được mối quan hệ thực tế giữa β và α theo công thức (3-14) như sau:

Bảng 3.3: Bảng thông số của đường đặc tính thực tế cho cầu dẫn hướng

$\theta_1 = 19^\circ$	$\alpha(^{\circ})$	0	5	10	15	20	25	30	35
	$\beta_0(^{\circ})$	0	4,76	9,09	13,07	16,74	20,14	23,33	26,55
	$\beta_1(^{\circ})$	0	4,85	9,42	13,72	17,74	21,49	24,94	28,08
	$\Delta\beta_1(^{\circ})$	0	0,09	0,33	0,65	1	1,35	1,61	1,53
$\theta_2 = 20^\circ$	$\beta_2(^{\circ})$	0	4,84	9,39	13,65	17,63	21,32	24,7	27,76
	$\Delta\beta_2(^{\circ})$	0	0,08	0,3	0,58	0,89	1,18	1,37	1,21
$\theta_3 = 21^\circ$	$\beta_3(^{\circ})$	0	4,83	9,39	13,59	17,52	21,14	24,46	27,44
	$\Delta\beta_3(^{\circ})$	0	0,07	0,3	0,52	0,78	1	1,13	0,89
$\theta_4 = 22^\circ$	$\beta_4(^{\circ})$	0	4,82	9,33	13,52	17,4	20,97	24,22	27,13
	$\Delta\beta_4(^{\circ})$	0	0,06	0,24	0,45	0,66	0,83	0,89	0,58

$\theta_5 = 23^\circ$	$\beta_5(^{\circ})$	0	4,82	9,3	13,45	17,29	20,8	23,98	26,81
	$\Delta\beta_5(^{\circ})$	0	0,06	0,21	0,38	0,55	0,66	0,65	0,26
$\theta_6 = 24^\circ$	$\beta_6(^{\circ})$	0	4,81	9,26	13,38	17,17	20,6	23,74	26,5
	$\Delta\beta_6(^{\circ})$	0	0,05	0,17	0,31	0,43	0,46	0,41	-0,05
$\theta_7 = 25^\circ$	$\beta_7(^{\circ})$	0	4,8	9,23	13,31	17,06	20,45	23,5	26,19
	$\Delta\beta_7(^{\circ})$	0	0,04	0,14	0,24	0,32	0,31	0,17	-0,35



Hình 3.6: Đồ thị đặc tính hình thang lái

Trong đó: $\Delta\beta_i = \beta_i - \beta_0$

Từ bảng giá trị thu được ta chọn góc θ sao cho sự sai lệch so với đường lý thuyết $\Delta\beta$ nhỏ nhất và nhỏ hơn 1° , ta chọn $\theta = 24^\circ$, ứng với góc quay vòng lớn nhất của bánh xe dẫn hướng $\alpha_{\max} = 35^\circ$, $\beta_{\max} = 26,5^\circ$

Vậy ta có độ dài của thanh kéo ngang:

$$n = B_0 - 2.m.\sin\theta = 1530 - 2.0,15.\sin 24^\circ = 1529,98 \text{ (mm)}$$

3.3. Tính bền dẫn động lái

3.3.1. Tính bền trục lái

Trục lái được làm bằng thép 20 có ứng suất cho phép $[\tau] = 50 \div 80 (MN / m^2)$. Trục lái được chế tạo đặc có đường kính $D_{tl} = 20mm$. Ứng suất xoắn gây nên tại tiết diện nguy hiểm được xác định theo công thức:

$$\tau_x = \frac{P_{v/\max} \cdot R}{w_x} \quad [13] \quad (3-16)$$

Trong đó:

$P_{v/\max}$: Lực cực đại tác dụng lên vành tay lái. ($P_{v/\max} = 205,71 \text{ N}$)

R : Bán kính vành tay lái. ($R = 0,19m = 190mm$)

w_x : Mômen chống xoắn. ($w_x = 0,2 \cdot D_{tl}^3 = 0,2 \cdot 20^3 = 1600mm^3$)

Thay số vào công thức (3-16), ta có:

$$\tau_x = \frac{205,71 \cdot 190}{1600} = 24,428 (N / mm^2)$$

Với vật liệu chế tạo trục lái là thép nhiệt luyện có ứng suất xoắn cho phép là:
 $[\tau] = 50 \div 80 (N / mm^2)$

$\Rightarrow \tau_x < [\tau]$. Vậy trục lái đảm bảo độ bền

Trong quá trình làm việc trục lái chịu ứng suất xoắn truyền từ vô lăng xuống. Tính trục lái theo góc xoắn, góc xoắn của trục được tính theo công thức:

$$\theta = \frac{\tau_x \times 2 \times L}{G \times D} \quad (3-17)$$

Trong đó:

τ_x : Ứng suất xoắn. ($\tau_x = 24,428 N.mm^2$)

L : Chiều dài trục lái. ($L = 400mm = 0.4m$)

G : Mô đun đàn hồi dịch chuyển. ($G = 8.10^4 N / mm^2$)

Thay vào công thức (3-17) ta có:

$$\theta = \frac{24,428.2.400}{8.10^4.20} = 0,01221 \text{ (rad)}$$

Góc xoắn tương đối không vượt quá $(5,5^0 \div 7,5^0) /m$

$$\varphi = \frac{0.01221.1000.180}{400.3,14} = 1,74^0$$

$\Rightarrow \varphi = 1,74^0 < [\varphi] = 5,5^0 \div 7,5^0$. Vậy nên trục lái đảm bảo góc xoắn đúng yêu cầu kỹ thuật.

3.3.2. Tính bền đòn kéo ngang

Trong quá trình làm việc đòn kéo ngang chỉ chịu kéo nén theo phương dọc trục. Do vậy khi tính bền ta chỉ cần tính kéo, nén và lực tác dụng từ bánh xe. Tính bền đòn kéo ngang theo chế độ phanh cực đại.

$$P_{p\max} = G_0.m_p.\varphi \text{ [13]} \quad (3-18)$$

Trong đó:

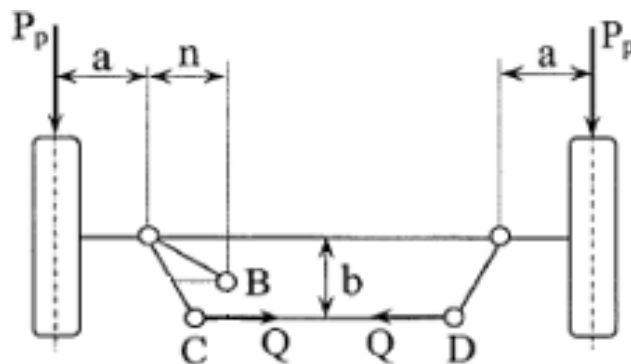
m_p : Hệ số phân bố lại tải trọng lên cầu trước khi phanh. ($m_p = 1,4$)

φ : Hệ số bám giữa lốp và mặt đường. ($\varphi = 0,8$)

G_1 : Trọng lượng tĩnh tác dụng lên cầu trước. ($G_1 = 960Kg = 9417,6N$)

Thay vào công thức (3-18) ta có:

$$P_{p\max} = 9417,6.1,4.0,8 = 10547,712 \text{ (N)}$$



Hình 3.7: Sơ đồ tính toán hệ thống

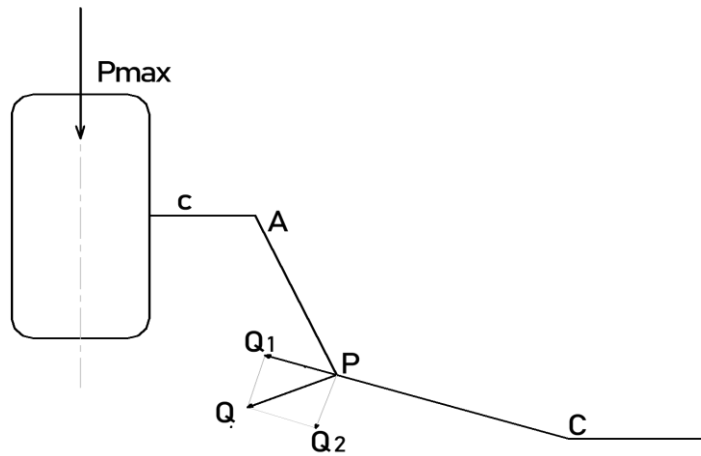
Qua sơ đồ lực Q tác dụng lên thanh ngang được tính theo công thức:

$$Q = \frac{P_{p\max} \cdot a}{m} = \frac{G_1 \cdot m_p \cdot \varphi \cdot a}{2 \cdot m} \quad (3-19)$$

Trong đó: $a = \frac{B_t - B_0}{2} = \frac{1765 - 1530}{2} = 117,5 \text{ (mm)}, m = 160 \text{ (mm)}$

Thay số vào công thức (3-19) ta có:

$$Q = \frac{960 \cdot 1,4 \cdot 0,8 \cdot 117,5}{2 \cdot 160} = 3872,988 \text{ (N)}$$



Hình 3.8: Sơ đồ tính toán hệ thống lái

Ta lại có:

$$\theta_7 = 25^\circ \beta_7(^{\circ}) \Delta \beta_7(^{\circ})$$

$$\cos \gamma = \frac{\frac{B_0 - n}{2} - b \cdot \cos \theta}{p} = \frac{1530 - 1529,88}{2} - 160 \cdot \cos 24^\circ}{250} = 0,73$$

$$\Rightarrow \gamma = \arccos 0,73 = 43,1^\circ$$

$$\Rightarrow Q_1 = Q \cdot \cos(\gamma + 12^\circ) = 3872,988 \cdot \cos(43,1^\circ + 12^\circ) = 2215,91 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow Q_2 = Q \cdot \cos(\gamma) = 3872,988 \cdot \cos(43,1^\circ) = 2827,9 \text{ (N)}$$

Ứng suất kéo nén của thanh ngang liên kết được xác định theo công thức:

$$\sigma_n = \frac{P}{F_{CD}} \quad (3-20)$$

Trong đó:

P : Lực tác dụng theo phương của đòn ngang. ($P = Q_2 = 2827,9N$)

F_{CD} : Tiết diện của thanh ngang AB hình (3.2). Đòn kéo ngang được chế tạo bằng thép ống CT20 có đường kính trong và ngoài là $d = 10mm$, $D = 20mm$. Tiết diện được tính theo công thức: ($F_{CD} = \frac{\pi.(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14.(20^2 - 10^2)}{4} = 235,5mm^2$).

Thay vào công thức (3-20) ta có:

$$\sigma_n = \frac{2827,9}{235,5} = 12 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Với hệ số dự trữ bền ổn định $n = 2$, ta có: $[\sigma_b] = \frac{410}{2} = 205 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

Vậy đòn kéo ngang đảm bảo độ bền và độ ổn định

3.3.3. Tính bền đòn kéo dọc

Để đảm bảo an toàn và tính ổn định trong quá trình làm việc, đòn bên được làm bằng thép 20X. Đòn bên của dẫn động lái chủ yếu chịu ứng suất uốn. Do vậy ta tính bền theo điều kiện uốn:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \quad [13] \quad (3-21)$$

Trong đó: M_u : Được xác định theo công thức:

$$M_u = AB.Q_2 = 430.2827,9 = 1215997 \text{ (Nm)}$$

$$W_u: \text{Được xác định theo công thức: } W_u = \frac{b.h^2}{6} = \frac{60.40^2}{6} = 16000(mm^2)$$

Thay vào công thức (3-21) ta có:

$$\sigma_u = \frac{1215997}{16000} = 75,99(N/mm^2)$$

Với thép 20X và hệ số an toàn $n = 1,5$, ta có:

$$[\sigma_u] = \frac{800}{1,5} = 533 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$\sigma_u < [\sigma_u]$ (thỏa mãn điều kiện). Vậy thanh đảm bảo được độ bền uốn.

3.3.4. Tính bền cơ cấu lái bánh răng trụ - thanh răng

Xác định ứng suất cho phép

Bảng 3.4: Bảng tra ứng suất

Nhãn hiệu thép	Nhiệt luyện	Kích thước S, mm, không lớn hơn	Độ rắn	Giới hạn bền δ_b (N/mm ²)	Giới hạn chảy δ_{ch} (N/mm ²)
40	Tôi cải thiện	60	HB 192 ... 228	700	400
45	Thường hóa	80	HB 170 ... 217	600	340
.	Tôi cải thiện	100	HB 192 ... 240	750	450
.		60	HB 241 ... 285	850	580
50	Thường hóa	80	HB 179 ... 228	640	350

Trong quá trình làm việc bánh răng trụ, thanh răng chịu ứng suất uốn tiếp xúc và chịu tải trọng va đập từ mặt đường. Vì vậy thường gây ra hiện tượng rạn nứt chân răng, do đó ảnh hưởng lớn tới sự tin cậy và tuổi thọ của cơ cấu lái. Để đảm bảo được những yêu cầu làm việc của cơ cấu lái thì vật liệu chế tạo bánh răng trụ thanh răng được dùng là thép C45 được tôi cải thiện, ta có:

$$[\sigma_{ch}] = 580 \text{ (N/mm}^2\text{)}; [\sigma_b] = 850 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$HB = 241 \div 285, \text{ Chọn } HB = 250$$

a. Ứng suất tiếp xúc cho phép

- Tham khảo tài liệu tham khảo [3] ta có bảng sau:

Bảng 3.5: Bảng tra công thức ứng suất

Vật liệu	Nhiệt luyện	Độ rắn		σ_{Hlim}^0 (N/mm ²)	S_H	σ_{Flim}^0 (N/mm ²)	S_F
		Mặt răng	Lõi răng				
40, 45, 40X, 40XH, 35XM	Thường hóa hoặc tôi cải thiện. Tôi thể tích	HB 180 ... 350		2HB + 70	1.1	1.8HB	1.75
		HRC 45 ... 35		18 HRC + 150	1.1	550	1.75

Giới hạn bền mỗi tiếp xúc của bánh răng:

$$\sigma_{Hlim} = 2.HB + 70 = 2.250 + 70 = 570(N/mm^2)$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh răng:

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \right) \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{XH} \cdot K_{HL} \quad [13] \quad (3-22)$$

Trong đó: S_H : Hệ số an toàn. Chọn $S_H = 1,1$

Z_R : Hệ số xét ảnh hưởng của độ nhám. Chọn $Z_R = 1$

Z_V : Hệ số xét ảnh hưởng của vận tốc vòng. Chọn $Z_V = 1$

K_{XH} : Hệ số xét ảnh hưởng của kích thước bánh răng. Chọn $K_{XH} = 1$

K_{HL} : Hệ số xét ảnh hưởng của độ độ bôi trơn. Chọn $K_{HL} = 1,06$

Thay các thông số vào công thức (3-22) ta có:

$$[\sigma_H] = \left(\frac{570}{1,1} \right) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 549,27 MPa$$

Giới hạn bền mỗi uốn của bánh răng:

$$[\sigma_{Flim}] = 1,8.HB \quad (3-23)$$

$$\Rightarrow [\sigma_{F\lim}] = 1,8.250 = 450 \text{ (Mpa)}$$

Ứng suất uốn cho phép của bánh răng:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} \quad [13] \quad (3-24)$$

Trong đó:

Y_R : Hệ số ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng. $Y_R = 1$

Y_S : Hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu với sự tập trung ứng suất. $Y_S = 1$

K_{XF} : Hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng đến độ bền uốn. Chọn $K_{XF} = 1$

S_F : Hệ số an toàn. Chọn $S_F = 1,75$

Chọn $K_{FC} = 1$, $K_{FL} = 0,83$

Thay số vào công thức (3-24) ta có:

$$[\sigma_F] = \frac{450}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,83 \cdot 1 = 213 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

b. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc theo công thức:

$$\sigma_H = \frac{Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon}{d_\omega} \times \sqrt{\frac{2 \cdot T \cdot K_{H\alpha} \cdot K_H \cdot (u+1) \cdot K_{H\beta}}{b_\omega \cdot u}} \quad [13] \quad (3-25)$$

Trong đó:

Z_M : Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu. Chọn $Z_M = 275$

Z_H : Hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc được tính theo công thức:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin(2\alpha)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 14^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 1,73$$

Z_ε - hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc được tính theo công thức:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

Trong đó: ε_α : Hệ số trùng khớp ngang được tính theo công thức sau:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{7} + \frac{1}{13} \right) \right] \cdot \cos 14^\circ = 1,19$$

$$\Rightarrow Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,19}} = 0,91$$

K_H : Hệ số tải trọng động được tính theo công thức:

$$K_H = 1 + \frac{v_H \cdot b_\omega \cdot d_\omega}{2 \cdot T \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (3-26)$$

Trong đó: $K_{H\alpha}$: Hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng. Chọn $K_{H\alpha} = 1,02$

$K_{H\beta}$: Hệ số tập trung tải trọng. Chọn $K_{H\beta} = 1,08$

T : Mômen xoắn trên bánh răng. ($T = 135064,8 N.mm$)

Chọn $v_H = 1,1$, $b_\omega = \varphi_d \cdot d_\omega = 0,6 \cdot 80 = 48$, $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{13}{7} = 1,85$

$$K_H = 1 + \frac{1,1 \cdot 48 \cdot 80}{2 \cdot 135064,8 \cdot 1,02 \cdot 1,08} = 1,01$$

Thay các thông số vào công thức (3-25) ta có:

$$\sigma_H = \frac{275 \cdot 1,72 \cdot 0,96}{80} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 135064,8 \cdot 1,02 \cdot 1,01 \cdot (1,85 + 1) \cdot 1,08}{48 \cdot 3}} = 532,6$$

(N/mm^2)

Vậy: $\sigma_H = 532,6 (N/mm^2) < [\sigma_H] = 560,5 (N/mm^2)$. Do đó thỏa mãn điều kiện tiếp xúc.

c. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:

Ứng suất uốn được tính theo công thức:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot T \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{F1}}{b_\omega \cdot d_\omega \cdot m} \quad [13] \quad (3-27)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \quad [13] \quad (3-28)$$

Trong đó:

Y_{F1}, Y_{F2} : Hệ số dạng răng được tính theo công thức với hệ số răng dịch chỉnh $\xi = 0,647$ và số răng tương đương lần lượt là:

$$Z_{td1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{7}{\cos^3 14^0} = 7,66 \Rightarrow Y_{F1} = 3,09$$

$$Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{13}{\cos^3 14^0} = 14,23 \Rightarrow Y_{F2} = 3,13$$

$K_{F\beta}$: Hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều rộng vành răng. Chọn ($K_{F\beta} = 1,17$)

$K_{F\alpha}$: Hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng trên các cặp răng đồng thời ăn khớp. Chọn $K_{F\alpha} = 1,37$

K_F : Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp được tính theo công thức:

$$K_F = 1 + \frac{v_F \cdot b_\omega \cdot d_\omega}{2 \cdot T \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \quad (3-29)$$

Trong đó: Chọn $v_F = 3,3$

$$\Rightarrow K_F = 1 + \frac{3,3 \cdot 48 \cdot 80}{2 \cdot 135064 \cdot 8,1 \cdot 37 \cdot 1,17} = 1,029$$

Y_β : Hệ số kể đến độ nghiêng của răng được tính theo công thức:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^0} = 1 - \frac{14^0}{140^0} = 0,9$$

Y_ε : Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng. Chọn $Y_\varepsilon = 0,59$

Thay các thông số vào công thức (3.27) và (3-28) ta được:

$$\sigma_{F1} = \frac{2.135064,8.1,029.0,59.0,9.3,09}{48.80.5} 23,76 \text{ (N / mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{F2} = 23,76 \cdot \frac{3,13}{3,09} = 24,076 \text{ (N / mm}^2\text{)}$$

$\sigma_{F1} < \sigma_{F2} < [\sigma_F] = 213(N / mm^2)$ thỏa mãn điều kiện bền uốn. Vậy bộ truyền trục thanh răng đảm bảo bền.

3.3.5. Tính bền khớp cầu

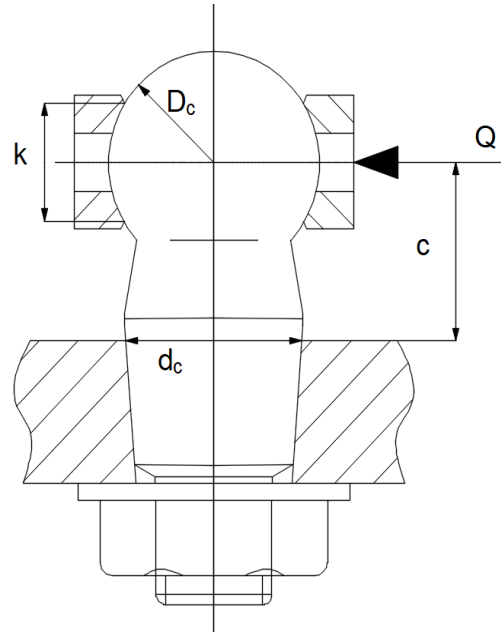
Kích thước:

- Khoảng cách từ tâm cầu đến vị trí ngàm: $e_N = 23$ (mm).
- Đường kính tại vị trí ngàm tính toán: $d_N = 18$ (mm).
- Đường kính cầu rôtuyr: $D_c = 28$ (mm)
- Đường kính bề mặt tỳ với đệm rôtuyr: $k = 16$ (mm)

Vật liệu: trục cầu được chế tạo bằng thép xêmăngtít hoá 20HM, có nhiệt luyện bề mặt để tăng tính chống mòn, có:

- Ứng suất chèn dập cho phép là: $[\sigma_c] = 30(MPa)$.
- Ứng suất uốn cho phép tại vị trí ngàm: $[\sigma_u] = 300(N / mm^2)$.
- Ứng suất cắt cho phép tại vị trí ngàm: $[\tau_c] = 80(N / mm^2)$.

Với điều kiện là khớp làm việc ở chế độ tải trọng động và chịu va đập. Khớp cầu được kiểm nghiệm độ bền theo ứng suất chèn dập tại vị trí làm việc và kiểm tra độ bền cắt tại vị trí có tiết diện nguy hiểm.



Hình 3.9: Sơ đồ tính toán khớp cầu

Lực tác dụng lên khớp cầu cũng chính là lực phanh cực đại P_{pmax}

$$Q = P_{pmax} = 10547,712 \text{ (N)}$$

- Kiểm tra ứng suất chèn dập tại bề mặt làm việc của khớp cầu:

$$\sigma_c = \frac{Q}{F_c} [4] \quad (3-30)$$

Trong đó: F_c : Diện tích tiếp xúc giữa mặt cầu và đệm rôtuyn.

Trong thức tế làm việc, diện tích làm việc chiếm 2/3 bề mặt của khớp cầu, nên bề mặt chịu lực tiếp xúc chiếm $\frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} = \frac{1}{3}$ bề mặt khớp cầu. Ta có:

$$F_c = \frac{1}{3} \cdot \pi D_c^2 \quad (3-31)$$

Trong đó: D_c : Đường kính cầu rôtuyn, ($D_c = 28mm$)

$$\Rightarrow F_c = \frac{1}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,028^2 = 820,58 \text{ (N)}$$

Thay số vào công thức(3-30) ta có:

$$\sigma_c = \frac{10547,712}{820,58} = 12,85(N/mm^2)$$

$\sigma_c < [\sigma_c]$. Vậy cầu thỏa mãn điều kiện chèn dập

- Kiểm tra theo độ bền cắt:

Kiểm tra rôtyun tại vị trí ngàm.

Ứng suất cắt tại vị trí ngàm:

$$\tau_c = \frac{Q}{F_c} \quad [14] \quad (3-32)$$

Trong đó: F_c : Tiết diện của rôtyun tại vị trí có tiết diện nguy hiểm nhất.

$$F_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}$$

d : Đường kính tại chỗ thắt của rôtyun. ($d = 18mm$)

$$\Rightarrow F_c = \frac{3,14 \cdot 18^2}{4} = 254,34 \text{ (N)}$$

Thay số vào công thức (3-32) ta có:

$$\tau_c = \frac{Q}{F_c} = \frac{10547,712}{254,34} = 41,47(N/mm^2)$$

$\tau_c < [\tau_c]$. Vậy khớp cầu thỏa mãn điều kiện cắt tại tiết diện nguy hiểm nhất.

Kết luận: Khớp cầu đủ bền trong quá trình làm việc.

3.4. Tính toán trợ lực điện

3.4.1. Xây dựng đường đặc tính cường hoá lái

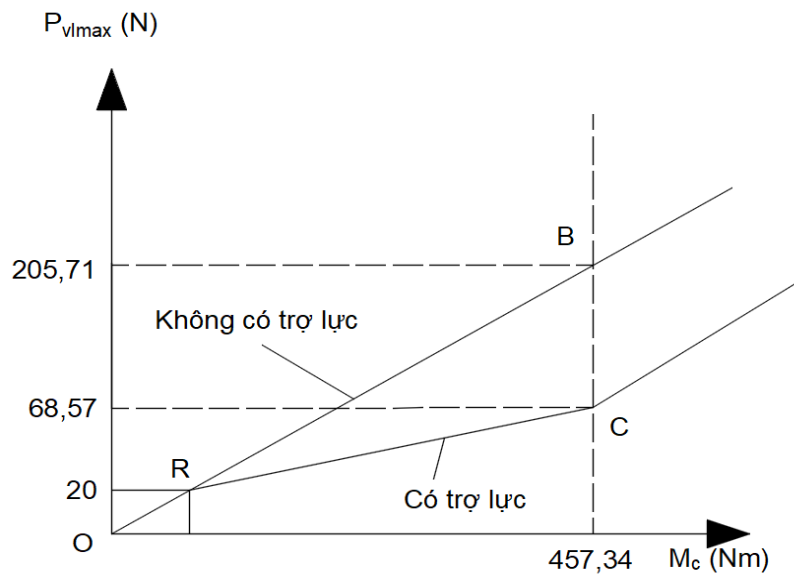
Theo giáo trình Thết kế tính toán ô tô thì đặc tính của cường hoá chỉ rõ sự đặc trưng của quá trình làm việc của bộ cường hoá hệ thống lái. Nó biểu thị mối quan hệ giữa lực mà người lái đặt lên vành tay lái P_{vlmax} và mômen cản quay vòng của các bánh dẫn hướng M_c :

$$P_{vlmax} = \frac{M_c}{R \cdot i_c \cdot i_d \cdot \eta_{th}}$$

Qua đây ta thấy khi không có cường hoá thì lực đặt lên vành tay lái chỉ phụ thuộc vào mômen cản quay vòng của các bánh xe dẫn hướng (vì R , i_c , i_d , η_{th} là những hằng số). Do đó đường đặc tính là những đường bậc nhất đi qua gốc toạ độ. Theo tính toán ở phần trước khi quay vòng ô tô tại chỗ mômen cản quay vòng là lớn nhất, toạ độ xác định điểm này trên đường đặc tính là B [457,34; 205,71]. Vậy đường đặc tính được xác định $P_{vlmax} = f(M_c)$ sẽ đi qua gốc toạ độ và đi qua điểm B [457,34; 205,71].

Khi hệ thống lái được lắp cường hoá đường đặc tính của của nó cũng biểu thị mối quan hệ giữa lực tác dụng lên vành tay lái và mômen cản quay vòng của các bánh xe dẫn hướng M_c . Đây cũng là mối quan hệ bậc nhất.

Đồ thị các đường đặc tính khi chưa cường hoá $P_{vlmax} = f(M_c)$ và được lắp bộ cường hoá $P_c = f(M_c)$ được thể hiện ở hình vẽ dưới đây.



Hình 3.10: Đường đặc tính cường hóa

Khi lực đặt lên vành tay lái lớn hơn 20 (N) đường đặc tính đặc trưng cho hoạt động của cường hóa ở giai đoạn này cũng là đường bậc nhất nhưng có độ dốc thấp hơn so với đường đặc tính khi chưa có cường hóa (độ dốc này cần thiết phải có để đảm bảo cho người lái có cảm giác sức cản của mặt đường tác dụng lên vành tay lái). Khi mômen cản quay vòng lớn hơn $M_c = 384,93$ (Nm) thì hệ thống lái làm việc như hệ thống lái cơ khí ban đầu (cường hạo đã làm việc hết khả năng). Cụ thể người lái muốn quay vòng bánh xe ô tô thì phải tác dụng lên vành tay lái một lực $P_{vl} > P_c$.

- Đoạn OB: $P_{vl} = P_c = f(M_c)$. Lực do người lái hoàn toàn đảm nhận.
- Đoạn AC: $P_c = f(M_c)$. Biểu thị lực mà người lái cảm nhận về chất lượng mặt đường.

Hiệu số các tọa độ của hai đường P_c và P_{vl} chính là lực tạo nên bởi bộ cường hóa. Nếu P_c lớn thì quay riêng các bánh xe dẫn hướng tại chỗ sẽ nặng hơn, còn nếu P_c quá nhỏ thì người lái sẽ không đủ cảm giác lái về chất lượng mặt đường.

3.4.2. Tính kiểm nghiệm motor điện trợ lực

Chỉ số hiệu quả tác dụng H, bằng tỷ số giữa lực đặt vào vành tay lái để quay vòng ô tô khi không có trợ lực và khi có trợ lực:

$$H = \frac{P_{vl\max}}{P_{vl}} = 3 \div 4 \quad (3-33)$$

Trong đó:

$P_{vl\max}$: Lực lớn nhất khi không có trợ lực. ($P_{vl\max} = 205,71N$)

P_{vl} : Lực khi có trợ lực

H được chọn phải đảm bảo thỏa mãn những yêu cầu của hệ thống lái có trợ lực và phải đảm bảo được tuổi thọ của lớp. Ta chọn $H = 3$

Từ công thức (3-33) ta có:

$$P_{vl} = \frac{P_{vl\max}}{H} = \frac{205,71}{3} = 68,57 (N)$$

Vậy phần trợ lực cần tác dụng một lực là :

$$P_{tl} = P_{vl\max} - P_{vl} = 205,71 - 68,57 = 137,14 (N)$$

2.4.3. Tính toán điều khiển motor điện

Để motor trợ lực thay đổi theo tốc độ của ô tô thì ta thay đổi mô men trợ lực bằng cách điều khiển dòng điện cấp cho motor theo tốc độ xe và theo mô men tác động trên trục lái:

- Với vận tốc xe nhỏ nhất $v_{\min} < 10(km/h)$, thì dòng điện cực đại cấp cho motor là 50(A).

- Với vận tốc xe lớn nhất $v_{max} > 80(\text{km/h})$, thì dòng điện cực đại cấp cho motor là 15(A).

Vì vậy ta tính dòng điện cực đại cho motor ở các vận tốc khác nhau theo công thức sau:

$$I = 50 - \frac{(50-15)v}{160}$$

Ta có bảng sau:

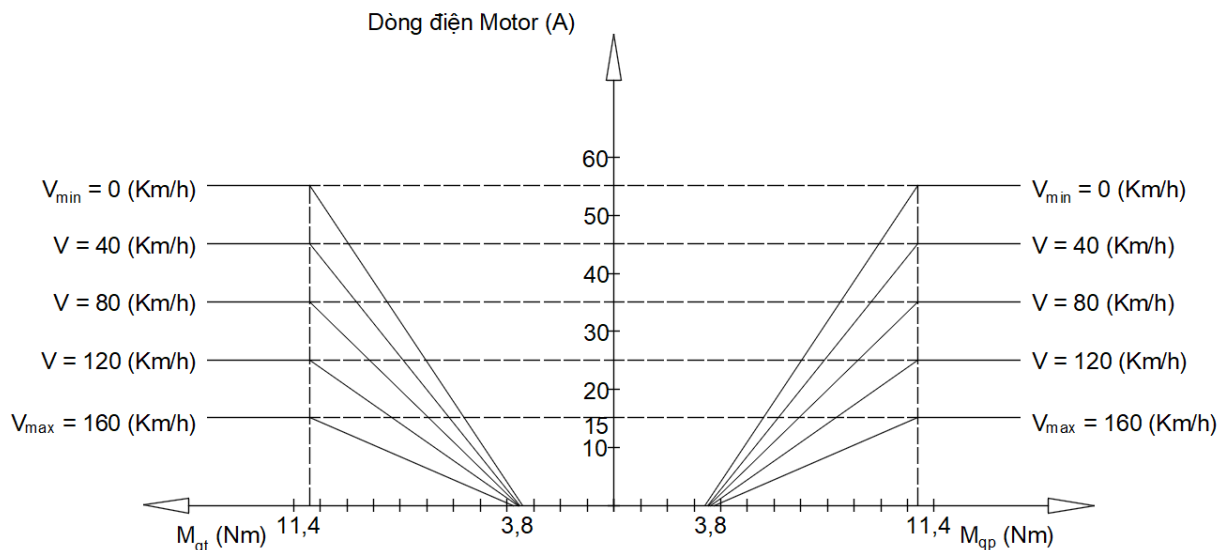
Bảng 3.6: Bảng giá trị dòng điện điều khiển theo vận tốc

Vận tốc xe(km/h)	0	40	80	120	160
Dòng điện max(A)	50	41	33	24	15

Ta có lực tác dụng lên vành lái nhỏ nhất khi bắt đầu trợ lực là 20N, như vậy mô men tác dụng trên trục lái là $= 20.0,19 = 3,8$ (N.m).(bán kính vành lái $R_{vl} = 0,19$ m).

Ta có lực tác dụng lên vành lái lớn nhất khi trợ lực hoạt động cực đại là 60N, như vậy mô men tác dụng trên trục lái là $= 60.0,19 = 11,4$ (Nm).

Ta có đồ thị sau:



Hình 3.11: Đặc tính điều khiển motor điện

Trên hình 3.11 ta thấy khi vận tốc xe càng lớn thì độ dốc của đồ thị càng nhỏ có nghĩa là dòng điện cấp cho motor càng nhỏ với cùng mô men tác dụng trên trục lái, như vậy

mô men trợ lực của motor thay đổi theo tốc độ xe. Tốc độ xe càng lớn hệ thống lái trợ lực càng ít đi.

Kết luận:

Phần tính toán cơ sở là cơ sở để hiểu rõ hơn về nguyên lý hoạt động và xác định thông số kỹ thuật cần thiết cho việc thiết kế và vận hành hệ thống EPS. Các nội dung đã thực hiện gồm:

- Tính toán mô-men cản quay vòng: xác định lực cản chủ yếu từ bánh xe, ma sát và mô-men lật bánh – để chứng minh rằng lực người lái cần tạo ra là khá lớn nếu không có trợ lực.

- Tính lực tác động lên vô lăng và yêu cầu mô-men trợ lực: xác nhận rằng EPS là cần thiết để hỗ trợ người lái, đặc biệt trong điều kiện dừng hoặc quay đầu.

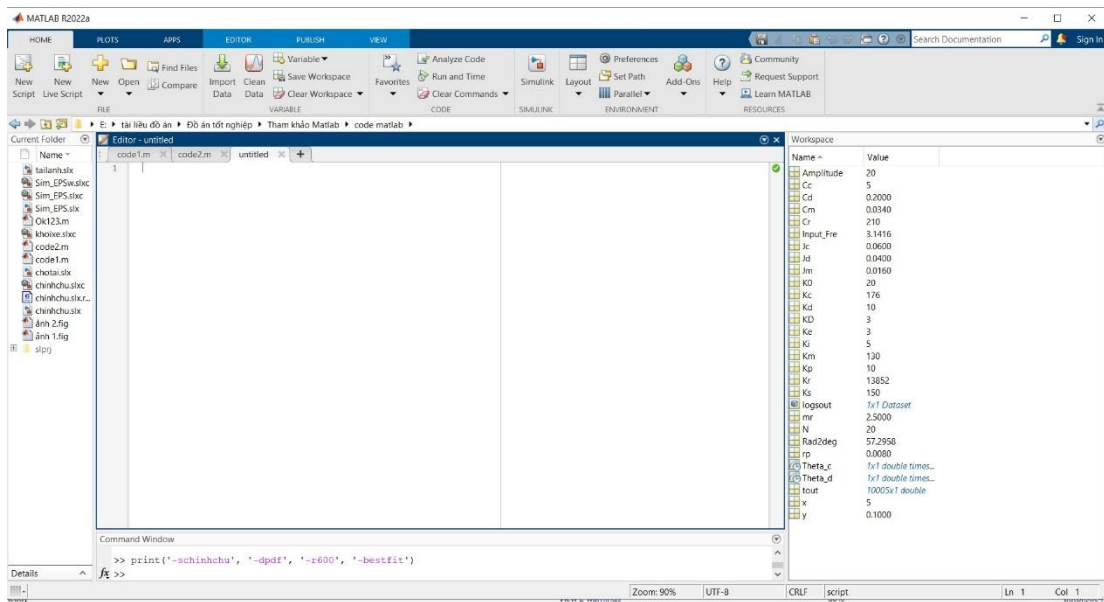
- Tính toán bộ truyền bánh răng – thanh răng: từ bước chọn mô-đun, vật liệu, tính mô-men uốn, kiểm tra độ bền trục, đến tính toán ma sát trượt, v.v. – đảm bảo hệ thống truyền động đủ mạnh, chính xác và an toàn.

- Thiết kế hình thang lái (Ackermann steering geometry): giúp bánh xe quay vòng chính xác mà không bị trượt, đảm bảo độ ổn định khi vào cua.

Chương 4: MÔ PHỎNG HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN XE HYUNDAI ACCENT 2024

4.1. Giới thiệu phần mềm Matlab

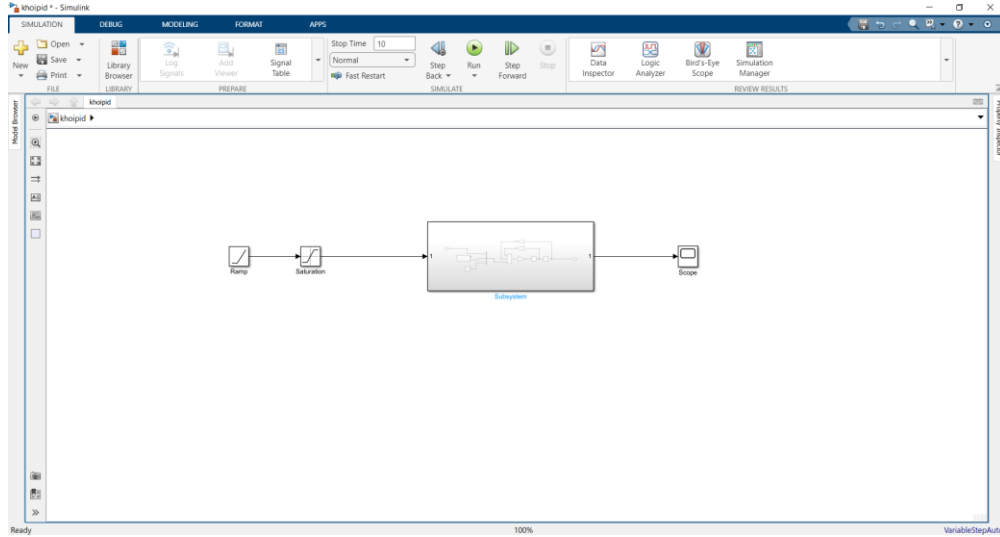
MATLAB Simulink là một phần mềm mô phỏng và mô hình hóa hệ thống đồ họa, được phát triển bởi MathWorks. Nó cung cấp một môi trường tích hợp để thiết kế, mô phỏng và triển khai các hệ thống điều khiển và viễn dương.



Hình 4.1: Giao diện Matlab 2020a

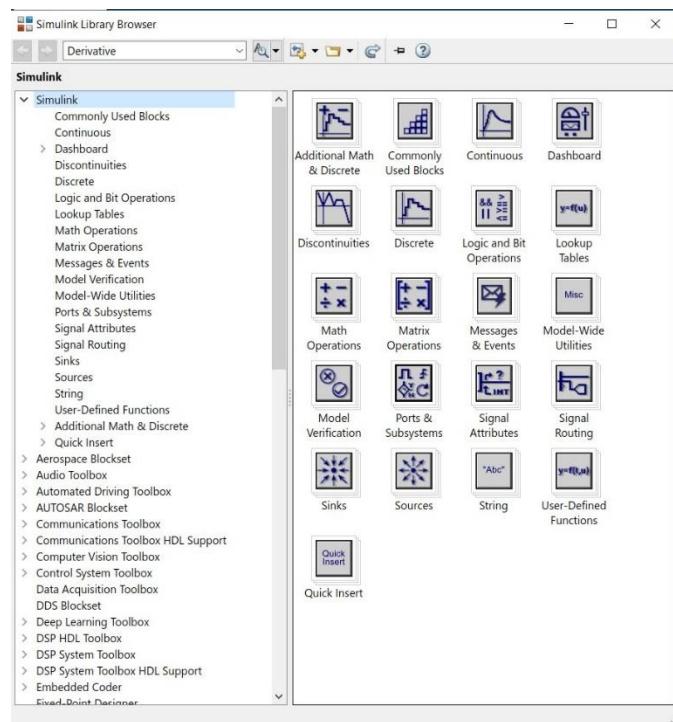
Simulink cho phép bạn tạo ra các mô hình hệ thống bằng cách kết hợp các khối và liên kết chúng lại với nhau. Các khối trong Simulink biểu diễn các thành phần của hệ thống, chẳng hạn như các phương trình toán học, các khối điều khiển và các khối đầu vào/đầu ra. Bằng cách nối các khối với nhau, bạn có thể xây dựng mô hình toàn diện của hệ thống và mô phỏng hoạt động của nó.

Một lợi thế của Simulink là khả năng mô phỏng thời gian thực, cho phép bạn xem xét phản ứng của hệ thống theo thời gian thực hoặc theo các bước thời gian nhất định. Bạn có thể thay đổi các thông số và điều khiển đầu vào trong quá trình mô phỏng để xem xét sự ảnh hưởng của chúng đến hệ thống.



Hình 4.2: Giao diện Matlab/Simulink

Simulink cung cấp một thư viện rộng các khối đã được tích hợp sẵn, cho phép bạn mô hình hóa các hệ thống điều khiển, xử lý tín hiệu, điện tử, cơ khí, và nhiều lĩnh vực khác. Ngoài ra, bạn cũng có thể viết các hàm mô phỏng tùy chỉnh và tích hợp chúng vào mô hình của mình.

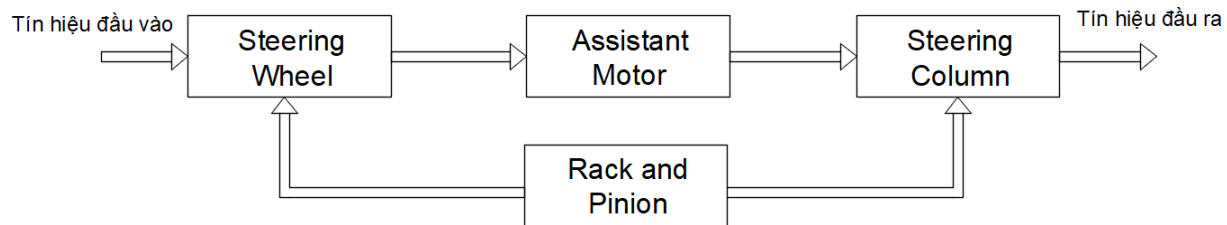


Hình 4.3: Thư viện trong Simulink

Sau khi hoàn thành mô hình và mô phỏng, bạn có thể sử dụng Simulink để tạo mã tự động cho vi điều khiển, FPGA hoặc phần cứng nhúng khác. Điều này giúp bạn triển khai mô hình của mình trên các nền tảng thực tế và kiểm tra hiệu năng thực tế của hệ thống.

MATLAB Simulink là một công cụ mạnh mẽ cho việc phát triển và kiểm tra các hệ thống điều khiển và viễn dương. Nó được sử dụng rộng rãi trong nhiều ngành công nghiệp, bao gồm ô tô, hàng không vũ trụ, điện tử, năng lượng và nhiều lĩnh vực khác.

4.2. Mô phỏng chuyển động của hệ thống lái trợ lực điện



Hình 4.4: Minh họa sơ đồ khối cấu trúc của hệ thống lái trợ lực điện

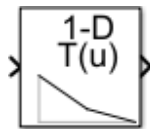
4.2.1. Thiết lập mô hình và thông số cho các khối Matlab/Simulink

a) Thiết lập các khối phát tín hiệu đầu vào

- Khối $v_vehicle0$ và $v_vehicle50$: Là khối biểu diễn các giá trị tốc độ xe 0 Km/h và

50 Km/h

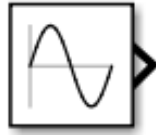
- Khối 1-D Lookup Table và 1-D Lockup Table1: Là khối bảng tra giúp tính toán hệ số mômen trợ lực tùy thuộc vào vận tốc xe. Khối này thay đổi hệ số trợ lực (K_s) giúp mô men giảm dần khi tốc độ tăng.



Hình 4.5: Khối Lookup Table (n-D)

- Khối $Tg_adjusted$ và $Tg_adjusted1$: Là khối thể hiện kết quả là mô men trợ lực đã được điều chỉnh theo tốc độ xe.
- Khối Input torque:

Là khối mô phỏng mômen xoắn đầu vào do người lái tạo ra. Được biểu diễn bằng sóng hình sin.



Hình 4.6: Khối Input Torque

- Khối Step: Là khối tín hiệu đầu vào dạng bậc thang, mô phỏng kiểu đánh lái đột ngột

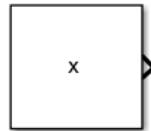


Hình 4.7: Khối Step

- Khối Constant: Là khối biến điều khiển để mô phỏng thực tế hoặc kiểm tra phản ứng hệ thống. Cụ thể:

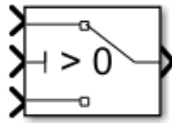
+ Với điều kiện dương ($x > 0$), sẽ áp dụng cho các bài kiểm tra khả năng đáp ứng, mượt mà, thường được sử dụng trong việc mô phỏng hệ thống hoạt động thực tế theo tín hiệu vô lăng do người lái điều khiển. Ở đây ta chọn $x = 1$.

+ Với điều kiện âm ($x < 0$), sẽ áp dụng trong giai đoạn kiểm thử, và điều chỉnh hệ thống điều khiển, thường được sử dụng trong việc kiểm tra phản ứng hệ thống với tín hiệu gián đoạn, bật/tắt.



Hình 4.8: Khối Constant

- Khối Switch: Là khối chọn 1 trong 2 tín hiệu đầu vào phù hợp tùy theo giá trị x để gửi vào hệ thống lái



Hình 4.9: Khối Switch

Tóm lại, các khối tín hiệu đầu vào trên nhằm đến mục đích cho phép mô phỏng 2 kiểu đánh lái khác nhau tùy vào tình huống. Đó là liên tục (Input Torque) hoặc đột ngột (Step).

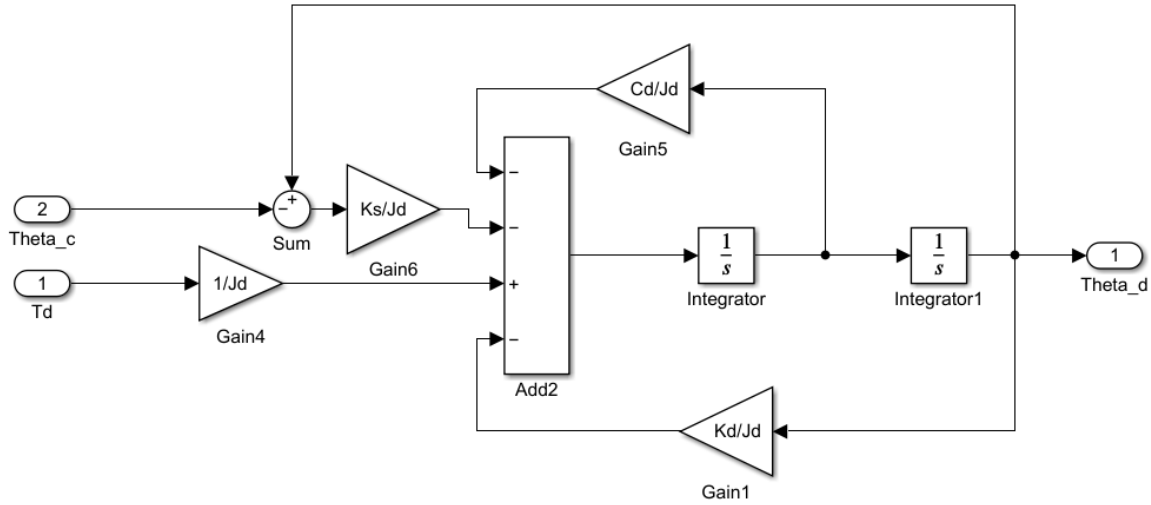
Thông qua các tài liệu tham khảo của xe Hyundai Accent 2024 [14] [15] . Ta có bảng mô tả các tham số:

Bảng 4.1: Bảng mô tả các tham số

Tham số	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Biên độ		20	N.m
Hệ số cản của cột lái	C_c	5	N.m.s/rad
Hệ số cản phụ trợ	C_d	0.2	N.m.s/rad
Mômen quán tính của động cơ	C_m	0.034	kg.m ²
Hằng số lò xo thanh răng	C_r	210	N/m
Tần số tín hiệu đầu vào	Input_fre	3.14	Rad/s
Mômen quán tính của cột lái	J_c	0.06	Kg.m ²
Mômen quán tính phụ	J_d	0.04	Kg.m ²
Mômen quán tính của động cơ	J_m	0.016	Kg.m ²
Hệ số đàn hồi của cột lái	K_c	176	N.m.s/rad
Hệ số đạo hàm của bộ điều khiển PID	K_D	3	
Hằng số điện động	K_e	3	V.s/rad
Hệ số tích phân PID	K_i	5	
Hằng số mômen xoắn động cơ	K_m	130	N.m/A
Hệ số tỷ lệ của PID	K_p	10	
Tỷ số truyền vô lăng	K_r	13852	
Độ cứng của hệ thống lái	K_s	150	N.m/rad

Khối lượng quy đổi thanh răng	m_r	2.5	kg
Hệ số chuyển đổi rad sang độ	Rad2deg	57.2958	Deg
Bán kính bánh răng	r_p	0.008	m
Biến điều khiển chọn đầu vào (0 hoặc 1)	x	1	
Biến tham chiếu đầu ra (đặt trước)	y	0.1	rad

b) Khối vô lăng (Steering Wheel)



Hình 4.10: Mô hình khối vô lăng (Steering Wheel)

- Khối Sum:

Khối Sum được dùng để cộng, trừ hoặc kết hợp tuyến tính các tín hiệu đầu vào. Như mô hình trên, khối Sum được dùng để trừ 2 giá trị (θ_c) và (θ_d). Cụ thể là $\theta_c - \theta_d$.

Khối Sum đưa vào để tính độ lệch góc giữa vô lăng và phản hồi bánh xe. Đại diện cho độ giãn của lò xo đàn hồi nối giữa vô lăng và hệ thống lái.



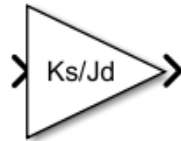
Hình 4.11: Khối Sum

Khối Sum 2 là khối tính tổng mômen tác động vào vô lăng:

$$(T_d / J_d) - (K_s \cdot (\theta_d - \theta_c) / J_d) - (C_d \cdot d(\theta_d) / dt / J_d) - (K_d \cdot d(\theta_d) / dt / J_d)$$

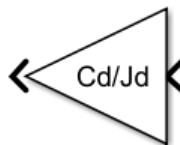
- Khối Gain:

Là khối có tác dụng khuếch đại tín hiệu đầu vào bằng biểu thức khai báo. Ở đây, khối Gain 6 nhân độ lệch góc với K_s/J_d , là khối đại diện cho mômen phản hồi từ lò xo.



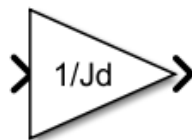
Hình 4.12: Khối Gain 6

Khối Gain 5 nhân với C_d/J_d với $C_d = 0,2$ biểu diễn mômen từ bộ giảm chấn phụ thuộc vào vận tốc góc.



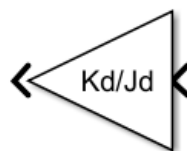
Hình 4.13: Khối Gain 5

Khối Gain 4 thực hiện biểu thức chia J_d với $J_d = 0,04$ để đưa vào khối Sum 2.



Hình 4.14: Khối Gain 4

Khối Gain 1 tín hiệu này được lấy đạo hàm bằng cách đi ngược lại từ đầu ra θ_d qua 2 khối tích phân liên tiếp để tính ra góc quay thực tế và khối Gain 1 này đại diện cho mômen do ma sát quay. Với $K_d = 10$



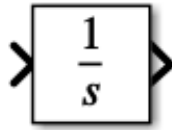
Hình 4.15: Khối Gain 1

- Khối Integrator:

Là khối thực hiện phép tính tích phân theo thời gian. Cụ thể:

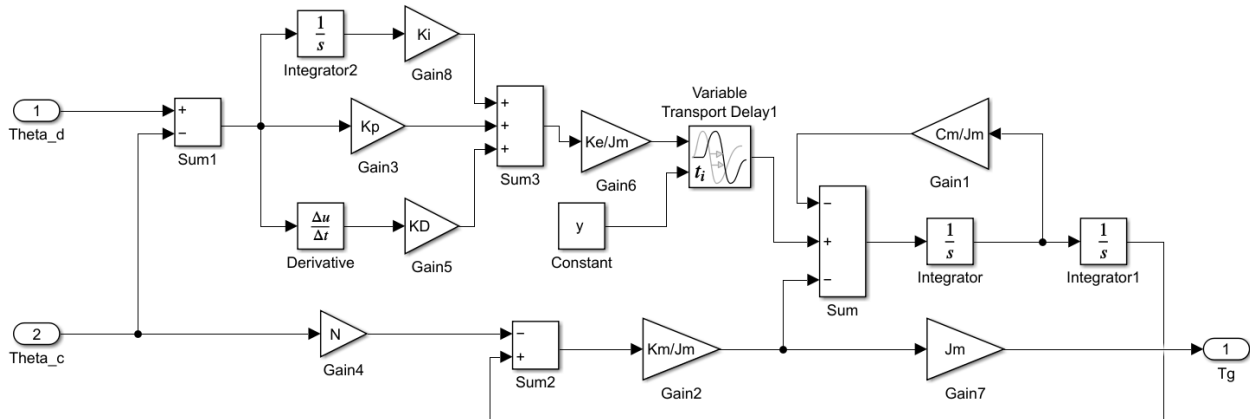
Lần 1: thực hiện phép tính tích phân vận tốc góc $\theta_{d/dt}$.

Lần 2: thực hiện phép tính tích phân góc quay θ_d .



Hình 4.16: Khối Integrator

c) Khối Motor trợ lực (Assistant Motor)



Hình 4.17: Mô hình khối Motor trợ lực (Assistant Motor)

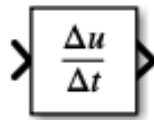
- Khối PID Controller

Thuật toán PID (Proportional-Integral-Derivative) là bộ điều khiển cung cấp khả năng hiệu chỉnh độ lệch tối ưu, tăng tốc độ phản hồi, giảm độ vọt lố và dao động hạn chế. Thuật toán PID sử dụng sự kết hợp của 3 bộ thành phần: tỷ lệ, tích phân và đạo hàm. Cả 3 thành phần đều đóng vai trò đưa độ lệch về 0. PID là bộ điều khiển phổ biến nhất trong ngành vì dễ ứng dụng và chất lượng điều khiển nhất quán. Cụ thể, bộ điều khiển PID thường được sử dụng trong điều khiển động cơ DC, rô bốt, hệ thống trong ô tô, ... Và ở đây bộ điều khiển này được sử dụng trong hệ thống lái trợ lực điện.

Biểu thức của thuật toán PID là:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(t) \cdot dt + K_d \cdot \frac{d}{dt} \cdot e(t) \quad [5]$$

Trong đó khối Sum 1 thực hiện phép tính sai số $\theta_d - \theta_c$, khối Gain 3 là hệ số tỷ lệ $K_p = 10$, khối Gain 5 + khối Derivative là thành phần đạo hàm $K_d = 3$, khối Gain 8 + Integrator 2 là thành phần tích phân $K_i = 5$, khối Sum 3 là tổng hợp 3 thành phần PID.



Hình 4.18: Khối Derivative

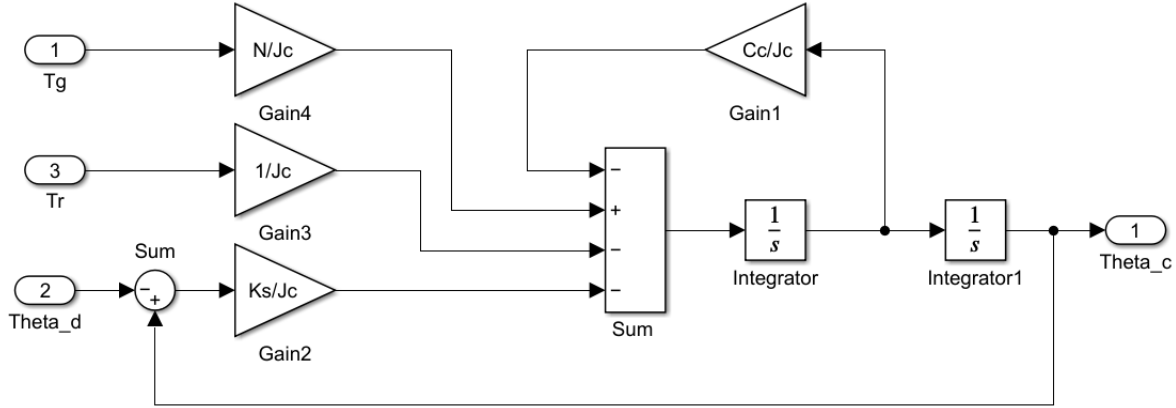
- Khối điều chế điện áp Motor: Là khối điều chỉnh điện áp đầu vào Motor, khối Gain 6 (K_e / J_m) được tính theo mômen quán tính rotor. Với $K_e = 3$.
- Khối Variable Transport Delay: Là khối biểu diễn độ trễ trong phản ứng của motor, do tính chất vật lý hoặc điều khiển. Thêm 1 tín hiệu đầu vào khối này là khối Constant với giá trị $y = 0.1$ giúp mô phỏng sát với thực tế hơn.
- Khối động lực học của Motor

Công thức động lực học: $J_m \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + C_m \cdot \frac{d\theta}{dt} + K_m \cdot (\theta - \theta_c) = u(t) \quad [5]$

Trong đó, khối Sum là khối tính tổng mômen tác động lên rotor, khối Gain 1 là khối mômen cản với $C_m = 0.034$; $J_m = 0.016$, khối Gain 2 là khối mômen tải từ hệ thống cơ khí với $K_m = 130$, 2 khối Integrator và Integrator 1 là khối để lấy đạo hàm 2 lần ra góc quay từ gia tốc, khối Gain 7 là khối nhân lại để tính ra mômen đầu ra T_g (mômen hỗ trợ từ động cơ).

- Khối phản hồi mômen tải từ cơ cấu lái Từ tín hiệu đầu vào θ_c đi qua khối Gain 4 để tính mômen phản kháng từ cơ khí. Sau đó tổng hợp vào khối Sum 2.

d) Khối cột lái (Steering Column)



Hình 4.19: Mô hình khối cột lái (Steering Column)

- Các khối dẫn tín hiệu lực tác động lên cột lái

Trong đó, khối Gain 4 là khối mômen truyền từ động cơ với $N = 20$; $Jc = 0.06$, khối Gain 3 là khối phản mômen từ khối Rack, khối Gain 2 là khối mômen đàn hồi giữa vô lăng và cột lái với $Ks = 150$, khối Gain 1 là khối biểu diễn cho tín hiệu ma sát với $Cc = 5$.

Tất cả các mômen này đều được chia cho mômen quán tính của khối cột lái Jc để đưa về gia tốc góc.

- Khối tổng lực mômen (Sum1)

Là khối tính tổng các lực mômen đi vào khối cột lái với biểu thức:

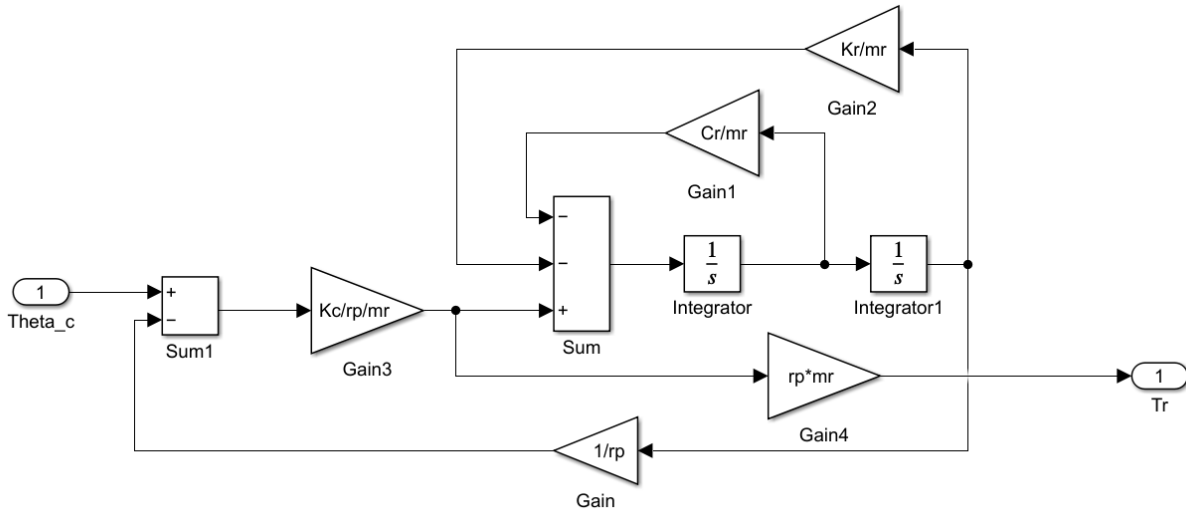
$$\frac{N}{Jc} . Tg + \frac{1}{Jc} - \frac{Ks}{Jc} . (\theta_d - \theta_c) - \frac{Cc}{Jc} . \theta_c$$

Trong đó gồm có: lực trợ lực từ motor (Tg), lực phản lực từ bánh xe (Tr), lực đàn hồi giữa vô lăng và cột lái cuối cùng là lực ma sát nhớt trong cột lái (Cc).

- Khối động học

Là 2 khối tích phân liên tiếp Integrator và Integrator 1 biến đổi từ gia tốc thành vận tốc sau đó là góc quay. Giá trị $Theta_c$ lấy làm tín hiệu đầu ra phản hồi cho các khối khác.

e) Khối thanh răng và bánh răng (Rack and Pinion)



Hình 4.20: Mô hình khối thanh răng và bánh răng (Rack and Pinion)

- Khối tổng hợp lực tác động lên thanh răng

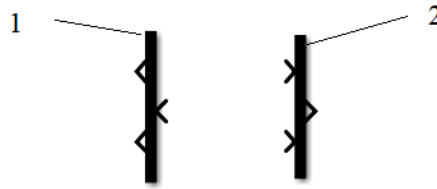
Khối Sum tổng hợp 3 thành phần lực: lực từ trực lái được khối Gain 3 đưa vào với $Kc = 176$, lực ma sát từ khối Gain 1 với giá trị $Cr = 210$, $mr = 2,5$, lực đàn hồi bánh xe từ khối Gain 2 với giá trị $Kr = 13852$. Sau đó 2 khối Integrator và Integrator 1 sẽ tích phân liên tục chuyển gia tốc thành vận tốc và cuối cùng là vị trí của thanh răng.

- Khối mômen phản lực

Bao gồm khối Gain 4 – chuyển lực tác động ngược thành mômen xoắn để phản hồi ngược lại về cột lái (Steering Column) với giá trị của $rp = 0,08$, dùng khối Gain để biến đổi $Theta_c$ thành một giá trị dịch chuyển tuyến tính để so sánh trạng thái hiện tại của thanh răng.

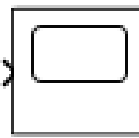
f) Khối ghi dữ liệu và hiện thị dữ liệu

2 giá trị đầu ra cuối cùng là $Theta_d$ và $Theta_c$ sẽ đi vào khối Mux để ghép lại xử lý song song, sau đó đi qua khối Gain 2 để chuyển đơn vị từ radian sang độ ($Rad2deg = 1/2/\pi.360$).

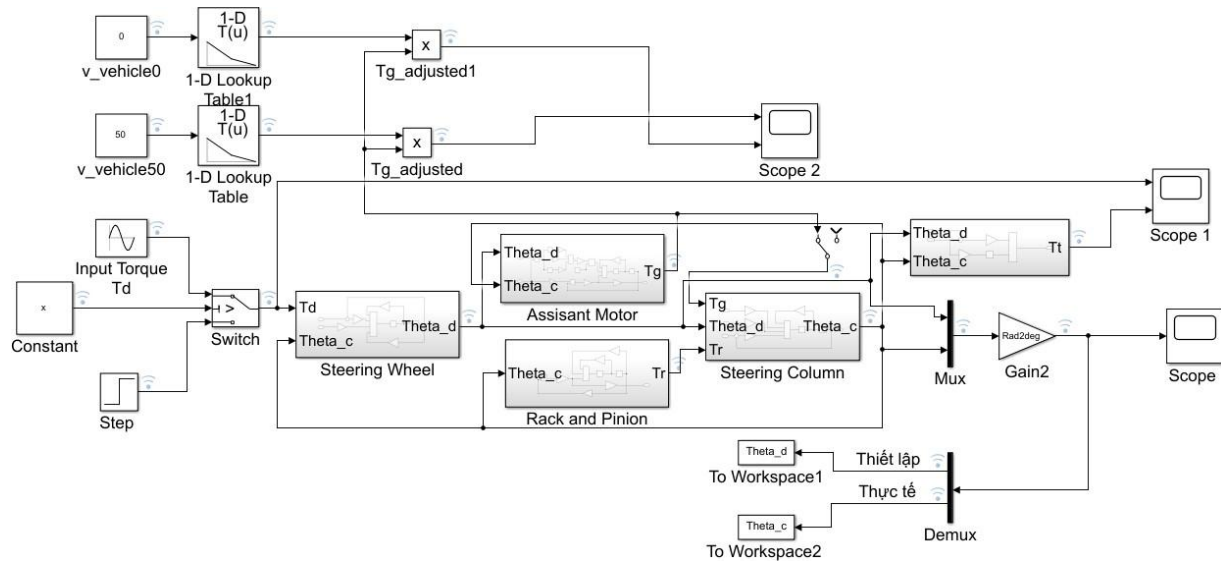


Hình 4.21: Khối Demux(1) và Mux(2)

Cuối cùng là hiện thị qua đồ thị bằng khối Scope, bên cạnh đó 2 giá trị này sẽ tách nhau ra bằng khối Demux và lưu trữ dữ liệu bằng khối To Workspace1 và To Workspace2.

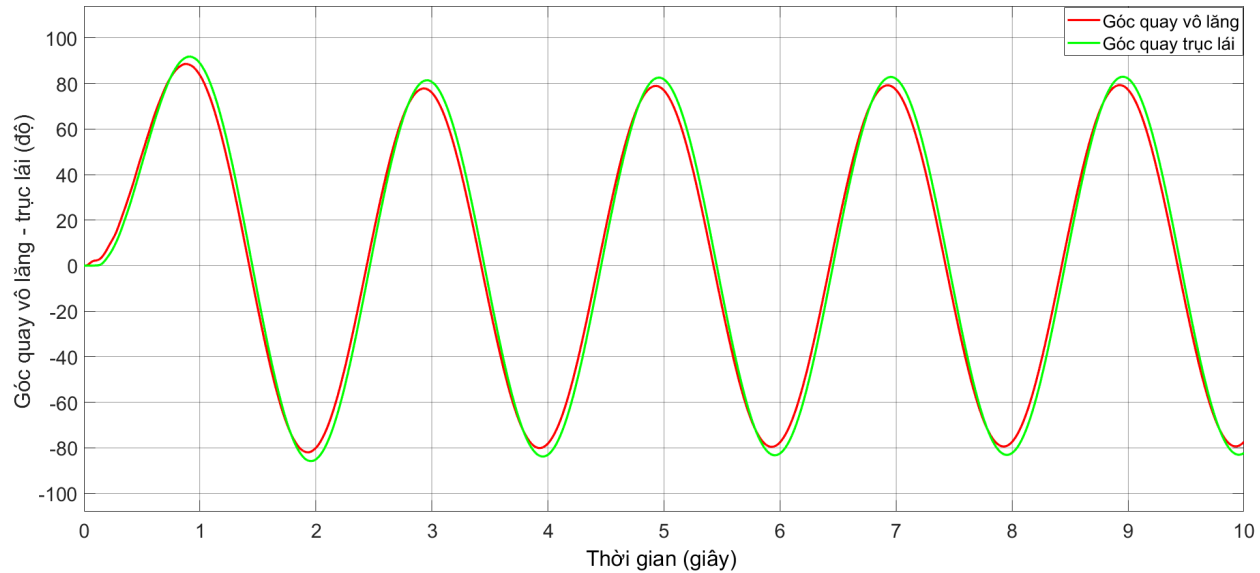


Hình 4.22: Khối Scope



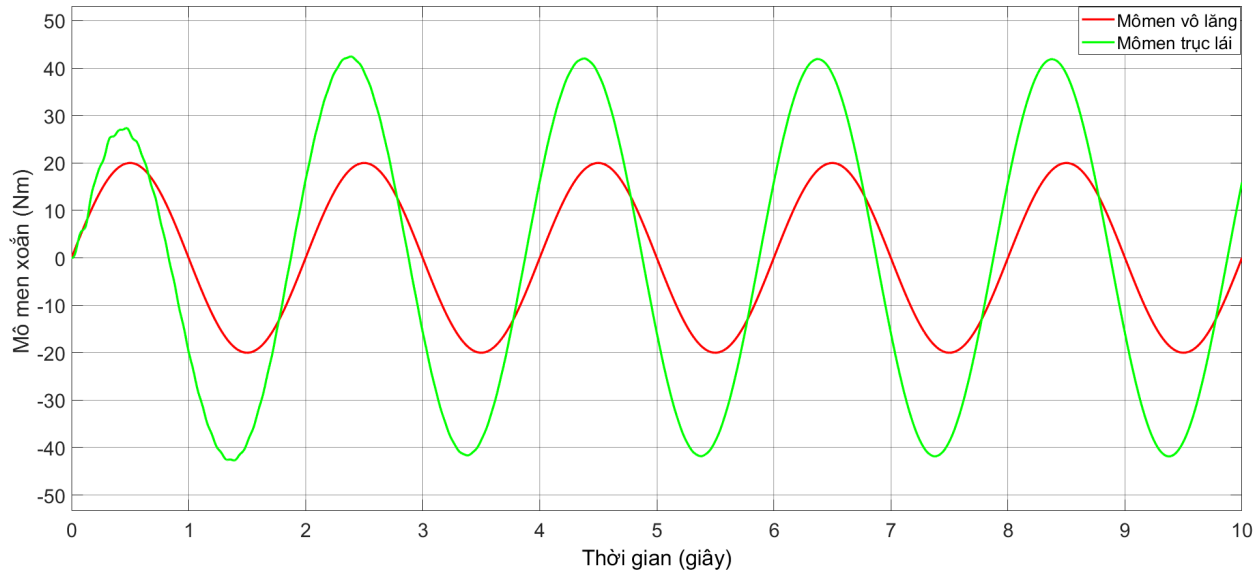
Hình 4.23: Mô hình Simulink của hệ thống lái trợ lực điện

4.2.2. Thực hiện mô phỏng và phân tích kết quả



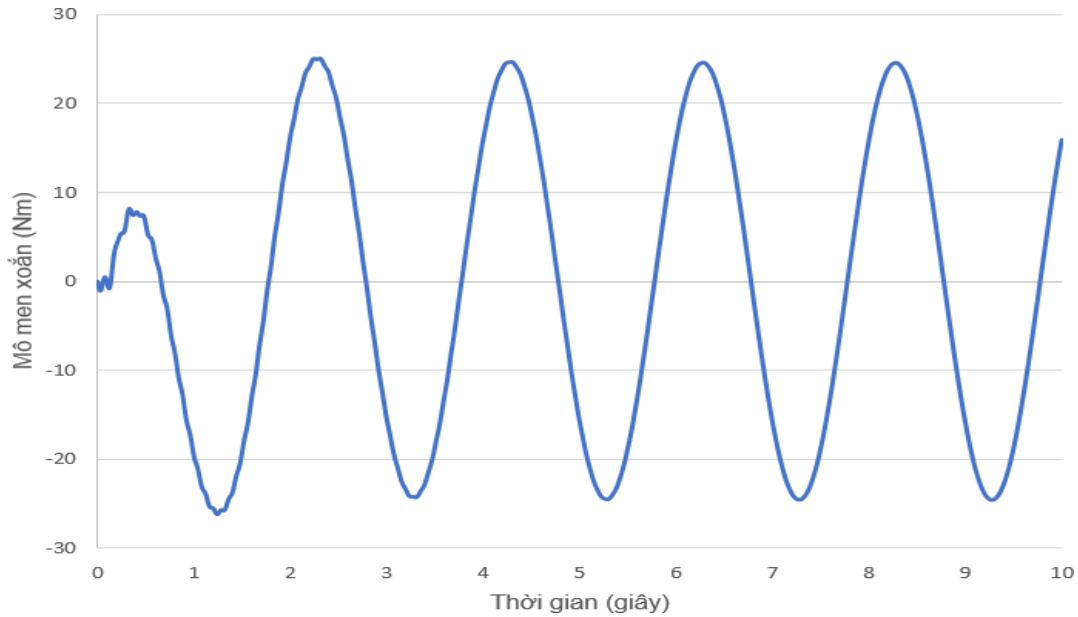
Hình 4.24: Đồ thị mô phỏng độ trễ pha giữa đường thiết lập và thực tế

Biểu đồ trên thể hiện sự so sánh giữa chuyển động góc quay của vô lăng (đường màu đỏ – tín hiệu thiết lập) và chuyển động góc quay của trực lái (đường màu xanh lá – tín hiệu thực tế sau khi có tác động từ hệ thống lái trợ lực điện EPS). Trong mô phỏng, vô lăng được điều khiển theo một hàm sin, nhằm kiểm tra phản ứng của hệ thống EPS khi cung cấp mô men điều khiển T_d, T_r đến cơ cấu trợ lực. Kết quả cho thấy tuy có xuất hiện độ trễ pha nhỏ giữa hai tín hiệu, nhưng sự chênh lệch này là không đáng kể. Ngược lại, đường màu xanh trời tái hiện gần như chính xác biên độ, tần số và hình dạng của tín hiệu đầu vào, chứng tỏ hệ thống EPS đã phản hồi nhanh và chính xác. Điều này cho thấy hệ thống điều khiển mô-men hoạt động hiệu quả, đảm bảo độ nhạy và độ ổn định cho hệ thống lái. Góc quay trực lái sau khi được trợ lực vẫn bám sát theo quỹ đạo mong muốn, không gây ra hiện tượng méo tín hiệu hay suy giảm biên độ, qua đó chứng minh tính khả thi và hiệu quả của mô hình EPS đã xây dựng.



Hình 4.25: Đồ thị so sánh mômen xoắn khi có và không có trợ lực điện

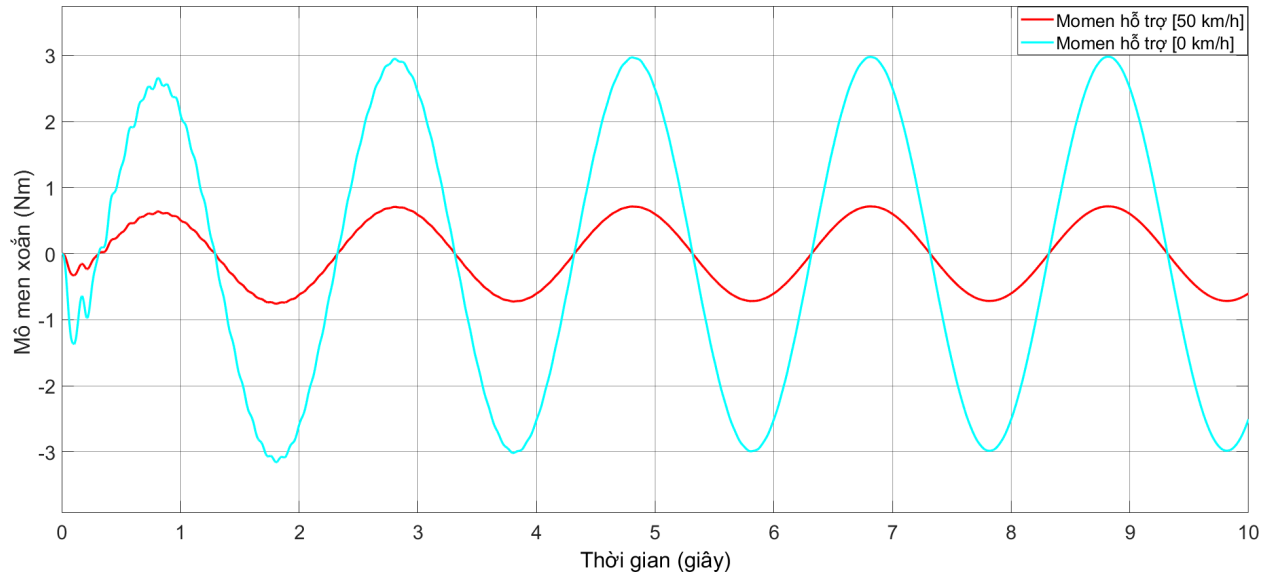
Biểu đồ trên thể hiện sự thay đổi mô men xoắn tại hai vị trí: mô men vô lăng (đường màu xanh lá cây) và mô men trực lái (đường màu đỏ) theo thời gian. Đường màu đỏ đại diện cho mô men đầu vào từ người lái, còn đường màu xanh phản ánh mô men thực tế tại trực lái sau khi có sự can thiệp từ hệ thống trợ lực điện (EPS). Quan sát cho thấy mô men trực lái luôn có biên độ lớn hơn đáng kể so với mô men vô lăng, chứng tỏ hệ thống EPS đã hoạt động hiệu quả, cung cấp thêm lực hỗ trợ giúp quay bánh xe dễ dàng hơn. Đặc biệt, trong những thời điểm đầu (khoảng 0 – 1 giây), mô men trực lái có hiện tượng dao động nhẹ và biến dạng so với hình sin chuẩn, cho thấy hệ thống điều khiển đang trải qua giai đoạn quá độ trước khi ổn định. Sau giai đoạn này, cả hai tín hiệu đều trở nên đều đặn và ổn định theo dạng hình sin, với sự chênh lệch biên độ rõ rệt. Điều này khẳng định rằng hệ thống EPS đã thực hiện tốt chức năng trợ lực, giảm tải cho người điều khiển, đồng thời đảm bảo đầu ra có đủ mô men cần thiết để duy trì chuyển động ổn định và chính xác của hệ thống lái.



Hình 4.26: Đồ thị mô men hỗ trợ của motor trợ lực điện

Trong đồ thị hình 4.25 có thể dễ dàng nhận thấy mô men tại vô lăng luôn thấp hơn so với mô men tại trục lái. Sự chênh lệch này được thể hiện qua hình 4.26 là kết quả trực tiếp của quá trình hoạt động của hệ thống trợ lực điện (EPS). Khi người lái tác động lực lên vô lăng, hệ thống sẽ cảm nhận mô men đầu vào và tự động bổ sung thêm một phần mô men thông qua motor trợ lực điện. Nhờ đó, tổng mô men tại trục lái – tức là đầu ra – sẽ lớn hơn so với đầu vào từ người lái, đảm bảo bánh xe có thể quay với lực tác động ít hơn. Điều này không chỉ giúp giảm mệt mỏi cho người điều khiển, mà còn nâng cao độ nhạy và độ chính xác của hệ thống lái. Hơn nữa, việc duy trì mô men vô lăng ở mức thấp cũng là mục tiêu thiết kế quan trọng trong các hệ thống lái hiện đại, nhằm tạo cảm giác lái mượt mà và an toàn hơn, đặc biệt trong điều kiện tốc độ thấp hoặc khi xe đứng yên.

Sự chênh lệch giữa hai đường mô men hỗ trợ trong đồ thị trong hình 4.27 là do hệ số khuếch đại trợ lực (K_s) thay đổi theo vận tốc của xe. Khi vận tốc bằng 0 km/h (đường màu xanh trời), hệ số K_s được đặt ở mức cao để tạo ra mô men trợ lực lớn, giúp người lái đánh lái dễ dàng hơn khi xe đang đứng yên hoặc di chuyển chậm. Ngược lại, khi vận tốc tăng lên đến 50 km/h (đường màu đỏ), hệ số K_s sẽ giảm xuống nhằm giảm mô men hỗ trợ, từ đó tăng cảm giác thật tay lái và tránh hiện tượng đánh lái quá nhẹ khi xe chạy ở tốc độ cao.



Hình 4.27: Đồ thị mô men xoắn hỗ trợ cho các vận tốc khác nhau

Đồ thị này phản ánh đúng nguyên lý hoạt động của hệ thống trợ lực lái điện (EPS), trong đó mô men không cố định mà được điều chỉnh chủ động theo vận tốc để vừa đảm bảo sự thoải mái khi lái xe chậm, vừa đảm bảo độ ổn định và an toàn khi xe di chuyển nhanh. Mô phỏng trong Simulink sử dụng hệ số K_s phụ thuộc vận tốc để điều khiển moment hỗ trợ, nhờ đó biểu diễn được rõ ràng sự khác biệt giữa hai chế độ vận tốc như trong đồ thị.

Kết luận:

Kết quả mô phỏng thu được từ Simulink không chỉ hỗ trợ đánh giá hiệu quả của hệ thống EPS trong nhiều tình huống vận hành mà còn là công cụ mạnh mẽ để xây dựng nền tảng điều khiển thông minh, phục vụ cho các nghiên cứu sâu hơn như hệ thống lái tự động, điều khiển thích nghi hay mô phỏng trong thiết kế xe điện.

KẾT LUẬN

Kết luận:

Đề tài đã làm rõ được mối quan hệ giữa lý thuyết cơ học – động học – điều khiển và ứng dụng thực tiễn, thông qua khảo sát chi tiết cấu tạo, nguyên lý hoạt động và tính toán kỹ thuật cho từng thành phần trong hệ thống lái. Qua đó, đề tài góp phần cung cấp kiến thức nền vững chắc để phát triển các mô phỏng điều khiển nâng cao như PID, điều khiển thích nghi, hoặc tích hợp với các hệ thống điều khiển xe tự hành.

Trong khuôn khổ đề tài, việc ứng dụng phần mềm MATLAB/Simulink đóng vai trò vô cùng quan trọng trong quá trình mô phỏng, kiểm tra và đánh giá hoạt động của hệ thống lái trợ lực điện (EPS). Nhờ vào khả năng mô hình hóa trực quan, xử lý tín hiệu mạnh mẽ và khả năng tích hợp các khối điều khiển phi tuyến, Simulink đã giúp tái hiện chân thực các thành phần trong hệ thống như: vô lăng, cột lái, mô-tơ trợ lực, cơ cấu bánh răng – thanh răng, và các phản hồi lực từ mặt đường.

Sự thay thế trợ lực thủy lực bằng EPS phản ánh xu thế hiện đại hóa ngành công nghiệp ô tô, hướng đến sự linh hoạt, nhẹ nhàng và tính điều khiển thông minh hơn. Đồng thời, các nội dung nghiên cứu trong đề tài không chỉ giúp hiểu rõ cấu tạo và hoạt động của hệ thống EPS mà còn là nền tảng cho việc mô phỏng, tối ưu hóa, và cải tiến hệ thống trong các ứng dụng tương lai.

Ngoài ra, việc nắm vững đặc điểm của hệ thống EPS không chỉ có ý nghĩa học thuật, mà còn rất quan trọng trong thực tế vận hành, chẩn đoán, bảo trì và nâng cấp các hệ thống lái trong ngành công nghiệp ô tô hiện đại.

Hướng phát triển:

- Áp dụng các bộ điều khiển thông minh hơn vào phần mềm Matlab/Simulink để tối ưu kết quả mô phỏng
- Xây dựng mô hình thực nghiệm

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tài liệu sách:

- [1]. “Nguyễn Hữu Cẩn, Du Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng – “Giáo trình Lý thuyết Ô tô – Máy kéo”. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2005”.
- [2]. “Nguyễn Trọng Hiệp- Giáo trình Chi tiết máy (Tập 1, 2) – NXB Giáo Dục” .
- [3]. Nguyễn Khắc Trai, Kết cấu ô tô, Hà Nội: NXB Bách Khoa, 2010.
- [4]. Phạm Xuân Mai, Ô tô điện và ô tô tự lái (BEV, HEV, PHEV, FCEV, CASEV),
kết cấu, công nghệ, thiết kế, bảo trì, tái chế. [5]. NP Quang, Tài liệu Matlab-Simulink.

Tài liệu web:

- [6]. “VATC, “Ưu điểm của hệ thống lái trợ lực điện EPS”,
19/6/2023
<https://oto.edu.vn/he-thong-lai-tro-luc-dien-eps/>”.
- [7]. “Nguyễn Thanh Đàm, “Tổng quan các hệ thống trợ lực lái hiện nay”, 15/4/2023,
<https://news.oto-hui.com/tong-quan-cac-he-thong-tro-luc-lai-hien-nay/>”.
- [8]. “Lê Trà, “Hệ thống lái: Cấu tạo, phân loại và nguyên lý hoạt động“, 25/6/2022,
https://vinfastauto.com/vn_vi/he-thong-lai-o-to-va-nhung-dieu-can-biet?fbclid=IwAR1BoctGnPnuKkPED7gii2g_KXtOsF5hGiSXt9VCGdysi1ju4xH_socrbaQ”.
- [9]. “Thanh phong auto, “Cấu tạo, phân loại, nguyên lý hoạt động, các hư hỏng và sửa chữa?” 28/11/2019, <https://thanhphongauto.com/he-thong-lai-xe-o-to/>”.
- [10]. “Hệ thống phanh – Nguyễn Hoàng Việt”,https://iide.info-ket-cau-he-thong-phanh-amp-lai-ts-nguyen-hoang-viet-bkdn-pdf-pr_d05c76eb7a8ecf08d47ae3b295a88cf.

- [11]. “KC TT ô tô_PHANH, TREO, LÁI_Nguyen Trong Hoan”.
- [12]. “ilide.info-chuong-3-pr_eee4575efa53f41627674c28626e586e.pdf.”
- [13]. “Kết cấu và tính toán ô tô (Trịnh Chí Thiện, Tô Đức Long, Nguyễn Văn Bang”.
- [14]. V. A. Tuấn, “Real-Time Co-simulation of Electric Power Steering,”2024, https://www.researchgate.net/profile/Vu-Anh-Tuan/2/publication/392623861_Real-Time_Co-simulation-of-Electric_Power_Steering_System/links/65ebe6992851c48a9c011b2f.
- [15]. Oto.com.vn, “Thông số kỹ thuật xe Hyundai Accent 2024,” <https://oto.com.vn/thong-so-ky-thuat/xe-hyundai-accent-2024-articleid-da7f8yj>.