

BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP HÀ NỘI



PHẠM ĐỨC QUÂN

NGHIÊN CỨU NÂNG CAO TÍNH
ÊM DỊU CHO NGƯỜI LÁI TRÊN XE DU LỊCH

Chuyên ngành: Kỹ thuật Cơ khí Động lực

Mã ngành: 8520116

ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ KỸ THUẬT
CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

NGƯỜI HƯỚNG DẪN

1. TS. NGUYỄN ANH NGỌC

Hà Nội – 2025

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan rằng toàn bộ nội dung của đề án tốt nghiệp Thạc sĩ với đề tài: "Nghiên cứu nâng cao tính êm dịu cho người lái trên xe du lịch" là kết quả nghiên cứu của riêng tôi, được thực hiện dưới sự hướng dẫn của giảng viên hướng dẫn TS. Nguyễn Anh Ngọc và dựa trên các tài liệu, số liệu được trích dẫn rõ ràng trong đề án.

Tôi hoàn toàn chịu trách nhiệm về tính trung thực, khách quan và khoa học của nội dung đề án. Những kết quả, phân tích và đánh giá trong đề án không sao chép từ bất kỳ công trình nào khác mà không được trích dẫn rõ ràng.

Nếu có bất kỳ sai phạm nào liên quan đến bản quyền, sao chép không đúng quy định hoặc gian lận học thuật, tôi xin hoàn toàn chịu trách nhiệm trước Hội đồng chấm đề án, Trường và các cơ quan có thẩm quyền.

Tác giả đề án

Phạm Đức Quân

LỜI NÓI ĐẦU

Ngày nay việc đảm bảo sự thoải mái và sức khỏe cho người lái ngày càng trở nên quan trọng đối với việc di chuyển đường dài. Hệ thống treo chính trên ô tô có nhiệm vụ hấp thụ rung động từ mặt đường, góp phần giảm thiểu mệt mỏi và nâng cao trải nghiệm lái xe. Các khảo sát cho thấy việc tiếp xúc lâu dài với rung động có thể dẫn đến mệt mỏi, đau lưng, tổn thương cột sống ảnh hưởng tuần hoàn máu. Tiêu chuẩn ISO 2631 quy định rằng mức độ rung động vượt quá 0.3 m/s^2 ở tần số 1-20 Hz có thể gây ảnh hưởng tiêu cực đến sức khỏe nếu tiếp xúc trong thời gian dài.

Ngoài hệ thống treo chính của ô tô, hệ thống treo ghế lái cũng có tác dụng hấp thụ và giảm các rung động này, đồng thời duy trì sự ổn định và thoải mái cho người lái trong suốt hành trình. Tuy nhiên, việc tối ưu hóa hệ thống treo ghế lái vẫn là một thách thức đòi hỏi sự cải tiến không ngừng. Một số nghiên cứu đã cho thấy hệ thống treo chủ động sử dụng giảm chấn từ trường MR (Magnetorheological) để có thể dập tắt nhanh dao động. Thuật toán điều khiển PID giúp giảm rung động hiệu quả và mang lại sự thoải mái vượt trội so với hệ thống treo cơ khí. Đó là việc tạo ra một lực chống lại tác nhân gây ra sự rung động, nhằm giảm thiểu độ dịch chuyển và gia tốc ghế, nâng cao sự thoải mái cho người lái.

Nghiên cứu ứng dụng phần mềm Matlab – Simulink để mô phỏng, khảo sát hệ thống treo ghế lái trên xe du lịch sử dụng mô hình treo toàn phần có ghế với bộ điều khiển PID.

Em xin chân thành cảm ơn thầy TS. Nguyễn Anh Ngọc đã tận tình hướng dẫn em trong suốt quá trình thực hiện đồ án tốt nghiệp.

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI NÓI ĐẦU	ii
MỤC LỤC.....	iii
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT	vii
DANH MỤC HÌNH ẢNH	xii
DANH MỤC BẢNG BIỂU	xv
PHẦN MỞ ĐẦU	1
1.1. LÝ DO CHỌN ĐỀ TÀI	1
1.2. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI	1
1.3. TỔNG QUAN NGHIÊN CỨU	2
1.4. MỤC TIÊU CỦA ĐỀ TÀI	3
1.5. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU	3
1.6. PHƯƠNG PHÁP LUẬN VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU	4
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN HỆ THỐNG TREO VÀ ĐẶC TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ.....	5
1.1. TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG TREO TRÊN XE Ô TÔ DU LỊCH ...	5
1.1.1. Nhiệm vụ, yêu cầu và phân loại.....	5
1.1.1.1 Nhiệm vụ.....	5
1.1.1.2 Yêu cầu	6
1.1.1.3 Phân loại	6
1.1.2. Các bộ phận chính của hệ thống treo.	7

1.1.2.1 Bộ phận đàn hồi	7
1.1.2.2 Bộ phận dẫn hướng.....	12
1.1.2.3 Bộ phận giảm chấn	13
1.1.2.4 Phân loại giảm chấn.....	14
1.1.3. Cấu tạo chung của ghế lái	22
1.2. TỔNG QUAN VỀ CÁC NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG	22
1.2.1. Tình hình nghiên cứu ở trong nước	22
1.2.2. Tình hình nghiên cứu ở ngoài nước	23
1.3. ĐẶC TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA XE	23
1.3.1. Khái niệm về tính êm dịu chuyển động	23
1.3.2. Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động	24
1.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 1.....	27
CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT, MÔ HÌNH HÓA DAO ĐỘNG HỆ THỐNG TREO TOÀN PHẦN, HỆ THỐNG TREO GHẾ LÁI SỬ DỤNG BỘ ĐIỀU KHIỂN	28
2.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG KHÔNG GIAN HỆ THỐNG TREO TOÀN PHẦN, HỆ THỐNG TREO GHẾ LÁI SỬ DỤNG BỘ ĐIỀU KHIỂN.	28
2.1.1. Các giả thiết khi xây dựng mô hình mô phỏng	28
2.1.2. Mô hình hóa dao động không gian cho hệ thống treo toàn phần, hệ thống treo ghế lái sử dụng bộ điều khiển	29
2.2. THIẾT LẬP HỆ PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN MÔ TẢ MÔ HÌNH DAO ĐỘNG KHÔNG GIAN.....	30

2.2.1. Phương pháp phân tích các lực trên hệ thống treo toàn phần có ghế lái.....	30
2.2.2. Mô hình phân bố các lực tác lên hệ thống treo toàn phần có ghế lái	32
2.2.3. Khối lượng không được treo cầu trước.....	34
2.2.4. Khối lượng không được treo cầu sau.....	36
2.2.5. Khối lượng ghế người lái	38
2.2.6. Khối lượng được treo	39
2.3. LÝ THUYẾT VÀ THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN PID	42
2.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 2.....	44
CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG HỆ THỐNG TREO CÓ ĐIỀU KHIỂN	45
3.1. TỔNG QUAN VỀ PHẦN MỀM MATLAB SIMULINK.....	45
3.1.1. Matlab	45
3.1.2. Simulink	46
3.2. MÔ PHỎNG HỆ THỐNG TREO BẰNG SIMULINK.....	47
3.2.1. Sơ đồ khối chức năng tổng thể.....	47
3.2.2. Sơ đồ các khối chức năng	47
3.2.2.1 Khối chức năng bánh xe	47
3.2.2.2 Khối chức năng cầu trước chủ động	52
3.2.2.3 Khối chức năng cầu sau bị động.....	53
3.2.2.4 Khối chức năng của hệ thống treo cầu trước	54
3.2.2.5 Khối chức năng của hệ thống treo cầu sau	55

3.2.2.6 Sơ đồ khối chức năng của khối lượng được treo	56
3.2.2.7 Khối chức năng của ghế lái.....	57
3.2.2.8 Khối chức năng của hệ thống treo ghế lái	58
3.2.2.9 Khối chức năng của bộ điều khiển PID	58
3.3. PHÂN TÍCH ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ MÔ PHỎNG	59
3.3.1. Thông số đầu vào của hệ dao động	59
3.3.2. Kết quả mô phỏng dao động khi không có và có hệ thống treo tích cực	60
3.3.2.1 Kích thích mặt đường dạng Step	60
3.3.2.2 Kích thích mặt đường dạng SineWave	61
3.3.2.3 Kích thích mặt đường dạng CD Road Surface	62
3.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 3.....	63
KẾT LUẬN	64
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	65

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Đơn vị	Giải thích
Matlab	-	Phần mềm tính toán và xử lý ma trận (Matrix laboratory)
Simulink	-	Phần mềm mô phỏng hệ thống (Simulation – Link)
MR	-	Dung dịch từ trường (Magnetor-heological)
PID	-	Bộ điều khiển tỷ lệ – Tích phân – Vi phân (Proportional–Integral–Derivative)
a, b	m	Khoảng cách từ cầu trước và sau đến trọng tâm thân xe
c, d	m	Khoảng cách từ vị trí tâm ghế đến tâm trục dọc và ngang thân xe
d_1, d_2	m	Khoảng cách từ hệ thống treo cầu trước và sau đến trục dọc thân xe
d_{p1}, d_{p2}	m	Khoảng cách từ bánh xe trước và sau đến trục dọc thân xe
k_{se}	N/m	Độ cứng lò xo ghế lái
c_{se}	N.s/m	Độ cản nhớt giảm chấn ghế lái
k_{s1}, k_{s2}	N/m	Độ cứng lò xo hệ thống treo chính trước và sau

c_{s1}, c_{s2}	N.s/m	Độ cản nhớt giảm chấn hệ thống treo chính trước và sau
k_{t1}, k_{t2}	N/m	Độ cứng lò xo lớp xe trước và sau
c_{t1}, c_{t2}	N.s/m	Độ cản nhớt giảm chấn lớp xe trước và sau
I_{sy}	Kg.m ²	Mô men xoắn của khối lượng được treo theo trục y
I_{sx}	Kg.m ²	Mô men xoắn của khối lượng được treo theo trục x
I_{u2}	Kg.m ²	Mô men xoắn của cầu sau bị động theo trục x
m_{u1}, m_{u2}	Kg	Khối lượng không được treo trước và sau
m_{se}	Kg	Khối lượng ghế lái (bao gồm cả người lái)
M_s	Kg	Khối lượng được treo
$z_s, \dot{z}_s, \ddot{z}_s$	m, m/s, m/s ²	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng của thân xe
$\varphi_{sx}, \dot{\varphi}_{sx}, \ddot{\varphi}_{sx}$	rad, rad/s, rad/s ²	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc góc của khối lượng được treo M quanh trục Ox
$\varphi_{sy}, \dot{\varphi}_{sy}, \ddot{\varphi}_{sy}$	rad, rad/s, rad/s ²	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc góc của khối lượng được treo M quanh trục Oy
$\varphi_{u2}, \dot{\varphi}_{u2}, \ddot{\varphi}_{u2}$	rad, rad/s, rad/s ²	Chuyển vị, gia tốc góc của khối lượng không được treo cầu sau quanh trục Ox

$Z_{u1L}, \dot{Z}_{u1L}, \ddot{Z}_{u1L}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng theo trục Z của khối lượng không được treo m_{ul}
$Z_{u1R}, \dot{Z}_{u1R}, \ddot{Z}_{u1R}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng theo trục Z của khối lượng không được treo m_{ul}
$Z_{u2}, \dot{Z}_{u2}, \ddot{Z}_{u2}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng theo trục Z của khối lượng không được treo cầu sau
$Z_{se}, \dot{Z}_{se}, \ddot{Z}_{se}$	m	Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của ghế lái
$Z_{AL}, \dot{Z}_{AL}, \ddot{Z}_{AL}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu trước bên trái lên khối lượng được treo
$Z_{AR}, \dot{Z}_{AR}, \ddot{Z}_{AR}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu trước bên phải lên khối lượng được treo
$Z_{DL}, \dot{Z}_{DL}, \ddot{Z}_{DL}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc điểm tiếp xúc bánh xe với khối lượng không được treo cầu sau bên trái
$Z_{DR}, \dot{Z}_{DR}, \ddot{Z}_{DR}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc điểm tiếp xúc bánh xe với khối lượng không được treo cầu sau bên phải

$Z_{EL}, \dot{Z}_{EL}, \ddot{Z}_{EL}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng không được treo cầu sau bên trái
$Z_{ER}, \dot{Z}_{ER}, \ddot{Z}_{ER}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng không được treo cầu sau bên phải
$Z_{BL}, \dot{Z}_{BL}, \ddot{Z}_{BL}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc của điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng được treo bên trái
$Z_{BR}, \dot{Z}_{BR}, \ddot{Z}_{BR}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc của điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng được treo bên phải
$Z_C, \dot{Z}_C, \ddot{Z}_C$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc của điểm tiếp xúc hệ thống treo ghế lái với khối lượng được treo
$q_{1L}, \dot{q}_{1L}, \ddot{q}_{1L}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng theo trục Z của mặt đường bên cầu trước bên trái
$q_{1R}, \dot{q}_{1R}, \ddot{q}_{1R}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng theo trục Z của mặt đường bên cầu trước bên phải
$q_{2L}, \dot{q}_{2L}, \ddot{q}_{2L}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng theo trục Z của mặt đường bên cầu sau bên trái
$q_{2R}, \dot{q}_{2R}, \ddot{q}_{2R}$	$m, m/s, m/s^2$	Chuyển vị, vận tốc, gia tốc thẳng đứng theo trục Z của mặt đường bên cầu sau bên phải

F_{uli}	N	Lực quán tính khối lượng không được treo cầu trước
F_{s1L}, F_{s1R}	N	Lực tác dụng của hệ thống treo lên khối lượng không được treo cầu trước bên trái và bên phải
F_{t1L}, F_{t1R}	N	Lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo cầu trước bên trái và bên phải
F_{u2i}	N	Lực quán tính khối lượng không được treo cầu sau
F_{s2L}, F_{s2R}	N	Lực tác dụng của hệ thống treo lên khối lượng không được treo cầu sau
F_{t2L}, F_{t2R}	N	Lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo cầu sau
F_{sei}	N	Lực quán tính khối lượng ghế lái
F_{sse}	N	Lực tác dụng của hệ thống treo lên ghế
F_{Si}	N	Lực quán tính khối lượng được treo
F_a	N	Lực của bộ điều khiển
V	m/s	Vận tốc của xe

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 1. 1 Bộ phận đàn hồi nhíp lá (Nguồn: https://www.suspensionlifts.com)	8
Hình 1. 2 Bộ phận đàn hồi thanh xoắn [8]	9
Hình 1. 3 Bộ phận đàn hồi lò xo trụ (Nguồn: https://www.carid.com)	10
Hình 1. 4 Hệ thống treo khí nén (Nguồn: https://sadote.org)	11
Hình 1. 5 Giảm chấn hai lớp vỏ [8]	14
Hình 1. 6 Giảm chấn một lớp vỏ [8]	16
Hình 1. 7 Giảm chấn 2 ống dẫn khí áp lực (Nguồn: https://phutungahv.com)	17
Hình 1. 8 Giảm chấn Vario (Nguồn: https://phutungahv.com)	18
Hình 1. 9 Giảm chấn hơi (Nguồn: https://phutungahv.com)	19
Hình 1. 10 Giảm chấn khí - thủy lực (Nguồn: https://phutungahv.com).....	20
Hình 1. 11 Cấu tạo của ghế lái (Nguồn https://www.researchgate.net)	22
Hình 2. 1 Mô hình tương đương hệ thống treo xe cầu sau phụ thuộc, trước độc lập.....	29
Hình 2. 2 Mô hình vật lý hệ thống treo xe cầu sau phụ thuộc, trước độc lập.	32
Hình 2. 3 Sơ đồ phân tích lực của khối lượng được treo cầu trước bên trái...	34
Hình 2. 4 Sơ đồ phân tích lực của khối lượng được treo cầu trước bên phải.	35
Hình 2. 5 Sơ đồ phân tích lực của khối lượng không được treo phụ thuộc cầu sau.....	36
Hình 2. 6 Sơ đồ phân tích lực của ghế lái	38
Hình 2. 7 Sơ đồ phân tích lực của khối lượng được treo	39

Hình 2. 8 Sơ đồ bộ điều khiển PID [8]	42
Hình 2. 9 Đồ thị dao động tắt dần [13]	44
Hình 3. 1 Sơ đồ các khối chức năng hệ dao động toàn phần có ghế lái.....	47
Hình 3. 2 Đồ thị dạng Step.....	48
Hình 3. 3 Đồ thị hình sóng SineWave	49
Hình 3. 4 Biên độ mặt đường CD trong thời gian 10s.....	50
Hình 3. 5 Sơ đồ khối chức năng bánh xe trước bên trái	50
Hình 3. 6 Sơ đồ khối chức năng bánh xe trước bên phải.....	51
Hình 3. 7 Sơ đồ khối chức năng bánh xe sau bên trái.....	51
Hình 3. 8 Sơ đồ khối chức năng bánh xe sau bên phải	52
Hình 3. 9 Sơ đồ khối chức năng cầu trước bên trái	52
Hình 3. 10 Sơ đồ khối chức năng cầu trước bên phải.....	53
Hình 3. 11 Sơ đồ khối chức năng cầu sau bị động.....	54
Hình 3. 12 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo cầu trước bên trái.....	54
Hình 3. 13 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo cầu trước bên phải	55
Hình 3. 14 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo cầu sau	55
Hình 3. 15 Sơ đồ khối chức năng của khối lượng được treo	57
Hình 3. 16 Sơ đồ khối chức năng của ghế lái	57
Hình 3. 17 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo ghế lái	58
Hình 3. 18 Đồ thị hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động và khi sử dụng bộ điều khiển PID tại dạng mặt đường Step	60

Hình 3. 19 Đồ thị hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động và khi sử dụng bộ khiển PID tại dạng mặt đường Sinewave.....	61
Hình 3. 20 Đồ thị hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động và khi sử dụng bộ khiển PID tại dạng mặt đường CD.....	62

DANH MỤC BẢNG BIỂU

Bảng 1. 1 Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631	27
Bảng 3. 1 Bảng thông số đầu vào của hệ dao động toàn phần có ghế lái.....	59

PHẦN MỞ ĐẦU

1.1. LÝ DO CHỌN ĐỀ TÀI

Dòng xe du lịch là phương tiện vận tải đóng vai trò hết sức quan trọng đối với nền kinh tế thương mại, dịch vụ, giải trí, vì nó có những ưu điểm đặc biệt hơn hẳn các loại phương tiện vận tải khác: thông dụng, có tính cơ động cao...đáp ứng nhiều địa hình phức tạp. Trước sự phát triển mạnh mẽ của khoa học công nghệ, cũng như yêu cầu ngày càng khắt khe, đòi hỏi sự ổn định, êm ái khi di chuyển bằng phương tiện này. Vậy nên, việc thiết kế các hệ thống, các cụm chi tiết trên dòng xe ô tô du lịch, cũng như đánh giá chất lượng làm việc của chúng ngày càng được quan tâm nghiên cứu nhằm nâng cao chất lượng xe.

Ngoài hệ thống treo chính của ô tô, ghế lái cũng là một vị trí quan trọng, là nơi mà người lái sử dụng trong thời gian dài, dẫn đến việc đau mỏi vùng hông, tổn thương cột sống khi đi qua những địa hình gồ ghề, mấp mô.

Nghiên cứu nâng cao tính êm dịu cho người lái cũng chính là nghiên cứu, đi sâu tìm hiểu, phân tích hệ thống treo chính của ô tô, hệ thống treo ghế lái,... Như vậy sẽ có nhiều hướng nghiên cứu hơn, nội dung tài liệu đa dạng hơn, phong phú hơn.

Chính vì những lý do trên, tôi đã lựa chọn đề tài: “nghiên cứu nâng cao tính êm dịu cho người lái trên xe du lịch”. Trong đó, hướng đi nghiên cứu hệ thống treo ghế lái để nâng cao tính êm dịu cho người lái có tính mới, có khả năng cải thiện thực tế các dòng xe du lịch hiện hành.

1.2. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI

Tình hình nghiên cứu tại Việt Nam hiện nay với xu thế ngành công nghiệp sản xuất ô tô phát triển ngày càng lớn. Hơn thế nữa nền kinh tế nước ta chiếm tới 30% phát triển ở nhóm dịch vụ, với đường bờ biển dài, những dãy

núi bao la trùng điệp, chúng ta có nhiều thành phố du lịch biển, nhiều thị trấn, thành phố trên mây, nhiều khu nghỉ dưỡng cao cấp trải dài khắp cả nước. Dẫn đến việc phát triển thương mại dịch vụ du lịch bằng ô tô càng phồn thịnh. Nên việc nâng cao chất lượng xe du lịch, ngày càng được quan tâm hơn.

Ở trong nước ta đã có một số đề tài khoa học được sử dụng vào việc nâng cao độ ổn định, sự êm dịu vận hành nhờ vào việc điều khiển hệ thống treo chủ động. Cụ thể như nghiên cứu trong nước ta có bài nghiên cứu của TS. Nguyễn Tuấn Anh thực hiện mô phỏng đạo động của hệ thống treo chủ động có xét đến sự ảnh hưởng của cơ cấu chấp hành thủy lực [1] , hay TS. Đặng Việt Hà đã so sánh độ êm dịu của ô tô khách sử dụng hệ thống treo khí nén và ô tô khách sử dụng nhíp [2], TS. Phạm Xuân Mai thực hiện mô phỏng độ êm dịu của xe khách giường nằm [3].

Những nghiên cứu nước ngoài có bài của tác giả Tamburrano, P và cộng sự với bài báo nghiên cứu có tiêu đề là: “A Review of Electro-Hydraulic Servovalve Research and Development”[4], hay tác giả Huang, Y và cộng sự đã thực hiện nghiên cứu với nội dung là: “Approximation-Free Control for Vehicle Active Suspensions With Hydraulic Actuator”[5].

1.3. TỔNG QUAN NGHIÊN CỨU

Hệ thống treo trên ô tô, bao gồm cả xe du lịch và xe tải, là một tổ hợp liên kết đàn hồi có nhiệm vụ kết nối giữa các cầu xe (gồm cầu chủ động và cầu bị động) với phần khung và thân xe. Hệ thống này đóng vai trò quan trọng trong việc hấp thụ chấn động từ mặt đường, duy trì sự tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường, đồng thời nâng cao độ ổn định và êm dịu cho quá trình chuyển động của xe [6]. Theo tài liệu [6], hệ thống treo thông thường được chia thành ba bộ phận chính, đó là cơ cấu đàn hồi, cơ cấu dẫn hướng và định hướng cho bánh xe , cơ cấu giảm chấn. Trong đó, cơ cấu đàn hồi là các phần tử như lò xo lá, lò xo

xoắn, đệm cao su hoặc khí nén, có nhiệm vụ chịu lực và giảm chấn ban đầu giữa cầu xe và khung vỏ. Cơ cấu dẫn hướng và truyền lực bao gồm các thanh liên kết, chốt, trục và dầm cầu, giữ vai trò truyền lực và định hướng cho bánh xe, giúp xe vận hành ổn định khi di chuyển ở tốc độ cao. Về cơ cấu giảm chấn, thường là giảm chấn thủy lực, có nhiệm vụ triệt tiêu các dao động dư thừa của bánh xe và thân xe, đặc biệt khi xe di chuyển qua địa hình gồ ghề.

Hệ thống treo có vai trò quan trọng trong việc duy trì độ êm dịu cần thiết khi xe vận hành ở tốc độ cao, đồng thời đảm bảo các bánh xe luôn tiếp xúc ổn định với mặt đường, đặc biệt là hai bánh dẫn hướng ở cầu trước. Dựa trên nguyên lý hoạt động, hệ thống treo được chia thành hai loại chính: hệ thống treo độc lập và hệ thống treo phụ thuộc.

1.4. MỤC TIÊU CỦA ĐỀ TÀI

Nghiên cứu nâng cao tính êm dịu cho người lái trên xe du lịch là một nhiệm vụ cần thiết để nâng cao sự an toàn và đảm bảo sự thoải mái cho người lái trong thời gian di chuyển dài.

Phân tích dữ liệu thu thập được để tìm ra các yếu tố ảnh hưởng tới cảm giác êm dịu của người lái xe.

Nghiên cứu, đưa ra giải pháp cải thiện các yếu tố ảnh hưởng tới cảm giác êm dịu của người lái xe.

1.5. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

Nghiên cứu tổng quan về hệ thống treo xe ô tô và tính êm dịu chuyển động của xe.

Xây dựng mô hình dao động hệ thống treo toàn xe, hệ thống treo ghế lái có sử dụng bộ điều khiển.

Sử dụng phần mềm Matlab Simulink để mô phỏng và tính toán.

Phân tích và đánh giá kết quả đạt được, đồng thời đưa ra các kết luận, khuyến nghị cho vấn đề gặp phải.

1.6. PHƯƠNG PHÁP LUẬN VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Hiện nay, nhờ vào sự phát triển vượt bậc của công nghệ máy tính, công nghệ phần mềm khiến cho việc nghiên cứu áp dụng mô hình toán học để mô phỏng lại quá trình dao động của xe ô tô đang ngày càng dễ dàng, chính xác, phổ biến hơn. Hơn thế nữa, nhờ nguồn tài nguyên ngày càng phong phú, mà các nhà nghiên cứu khoa học có thể dễ dàng phối kết hợp để nghiên cứu, mang lại những kết quả có tính mới hơn, tối ưu hơn.

Đề tài xây dựng chương trình cho phép tính toán dao động ô tô trên máy vi tính bằng phần mềm MatLab Simulink. Điều này làm giảm thời gian và tăng tốc độ tính toán và độ chính xác khi tính toán thiết kế cũng như khi kiểm nghiệm dao động của ô tô. Qua đó xác định được các thông số ảnh hưởng tới độ êm dịu ô tô.

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN HỆ THỐNG TREO VÀ ĐẶC TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ

1.1. TỔNG QUAN VỀ HỆ THỐNG TREO TRÊN XE Ô TÔ DU LỊCH

Hệ thống treo trên ô tô, bao gồm cả xe du lịch và xe tải, là một tổ hợp các bộ phận đàn hồi liên kết các cầu xe (gồm cầu chủ động và cầu bị động) với khung và thân xe. Hệ thống này thường được cấu tạo từ ba thành phần chính: cơ cấu liên kết đàn hồi giữa khung vỏ xe và các cầu xe nhằm đảm bảo các cầu xe không va chạm với khung khi xe di chuyển; cơ cấu truyền lực gồm các chốt, trục, thanh đòn và dầm cầu có nhiệm vụ truyền lực đẩy từ bánh xe và lực phản hồi từ mặt đường lên khung vỏ, giúp xe có thể vận hành ổn định ở tốc độ cao mà không làm biến dạng khung vỏ; cuối cùng là cơ cấu giảm chấn, có tác dụng giảm thiểu dao động bánh xe đặc biệt khi xe di chuyển trên địa hình gồ ghề [6].

Hệ thống treo còn đảm bảo độ êm dịu cần thiết khi xe vận hành ở tốc độ cao, đồng thời giữ cho các bánh xe luôn tiếp xúc liên tục với mặt đường, đặc biệt là hai bánh dẫn hướng của cầu trước. Dựa trên nguyên lý này, hệ thống treo được phân thành hai loại chính: hệ thống treo độc lập và hệ thống treo phụ thuộc.

1.1.1. Nhiệm vụ, yêu cầu và phân loại.

1.1.1.1 Nhiệm vụ

Hệ thống treo là hệ thống liên kết mềm giữa bánh xe và khung xe hoặc vỏ xe. Mỗi liên kết treo của xe là mỗi liên kết đàn hồi có các chức năng chính sau đây:

- Giúp cho bánh xe thực hiện chuyển động tương đối theo phương thẳng đứng đối với khung xe hoặc vỏ xe theo yêu cầu dao động “êm dịu”, hạn chế tới mức có thể chấp nhận được những chuyển động không

mong muốn của bánh xe như lắc ngang, lắc dọc.

- Tăng khả năng truyền lực, tăng tính ổn định giữa bánh xe và khung xe khi truyền lực theo phương thẳng đứng, lực phương dọc và lực phương bên.
- Hấp thụ năng lượng dao động của thân xe, vỏ xe và bánh xe, trên cơ sở biến cơ năng thành nhiệt năng.

1.1.1.2 Yêu cầu

Để đảm bảo cho xe hoạt động ổn định, hệ thống treo cần đạt các yêu cầu sau:

- Bánh xe có thể dịch chuyển trong phạm vi giới hạn cho phép.
- Các quan hệ động học của bánh xe cần được thiết kế hợp lý nhằm đảm bảo hệ thống treo thực hiện chức năng giảm chấn theo phương thẳng đứng, đồng thời không làm ảnh hưởng tiêu cực đến các đặc tính động học và động lực học của bánh xe khi chuyển động.
- Hệ thống không được tạo ra các lực lớn tại các điểm kết nối với khung hoặc thân xe.
- Đảm bảo ô tô có tính năng êm dịu khi chạy trên đường.
- Dập tắt nhanh các dao động của thùng xe và vỏ xe.
- Có độ tin cậy lớn, độ bền cao và không gặp hư hỏng bất thường.
- Giữ tính ổn định, tăng tính điều khiển của người lái tới sự chuyển động của ô tô ở tốc độ cao.
- Cố định chắc chắn vào bảo vệ các hệ thống tham gia vào hoạt động xe như hệ thống đánh lửa, hệ thống điện thân xe, hệ thống điều hòa,..

1.1.1.3 Phân loại

Có rất nhiều cách phân loại hệ thống treo trên ô tô. Dựa vào giáo trình hệ thống treo ô tô [7] và những căn cứ khác nhau ta có thể phân loại hệ thống

treo trên ô tô thành các loại cơ bản sau:

Theo bộ phận dẫn hướng:

- Hệ thống treo phụ thuộc với cầu liền (loại riềng và loại thẳng bằng).
- Loại độc lập (một đòn, hai đòn,...).

Theo bộ phận đàn hồi, ta có thể chia ra:

- Bộ phận đàn hồi bằng kim loại: nhíp lá, lò xo, thanh xoắn.
- Bộ phận đàn hồi bằng khí nén: loại bọc bằng cao su sợi, màng hoặc loại ống.
- Bộ phận đàn hồi bằng thủy lực: loại ống.
- Bộ phận đàn hồi bằng cao su.

Theo phương pháp dập tắt dao động (giảm chấn), ta chia ra:

- Giảm chấn thủy lực: có loại tác động một chiều và hai chiều.
- Giảm chấn ma sát cơ: có thể là ma sát trong bộ phận đàn hồi hoặc trong bộ phận dẫn hướng.

Theo phương pháp điều khiển, ta có thể chia ra:

- Hệ thống treo bị động (passive suspension) hay là hệ thống không có điều khiển.
- Hệ thống treo chủ động (active suspension) là hệ thống có khả năng điều khiển được.
- Hệ thống treo bán chủ động (semi active suspension) là sự kết hợp của 2 loại trên)

1.1.2. Các bộ phận chính của hệ thống treo.

1.1.2.1 Bộ phận đàn hồi

Bộ phận đàn hồi là bộ phận nối liên kết mềm giữa bánh xe và thùng xe.

Qua đó biến đổi tần số dao động của xe (bao gồm dao động từ mặt đường hay nội tại của xe), sao cho phù hợp với cơ thể con người (60 - 80 lần/ph). Đối với bộ phận đàn hồi này, ta có thể bố trí các kết cấu khác nhau trên xe nhưng phải đảm bảo nó cho phép bánh xe có thể dịch chuyển theo phương thẳng đứng. Bộ phận đàn hồi được chia ra theo cấu trúc như là bằng kim loại, phi kim loại và dạng liên hợp.

Bộ phận đàn hồi có các phân tử đàn hồi thường gặp là:

a) Bộ phận đàn hồi Nhíp lá

“Bộ nhíp lá được cấu tạo bởi các lá nhíp dẹt tiết diện hình chữ nhật, có độ dài và bán kính cong khác nhau, xếp chồng lên nhau. Tiết diện của bộ nhíp, theo phương chịu tải, phù hợp với tiết diện của dầm chịu uốn, do vậy chiều dày bộ nhíp ở giữa lớn hơn hai đầu. Các lá nhíp được bắt chặt với nhau và chống xô dọc bằng bu lông tâm nhíp, chống xô ngang bằng các quang nhíp phụ. Bộ nhíp được liên kết với khung xe qua chốt quay, giá đỡ. Đặc tính làm việc của nhíp là khi tải trọng tác dụng lên nhíp tăng thì biến dạng của nhíp cũng tăng theo quy luật tuyến tính. Qua đó làm êm dịu sự dịch chuyển lên xuống, giảm tác động từ mặt đường truyền lên thùng xe” (Nguồn: Giáo trình Kết cấu ô tô, NXB Bách Khoa Hà Nội) [8].



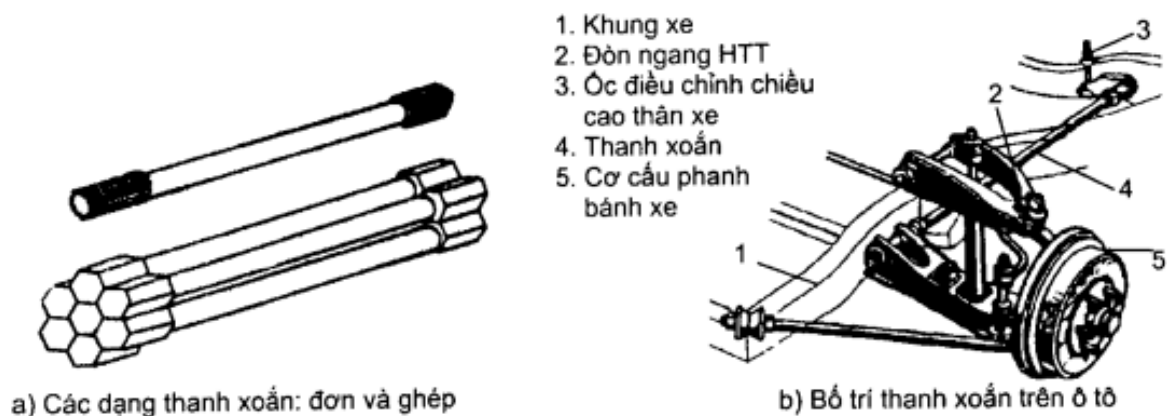
Hình 1. 1 Bộ phận đàn hồi nhíp lá (Nguồn: <https://www.suspensionlifts.com>)

Ưu điểm của kiểu treo này là không cần thanh ổn định, đơn giản rẻ tiền. Nhược điểm là trọng lượng lớn, cồng kềnh. Ngoài ra, thùng xe được thiết kế ở phần bên trên khung xe nên chiều cao trọng tâm xe sẽ lớn và có khả năng ảnh hưởng đến tốc độ và sự ổn định khi xe chuyển động.

b) Bộ phận đàn hồi thanh xoắn

Bộ phận đàn hồi thanh xoắn thường là 1 thanh bằng thép lò xo có tiết diện đơn tròn hoặc 1 thanh thép được ghép bởi nhiều thanh thép với tiết diện ghép hình lục lăng [8]. Tận dụng tính đàn hồi xoắn của thanh thép để cản lại sự xoắn.

Một đầu thanh xoắn được cố định vào khung xe hay 1 dầm nào đó trên xe, đầu còn lại gắn cố định vào kết cấu chịu tải xoắn của hệ thống treo.



Hình 1. 4 Bộ phận đàn hồi thanh xoắn [8]

“Để tăng khả năng chịu tải hoặc thu nhỏ kích thước, thanh xoắn được chế tạo với ứng suất dư khi nhiệt luyện. Ứng suất dư được hình thành theo ngược chiều chịu tải. Trên đầu thanh xoắn, ở bên phải của ô tô thường có chữ "R", còn bên trái có chữ "L", nhằm tránh nhầm lẫn khi lắp ráp. Các bộ phận đàn hồi bằng kim loại có đặc tính biến dạng (quan hệ lực P và biến dạng f) được coi là tuyến tính” (Nguồn: Giáo trình Kết cấu ô tô, NXB Bách Khoa Hà Nội) [8].

Sử dụng bộ phận đàn hồi thanh xoắn có ưu điểm là kết cấu trọng lượng nhỏ, chiếm ít không gian nên có dễ dàng bố trí trong không gian dưới sàn xe. Có thể bố trí điều chỉnh chiều cao thân xe. Có kết cấu đơn giản, giá thành rẻ và dễ chế tạo. Tuy nhiên tính ứng dụng không cao, hơn nữa do không có nội ma sát nên thường phải lắp kèm giảm chấn để dập tắt dao động.

c) Bộ phận đàn hồi lò xo xoắn

Lò xo xoắn là bộ phận đàn hồi sử dụng phổ biến trên ô tô con. Có các hình dạng chủ yếu là lò xo xoắn ốc, lò xo côn và lò xo trụ.



Hình 1. 7 Bộ phận đàn hồi lò xo trụ (Nguồn: <https://www.carid.com>)

Lò xo trụ với hình dáng có đường kính vòng ngoài không thay đổi nên biến dạng của nó sẽ thay đổi tỷ lệ thuận với lực tác dụng.

Lò xo côn hay lò xo xoắn ốc thì khi tải nhẹ đầu lò xo sẽ bị nén lại và hấp thụ năng lượng va đập, còn phần giữa lò xo có độ cứng lớn hơn sẽ đủ cứng để chịu tải lớn.

Lò xo có ưu điểm và nhược điểm sau:

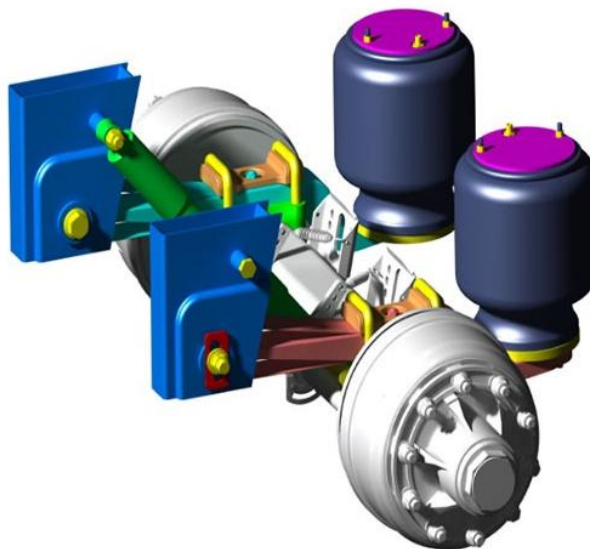
- Ưu điểm là dễ dàng chế tạo, lò xo dạng trụ được sử dụng nhiều. Các loại lò xo hình côn và hình trống được sử dụng cho các hệ thống treo bố trí trong không gian hẹp, khi bị nén lò xo có thể xếp chồng phẳng.

Lò xo xoắn có lực nội ma sát nhỏ, ít phải bảo dưỡng, chăm sóc trong quá trình sử dụng [8].

- Nhược điểm là bộ phận đàn hồi loại lò xo chỉ cho phép truyền tải trọng thẳng đứng. Việc truyền các lực dọc và ngang nhờ các bộ phận dẫn hướng riêng biệt. Ngoài ra, khi lò xo làm việc thì ở giữa các vòng lò xo không có nội ma sát như nhíp nên thường phải bố trí thêm giảm chấn kèm theo để dập tắt nhanh dao động, điều này khiến cho kết cấu sử dụng lò xo trở nên phức tạp hơn [8].

d) Bộ phận đàn hồi loại khí

Bộ phận đàn hồi khí nén hoạt động dựa trên khả năng đàn hồi tự nhiên của không khí khi bị nén. Thể tích khí thay đổi giúp hấp thu dao động từ mặt đường. Hệ thống treo khí được ứng dụng rộng rãi cho các xe có tải trọng biến thiên mạnh như xe chở khách, xe tải và xe trong đoàn xe do khả năng tự điều chỉnh độ cứng và chiều cao gầm xe, giúp xe luôn ổn định và êm ái trong nhiều tình huống vận hành.



Hình 1. 10 Hệ thống treo khí nén (Nguồn: <https://sadote.org>)

Trong hệ thống treo sử dụng đệm khí, độ cứng có thể được điều chỉnh tự động thông qua việc thay đổi áp suất không khí bên trong phân tử đàn hồi. Việc giảm áp suất dẫn đến giảm độ cứng của hệ thống treo, qua đó cải thiện đáng kể độ êm dịu của chuyển động, đặc biệt trong điều kiện mặt đường không bằng phẳng.

So với các hệ thống treo truyền thống, hệ thống treo khí có ưu điểm nổi bật là không tạo ra ma sát trong phân tử đàn hồi, đồng thời có trọng lượng nhẹ hơn. Nhờ đó, hệ thống giúp giảm thiểu đáng kể dao động và tiếng ồn truyền từ bánh xe lên khoang hành khách và buồng lái, góp phần nâng cao mức độ thoải mái cho người sử dụng. Tuy nhiên, do yêu cầu tích hợp thêm các bộ phận như thiết bị cung cấp khí, hệ thống dẫn hướng riêng và bộ điều chỉnh áp suất, kết cấu của hệ thống treo khí trở nên phức tạp hơn. Điều này đồng thời làm tăng chi phí sản xuất và bảo trì so với các hệ thống treo cơ khí thông thường.

1.1.2.2 Bộ phận dẫn hướng

Theo tài liệu [8], bộ phận dẫn hướng có chức năng đảm bảo chuyển vị tối ưu, đồng thời đảm bảo khả năng tiếp nhận lực dọc, ngang giữa bánh xe và thùng xe, bộ phận dẫn hướng được xem xét như cơ cấu đáp ứng số bậc tự do hợp lý của bánh xe trong hệ thống treo.

Khi xem xét đánh giá chất lượng của bộ phận dẫn hướng cần quan tâm đến các yêu cầu:

- Đảm bảo bánh xe dịch chuyển thẳng đứng trong giới hạn hành trình cần thiết của bánh xe mà không gây nên các chuyển vị theo phương khác ảnh hưởng tới sự lăn của bánh xe trên đường: chiều rộng cơ sở, chiều dài cơ sở của xe, ảnh hưởng tới hệ thống lái, góc nghiêng thùng xe nhỏ, hệ thống truyền lực...,

- Đảm bảo truyền được các lực dọc, lực ngang và mô men từ bánh xe lên thân xe.
- Trọng lượng kết cấu nhỏ, đáp ứng độ bền làm việc.

Quan hệ của bánh xe với khung xe khi thay đổi vị trí theo phương thẳng đứng được gọi là quan hệ động học. Khả năng truyền lực ở mỗi vị trí được gọi là quan hệ động lực học của hệ treo.

1.1.2.3 Bộ phận giảm chấn

Trong hệ thống treo ô tô, nếu chỉ có lò xo thì sau khi tiếp nhận tác động từ mặt đường, thân xe sẽ tiếp tục dao động trong một khoảng thời gian trước khi dừng lại. Để giảm nhanh các dao động không mong muốn này, cần một cơ cấu có chức năng tiêu tán năng lượng cơ học mà lò xo hấp thụ. Giảm chấn chính là bộ phận được thiết kế nhằm thực hiện chức năng đó, góp phần ổn định chuyển động và nâng cao độ êm dịu cho xe trong quá trình vận hành.

Chức năng giảm chấn:

- Giảm thiểu các chấn động tác động từ mặt đường lên khung xe khi bánh xe di chuyển trên bề mặt gồ ghề, từ đó bảo vệ các chi tiết đàn hồi và cải thiện sự thoải mái cho người ngồi trên xe.
- Duy trì độ dao động của phần không treo ở mức thấp, giúp bánh xe tiếp xúc tốt hơn với mặt đường, đảm bảo độ bám và sự ổn định khi vận hành.
- Góp phần nâng cao đặc tính động học của xe, bao gồm khả năng tăng tốc, độ ổn định khi lái và mức độ an toàn khi chuyển hướng hoặc phanh.

Qua việc biến đổi cơ năng thành nhiệt năng nhờ ma sát giữa chất lỏng và các van tiết lưu, giảm chấn sẽ dập tắt các dao động của xe khi di chuyển qua các cung đường gồ ghề, mấp mô.

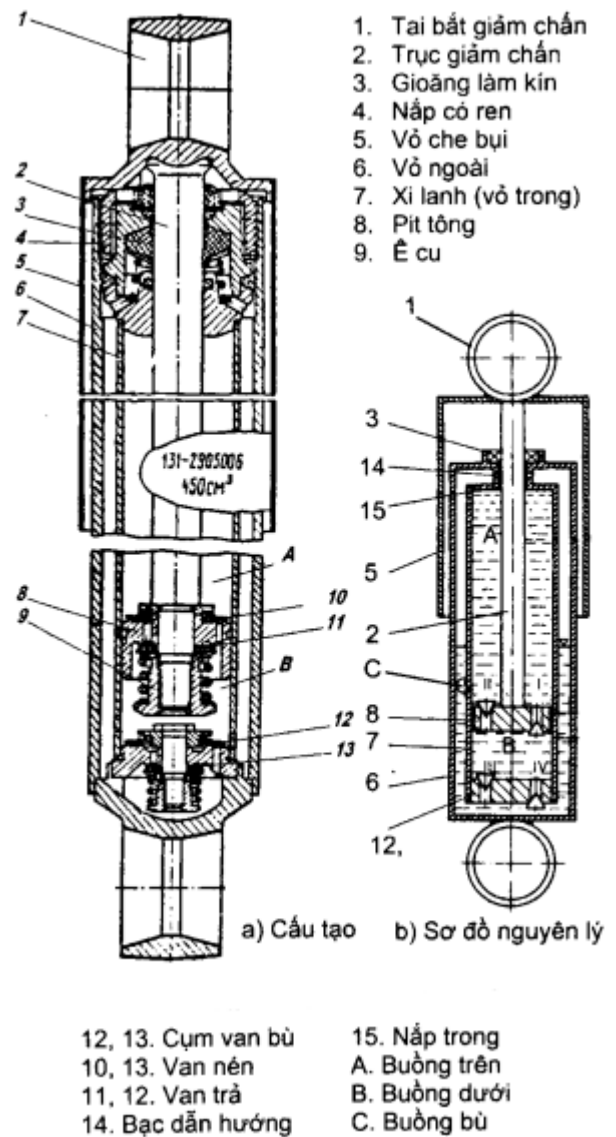
1.1.2.4 Phân loại giảm chấn

a) Giảm chấn hai lớp vỏ

Theo tài liệu [8], ta có hình 1.5 là mặt cắt và sơ đồ cấu tạo của giảm chấn ống hai lớp vỏ (ống lồng). Vỏ trong 7 là một xi lanh thủy lực có độ bóng cao để pít tông 8 có thể di chuyển, ở đuôi của xi lanh thủy lực có một cụm van bù (van trả 12, van nén 13). Bao ngoài vỏ trong là một lớp vỏ ngoài 6. Không gian giữa hai lớp vỏ là buồng bù thể tích chất lỏng C. Vỏ ngoài ghép cứng với vỏ trong và có tai bắt dưới với bánh xe. Trục giảm chấn 2 liên kết với pít tông 8 và được nối với thân xe qua tai bắt trên. Pít tông giảm chấn chia xi lanh ra hai buồng A và B và di chuyển trong xi lanh. Pít tông hoạt động trong chất lỏng (dầu). Dầu lưu thông giữa hai buồng A, B nhờ van tiết lưu trong pít tông (van trả 11, van nén 10).

Ở phía nắp của giảm chấn có các vòng bao kín và ống dẫn hướng trục giảm chấn. Cấu tạo tiết diện các lỗ nhỏ và có van đập một chiều.

Nguyên lý làm việc của giảm chấn như sau: “Trong trạng thái tĩnh (pít tông đứng yên), các van luôn mở tạo điều kiện cho chất lỏng lưu thông qua



Hình 1. 13 Giảm chấn hai lớp vỏ [8]

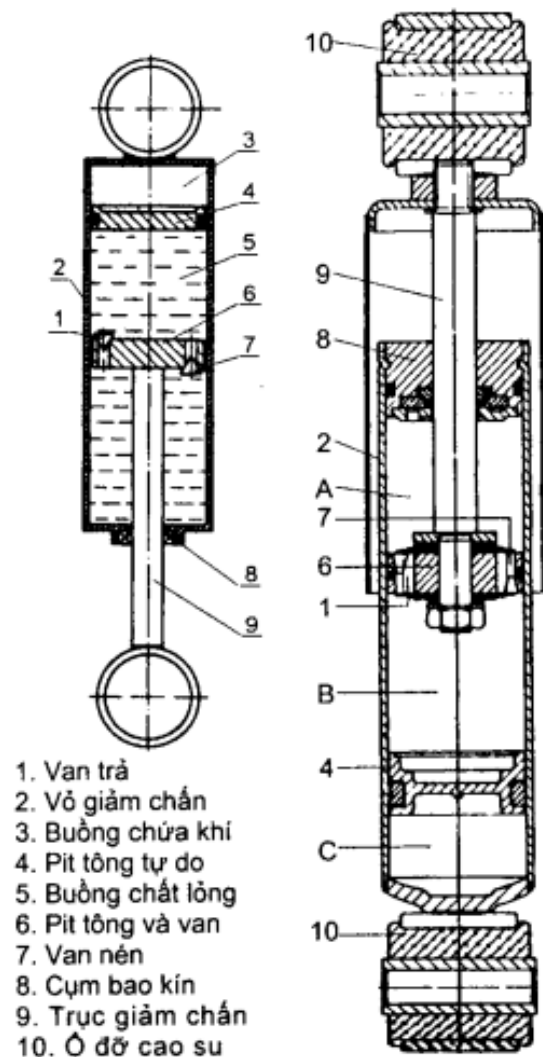
ngay từ khi mới làm việc. Khi pit tông chuyển động, chất lỏng bị nén chảy từ buồng này sang buồng kia qua các van tiết lưu trong pit tông giảm chấn. Ứng với hành trình nén, trả có các lỗ tiết lưu nén, trả thay đổi tiết diện để dầu lưu thông. Ở hành trình nén pit tông 8 đi sâu vào xi lanh, khoang trên (khoang A) thể tích tăng, áp suất giảm, khoang giữa (khoang B) thể tích giảm, áp suất tăng. Trong trường hợp nén tùy thuộc vào vận tốc pittông có thể chia làm hai giai đoạn: nén nhẹ và nén mạnh. Khi nén nhẹ (vận tốc của pit tông $v < 0,3 \text{ m/s}$), dầu từ khoang B qua các lỗ của van nén (ở hàng ngoài trên pit tông 8) chảy vào khoang A. Trục giảm chấn đi sâu vào trong xi lanh chiếm một phần thể tích của khoang A. Một phần dầu thừa ra chảy vào khoang dưới (khoang bù C) qua dây lỗ van nén phụ và dầu đi vào khoảng giữa vỏ ngoài 6 và xi lanh 7 của giảm chấn. Khi bị nén mạnh ($v > 0,3 \text{ m/s}$), dầu chảy theo chiều từ B vào A, nhưng do áp suất tăng cao, dầu sẽ đẩy van nén 10 khi thắng lực lò xo van, làm cho tiết diện lỗ lưu thông mở lớn, do đó hệ số cản của giảm chấn sẽ giảm. Trong trường hợp trả, pit tông 8 đi lên, khoang A giảm thể tích, áp suất tăng, khoang B thể tích tăng, áp suất giảm. Khi trả nhẹ, dầu chảy từ khoang A qua lỗ van trong trên pit tông 8 vào khoang B, đồng thời dầu sẽ chảy từ khoang bù C qua dây lỗ van trả phụ và đi vào khoang B. Khi bị trả mạnh, dầu vẫn đi theo chiều từ A vào B, nhưng do độ chênh áp suất tăng lên, dầu từ khoang C sẽ đẩy van trả 11, khi thắng lực lò xo van, tiết diện lỗ van lớn ra, lực cản trả của giảm chấn giảm đi. Một số cấu trúc khác có bố trí sẵn một van giảm tải. Khi dầu chảy qua các lỗ tiết lưu nhỏ, dầu ma sát với thành lỗ, với các lớp dầu với nhau, giữa dầu, pit tông và thành xi lanh, tạo lực cản cho giảm chấn. Năng lượng do ma sát hấp thụ biến thành nhiệt năng, nung nóng dầu và truyền ra ngoài môi trường không khí. Như vậy cơ năng đã chuyển thành nhiệt năng, thực hiện hấp thụ dao động của thân xe và bánh xe”. (Nguồn: Giáo trình Kết cấu ô tô, NXB Bách Khoa Hà Nội) [8].

Ưu điểm: Loại giảm chấn này có tuổi thọ sử dụng cao, chi phí sản xuất thấp và hoạt động ổn định ở cả hai chiều chuyển động. Ngoài ra, thiết kế nhẹ giúp giảm tổng trọng lượng của hệ thống treo.

Nhược điểm: Ở tần số dao động cao, giảm chấn có thể gặp tình trạng khí lọt vào dầu, dẫn đến hiện tượng tạo bọt, làm suy giảm khả năng hấp thụ dao động và hiệu quả làm việc tổng thể.

b) Giảm chấn loại có một lớp vỏ

Theo tài liệu [8], hình 1.6 là sơ đồ và cấu tạo giảm chấn ống một lớp vỏ, thường được sử dụng trên ô tô con. Cấu trúc bao gồm: một xi lanh đồng thời là vỏ giảm chấn 2, trục giảm chấn 9 gắn liền với pít tông 6, cụm bao kín 8, các đầu bắt giữa bánh xe và thân xe. Trên pít tông bố trí các cụm van nén 7 và van trả 1. Pít tông 6 ngăn cách xi lanh thành khoang A và B có chứa chất lỏng. Khoang bù dầu C được thực hiện nhờ pít tông 4. Trong khoang C được nạp khí Nitrogen với áp suất cao (20 bar + 25 bar), do đó chất lỏng cũng làm việc với áp suất của khí nén. Ngăn cách giữa chất lỏng và chất khí bằng pít tông di động 4. Cụm bao kín 8 đảm nhận chức năng dẫn hướng trục giảm



1. Van trả
2. Vỏ giảm chấn
3. Buồng chứa khí
4. Pít tông tự do
5. Buồng chất lỏng
6. Pít tông và van
7. Van nén
8. Cụm bao kín
9. Trục giảm chấn
10. Ổ đỡ cao su

A – Khoang trên, B – Khoang giữa, C – Khoang khí

Hình 1. 16 Giảm chấn một lớp vỏ

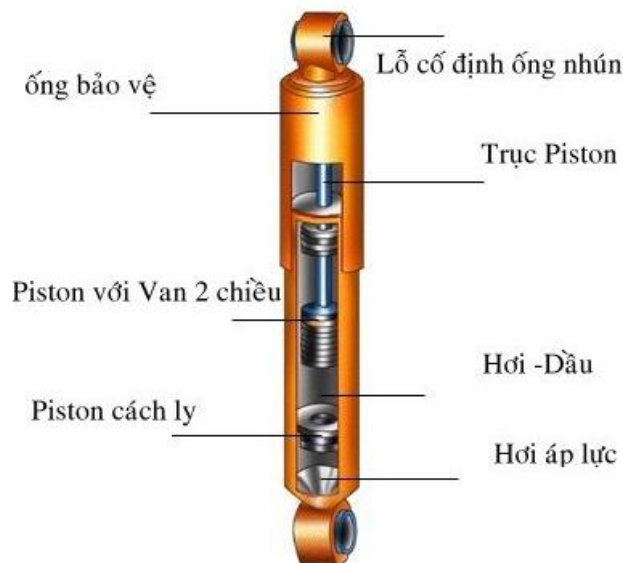
chân và bao kín ở áp suất lớn.

Ở hành trình nén dầu chảy từ khoang B qua van 7 lên khoang A. Ở hành trình trả dầu chảy từ khoang A qua van 1 tới khoang B. Phần thể tích do cần pit tông chiếm chỗ sẽ được bù bởi khoang C chứa khí. Kết cấu cho phép toả nhiệt nhanh, độ nhạy cao. Tuy nhiên khả năng bao kín khó khăn.

So với giảm chân hai lớp vỏ, giảm chân một lớp vỏ có các ưu nhược điểm sau :

- Về ưu điểm: Với cùng đường kính ngoài, có thể tăng đường kính piston nhằm giảm sự dao động tương đối của áp suất chất lỏng. Điều kiện toả nhiệt được cải thiện. Bộ giảm chân có piston ngăn cách có thể hoạt động ổn định ở mọi góc nghiêng.
- Về nhược điểm: Có độ tin cậy vận hành không cao, dễ xảy ra hiện tượng kẹt trong quá trình nén hoặc khi hồi về nhanh. Khó gia công chế tạo, khả năng làm kín chưa hiệu quả. Phớt nhanh hỏng, độ mài mòn giữa piston với ống dẫn hướng lớn.

c) Giảm chân loại 2 ống dẫn khí áp lực

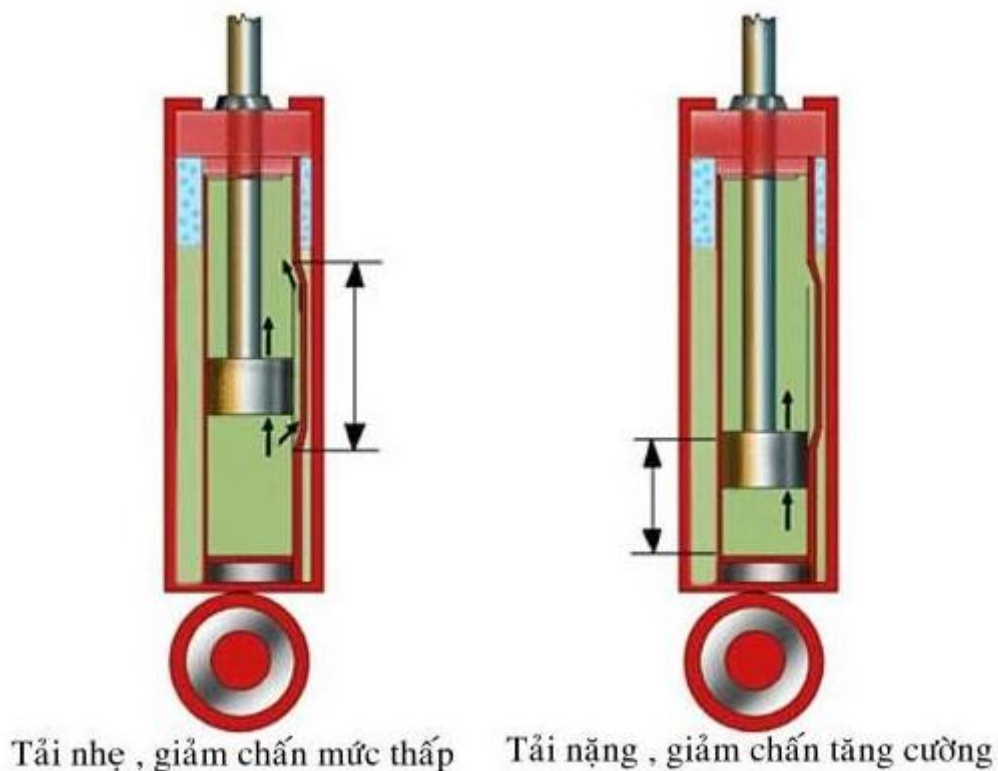


Hình 1. 19 Giảm chân 2 ống dẫn khí áp lực (Nguồn: <https://phutungahv.com>)

Theo tài liệu [9], Loại này là sự kết hợp của hai loại trên và gọi là loại giảm chấn Dầu – Khí kết hợp. Tuy nhiên, loại giảm chấn này có điểm đặc biệt là ở trạng thái xe đứng yên, khoang dưới không được đổ đầy dầu mà chỉ chứa khoảng 2/3 thể tích, phần còn lại là khí nén với áp suất từ 6 đến 7 bar. Nhờ sự kết hợp các ưu điểm của hai loại giảm chấn trước đó, thiết bị này có hiệu quả cao trong việc triệt tiêu dao động.

Loại giảm chấn này đặc biệt phù hợp với các phương tiện vận hành trên địa hình gồ ghề, thường xuyên chịu rung lắc mạnh, bất ngờ và có tần số cao. Tuy nhiên, do yêu cầu chế tạo đòi hỏi độ chính xác rất cao và cần được kiểm tra, bảo dưỡng định kỳ nghiêm ngặt nên loại này không được ứng dụng phổ biến trong thực tế.

d) Giảm chấn Vario

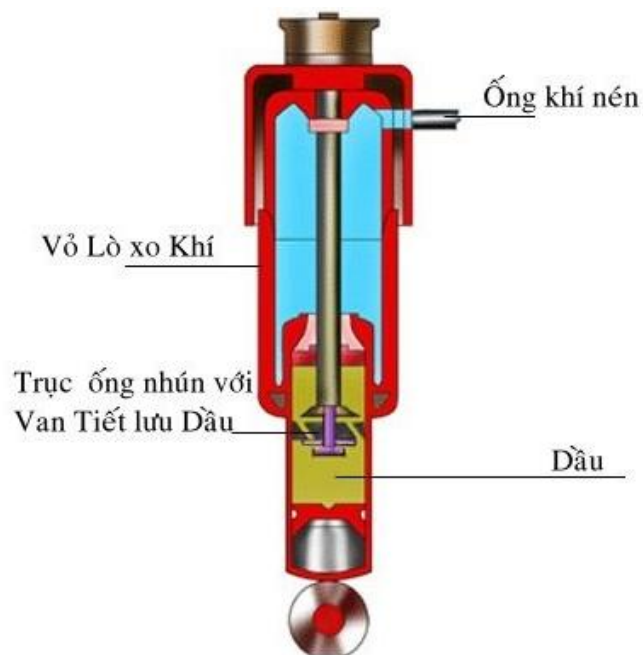


Hình 1. 22 Giảm chấn Vario (Nguồn: <https://phutungahv.com>)

Giảm chấn Vario có kết cấu tương tự như loại giảm chấn hai ống. “Loại giảm chấn Vario có một đặc điểm nổi bật đó là có khả năng thích nghi được với điều kiện đường có rung xóc thay đổi. Khi xe chạy với tải trọng nhẹ, piston sẽ nằm ở phần trên của ống dầu (như thể hiện trong hình 1.8), nơi thiết kế có nhiều khe nhỏ để dầu dễ dàng di chuyển xuống vùng dưới. Vì vậy, áp lực lên piston thấp hơn dẫn đến lực giảm chấn cũng giảm theo. Ngược lại, với tải trọng nặng, piston bị đẩy xuống gần đáy ống, khu vực này không có rãnh nên dầu từ khoang trên khó chảy xuống phía dưới. Do đó, dầu phải đi qua van tiết lưu trên piston, làm tăng áp lực lên thân piston và nâng cao hiệu quả dập tắt dao động. Phần dầu dư áp suất cao sẽ được dẫn qua van ở đáy để bù thêm vào khoang dầu”(Nguồn: <https://phutungahv.com>) [9].

Giảm chấn vairo có ưu điểm là tối ưu hóa hành trình êm ái và ổn định. Tăng khả năng thích nghi với nhiều điều kiện đường và tải trọng. Ngoài ra, còn có thể tích hợp điều khiển điện tử.

e) Giảm chấn hơi



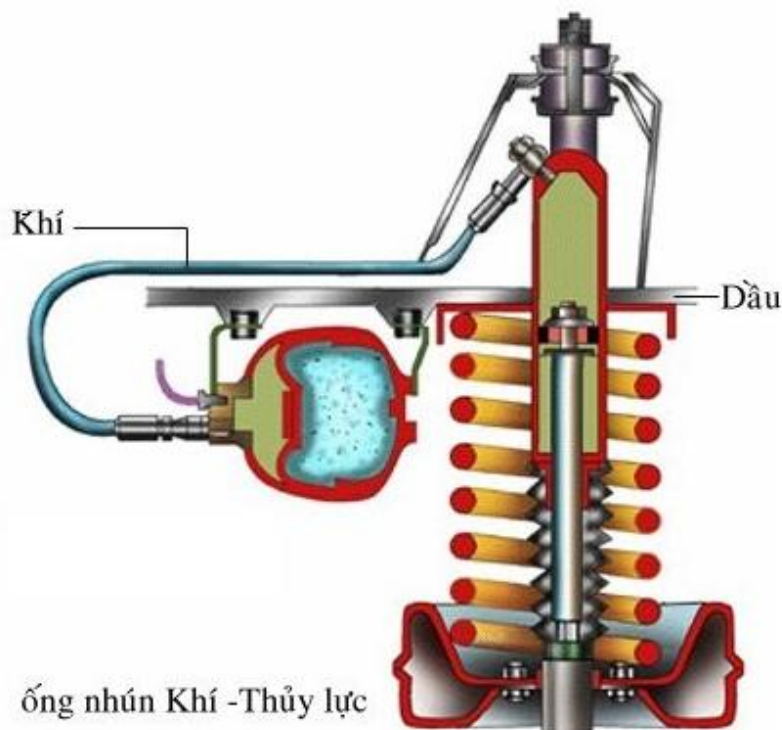
Hình 1. 25 Giảm chấn hơi (Nguồn: <https://phutungahv.com>)

Đây là sự kết hợp về cấu tạo và hoạt động của lò xo khí nén (như đã trình bày ở trên) và bộ giảm chấn kép với hơi áp lực.

Theo tài liệu [9], hệ thống giảm chấn này bao gồm hai phần cấu tạo: phần dưới gia công theo cấu trúc kép và chứa áp lực khí nén thông thường, phần trên là một ống kín điều khiển áp suất khí. Khi động cơ hoạt động, khí nén được cấp vào bộ phận phía trên, từ đó hệ thống có thể chủ động điều chỉnh hành trình làm việc và tối ưu hóa hiệu quả giảm chấn.

Tuy nhiên, khi tắt máy, hệ thống mất áp lực khí nên không còn hoạt động, điều này cần được lưu ý trong thực tế sử dụng. Nếu xe đậu ở vị trí có gờ cao mà giảm chấn đã bị xả khí, thì gầm xe có thể hạ xuống nhanh và gây va chạm hoặc hư hỏng cho bộ phận gầm.

f) Giảm chấn khí – thủy lực



Hình 1. 28 Giảm chấn khí - thủy lực (Nguồn: <https://phutungahv.com>)

Đây là tổng hợp của lò xo đàn hồi có giảm chấn cùng với lò xo khí thủy lực.

Theo tài liệu [9], Hệ thống này là sự kết hợp giữa lò xo cơ học có giảm chấn và bộ giảm xóc khí nén kiểu bóng hơi thủy lực.

Trong cấu trúc này, piston của phần đàn hồi và trục chuyển động đồng thời đóng vai trò là trục của bộ giảm chấn, giúp hệ thống hoạt động đồng bộ và hiệu quả hơn. Bóng hơi được đặt bên trong một khoang hình cầu, được bọc bởi lớp màng cao su chuyên dụng, có gia cường thêm bằng các lớp lõi thép và sợi dù để tăng khả năng chịu áp lực. Bóng hơi này được kết nối với bình tích áp chứa khí nén thông qua một ống dẫn (thường được thể hiện bằng màu xanh trong hình minh họa).

Khi xe chịu lực tác động từ mặt đường (ví dụ khi đi qua chướng ngại vật), cả lò xo và giảm chấn bị nén xuống, khiến dầu thủy lực di chuyển qua ống dẫn sang buồng khí nén. Dưới áp lực cao, khí trong bóng hơi bị nén lại, làm tăng độ cứng của bóng và tạo ra một lực đàn hồi tổng hợp tác động trở lại khung xe. Nhờ đó, hệ thống có khả năng thay đổi đặc tính đàn hồi phù hợp với mức tải trọng thực tế.

Để điều chỉnh linh hoạt hơn, trên đường ống dẫn giữa bình dầu và bóng hơi còn được trang bị thêm các van điều khiển, cho phép thay đổi mức độ ảnh hưởng của khí và dầu lên túi khí. Điều này giúp điều chỉnh độ cứng tổng thể của hệ thống treo một cách chủ động. Cũng nhờ nguyên lý tự điều chỉnh này, khoảng cách giữa trục bánh và khung xe được duy trì ổn định dù xe có tải hay không.

Khi tải trọng lớn, áp lực dầu tăng lên làm túi khí căng hơn để nâng xe; khi tải nhẹ, áp lực giảm đi khiến hệ thống trở nên mềm hơn, giúp giảm lực tác động lên khung xe và mang lại cảm giác êm ái hơn cho hành khách.

1.1.3. Cấu tạo chung của ghế lái



Hình 1. 31 Cấu tạo của ghế lái (Nguồn <https://www.researchgate.net>)

Theo tài liệu [10], Cấu tạo của ghế lái chủ yếu gồm 3 phần chính là đệm, tựa lưng và đỡ đầu. Trong đó bộ phận nhận nhiệm vụ hấp thụ dao động là kết cấu khung sắt dưới đệm ghế và phần đệm ghế.

1.2. TỔNG QUAN VỀ CÁC NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG

1.2.1. Tình hình nghiên cứu ở trong nước

Ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đang trong quá trình hình thành và phát triển dần trở thành ngành công nghiệp mũi nhọn hàng đầu của đất nước. Những năm vừa qua, ngành ô tô Việt Nam đã và đang không ngừng phát triển, không ngừng vươn lên và đã đạt được nhiều thành tựu mới để có thể hội nhập với khu vực và thế giới.

Ở trong nước ta đã có một số đề tài khoa học được sử dụng vào việc nâng cao độ ổn định, sự êm dịu vận hành nhờ vào việc điều khiển hệ thống treo chủ động. Cụ thể như nghiên cứu trong nước ta có bài nghiên cứu của TS. Nguyễn

Tuấn Anh “Mô phỏng dao động của hệ thống treo chủ động có xét đến sự ảnh hưởng của cơ cấu chấp hành thủy lực”[1], TS. Đặng Việt Hà “So sánh độ êm dịu của ô tô khách sử dụng hệ thống treo khí nén và ô tô khách sử dụng nhíp”[2], TS. Phạm Xuân Mai “mô phỏng độ êm dịu của xe khách giường nằm”[3].

Ngoài ra, còn rất nhiều giáo trình viết về lĩnh vực dao động của ô tô như: “Dao động ô tô” của Vũ Đức Lập, “Lý thuyết dao động” của Trần Văn Bình, Vũ Công Hàm,...

1.2.2. Tình hình nghiên cứu ở ngoài nước

Những nghiên cứu nước ngoài có bài của tác giả Tamburrano, P., et al., “A Review of Electro-Hydraulic Servovalve Research and Development”[4], tác giả Huang, Y., et al., “Approximation-Free Control for Vehicle Active Suspensions With Hydraulic Actuator”[5], tác giả Nong Zhang, “Semi-active control of an integrated full-car suspension with seat suspension and driver body model using ER dampers”[11].

1.3. ĐẶC TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA XE

1.3.1. Khái niệm về tính êm dịu chuyển động

Tính êm dịu trong chuyển động của ô tô là khả năng của phương tiện trong việc hấp thụ và triệt tiêu các lực va đập cũng như rung động phát sinh khi xe di chuyển qua các chướng ngại vật hoặc mặt đường không bằng phẳng. Đây là một trong những yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến sự thoải mái và sức khỏe của người lái cũng như hành khách, đồng thời tác động đến độ bền kỹ thuật của xe, hiệu suất vận hành và chất lượng thực hiện nhiệm vụ.

Mức độ êm dịu của chuyển động phụ thuộc vào nhiều yếu tố như đặc tính và cường độ của các lực kích thích từ mặt đường, đặc điểm kết cấu của phương tiện (trong đó hệ thống treo giữ vai trò chủ đạo), và trình độ điều khiển

của người lái. Việc tối ưu hóa tính êm dịu không chỉ cải thiện trải nghiệm vận hành mà còn góp phần nâng cao độ bền, hiệu quả sử dụng và tính an toàn của ô tô trong điều kiện khai thác thực tế.

Các lực kích thích gây ra dao động trong ô tô có thể được phân loại thành hai nhóm chính dựa trên nguồn gốc phát sinh.

- Lực kích thích bên trong thường bắt nguồn từ bản thân hệ thống động lực, bao gồm các rung động do mất cân bằng động cơ, chuyển động không đồng đều của các bộ phận quay hoặc do dao động áp suất trong quá trình nạp – xả. Các lực này thường có tần số cao, lớn hơn 150 Hz, và do đặc điểm truyền dẫn rung động hạn chế ở dải tần này, chúng ít gây ảnh hưởng đáng kể đến người điều khiển và hành khách; do đó, trong nhiều nghiên cứu dao động, chúng có thể được giản lược.
- Lực kích thích bên ngoài bao gồm các tác động cơ học từ mặt đường, như lực va đập khi bánh xe gặp chướng ngại vật hoặc lực quán tính sinh ra khi xe chuyển động trên bề mặt không bằng phẳng. Đây là các nguồn dao động có tần số thấp và có ảnh hưởng rõ rệt đến cảm giác êm dịu và sự thoải mái của người ngồi trên xe.

1.3.2. Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động

Cơ thể con người có khả năng cảm nhận được các dao động cơ học khi chúng xuất hiện trong một khoảng tần số và biên độ nhất định. Tùy theo tính chất của dao động, phản ứng sinh lý của con người có thể dao động từ trạng thái bình thường đến cảm giác khó chịu, mất tập trung, rối loạn thần kinh, hoặc trong một số trường hợp có thể dẫn đến tình trạng mệt mỏi và suy giảm sức khỏe.

Các dao động tác động lên cơ thể thường được đặc trưng bởi các đại lượng cơ bản như tần số, biên độ, vận tốc dao động, gia tốc và tốc độ biến thiên

của gia tốc. Mức độ ảnh hưởng của các thông số này đến con người phụ thuộc đáng kể vào dải tần số dao động: tại tần số khoảng 5 Hz, cảm giác chủ yếu bị chi phối bởi gia tốc; trong khoảng từ 5 đến 40 Hz, vận tốc dao động đóng vai trò chính; trong khi đó, với các tần số vượt quá 40 Hz, ảnh hưởng sinh lý chủ yếu xuất phát từ biên độ dao động [12].

Để đánh giá mức độ êm dịu trong chuyển động của ô tô, các thông số đặc trưng thường được sử dụng bao gồm: tần số dao động phù hợp, giá trị gia tốc tác động và thời gian tác động của gia tốc lên cơ thể người. Trong quá trình vận hành, ô tô thường chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố phức tạp từ điều kiện mặt đường, kết cấu hệ thống treo đến trạng thái tải trọng, dẫn đến việc xuất hiện một dải dao động rất rộng, bao gồm cả tần số thấp và tần số cao. Các đặc trưng dao động này, ở những mức độ khác nhau, đều có khả năng tác động đến người điều khiển và hành khách trên xe.

Đặc biệt, theo nhiều nghiên cứu thực nghiệm, vùng tần số dao động từ 4 đến 8 Hz được xác định là gây ảnh hưởng mạnh nhất đến cảm giác thoải mái của cơ thể người [12]. Đây là dải tần mà cơ thể con người nhạy cảm nhất với dao động toàn thân, do đó đóng vai trò quan trọng trong việc thiết kế và đánh giá hiệu quả hệ thống giảm xóc và treo trên ô tô.

a. Chỉ tiêu về tần số

“Đi lại” là hoạt động thường xuyên của con người. Khi con người đi lại tương đương với hệ thực hiện dao động, tùy thuộc vào hình dáng, trọng lượng riêng, thói quen từng người mà số lần bước trong một phút thường trong khoảng 60-90 bước, tương ứng với tần số dao động khoảng 1-1,5Hz.

Vậy nên từ thói quen đó, cơ thể con người đã thích nghi với dao động hợp lý trong khoảng tần số vừa nêu trên. Hay chỉ cần dao động trong khoảng tần số dao động 1-1,5Hz thì không ảnh hưởng tới cơ thể người.

Trong quá trình phân tích độ êm dịu của ô tô, đặc biệt khi xét đến ảnh hưởng của mặt đường và cấu trúc xe, tần số dao động thích hợp nên nằm trong ngưỡng 1–1,5 Hz để đảm bảo sự thoải mái cho người ngồi trong xe.

Tiêu chuẩn để đánh giá dao động của ô tô như sau:

- Trường hợp xe con hay xe du lịch thì $n = 60:90$ (dđ/ph)
- Trường hợp xe vận tải thì $n = 100:120$ (dđ/ph).

b. Chỉ tiêu về gia tốc dao động

Trong quá trình vận hành, các dao động phát sinh từ mặt đường được truyền qua hệ thống treo đến ghế ngồi và đến vị trí người điều khiển. Sự tác động liên tục của dao động cơ học lên cơ thể người lái trong thời gian dài có thể gây ra tình trạng mệt mỏi, giảm mức độ tập trung và làm suy giảm hiệu quả làm việc. Về lâu dài, việc tiếp xúc thường xuyên với rung động còn có khả năng ảnh hưởng tiêu cực đến sức khỏe và thể trạng chung của người lái xe.

Theo tiêu chuẩn ISO/DIS 2631[12], gia tốc toàn thân tác động lên cơ thể người được đánh giá thông qua đại lượng gia tốc hiệu dụng sai phương, ký hiệu là a .

Công thức tính sai phương gia tốc a được biểu diễn dưới dạng:

$$a = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{Z}_s^2 dt} \quad (1.1)$$

Trong đó:

- a là sai phương gia tốc (m/s^2).
- $\ddot{Z}_s$ là gia tốc theo phương thẳng đứng của khối lượng được treo (m/s^2).
- T là thời gian đo dao động (s).

Các giá trị cho phép của sai phương gia tốc như sau:

Bảng 1. 1 Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631

Cấp êm dịu	Đánh giá tác động đến con người
$< 0.315 \text{ m/s}^2$	Thoải mái
$0.315 \text{ m/s}^2 - 0.63 \text{ m/s}^2$	Một chút khó chịu
$0.5 \text{ m/s}^2 - 1.0 \text{ m/s}^2$	Khá khó chịu
$0.8 \text{ m/s}^2 - 1.6 \text{ m/s}^2$	Không thoải mái
$1.25 \text{ m/s}^2 - 2.5 \text{ m/s}^2$	Khó chịu
$2.0 \text{ m/s}^2 - 4.0 \text{ m/s}^2$	Rất khó chịu
$> 2.0 \text{ m/s}^2$	Cực kỳ khó chịu

1.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 1

Qua chương này, cấu tạo cơ bản của hệ thống treo trên ô tô đã được mô tả rõ ràng, chi tiết. Là những bộ phận quan trọng không thể thiếu đối với ô tô. Giúp cho ô tô vận hành êm dịu qua các cung đường gập gềnh, sỏi đá.

Cho đến nay, cơ cấu ghế lái chưa được cải tiến nhiều. Thường tập trung phát triển các tính năng tích hợp như sưởi, cơ cấu xoay,... Việc nâng cao hệ thống treo ghế lái chưa được quan tâm lắm. Hệ thống treo ghế lái vẫn là những kết cấu đơn sơ.

Các chỉ tiêu về độ êm dịu cũng được đề cập, khái quát chung mức độ đánh giá êm dịu cho hệ thống treo trên ô tô.

CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT, MÔ HÌNH HÓA DAO ĐỘNG HỆ THỐNG TREO TOÀN PHẦN, HỆ THỐNG TREO GHẾ LÁI SỬ DỤNG BỘ ĐIỀU KHIỂN

2.1. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG KHÔNG GIAN HỆ THỐNG TREO TOÀN PHẦN, HỆ THỐNG TREO GHẾ LÁI SỬ DỤNG BỘ ĐIỀU KHIỂN.

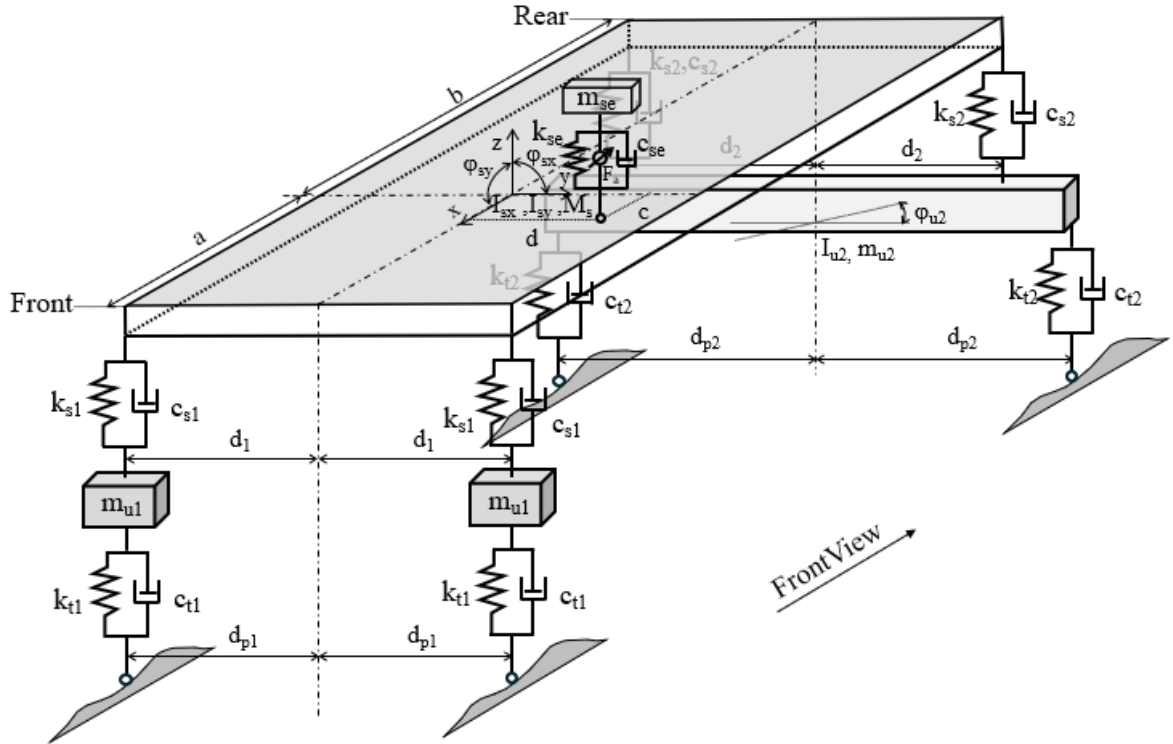
2.1.1. Các giả thiết khi xây dựng mô hình mô phỏng

Để xây dựng mô hình mô phỏng vật lý, ta cần đưa ra các giả thiết nhằm làm cho quá trình nghiên cứu tính toán đơn giản nhưng vẫn đảm bảo tính tổng quát và độ chính xác cần thiết.

Những giả thiết cơ bản khi xây dựng mô hình như sau:

- Nghiên cứu độ êm dịu của xe nên sẽ chỉ xét trong hệ không gian với mặt phẳng dọc và ngang thân xe, bỏ qua yếu tố mặt phẳng đứng (chủ yếu liên quan đến động lực học dao động hệ thống lái).
- Giả định ô tô đối xứng qua mặt phẳng dọc giữa tâm xe.
- Phần khối lượng không được treo coi như là cứng tuyệt đối, có khối lượng tương ứng ở cầu thứ i là m_{ui} (với $i = 1, 2$), mô men quán tính đối với trục dọc đi qua trọng tâm là J_x, J_y, J_{u2} .
- Bỏ qua những nguồn kích thích dao động trên xe, coi mấp mô mặt đường là nguồn kích thích dao động duy nhất.
- Mặt đường được coi như cứng tuyệt đối.
- Bánh xe tiếp xúc với mặt đường là tiếp xúc điểm, trong các mô hình phi tuyến cho phép bánh xe tách khỏi mặt đường.
- Ghế lái liên kết với sàn xe tuyệt đối cứng, là tiếp xúc điểm.
- Coi cơ thể người là một tổng thể, một khối lượng nhất định

2.1.2. Mô hình hóa dao động không gian cho hệ thống treo toàn phần, hệ thống treo ghế lái sử dụng bộ điều khiển



Hình 2. 1 Mô hình tương đương hệ thống treo xe cầu sau phụ thuộc, trước độc lập

Thông số chủ yếu của hệ thống:

- k_{s1}, k_{s2} : độ cứng của phần tử đàn hồi hệ thống treo ở trục trước và sau.
- c_{s1}, c_{s2} : hệ số cản của giảm chấn hệ thống treo ở trục trước và sau.
- c_{t1}, c_{t2} : hệ số cản của lớp trước và sau.
- k_{t1}, k_{t2} : độ cứng của lớp trước và sau.
- k_{se} : độ cứng của phần tử đàn hồi hệ thống treo ghế lái.
- c_{se} : hệ số cản của thông treo ghế lái.
- m_{u1}, m_{u2}, m_{se} : khối lượng của cầu trước, cầu sau và ghế lái.
- a : khoảng cách từ trục trước tới trọng tâm.
- b : khoảng cách từ trục sau tới trọng tâm.
- c : khoảng cách từ điểm đặt ghế tới trọng tâm theo chiều trước sau.
- d : khoảng cách từ điểm đặt ghế tới trọng tâm theo bên trái xe.

- d_1 : khoảng cách giữa phần tử đàn hồi cầu trước ứng với 2 bên trái phải với trọng tâm xe.
- d_2 : khoảng cách giữa phần tử đàn hồi cầu sau ứng với 2 bên trái phải với trọng tâm xe..
- d_{p1} : khoảng cách giữa tâm vết lốp trước bên trái và bên phải so với trọng tâm xe.
- d_{p2} : khoảng cách giữa tâm vết lốp sau bên trái và bên phải so với trọng tâm xe.
- F_a : Lực giả tưởng của bộ điều khiển

Chọn hệ trục tọa độ:

- Hệ trục tọa độ cố định:
- Góc tọa độ trùng với hình chiếu của trọng tâm khối lượng được treo xuống nền đường, các trục tọa độ x dọc theo thân xe, trục y ngang thân xe và trục z vuông góc với nền đường.
- Hệ tọa độ suy rộng.
- Hệ tọa độ có gốc tại trọng tâm của các khối lượng trong hệ.

2.2. THIẾT LẬP HỆ PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN MÔ TẢ MÔ HÌNH DAO ĐỘNG KHÔNG GIAN

2.2.1. Phương pháp phân tích các lực trên hệ thống treo toàn phần có ghế lái

Để có thể xác định được các thông số dao động của xe ta cần phải từ mô hình cơ học thiết lập được các phương trình vi phân mô tả chuyển động dao động của hệ. Có rất nhiều phương pháp để có thể thiết lập phương trình vi phân chuyển động của cơ hệ như: phương trình Lagrange loại II hoặc theo nguyên lý D'Alambe. Đầu tiên là thiết lập hệ phương trình cân bằng cho từng vật của cơ hệ sau đó liên kết chúng lại với nhau bằng quan hệ lực và momen.

Theo nguyên lý D’Alambe:

$$F + F_{qt} = 0 \quad (2.1)$$

Trong đó:

F : là tổng các ngoại lực tác dụng lên vật.

F_{qt} : là tổng các lực quán tính tác dụng lên vật.

Để thuận tiện cho việc lập sơ đồ khối simulink sau này, ta xây dựng mô hình là một cơ hệ gồm 6 vật: thân xe, khối lượng không được treo trước trái-phải, khối lượng không được treo sau, mặt đường và ghế lái.

Mô hình xây dựng gồm 5 vật:

Vật 1: Thân xe (phần khối lượng được treo) coi như 1 vật có khối lượng M_s đặt tại trọng tâm S và các momen quán tính I_{sy} , I_{sx} . Chuyển động của thân xe là hợp của ba chuyển động:

- + Chuyển động tịnh tiến theo phương z ứng với tọa độ suy rộng Z_s .
- + Chuyển động quay quanh trục y tương ứng tọa độ suy rộng φ_{sy} .
- + Chuyển động quay quanh trục x tương ứng tọa độ suy rộng φ_{sx} .

Vật 2,3: Các khối lượng không được treo cầu trước phía trước bên trái, phải.

+ Khối lượng không được treo trước coi như là hai vật có cùng khối lượng bên trái và bên phải là m_{u1} , chuyển động tịnh tiến theo phương Z tương ứng tọa độ suy rộng Z_{u1L} , Z_{u1R} .

Vật 4: Khối lượng không treo cầu sau- cầu xe, nhíp và bánh xe.

+ Khối lượng không được treo sau coi như là một vật có khối lượng m_{u2} , chuyển động tịnh tiến theo phương Z tương ứng tọa độ suy rộng Z_{u2} , chuyển động quay quanh trục x với tọa độ suy rộng φ_{u2} .

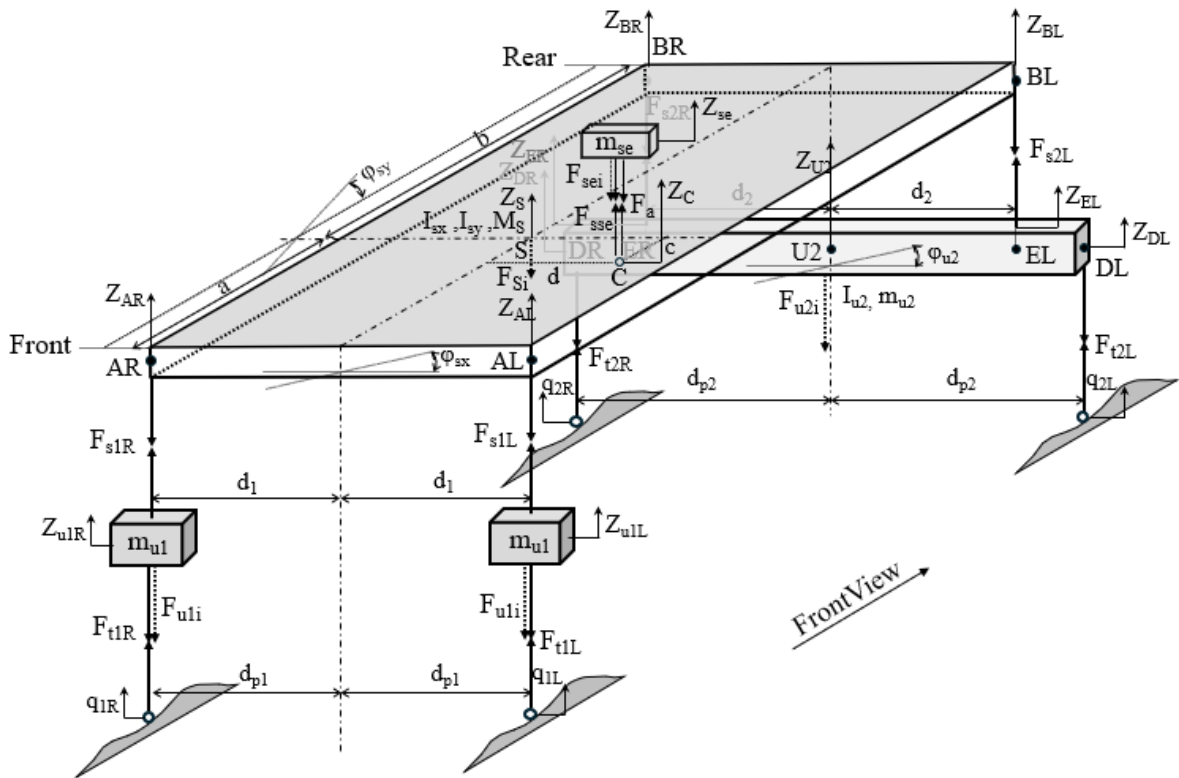
Vật 5: Mặt đường – là nguồn kích thích ô tô dao động và là một tập hợp các mấp mô ngẫu nhiên trên toàn bộ chiều dài của nó. Kích động mặt đường có thể ở dạng tuyến tính hoặc ngẫu nhiên.

Vật 6: Khối lượng ghế lái (bao gồm khối lượng người lái)

+ Khối lượng ghế lái và người lái coi như là một vật có khối lượng m_{se} , chuyển động tịnh tiến theo phương Z tương ứng tọa độ suy rộng Z_{se} .

+ Ứng với hệ thống treo ghế lái, sử dụng một lực điều khiển giả tưởng F_a để điều khiển độ cứng của giảm chấn ghế lái.

2.2.2. Mô hình phân bố các lực tác lên hệ thống treo toàn phần có ghế lái



Hình 2. 2 Mô hình vật lý hệ thống treo xe cầu sau phụ thuộc, trước độc lập
Khối lượng được treo bao gồm:

- Z_s : Chuyển vị thẳng đứng của thân xe.
- ϕ_{sx} : Chuyển vị góc của khối lượng được treo M quanh trục Ox.

- φ_{sy} : Chuyển vị góc của khối lượng được treo M quanh trục Oy.
- M_s : Khối lượng được treo
- I_x, I_y : Mô men xoắn theo phương x và phương y của thân xe.

Khối lượng không được treo cầu trước bên trái:

- Z_{ulL} : Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của khối lượng không được treo m_{ul} .
- q_{lL} : Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của mặt đường bên cầu trước bên trái.

Khối lượng không được treo cầu trước phải:

- Z_{ulR} : Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của khối lượng không được treo m_{ul} .
- q_{lR} : Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của mặt đường bên cầu trước bên phải.

Khối lượng không được treo cầu sau:

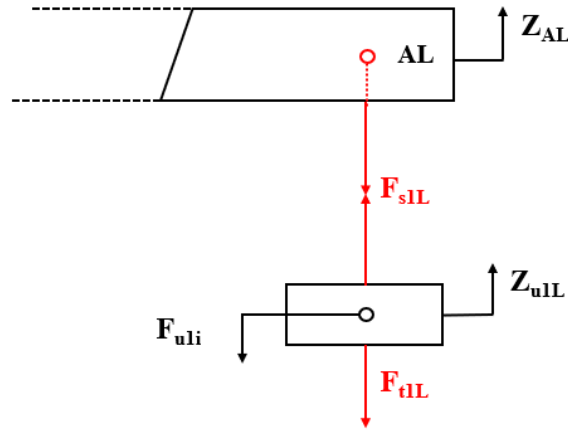
- Z_{u2} : Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của khối lượng không được treo cầu sau.
- φ_{u2} : Chuyển vị góc của khối lượng không được treo cầu sau quanh trục Ox.
- I_{u2} : Mô men xoắn theo phương x của cầu sau phụ thuộc.
- q_{2L}, q_{2R} : Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của mặt đường bên cầu sau bên trái và bên phải.

Khối lượng ghế:

- m_{se} : Khối lượng ghế lái.
- Z_{se} : Chuyển vị thẳng đứng theo trục Z của ghế lái.
- F_a : Lực giả tưởng để điều khiển giảm chấn của ghế (sử dụng PID)

2.2.3. Khối lượng không được treo cầu trước

Phương trình dao động của khối lượng không được treo cầu trước bên trái:



Hình 2. 3 Sơ đồ phân tích lực của khối lượng được treo cầu trước bên trái

Các lực tác dụng lên khối lượng không được treo cầu trước gồm có:

+ Lực quán tính khối lượng không được treo:

$$F_{u1i} = m_{u1} \cdot \ddot{Z}_{u1L} \quad (2.2)$$

+ Lực tác dụng của hệ thống treo lên khối lượng không được treo :

$$F_{s1L} = k_{s1} (Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1} (\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) \quad (2.3)$$

+ Lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo :

$$F_{t1L} = k_{t1} (Z_{u1L} - q_{1L}) + c_{t1} (\dot{Z}_{u1L} - \dot{q}_{1L}) \quad (2.4)$$

Trong đó:

+ Z_{AL} là chuyển vị điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu trước bên trái lên khối lượng được treo.

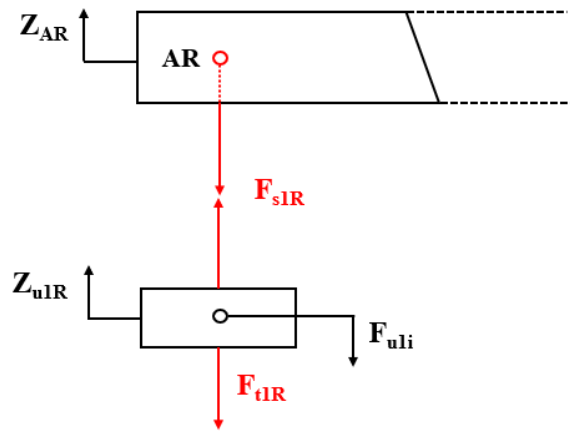
Phương trình cân bằng lực theo phương Z của khối lượng không được treo trước trái:

$$F_{uli} - F_{s1L} + F_{t1L} = 0$$

$$\Leftrightarrow m_{ul} \ddot{Z}_{u1L} = k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) - k_{t1}(Z_{u1L} - q_{1L}) - c_{t1}(\dot{Z}_{u1L} - \dot{q}_{1L}) \quad (2.5)$$

$$\Leftrightarrow \ddot{Z}_{u1L} = \frac{1}{m_{ul}} \cdot k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) - k_{t1}(Z_{u1L} - q_{1L}) - c_{t1}(\dot{Z}_{u1L} - \dot{q}_{1L})$$

Phương trình dao động của khối lượng không được treo cầu trước bên phải:



Hình 2. 4 Sơ đồ phân tích lực của khối lượng được treo cầu trước bên phải

Các lực tác dụng lên khối lượng không được treo cầu trước gồm có:

+ Lực quán tính khối lượng không được treo:

$$F_{uli} = m_{ul} \ddot{Z}_{u1R} \quad (2.6)$$

+ Lực tác dụng của hệ thống treo lên khối lượng không được treo :

$$F_{s1R} = k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) \quad (2.7)$$

+ Lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo :

$$F_{t1R} = k_{t1}(Z_{u1R} - q_{1R}) + c_{t1}(\dot{Z}_{u1R} - \dot{q}_{1R}) \quad (2.8)$$

Trong đó:

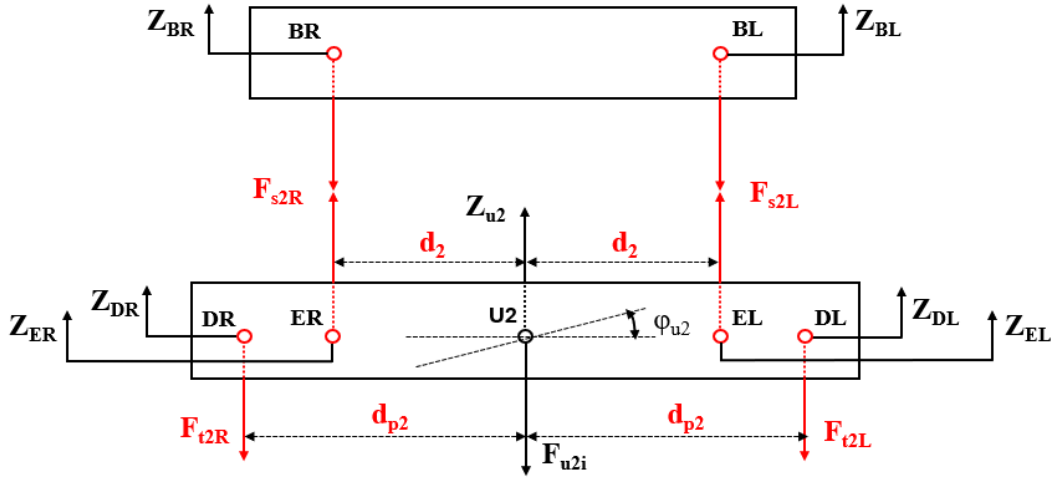
+ Z_{AR} là chuyển vị điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu trước bên phải lên khối lượng được treo.

Phương trình cân bằng lực theo phương Z của khối lượng không được treo trước phải:

$$\begin{aligned}
 F_{u1i} - F_{s1R} + F_{t1R} &= 0 \\
 \Leftrightarrow m_{u1} \cdot \ddot{Z}_{u1R} &= k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) - k_{t1}(Z_{u1R} - q_{1L}) - c_{t1}(\dot{Z}_{u1R} - \dot{q}_{1R}) \quad (2.9) \\
 \Leftrightarrow \ddot{Z}_{u1R} &= \frac{1}{m_{u1}} \cdot k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) - k_{t1}(Z_{u1R} - q_{1R}) - c_{t1}(\dot{Z}_{u1R} - \dot{q}_{1R})
 \end{aligned}$$

2.2.4. Khối lượng không được treo cầu sau

Phương trình dao động của khối lượng không được treo phụ thuộc cầu sau



Hình 2. 5 Sơ đồ phân tích lực của khối lượng không được treo phụ thuộc cầu sau
Các lực tác dụng lên khối lượng không được treo cầu sau gồm có:

+ Lực quán tính khối lượng không được treo:

$$F_{u2i} = m_{u2} \cdot \ddot{Z}_{u2} \quad (2.10)$$

+ Lực tác dụng của hệ thống treo lên khối lượng không được treo cầu sau :

$$F_{s2R} = k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) \quad (2.11)$$

$$F_{s2L} = k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \quad (2.12)$$

+ Lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo cầu sau :

$$F_{t2R} = k_{t2}(Z_{DR} - q_{2R}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DR} - \dot{q}_{2R}) \quad (2.13)$$

$$F_{t2L} = k_{t2}(Z_{DL} - q_{2L}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DL} - \dot{q}_{2L}) \quad (2.14)$$

Trong đó: + Z_{DR} là chuyển vị của điểm tiếp xúc bánh xe với khối lượng không được treo cầu sau bên phải.

+ Z_{DL} là chuyển vị của điểm tiếp xúc bánh xe với khối lượng không được treo cầu sau bên trái.

+ Z_{ER} là chuyển vị của điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng không được treo cầu sau bên phải.

+ Z_{EL} là chuyển vị của điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng không được treo cầu sau bên trái.

+ Z_{BR} là chuyển vị của điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng được treo bên phải.

+ Z_{BL} là chuyển vị của điểm tiếp xúc hệ thống treo cầu sau với khối lượng được treo bên trái.

$$Z_{DR} = Z_{u2} - d_{p2} \cdot \varphi_{u2}$$

$$Z_{DL} = Z_{u2} + d_{p2} \cdot \varphi_{u2}$$

$$Z_{ER} = Z_{u2} - d_2 \cdot \varphi_{u2}$$

$$Z_{EL} = Z_{u2} + d_2 \cdot \varphi_{u2}$$

Phương trình cân bằng lực theo phương Z của khối lượng không được treo cầu sau:

$$\begin{aligned} F_{u2i} + F_{t2R} + F_{t2L} - F_{s2R} - F_{s2L} &= 0 \\ \Leftrightarrow -m_{u2} \ddot{Z}_{u2} &= k_{t2}(Z_{DR} - q_{2R}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DR} - \dot{q}_{2R}) + k_{t2}(Z_{DL} - q_{2L}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DL} - \dot{q}_{2L}) \\ &\quad - k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) - c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) - k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) - c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \\ \Rightarrow \ddot{Z}_{u2} &= -\frac{1}{m_{u2}} \cdot [k_{t2}(Z_{DR} - q_{2R}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DR} - \dot{q}_{2R}) + k_{t2}(Z_{DL} - q_{2L}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DL} - \dot{q}_{2L}) \\ &\quad - k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) - c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) - k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) - c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL})] \end{aligned} \quad (2.15)$$

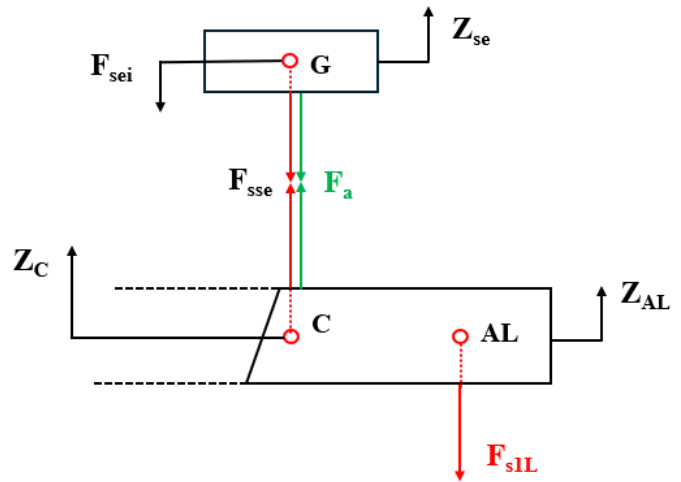
Phương trình cân bằng lực mô men xoắn của khối lượng không được treo cầu sau:

$$\begin{aligned}
 I_{u2} \cdot \ddot{\varphi}_{u2} &= F_{t2R} \cdot d_{p2} - F_{t2L} \cdot d_{p2} + F_{s2L} \cdot d_2 - F_{s2R} \cdot d_2 \\
 \Rightarrow \ddot{\varphi}_{u2} &= \frac{1}{I_{u2}} \cdot (F_{t2R} \cdot d_{p2} - F_{t2L} \cdot d_{p2} + F_{s2L} \cdot d_2 - F_{s2R} \cdot d_2) \\
 \Rightarrow \ddot{\varphi}_{u2} &= \frac{1}{I_{u2}} \cdot \left[\left[k_{t2} (Z_{DR} - q_{2R}) + c_{t2} (\dot{Z}_{DR} - \dot{q}_{2R}) \right] \cdot d_{p2} - \left[k_{t2} (Z_{DL} - q_{2L}) + c_{t2} (\dot{Z}_{DL} - \dot{q}_{2L}) \right] \cdot d_2 \right] \\
 d_{p2} &+ \left[k_{s2} (Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2} (\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \right] \cdot d_2 - \left[k_{s2} (Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2} (\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) \right] \cdot d_2 \quad (2.16)
 \end{aligned}$$

2.2.5. Khối lượng ghế người lái

Phương trình dao động của ghế lái

Ta có: Z_C là chuyển vị điểm tiếp xúc của hệ thống treo ghế lái tới khối lượng được treo



Hình 2. 6 Sơ đồ phân tích lực của ghế lái

Các lực tác dụng lên khối lượng ghế lái:

+ Lực quán tính khối lượng ghế lái:

$$F_{sei} = m_{se} \cdot \ddot{Z}_{se} \quad (2.17)$$

+ Coi đệm ghế là một hệ thống lò xo giảm chấn, ta có lực tác dụng của hệ thống treo lên ghế:

$$F_{sse} = k_{se} (Z_{se} - Z_C) + c_{se} (\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_C) \quad (2.18)$$

$$\Rightarrow \ddot{Z}_S = -\frac{1}{m_S} \cdot \left[k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s2}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) + k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s2}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) \right. \\ \left. + k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) - k_{se}(Z_{se} - Z_c) - c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_c) - F_a \right]$$

Phương trình cân bằng mô men xoắn theo phương x của khối lượng được treo:

$$I_{sx} \cdot \ddot{\phi}_{sx} = F_{s1R} \cdot d_1 - F_{s1L} \cdot d_1 + F_{s2R} \cdot d_2 - F_{s2L} \cdot d_2 + F_{sse} \cdot d + F_a \cdot d \\ \Leftrightarrow \ddot{\phi}_{sx} = \frac{1}{I_{sx}} \cdot (F_{s1R} \cdot d_1 - F_{s1L} \cdot d_1 + F_{s2R} \cdot d_2 - F_{s2L} \cdot d_2 + F_{sse} \cdot d + F_a \cdot d) \quad (2.21)$$

$$\Rightarrow \ddot{\phi}_{sx} = \frac{1}{I_{sx}} \cdot \left[\left[k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) \right] \cdot d_1 - \left[k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) \right] \cdot d_1 \right. \\ \left. + \left[k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) \right] \cdot d_2 - \left[k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \right] \cdot d_2 + \right. \\ \left. \left[k_{se}(Z_{se} - Z_c) + c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_c) \right] \cdot d + F_a \cdot d \right]$$

Phương trình cân bằng mô men xoắn theo phương y của khối lượng được treo:

$$I_{sy} \cdot \ddot{\phi}_{sy} = F_{s1R} \cdot a + F_{s1L} \cdot a - F_{s2R} \cdot b - F_{s2L} \cdot b - F_{sse} \cdot c - F_a \cdot c \\ \Leftrightarrow \ddot{\phi}_{sy} = \frac{1}{I_{sy}} \cdot (F_{s1R} \cdot a + F_{s1L} \cdot a - F_{s2R} \cdot b - F_{s2L} \cdot b - F_{sse} \cdot c - F_a \cdot c) \quad (2.22)$$

$$\Rightarrow \ddot{\phi}_{sy} = \frac{1}{I_{sy}} \cdot \left[\left[k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) \right] \cdot a + \left[k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) \right] \cdot a \right. \\ \left. - \left[k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) \right] \cdot b - \left[k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \right] \cdot b - \right. \\ \left. \left[k_{se}(Z_{se} - Z_c) + c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_c) \right] \cdot c - F_a \cdot c \right]$$

Ta có:

$$Z_{AR} = Z_S - d_1 \cdot \phi_{sx} - a \cdot \phi_{sy}$$

$$Z_{AL} = Z_S + d_1 \cdot \phi_{sx} - a \cdot \phi_{sy}$$

$$Z_{BR} = Z_S - d_2 \cdot \phi_{sx} + b \cdot \phi_{sy}$$

$$Z_{BL} = Z_S + d_2 \cdot \phi_{sx} + b \cdot \phi_{sy}$$

$$Z_C = Z_S + d \cdot \phi_{sx} - c \cdot \phi_{sy}$$

Từ các phương trình đã thiết lập trên, ta tổng hợp lại:

Hệ phương trình hệ thống treo toàn phần có gắn ghế lái như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{Z}_{u1L} = \frac{1}{m_{u1}} \cdot \left[k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) - k_{t1}(Z_{u1L} - q_{1L}) - c_{t1}(\dot{Z}_{u1L} - \dot{q}_{1L}) \right] \\ \ddot{Z}_{u1R} = \frac{1}{m_{u1}} \cdot \left[k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) - k_{t1}(Z_{u1R} - q_{1R}) - c_{t1}(\dot{Z}_{u1R} - \dot{q}_{1R}) \right] \\ \ddot{Z}_{u2} = \frac{-1}{m_{u2}} \cdot \left[k_{t2}(Z_{DR} - q_{1R}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DR} - \dot{q}_{1R}) + k_{t2}(Z_{DL} - q_{1L}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DL} - \dot{q}_{1L}) \right. \\ \left. - k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) - c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) - k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) - c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \right] \\ \ddot{\phi}_{u2} = \frac{1}{I_{u2}} \cdot \left[\left[k_{t2}(Z_{DR} - q_{1R}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DR} - \dot{q}_{1R}) \right] \cdot d_{p2} - \left[k_{t2}(Z_{DL} - q_{1L}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DL} - \dot{q}_{1L}) \right] \right. \\ \left. d_{p2} + \left[k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \right] \cdot d_2 - \left[k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) \right] \cdot d_2 \right] \\ \ddot{Z}_{se} = \frac{-F_{sse} - F_a}{m_{se}} = -\frac{1}{m_{se}} \cdot \left(k_{se}(Z_{se} - Z_C) + c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_C) + F_a \right) \\ \ddot{Z}_S = \frac{-1}{m_S} \cdot \left[k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s2}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) + k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s2}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) \right. \\ \left. + k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) - k_{se}(Z_{se} - Z_C) - c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_C) - F_a \right] \\ \ddot{\phi}_{sx} = \frac{1}{I_{sx}} \cdot \left[\left[k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) \right] \cdot d_1 - \left[k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) \right] \right. \\ \left. d_1 + \left[k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) \right] \cdot d_2 - \left[k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \right] \cdot d_2 + \right. \\ \left. \left[k_{se}(Z_{se} - Z_C) + c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_C) \right] \cdot d + F_a \cdot d \right] \\ \ddot{\phi}_{sy} = \frac{1}{I_{sy}} \cdot \left[\left[k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R}) \right] \cdot a + \left[k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L}) \right] \right. \\ \left. a - \left[k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER}) \right] \cdot b - \left[k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL}) \right] \cdot b - \right. \\ \left. \left[k_{se}(Z_{se} - Z_C) + c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_C) \right] \cdot c - F_a \cdot c \right] \end{array} \right.$$

Trong đó:

$$Z_{AR} = Z_S - d_1 \cdot \varphi_{sx} - a \cdot \varphi_{sy}$$

$$Z_{AL} = Z_S + d_1 \cdot \varphi_{sx} - a \cdot \varphi_{sy}$$

$$Z_{BR} = Z_S - d_2 \cdot \varphi_{sx} + b \cdot \varphi_{sy}$$

$$Z_{BL} = Z_S + d_2 \cdot \varphi_{sx} + b \cdot \varphi_{sy}$$

$$Z_C = Z_S + d \cdot \varphi_{sx} - c \cdot \varphi_{sy}$$

$$Z_{DR} = Z_{u2} - d_{p2} \cdot \varphi_{u2}$$

$$Z_{DL} = Z_{u2} + d_{p2} \cdot \varphi_{u2}$$

$$Z_{ER} = Z_{u2} - d_2 \cdot \varphi_{u2}$$

$$Z_{EL} = Z_{u2} + d_2 \cdot \varphi_{u2}$$

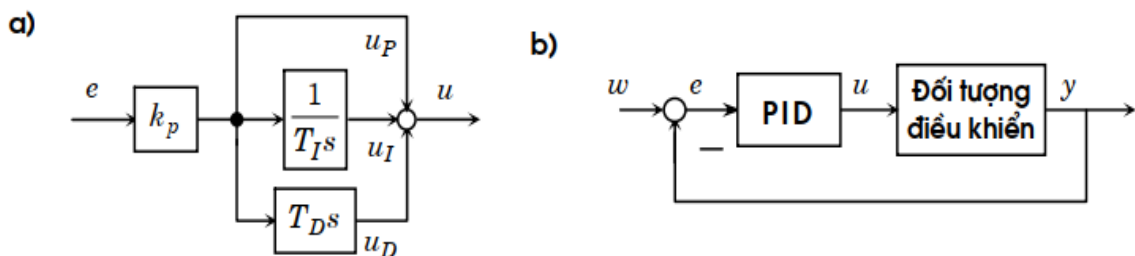
2.3. LÝ THUYẾT VÀ THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN PID

Bộ điều khiển PID (Proportional–Integral–Derivative) là một trong những cấu trúc điều khiển phản hồi phổ biến và được ứng dụng rộng rãi trong cả nghiên cứu lẫn công nghiệp [13]. Cấu trúc này bao gồm ba thành phần cơ bản: tỉ lệ (P), tích phân (I) và vi phân (D), theo hình 2.8a.

- Thành phần P tạo phản ứng tỉ lệ với sai số hiện tại, giúp hệ thống điều chỉnh nhanh theo tín hiệu điều khiển.

- Thành phần I có chức năng tích lũy sai số theo thời gian, từ đó loại bỏ sai lệch tĩnh kéo dài.

- Thành phần D phản ứng dựa trên tốc độ thay đổi của sai số, giúp giảm thiểu hiện tượng quá điều chỉnh và tăng độ ổn định của hệ thống.



Hình 2. 8 Sơ đồ bộ điều khiển PID [8]

Theo tài liệu [13], Bộ điều khiển PID được áp dụng rộng rãi trong điều khiển hệ thống một đầu vào, một đầu ra sử dụng nguyên lý hồi tiếp (hình 2.8b), nhờ đặc tính đơn giản về cấu trúc lẫn nguyên lý vận hành. Mục tiêu của bộ PID là giảm sai số điều khiển $e(t)$ về 0 và đảm bảo quá trình quá độ đạt các tiêu chí về chất lượng hệ thống.

Cụ thể, thành phần tỉ lệ (P) khuếch đại sai số hiện tại, giúp tạo ra phản ứng điều chỉnh tỉ lệ với độ lệch – tức sai số càng lớn, tín hiệu điều khiển càng mạnh. Thành phần tích phân (I) có nhiệm vụ tích lũy sai số theo thời gian, giúp loại bỏ sai số tĩnh tồn đọng. Trong khi đó, thành phần vi phân (D) phản ứng với tốc độ thay đổi của sai số, từ đó cải thiện khả năng phản hồi nhanh và giảm dao động của hệ thống.

Sự kết hợp hợp lý của ba thành phần này tạo nên một cấu trúc điều khiển vừa ổn định, vừa linh hoạt, đáp ứng tốt trong nhiều tình huống điều khiển thực tế, bao gồm cả trong lĩnh vực kỹ thuật ô tô như điều khiển tốc độ động cơ, ga tự động và hệ thống phanh ABS,...

Bộ điều khiển PID được mô tả bằng mô hình vào-ra:

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (2.23)$$

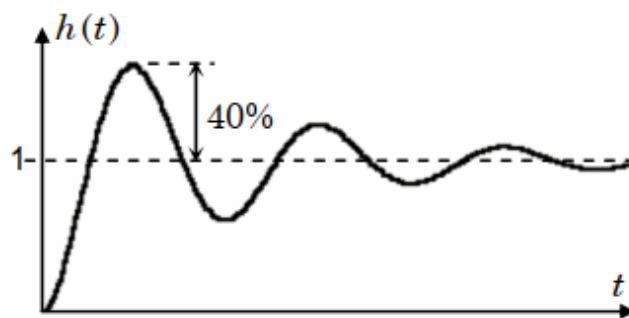
Trong đó $e(t)$ là tín hiệu đầu vào, $u(t)$ là tín hiệu đầu ra, k_p , T_I , T_D . Muốn hệ thống có được chất lượng như mong muốn thì phải phân tích đối tượng rồi trên cơ sở đó chọn các tham số đó cho phù hợp.

Hiện có khá nhiều các phương pháp xác định các tham số k_p , T_I , T_D cho bộ điều khiển PID, như là:

- Phương pháp Ziegler-Nichols
- Phương pháp Chien-Hrones-Reswick

- Phương pháp tổng T của Kuhn
- Phương pháp tối ưu độ lớn và phương pháp tối ưu đối xứng
- Phương pháp tối ưu theo sai lệch bám

Trong bài đồ án tốt nghiệp này, ta sẽ điều chỉnh 3 thông số trên trong phần “TUNE” thuộc khối điều khiển PID trong ứng dụng Simulink dựa trên đồ thị dạng tắt dần như hình dưới.



Hình 2. 9 Đồ thị dao động tắt dần [13]

2.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 2

Việc xây dựng cơ sở lý thuyết, phương trình toán học cùng mô hình vật lý, mô hình phân tích lực đã nêu rõ 8 phương trình của hệ thống treo toàn phần có ghé lái.

Lý thuyết điều khiển PID cũng được nêu ra. Nội dung chọn thông số PID cụ thể sẽ được nêu ra ở chương 3.

CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG HỆ THỐNG TREO CÓ ĐIỀU KHIỂN

3.1. TỔNG QUAN VỀ PHẦN MỀM MATLAB SIMULINK

3.1.1. Matlab

Matlab (viết tắt của “Matrix Laboratory”) bắt nguồn từ nỗ lực tích hợp các thư viện Linpack và Eispack, đây là hai bộ dùng trong xử lý ma trận dưới dạng mã Fortran để hỗ trợ công việc tính toán một cách hiệu quả. Qua nhiều năm phát triển, Matlab đã trở thành một công cụ mạnh mẽ, phổ biến rộng rãi tại các trường đại học trên thế giới (đặc biệt ở Mỹ, Bỉ, Canada), và được sử dụng trong chương trình giảng dạy từ cơ bản đến nâng cao trong các lĩnh vực toán học, khoa học và kỹ thuật. Trong ngành công nghiệp, Matlab thường được áp dụng cho các hoạt động nghiên cứu nhằm nâng cao hiệu suất sản xuất, phân tích và đánh giá hệ thống [14].

Sử dụng Matlab cho các bài toán tính toán, phân tích, xử lý số liệu hay kể cả việc thiết kế và mô phỏng trở nên thuận tiện hơn, khoa học hơn. Điều đó được ứng dụng trong nhiều lĩnh vực chuyên ngành.

Các đặc điểm ưu việt có thể kể đến của Matlab như:

- Matlab là một công cụ tính toán kỹ thuật mạnh mẽ, có giao diện thân thiện, dễ sử dụng và thuận tiện cho việc mở rộng hoặc phát triển thêm các chức năng. Phần mềm này hỗ trợ tích hợp với nhiều môi trường lập trình khác nhau như C++, Visual C, Fortran, Java..., tạo điều kiện thuận lợi cho việc kết nối và xử lý liên nền tảng.

- Matlab còn nổi bật với khả năng xử lý đồ họa mạnh trong cả không gian 2D và 3D, giúp trực quan hóa dữ liệu và mô hình hiệu quả. Hệ thống các Toolbox đa dạng và chuyên sâu được cung cấp sẵn trong Matlab là những công cụ hữu ích cho quá trình nghiên cứu, phân tích và thiết kế trong nhiều lĩnh vực

kỹ thuật chuyên ngành. Như là điều khiển tự động, kỹ thuật điện, điện tử, truyền thông, xử lý ảnh, xử lý tín hiệu số, tối ưu hoá, mô phỏng các quá trình diễn biến thực tế.

Ngoài ra, Matlab có kiến trúc mở, cho phép người dùng dễ dàng xây dựng các mô đun tính toán kỹ thuật đáp ứng các tiêu chuẩn công nghiệp và yêu cầu truyền thông hiện đại.

Matlab cũng có thể chạy trên các máy tính khác nhau, với các hệ điều hành khác nhau như: MS Windows, X Windows (Unix/Linux) và Macintosh mà vẫn giữ nguyên các chương trình và dữ liệu, không cần một sự biến đổi nào.

3.1.2. Simulink

Simulink (viết tắt của “Simulation – Link”) là một phần mở rộng tích hợp trong môi trường Matlab, được sử dụng để mô hình hóa, mô phỏng và phân tích các hệ thống động. Giao diện đồ họa trực quan của Simulink cho phép người dùng xây dựng hệ thống dưới dạng sơ đồ khối, sử dụng các biểu tượng và khối chức năng quen thuộc để mô tả dòng tín hiệu.

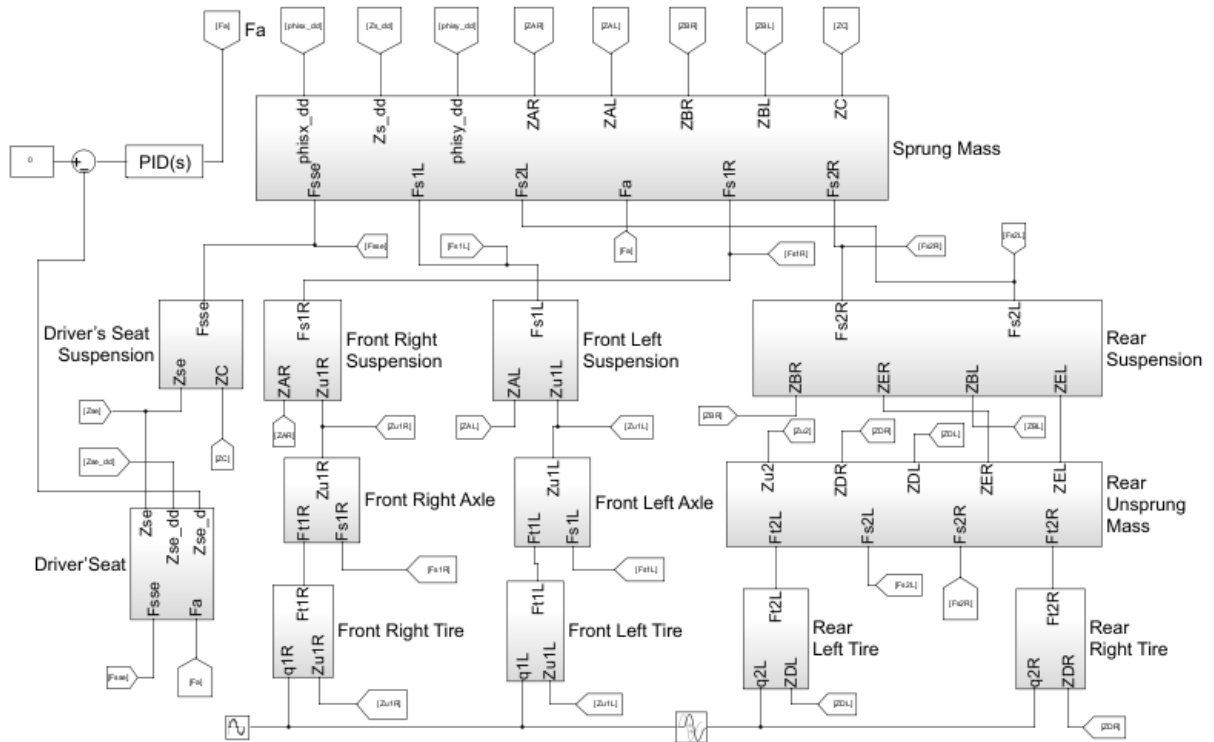
Phần mềm này cung cấp thư viện phong phú với nhiều khối chức năng được thiết kế sẵn, đáp ứng cả các hệ thống tuyến tính, phi tuyến và hệ gián đoạn. Đặc biệt, người dùng cũng có thể tự xây dựng và tùy chỉnh các khối chức năng riêng để phù hợp với yêu cầu mô phỏng cụ thể của mình.

Phần mềm Matlab-Simulink phiên bản R2023b được sử dụng để mô phỏng, phân tích và đánh giá hệ thống treo toàn phần có ghé lái sử dụng bộ điều khiển PID. Từ mô hình vật lý của hệ thống treo toàn phần có ghé lái sử dụng bộ điều khiển PID, ta sử dụng Simulink để xây dựng không gian trạng thái hay là việc đơn giản các phương trình toán học thành các khối chức năng để trực quan hơn, từ đó phân tích và dễ dàng đánh giá các yếu tố dao động ảnh hưởng tới người lái.

3.2. MÔ PHÒNG HỆ THỐNG TREO BẰNG SIMULINK

3.2.1. Sơ đồ khối chức năng tổng thể

Trên cơ sở 8 phương trình vi phân đã xây dựng ở chương 2, ta mô phỏng bằng các khối chức năng trong Simulink, ta có sơ đồ tổng thể như hình sau:



Hình 3. 1 Sơ đồ các khối chức năng hệ dao động toàn phần có ghế lái có điều khiển PID

Sơ đồ khối chức năng tổng thể được cấu thành từ những khối chức năng đơn vị chính như khối bánh xe (trước sau trái phải), khối cầu xe (trước trái phải và sau), khối treo (trước trái phải và sau), khối được treo (sàn xe), khối ghế lái, khối treo lái.

3.2.2. Sơ đồ các khối chức năng

3.2.2.1 Khối chức năng bánh xe

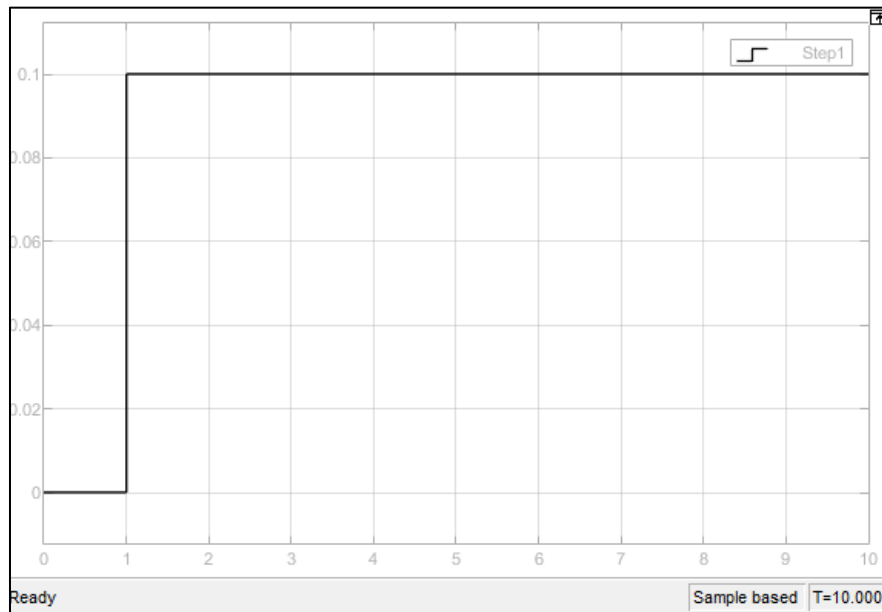
a. Đầu vào khối là kích động từ mặt đường

Đầu vào hệ là dạng mặt đường có thể là Step (dạng bậc), dạng Sinewave (dạng sóng) hay dạng mặt đường tiêu chuẩn CD (ngẫu nhiên).

- Với dạng Step (dạng bậc)

Ta giả thiết sau 1s bánh xe gặp bậc cao 0.1m. Đồ thị bậc như hình dưới:

Thiết định: Step time là “1” và Final value là “0.1”, thời gian 10s



Hình 3. 2 Đồ thị dạng Step

- Với dạng Sinewave (dạng sóng)

Kích động mặt đường được mô tả bởi khối “Sinewave”. Sử dụng khối “Transport Delay” để mô tả vận tốc chuyển động của xe, thông qua độ trễ tác dụng của mặt đường lên cầu trước và cầu sau. Thời gian trễ là $(a+b)/V$.

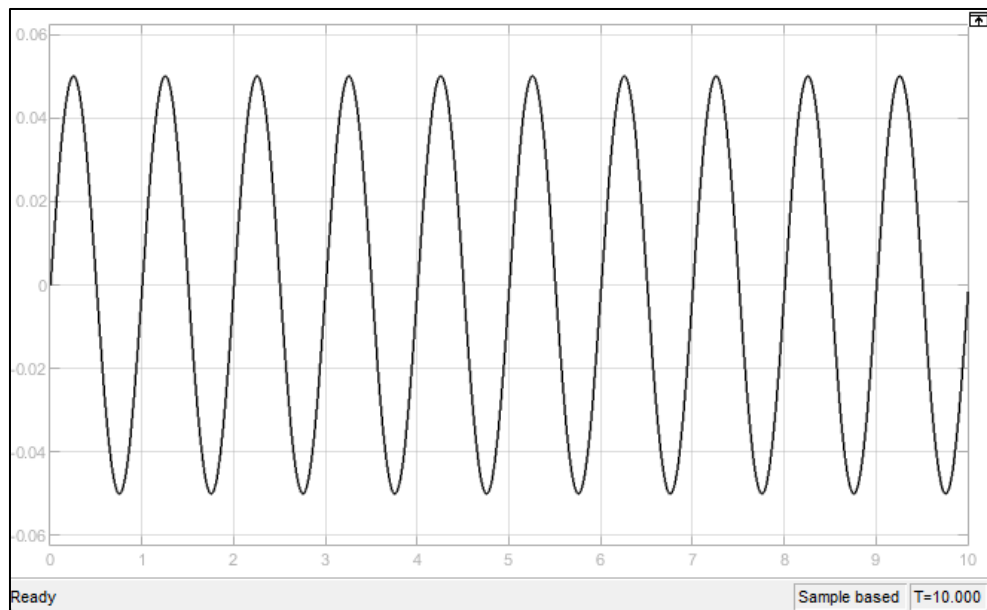
Phương trình (3.1), mô tả chiều cao mấp mô của bề mặt đường.

$$q = H \sin\left(\frac{2\pi}{L} V\right) \quad (3.1)$$

Trong đó, H là độ cao mấp mô, L là bước sóng, V là vận tốc di chuyển của ô tô.

Ta thiết định cho khối Sinewave có độ cao bậc là 0.05m và vận tốc góc là 6.28 rad/s (tương đương với tần số của người đi bộ là 1Hz), thời gian là 10s .

Thiết định: Amplitude là “0.05” và Frequency là “6.28”, thời gian 10s



Hình 3. 3 Đồ thị hình sóng SineWave

- Với dạng mặt đường tiêu chuẩn CD

Trên thực tế xe sẽ di chuyển trên các loại đường chính như đường nội thành, ngoại thành, đường cao tốc,... Các loại đường này được phân loại theo tiêu chí chuẩn ISO 8608:1995 với các loại đường AB (đường rất tốt), BC (đường tốt), CD (đường trung bình). Trong nghiên cứu này sử dụng mặt đường CD làm đường ứng dụng bởi vì mấp mô trên đường CD là lớn nhất so với đường AB và BC. Sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để mô phỏng kích thích từ mặt đường CD.

Khối “Signal Builder” được sử dụng để xây dựng biên độ mặt đường CD.



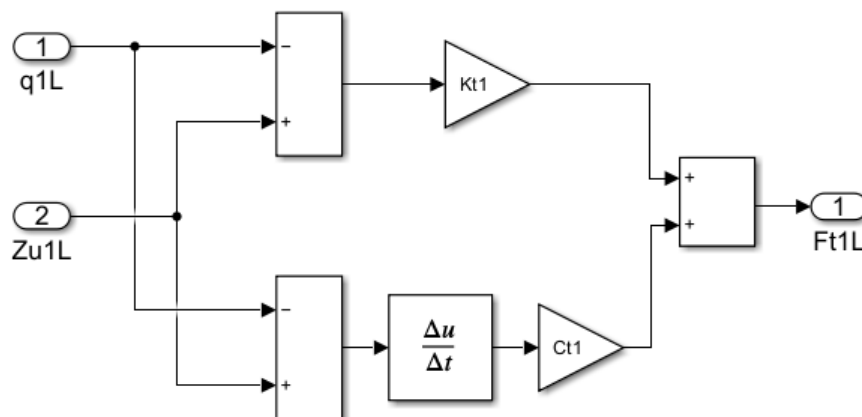
Hình 3. 4 Biên độ mặt đường CD trong thời gian 10s

b. Khối chức năng bánh xe trước bên trái

Ta có phương trình (2.2), lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo:

$$F_{t1L} = k_{t1}(Z_{u1L} - q_{1L}) + c_{t1}(\dot{Z}_{u1L} - \dot{q}_{1L})$$

Từ phương trình vi phân (2.2), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



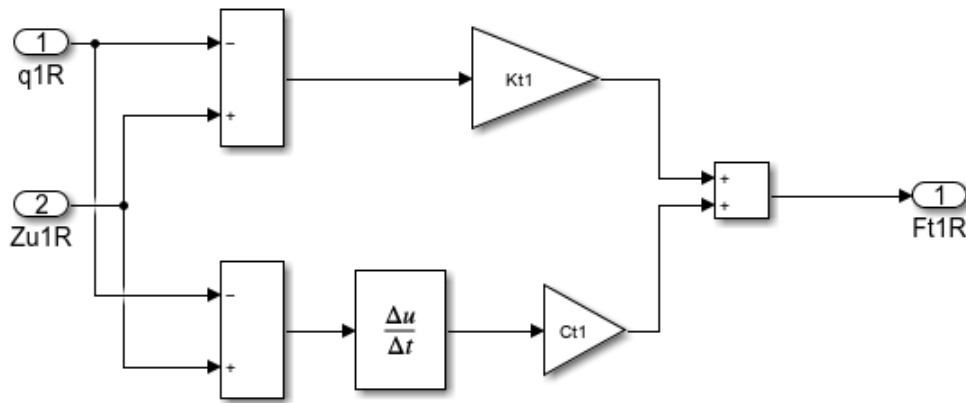
Hình 3. 5 Sơ đồ khối chức năng bánh xe trước bên trái

c. Khối chức năng bánh xe trước bên phải

Ta có phương trình (2.8), lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo :

$$F_{t1R} = k_{t1}(Z_{u1R} - q_{1R}) + c_{t1}(\dot{Z}_{u1R} - \dot{q}_{1R})$$

Từ phương trình vi phân (2.8), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



Hình 3. 6 Sơ đồ khối chức năng bánh xe trước bên phải

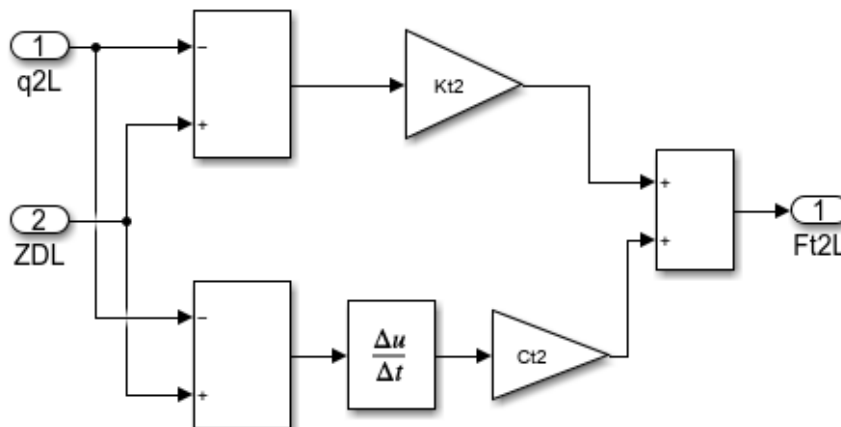
d. Khối chức năng bánh xe sau bên trái

Ta có phương trình (2.14), lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo cầu sau :

$$F_{t2L} = k_{t2}(Z_{DL} - q_{2L}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DL} - \dot{q}_{2L})$$

Từ phương trình vi phân (2.14), ta mô phỏng khối chức năng như sau:

e. Khối chức năng bánh xe sau bên phải

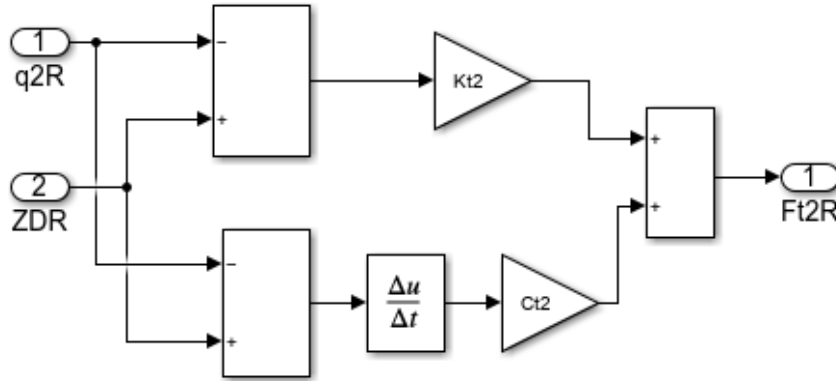


Hình 3. 7 Sơ đồ khối chức năng bánh xe sau bên trái

Ta có phương trình (2.13), lực tác dụng của bánh xe lên khối lượng không được treo cầu sau :

$$F_{t2R} = k_{t2}(Z_{DR} - q_{2R}) + c_{t2}(\dot{Z}_{DR} - \dot{q}_{2R})$$

Từ phương trình vi phân (2.13), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



Hình 3. 8 Sơ đồ khối chức năng bánh xe sau bên phải

3.2.2.2 Khối chức năng cầu trước chủ động

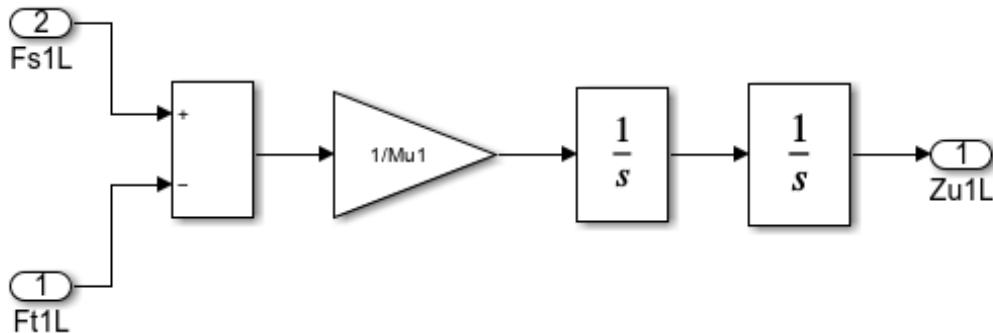
a. Khối chức năng cầu trước bên trái

Ta có phương trình (2.5), cân bằng lực theo phương Z của khối lượng không được treo trước bên trái (cầu trước bên trái):

$$F_{uli} - F_{s1L} + F_{t1L} = 0$$

$$\Leftrightarrow m_{u1} \cdot \ddot{Z}_{u1L} = F_{s1L} - F_{t1L} \Leftrightarrow \ddot{Z}_{u1L} = \frac{1}{m_{u1}} \cdot (F_{s1L} - F_{t1L})$$

Từ phương trình vi phân (2.5), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



Hình 3. 9 Sơ đồ khối chức năng cầu trước bên trái

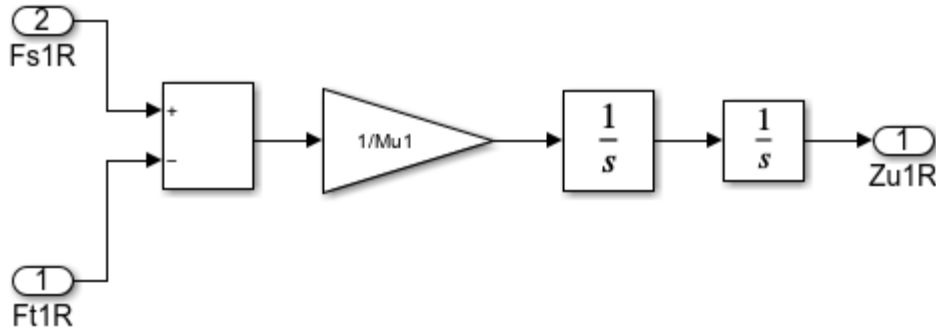
b. Khối chức năng cầu trước bên phải

Ta có phương trình (2.9), cân bằng lực theo phương Z của khối lượng không được treo trước bên phải (cầu trước bên phải):

$$F_{u1i} - F_{s1R} + F_{t1R} = 0$$

$$\Leftrightarrow m_{u1} \cdot \ddot{Z}_{u1R} = F_{s1R} - F_{t1R} \Leftrightarrow \ddot{Z}_{u1R} = \frac{1}{m_{u1}} \cdot (F_{s1R} - F_{t1R})$$

Từ phương trình vi phân (2.9), ta mô phỏng khối như sau:



Hình 3. 10 Sơ đồ khối chức năng cầu trước bên phải

3.2.2.3 Khối chức năng cầu sau bị động

Phương trình (2.15), cân bằng lực theo phương Z của khối lượng không được treo cầu sau:

$$F_{u2i} + F_{t2R} + F_{t2L} - F_{s2R} - F_{s2L} = 0$$

$$\Leftrightarrow -m_{u2} \cdot \ddot{Z}_{u2} = F_{t2R} + F_{t2L} - F_{s2R} - F_{s2L}$$

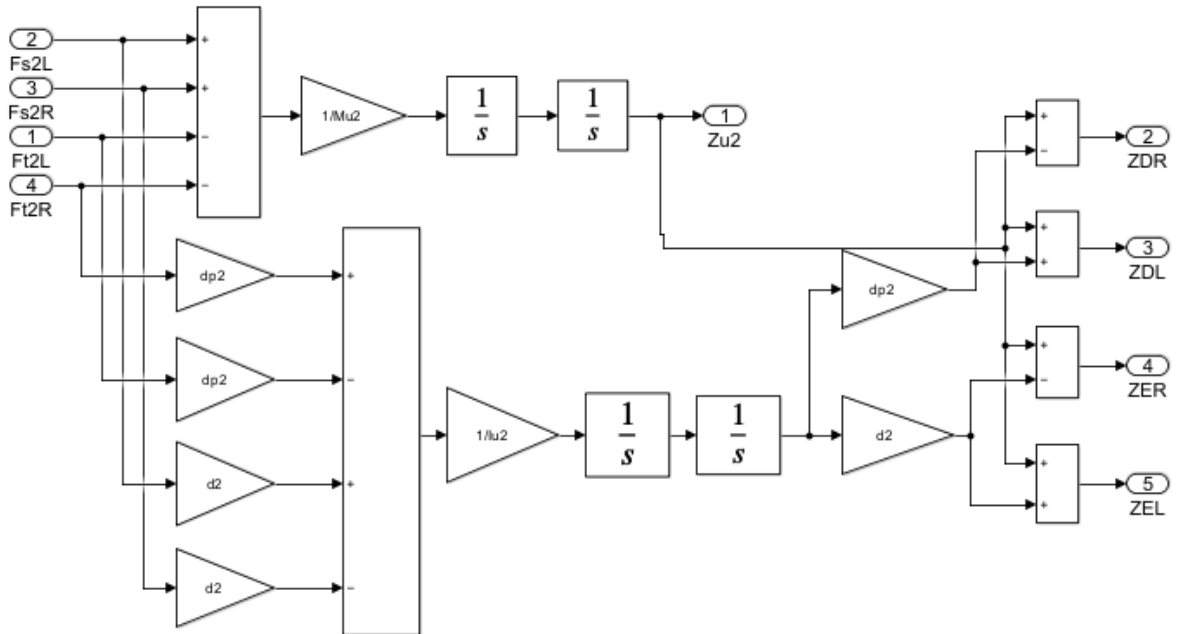
$$\Rightarrow \ddot{Z}_{u2} = -\frac{1}{m_{u2}} \cdot (F_{t2R} + F_{t2L} - F_{s2R} - F_{s2L})$$

Phương trình (2.16), cân bằng lực mô men xoắn của khối lượng không được treo cầu sau:

$$I_{u2} \cdot \ddot{\phi}_{u2} = F_{t2R} \cdot d_{p2} - F_{t2L} \cdot d_{p2} + F_{s2L} \cdot d_2 - F_{s2R} \cdot d_2$$

$$\Rightarrow \ddot{\phi}_{u2} = \frac{1}{I_{u2}} \cdot (F_{t2R} \cdot d_{p2} - F_{t2L} \cdot d_{p2} + F_{s2L} \cdot d_2 - F_{s2R} \cdot d_2)$$

Từ 2 phương trình vi phân (2.15)(2.16), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



Hình 3. 11 Sơ đồ khối chức năng cầu sau bị động

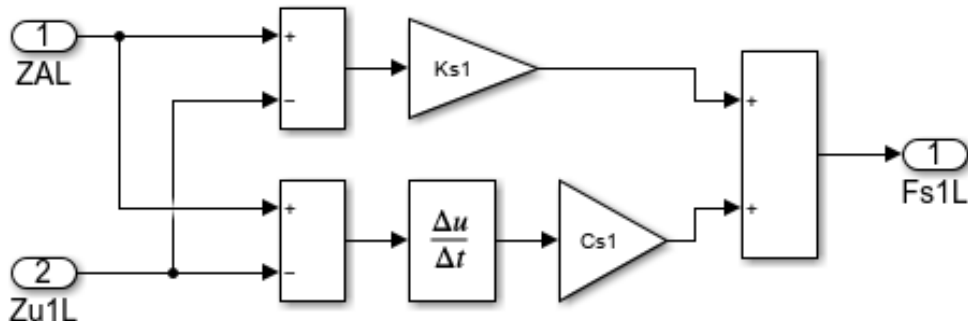
3.2.2.4 Khối chức năng của hệ thống treo cầu trước

a) Khối chức năng của hệ thống treo cầu trước bên trái

Ta có phương trình (2.3), lực tác dụng của hệ thống treo lên cầu trước bên trái:

$$F_{s1L} = k_{s1}(Z_{AL} - Z_{u1L}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AL} - \dot{Z}_{u1L})$$

Từ phương trình vi phân (2.3), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



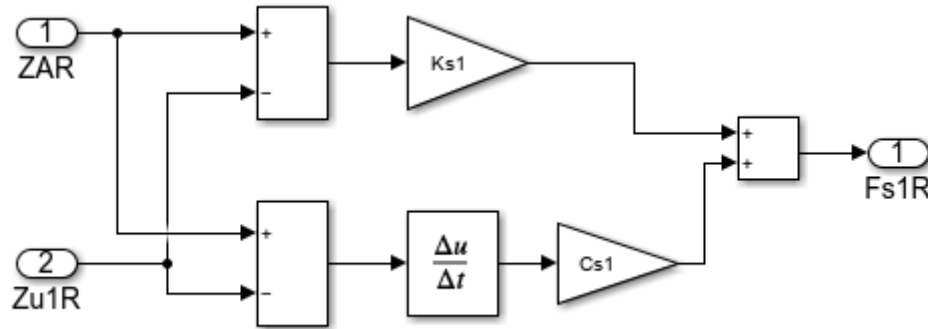
Hình 3. 12 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo cầu trước bên trái

b) Khối chức năng của hệ thống treo cầu trước bên phải

Ta có phương trình (2.7), lực tác dụng của hệ thống treo lên cầu trước bên phải:

$$F_{s1R} = k_{s1}(Z_{AR} - Z_{u1R}) + c_{s1}(\dot{Z}_{AR} - \dot{Z}_{u1R})$$

Từ phương trình vi phân (2.7), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



Hình 3. 13 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo cầu trước bên phải

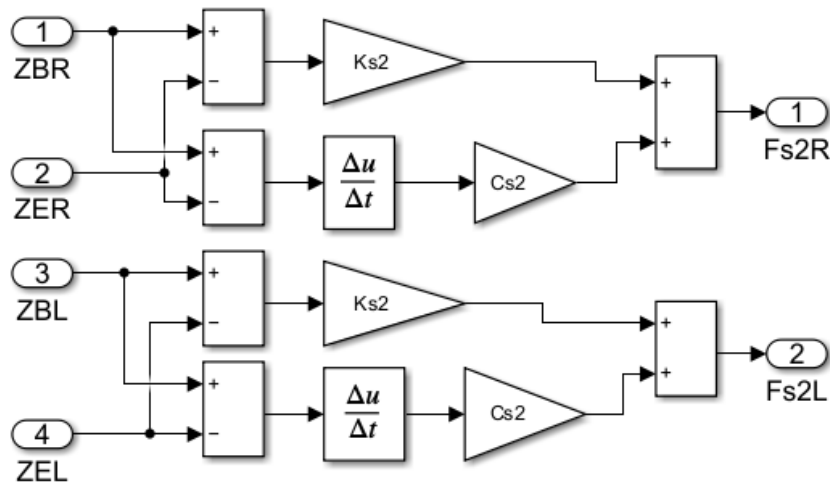
3.2.2.5 Khối chức năng của hệ thống treo cầu sau

Ta có 2 phương trình (2.11), (2.12), lực tác dụng của hệ thống treo lên cầu sau:

$$F_{s2R} = k_{s2}(Z_{BR} - Z_{ER}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BR} - \dot{Z}_{ER})$$

$$F_{s2L} = k_{s2}(Z_{BL} - Z_{EL}) + c_{s2}(\dot{Z}_{BL} - \dot{Z}_{EL})$$

Từ 2 phương trình vi phân (2.11)(2.12), ta mô phỏng khối chức năng:



Hình 3. 14 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo cầu sau

3.2.2.6 Sơ đồ khối chức năng của khối lượng được treo

Ta có phương trình (2.20), cân bằng lực theo phương Z của khối lượng được treo:

$$F_{Si} + F_{s1R} + F_{s1L} + F_{s2R} + F_{s2L} - F_{sse} - F_a = 0$$

$$\Rightarrow \ddot{Z}_s = -\frac{1}{m_s} \cdot (F_{s1R} + F_{s1L} + F_{s2R} + F_{s2L} - F_{sse} - F_a)$$

Phương trình (2.21), cân bằng mô men xoắn theo phương x của khối lượng được treo:

$$I_{sx} \cdot \ddot{\varphi}_{sx} = F_{s1R} \cdot d_1 - F_{s1L} \cdot d_1 + F_{s2R} \cdot d_2 - F_{s2L} \cdot d_2 + F_{sse} \cdot d + F_a \cdot d$$

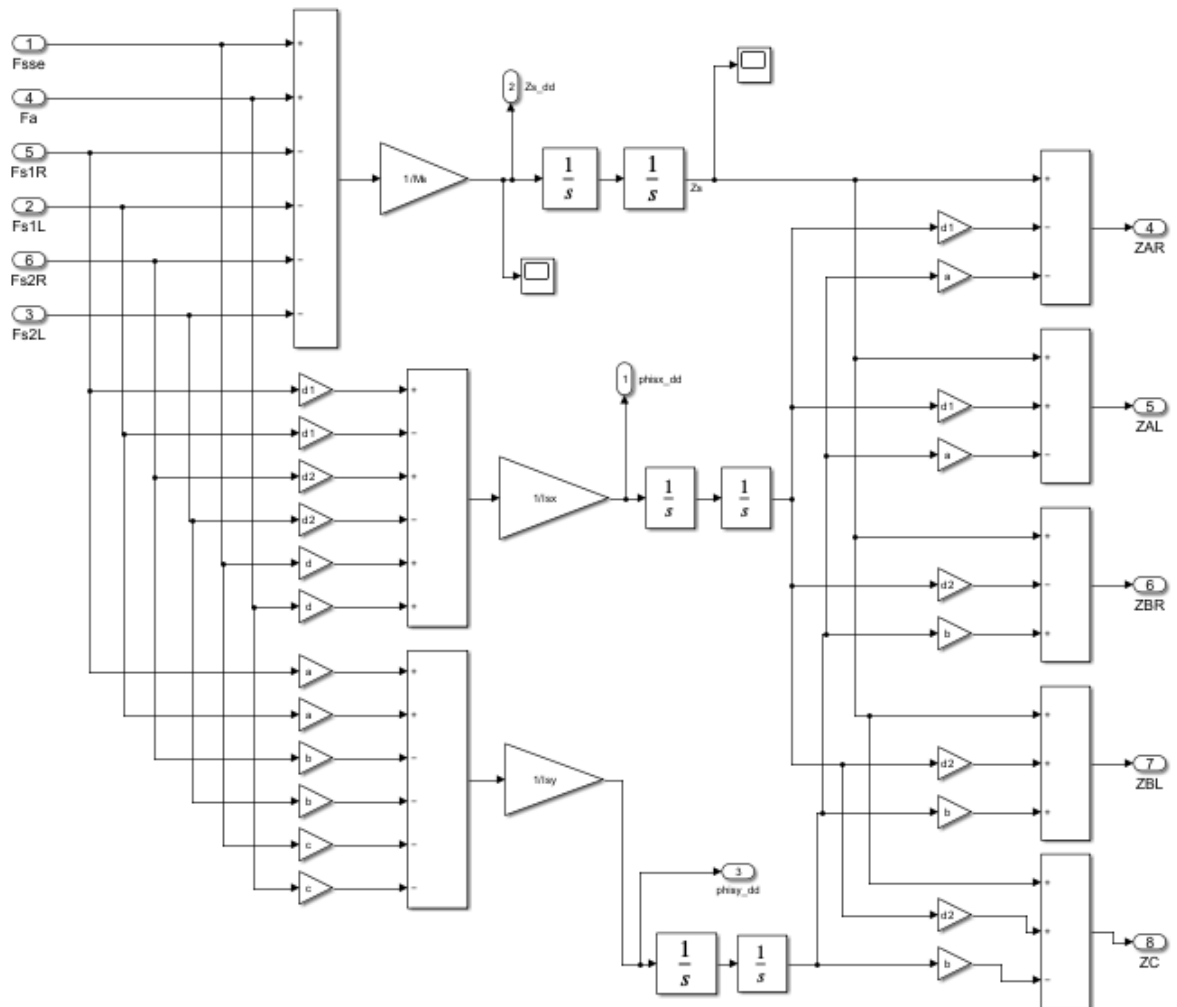
$$\Leftrightarrow \ddot{\varphi}_{sx} = \frac{1}{I_{sx}} \cdot (F_{s1R} \cdot d_1 - F_{s1L} \cdot d_1 + F_{s2R} \cdot d_2 - F_{s2L} \cdot d_2 + F_{sse} \cdot d + F_a \cdot d)$$

Phương trình (2.22), cân bằng mô men xoắn theo phương y của khối lượng được treo:

$$I_{sy} \cdot \ddot{\varphi}_{sy} = F_{s1R} \cdot a + F_{s1L} \cdot a - F_{s2R} \cdot b - F_{s2L} \cdot b - F_{sse} \cdot c - F_a \cdot c$$

$$\Leftrightarrow \ddot{\varphi}_{sy} = \frac{1}{I_{sy}} \cdot (F_{s1R} \cdot a + F_{s1L} \cdot a - F_{s2R} \cdot b - F_{s2L} \cdot b - F_{sse} \cdot c - F_a \cdot c)$$

Từ 3 phương trình vi phân (2.20)(2.21)(2.22), ta mô phỏng khối chức năng bằng phần mềm Matlab-Simulink, ta được sơ đồ khối như hình 3.15.



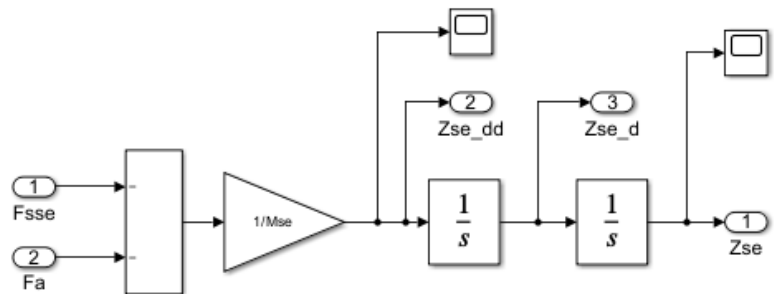
Hình 3. 15 Sơ đồ khối chức năng của khối lượng được treo

3.2.2.7 Khối chức năng của ghế lái

Ta có phương trình (2.19), cân bằng lực theo phương Z của ghế lái:

$$F_{sse} + F_{sei} + F_a = 0 \Rightarrow \ddot{Z}_{se} = \frac{-F_{sse} - F_a}{m_{se}}$$

Từ phương trình vi phân trên, ta mô phỏng khối như hình bên:



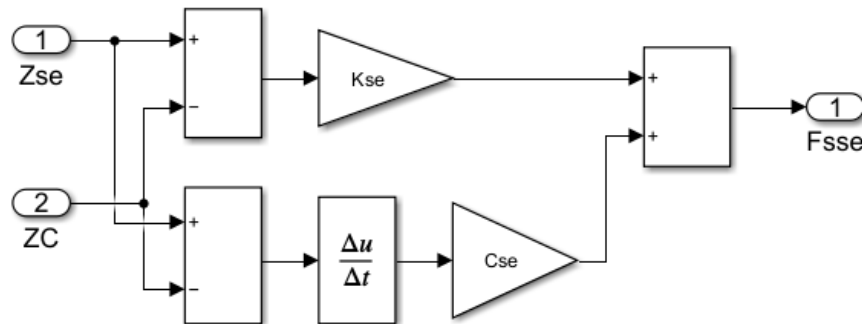
Hình 3. 16 Sơ đồ khối chức năng của ghế lái

3.2.2.8 Khối chức năng của hệ thống treo ghế lái

Ta có phương trình (2.18), lực tác dụng của hệ thống treo lên ghế lái:

$$F_{sse} = k_{se}(Z_{se} - Z_C) + c_{se}(\dot{Z}_{se} - \dot{Z}_C)$$

Từ phương trình vi phân (2.18), ta mô phỏng khối chức năng như sau:



Hình 3. 17 Sơ đồ khối chức năng của hệ thống treo ghế lái

3.2.2.9 Khối chức năng của bộ điều khiển PID

Khối chức năng bộ điều khiển PID được thiết lập sẵn trong phần mềm Simulink có tên là “PID Controller” với giá trị đầu vào là vận tốc ghế lái theo phương Z (Z_{se_d}) và giá trị cần đạt được là “0”. Từ đó, bộ điều khiển sẽ tự sinh ra 1 lực Fa chống lại lực tác động.

Để điều chỉnh thông số PID bằng công cụ Tune, ta điều chỉnh vị trí hai thanh Response Time và Transient Behavior.

Response Time là để điều khiển tốc độ phản hồi của hệ thống. Di chuyển thanh trượt sang phải sẽ rút ngắn thời gian phản hồi và ngược lại, dẫn đến các phản ứng hệ thống nhanh hơn nhưng có khả năng làm tăng độ vọt lố.

Transient Behavior là để kiểm soát sự đánh đổi giữa độ vọt lố và tính ổn định. Di chuyển thanh trượt sang phải sẽ giảm độ vọt lố và cải thiện tính ổn định của hệ thống và ngược lại, nhưng có thể làm chậm phản hồi tổng thể.

3.3. PHÂN TÍCH ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

3.3.1. Thông số đầu vào của hệ dao động

Bảng 3. 1 Bảng thông số đầu vào của hệ dao động toàn phần có ghế lái

Tên gọi	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khoảng cách từ cầu trước và sau đến trọng tâm thân xe	$a; b$	1.011; 1.803	m
Khoảng cách từ vị trí tâm ghế đến tâm trục dọc và ngang thân xe	$c; d$	0.3; 0.25	m
Khoảng cách từ hệ thống treo cầu trước và sau đến trục dọc thân xe	$d_1; d_2$	0.761; 0.7110	m
Khoảng cách từ bánh xe trước và sau đến trục dọc thân xe	$d_{p1}; d_{p2}$	0.761; 0.761	m
Độ cứng lò xo ghế lái	k_{se}	31000	N/m
Độ cản nhớt giảm chấn ghế lái	c_{se}	830	N.s/m
Độ cứng lò xo hệ thống treo chính trước và sau	$k_{s1}; k_{s2}$	19960; 17500	N/m
Độ cản nhớt giảm chấn hệ thống treo chính trước và sau	$c_{s1}; c_{s2}$	1290; 1620	N.s/m
Độ cứng lò xo lớp xe trước và sau	$k_{t1}; k_{t2}$	175500	N/m
Độ cản nhớt giảm chấn lớp xe trước và sau	$c_{t1}; c_{t2}$	20	N.s/m
Mô men xoắn của khối lượng được treo theo trục y	I_{sy}	2460	Kg.m ²
Mô men xoắn của khối lượng được treo theo trục x	I_{sx}	460	Kg.m ²
Mô men xoắn của cầu sau bị động theo trục x	I_{u2}	250	Kg.m ²
Khối lượng không được treo trước và sau	$m_{u1}; m_{u2}$	40; 85	Kg
Khối lượng ghế lái (bao gồm cả người lái)	m_{se}	35+70	Kg
Khối lượng được treo	M_s	1460	Kg
Vận tốc của xe	V	16.6667	m/s

Lực của bộ điều khiển	F_a	---	N
-----------------------	-------	-----	---

3.3.2. Kết quả mô phỏng dao động khi không có và có hệ thống treo tích cực

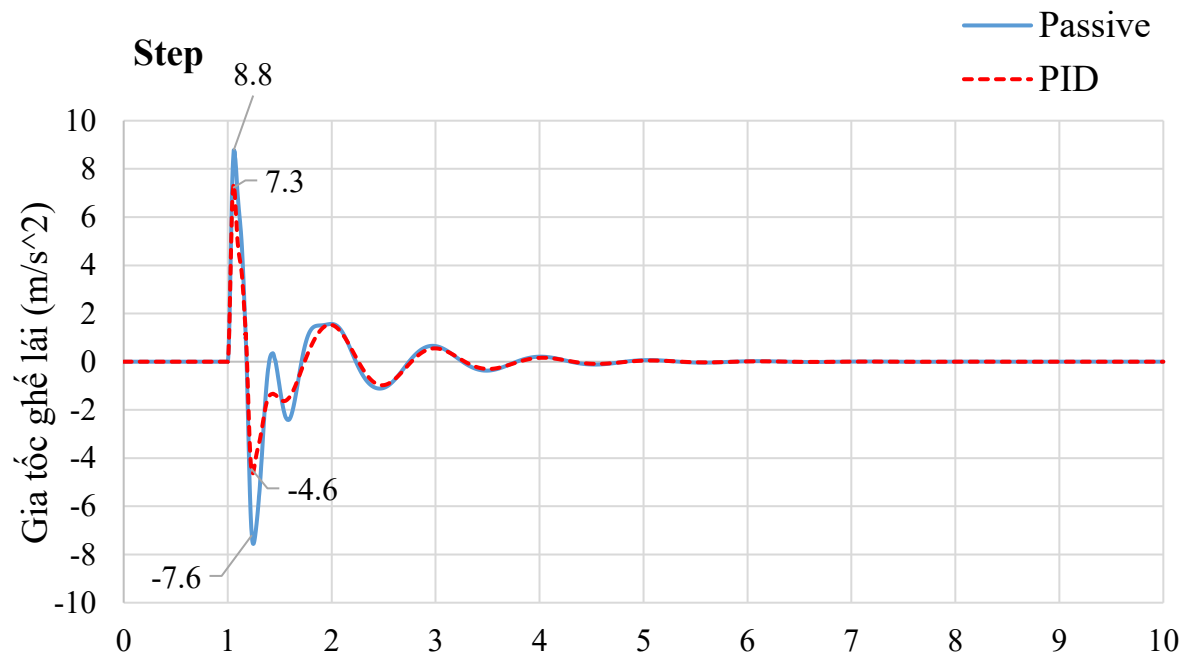
Ta sẽ tiến hành kiểm tra kết quả hệ dao động toàn phần có ghế lái khi chưa sử dụng, khi sử dụng bộ điều khiển PID với 3 dạng kích thích mặt đường.

3.3.2.1 Kích thích mặt đường dạng Step

Thiết định thông số đầu vào cho khối Step, Step time là “1” và Final value là “0.1”(10 cm).

Thiết định thông số đầu vào cho khối PID, P là “-492.8”, I là “-360.3” và D là “0”.

Thiết định thời gian dao động là 10s, ta được đồ thị dao động của hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động (Passive) và khi sử dụng bộ điều khiển PID.



Hình 3. 18 Đồ thị hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động và khi sử dụng bộ khiển PID tại dạng mặt đường Step

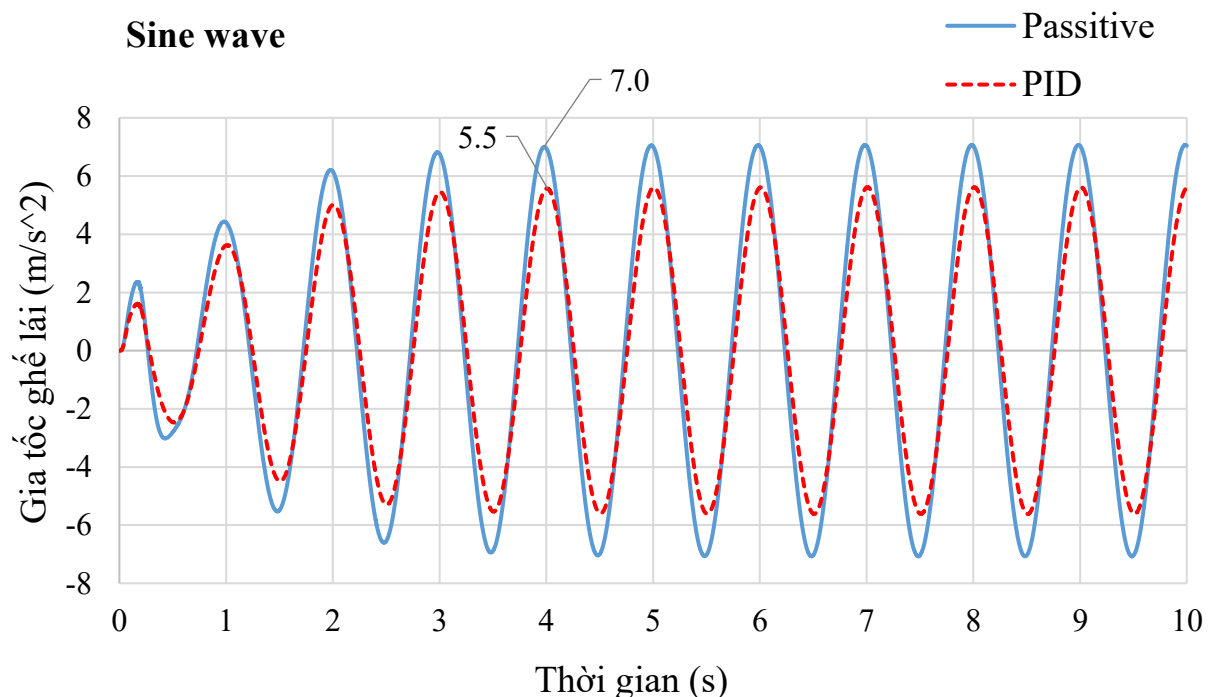
Nhìn vào kết quả đồ thị cho thấy, khi xe gặp gờ cao 10cm sau 1s, thì ở giai đoạn đầu gia tốc ghế tăng đến giá trị 8.8 m/s^2 (Passive) và 7.3 m/s^2 (PID). Ở giai đoạn tiếp theo, ghế nén do quán tính gia tốc ghế đạt giá trị -7.6 m/s^2 (Passive) và -4.6 m/s^2 (Passive). Như vậy, ở giai đoạn đầu nhờ có bộ điều khiển PID, giá trị dao động đã giảm được 17.0% và giai đoạn tiếp giảm được 39.5%

3.3.2.2 Kích thích mặt đường dạng SineWave

Thiết định thông số đầu vào cho khối Sine Wave, Amplitude là “0.05” và Frequency là “6.28”.

Thiết định thông số đầu vào cho khối PID, P là “-784.5”, I là “-1112.8” và D là “0”.

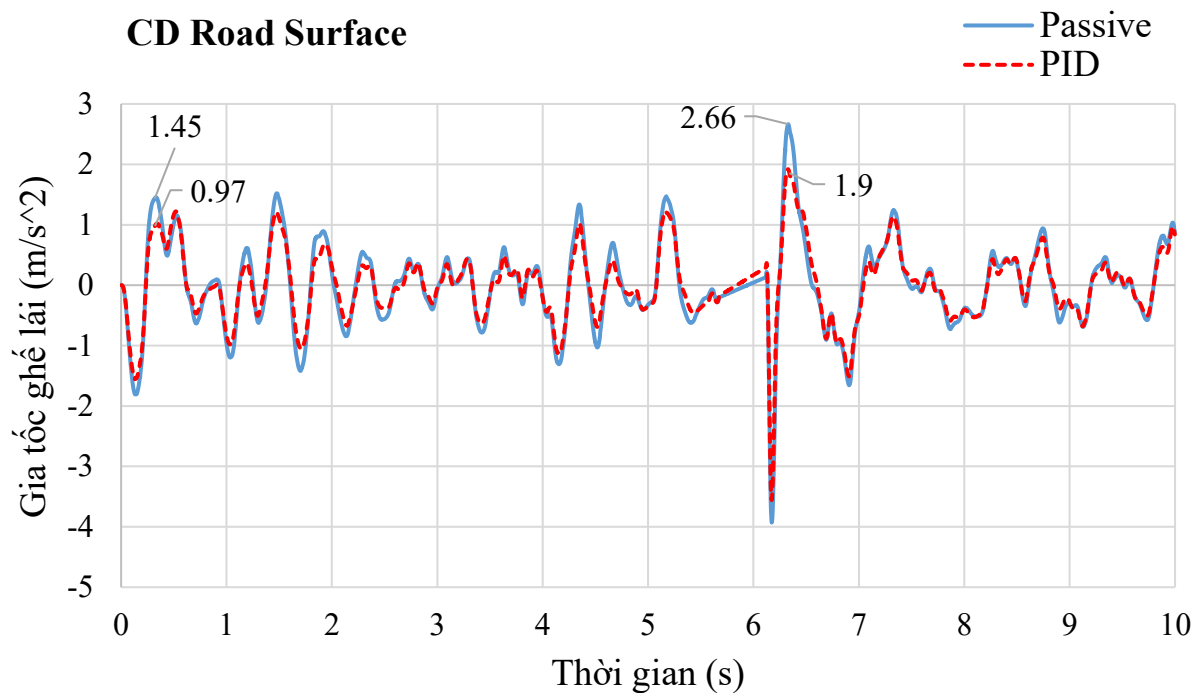
Thiết định thời gian dao động là 10s, ta được đồ thị dao động của hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động (Passive) và khi sử dụng bộ điều khiển PID.



Hình 3. 19 Đồ thị hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động và khi sử dụng bộ khiển PID tại dạng mặt đường Sinewave

Đối với mặt đường dạng SineWave, kết quả cho thấy tại thời điểm 3.98s, khi xe đạt trạng thái ổn định, nhờ có bộ điều khiển PID đã giảm gia tốc ghế lái khoảng 21.4% so với khi không sử dụng bộ điều khiển hay bị động (giảm từ 7.0m/s^2 xuống còn 5.5m/s^2).

3.3.2.3 Kích thích mặt đường dạng CD Road Surface



Hình 3. 20 Đồ thị hệ dao động toàn phần có ghế lái bị động và khi sử dụng bộ khiển PID tại dạng mặt đường CD

Đối với mặt đường CD: Ở thời điểm 0,32 giây, khi xe gặp gờ cao -0,03 m, bộ điều khiển PID giảm gia tốc của ghế đi 33,1%. Ở thời điểm 6,3 giây, khi xe gặp gờ cao -0,026 m, gia tốc giảm 28,5%. Dựa trên công thức gia tốc căn bậc hai trung bình có trọng số từ tiêu chuẩn ISO 2631-1:1997, $a_w=0,6\text{ m/s}^2$ với bộ điều khiển PID gây khó chịu nhẹ cho người lái, trong khi $a_w=0,71\text{ m/s}^2$ không có bộ điều khiển PID gây khó chịu đáng kể. Độ lợi PID được đặt thành $P = -1257,1$, $I = -3277,7$ và $D = -6,95$.

3.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG 3

Kết quả chứng minh tính hiệu quả của hệ thống treo ghế chủ động với bộ điều khiển PID trong việc giảm thiểu rung động do mặt đường gây ra cho người lái. So với hệ thống treo ghế thụ động, bộ điều khiển PID làm giảm đáng kể gia tốc ghế lái trong nhiều điều kiện đường khác nhau. Trên mặt đường bậc thang, bộ điều khiển PID đạt mức giảm tối đa 39,5%, giảm thiểu tác động của những thay đổi độ cao đột ngột. Trên mặt đường có sóng sinwave, bộ điều khiển PID làm giảm hiệu quả khả năng tăng tốc tới 21,4%, đảm bảo sự thoải mái khi lái xe êm ái hơn. Trên mặt đường CD, hệ thống làm giảm khả năng tăng tốc tới 33,1% và giảm mức độ khó chịu từ nghiêm trọng xuống nhẹ, cải thiện chất lượng lái xe tổng thể cho người lái.

KẾT LUẬN

Nghiên cứu mô phỏng dao động có sử dụng hệ thống treo tích cực trên ghế lái đảm bảo tính ổn định, êm dịu cho người lái xe trong suốt quãng đường di chuyển dài.

Các nội dung đề tài đã đạt được như sau:

- Nghiên cứu tổng quan về hệ thống treo trên ô tô, cụ thể là các bộ phận chính như bộ phận đàn hồi, bộ phận dẫn hướng, bộ phận giảm chấn. Ngoài ra còn có cấu tạo chung của ghế lái.

- Xây dựng mô hình dao động của toàn xe có ghế lái sử dụng điều khiển hệ thống treo tích cực.

- Sử dụng phần mềm MatLab Simulink để tính toán mô phỏng dao động

- Theo kết quả tính toán được thì PID thực sự có hiệu quả trong việc làm giảm gia tốc từ mặt đường truyền đến người lái. Từ đó tăng tính ổn định, êm dịu cho người lái khi di chuyển qua mặt đường gồ ghề.

Do kiến thức còn thiếu sót cũng như phương pháp tiếp cận còn nhiều hạn chế nên trong bài luận vẫn còn có gì thiếu sót mong thầy cô hướng dẫn chỉ bảo tận tình để học viên đi sau như chúng tôi có thể bổ sung kiến thức, hoàn thành tốt hơn về sau này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Tuấn Anh., “Mô phỏng dao động của hệ thống treo chủ động có xét đến sự ảnh hưởng của cơ cấu chấp hành thủy lực”., tạp chí khoa học và công nghệ - đại học đà nẵng, vol. 20, no. 5, 2022.
- [2] Đặng Việt Hà., “So sánh độ êm dịu của ô tô khách sử dụng hệ thống treo khí nén và ô tô khách sử dụng nhíp”., tạp chí khoa học công nghệ, số 08, 2021.
- [3] Phạm Xuân Mai., “Mô phỏng độ êm dịu của xe khách giường nằm”., tạp chí khoa học và công nghệ đại học đà nẵng, số 11(108).2016, quyển 1.
- [4] Tamburrano, P., et al., “A Review of Electro-Hydraulic Servovalve Research and Development”, International Journal of Fluid Power, vol. 21, no. 1, 2019, pp. 53-98.
- [5] Huang, Y., et al., “Approximation-Free Control for Vehicle Active Suspensions With Hydraulic Actuator”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 65, no. 9, 2018, pp. 7258-7267.
- [6] Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội (2018). Giáo trình Kết cấu ô tô. Khoa Công nghệ Ô tô, NXB Giáo dục Việt Nam.
- [7] Trường Đại học Công nghiệp TP.HCM, Giáo trình Hệ thống treo trên ô tô, chương "Phân loại" (I.2) , tài liệu giảng dạy Đại học.
- [8] Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội, Giáo trình Kết cấu ô tô. Bộ môn Ô tô và xe chuyên dụng, NXB Bách khoa Hà Nội.

- [9] Các loại giảm xóc và nguyên lý hoạt động phuộc nhún hiện nay, truy cập ngày 15/01/2025, từ <https://phutungahv.com/tu-van/cac-loai-giam-xoc-va-nguyen-ly-hoat-dong-phuoc-nhun-hien-nay-phan-2/144-597-2224.aspx>
- [10] Gaspar, M.; Silva, F.J.G.;Pinto, A.G.; Campilho, R.D.S.G. 2Dand 3D Wires Formability for CarSeats: A Novel Full-AutomaticEquipment Concept towards HighProductivity and Flexibility. *Machines*2023,11, 410.
- [11] Nong Zhang., “Semi-active control of an integrated full-car suspension with seat suspension and driver body model using ER dampers”, *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 63, Nos. 2/3, 2013.
- [12] ISO 2631-1:1997, Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements.
- [13] N. D. Phước, *Cơ sở lý thuyết điều khiển tuyến tính*, Nhà xuất bản Bách khoa Hà Nội, 2020.
- [14] Phan Văn Hiền, *Giáo trình MatLab-Simulink*, 2017.
- [15] Nguyen, T. A., “Improving the Comfort of the Vehicle Based on using the Active Suspension System Controlled by the Doubleintegrated Controller”, *Shock and Vibration*, vol. 2021, 2021.
- [16] Vu Hai Quan, Nguyen Anh Ngoc, Nguyen Huy Truong, *Dynamic analysis of active susspention system for 1/4 model vehicle using PID*

and LQR controller, Journal of Marine Science and Technology, 10,229-233,2021.

- [17] Dezheng Hua, Xinhua Liu, Munish Kumar Gupta, Pawel Fracz and Zhixiong Li, A new combined braking approach of magnetorheological fluids brake based on fuzzy controller and improved PID controller;Institution of mechanical engineers 2021.
- [18] Haiping Du, Weihua Li, and Nong Zhang , Integrated Seat and Suspension Control for a Quarter Car With Driver Model, iee transactions on vehicular technology, vol. 61, no. 9, november 2012.