

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA: CƠ KHÍ GIAO THÔNG



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

ĐỀ TÀI:

**MÔ PHỎNG PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG CỦA
MÔ HÌNH NỬA XE (HAFT- CAR) THEO
ĐIỀU KIỆN ĐỊA HÌNH**

Giáo viên hướng dẫn: **PGS.TS. LÊ MINH ĐỨC**
Giáo viên phản biện: **ThS. THÁI THỊ NGỌC HẰNG**
Sinh viên thực hiện: **HOÀNG XUÂN PHÁT**
Số thẻ sinh viên: **103210172**
Lớp: **21C4CLC2**

Đà Nẵng, 06/2025

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA: CƠ KHÍ GIAO THÔNG



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

ĐỀ TÀI:

MÔ PHỎNG PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG CỦA
MÔ HÌNH NỬA XE (HAFT-CAR) THEO
ĐIỀU KIỆN ĐỊA HÌNH

Giáo viên hướng dẫn: **PGS.TS. LÊ MINH ĐỨC**
Giáo viên phản biện: **ThS. THÁI THỊ NGỌC HẰNG**
Sinh viên thực hiện: **HOÀNG XUÂN PHÁT**
Số thẻ sinh viên: **103210172**
Lớp: **21C4CLC2**

Đà Nẵng, 06/2025

LỜI NÓI ĐẦU

Trong bối cảnh phát triển không ngừng của ngành công nghiệp ô tô, hệ thống treo đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo sự ổn định, an toàn và thoải mái cho người lái cũng như hành khách. Hệ thống treo có nhiệm vụ hấp thụ và giảm thiểu các rung động từ mặt đường, giúp xe vận hành êm ái ngay cả trong điều kiện địa hình gồ ghề.

Mô hình nửa xe (Haft-Car) là một trong những phương pháp phổ biến để nghiên cứu dao động của xe và đánh giá hiệu quả của hệ thống treo. Thông qua việc mô phỏng dao động của mô hình này, ta có thể phân tích tác động của các yếu tố như độ cứng lò xo, hệ số giảm chấn và tải trọng lên dao động của xe. Tuy nhiên, để cải thiện hơn nữa hiệu suất của hệ thống treo, việc sử dụng bộ điều khiển PID (Proportional-Integral-Derivative) là một giải pháp hiệu quả giúp giảm thiểu dao động, nâng cao độ ổn định và tối ưu hóa trải nghiệm lái xe.

Đồ án này tập trung vào việc xây dựng mô hình mô phỏng dao động của mô hình nửa xe trên địa hình gồ ghề, đồng thời ứng dụng bộ điều khiển PID để điều chỉnh hệ thống treo nhằm giảm thiểu dao động. Nội dung nghiên cứu sẽ bao gồm việc thiết lập phương trình động lực học của mô hình, lập trình mô phỏng trên phần mềm MATLAB/Simulink và đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển PID thông qua các chỉ số dao động của hệ thống.

Sau một thời gian thực hiện đề tài với sự nỗ lực của bản thân và sự giúp đỡ nhiệt tình của các thầy cô giáo trong bộ môn và các bạn trong lớp, đã giúp em hoàn thành đồ án tốt nghiệp của mình. Tuy nhiên do kiến thức còn hạn chế, nên trong quá trình làm đồ án cũng không thể tránh khỏi những sai sót.

Cuối cùng em xin gửi lời cảm ơn chân thành đến các thầy cô trong khoa đặc biệt là thầy giáo **PGS.TS Lê Minh Đức** đã tận tình hướng dẫn, chỉ bảo, cung cấp các tài liệu, hướng dẫn, giúp đỡ em để em có thể hoàn thành đồ án này.

Em xin chân thành cảm ơn!

Đà Nẵng, Ngày tháng năm 2025

Sinh viên thực hiện

Hoàng Xuân Phát

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan:

1. Những nội dung trong đề án này là do tôi thực hiện dưới sự hướng dẫn trực tiếp của thầy PGS.TS. Lê Minh Đức.
2. Mọi tham khảo dùng trong đề án đều được trích dẫn rõ ràng tên tác giả, công trình, thời gian, địa điểm công bố.
3. Mọi sao chép không hợp lệ, vi phạm quy chế đào tạo, hay gian trá, tôi xin chịu hoàn toàn trách nhiệm.

Sinh viên thực hiện

Hoàng Xuân Phát

MỤC LỤC

| | |
|---|-----------|
| LỜI NÓI ĐẦU..... | i |
| LỜI CAM ĐOAN | ii |
| MỤC LỤC | iii |
| DANH MỤC HÌNH ẢNH | vii |
| DANH MỤC BẢNG | ix |
| CHƯƠNG 1 : GIỚI THIỆU TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU | 1 |
| 1.1 Lý do chọn đề tài..... | 1 |
| 1.2 Mục tiêu nghiên cứu | 2 |
| 1.3 Phạm vi và đối tượng nghiên cứu | 2 |
| <i>1.3.1 Đối tượng nghiên cứu.....</i> | <i>2</i> |
| <i>1.3.2 Phạm vi nghiên cứu</i> | <i>3</i> |
| 1.4 Phương pháp nghiên cứu | 3 |
| 1.5 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài..... | 3 |
| <i>1.5.1 Ý nghĩa khoa học</i> | <i>3</i> |
| <i>1.5.2 Ý nghĩa thực tiễn.....</i> | <i>3</i> |
| 1.6 Tổng quan về Hệ thống treo | 3 |
| <i>1.6.1 Khái niệm chung.....</i> | <i>3</i> |
| <i>1.6.2 Chức năng của hệ thống treo</i> | <i>4</i> |
| <i>1.6.3 Cấu tạo của hệ thống treo</i> | <i>4</i> |
| <i>1.6.4 Yêu cầu của hệ thống treo</i> | <i>4</i> |
| <i>1.6.5 Phân loại</i> | <i>5</i> |
| 1.7 Kết cấu của hệ thống treo trên xe Toyota Vios..... | 9 |
| <i>1.7.1 Tổng hợp thông số của xe Toyota Vios</i> | <i>9</i> |
| <i>1.7.2 Kết cấu hệ thống treo</i> | <i>10</i> |
| 1.8 Tổng quan về Dao động ô tô và ảnh hưởng của nó | 11 |

| | |
|--|-----------|
| 1.8.1 Dao động ô tô | 11 |
| 1.8.2 Các nguồn gây dao động ô tô..... | 11 |
| 1.8.3 Ảnh hưởng của dao động đối với ô tô, đường giao thông và với cơ thể con người..... | 12 |
| 1.8.4 Các yếu tố ảnh hưởng đến dao động ô tô..... | 13 |
| 1.9 Chỉ tiêu đánh giá dao động ô tô..... | 14 |
| 1.9.1 Chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động | 14 |
| 1.9.2 Chỉ tiêu về an toàn chuyển động và tải trọng tác dụng xuống nền đường..... | 17 |
| CHƯƠNG 2 : CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ BỘ ĐIỀU KHIỂN PID..... | 19 |
| 2.1 Tổng quan về Bộ điều khiển PID | 19 |
| 2.2 Cơ bản về vòng điều khiển..... | 21 |
| 2.3 Lý thuyết điều khiển PID..... | 22 |
| 2.3.1 Khâu tỉ lệ | 22 |
| 2.3.2 Drop (độ trượt)..... | 23 |
| 2.3.3 Khâu tích phân | 24 |
| 2.3.4 Khâu vi phân..... | 24 |
| 2.3.5 Độ lợi tỉ lệ..... | 25 |
| 2.4 Điều chỉnh vòng lặp | 25 |
| 2.4.1 Độ ổn định | 26 |
| 2.4.2 Tối ưu hóa hành vi..... | 26 |
| 2.4.3 Tổng quan các phương pháp | 26 |
| CHƯƠNG 3 : THIẾT LẬP MÔ HÌNH TOÁN HỌC DAO ĐỘNG NỬA XE CỦA Ô TÔ | 28 |
| 3.1 Các phương pháp xây dựng mô hình động lực học..... | 28 |
| 3.2 Các giả thiết của mô hình | 28 |
| 3.3 Thiết lập phương trình toán học dao động | 29 |
| 3.3.1 Phương trình dao động của khối lượng được treo..... | 31 |
| 3.3.2 Phương trình dao động của hệ thống treo | 32 |

| | |
|---|-----------|
| 3.3.3 Phương trình dao động của khối lượng không được treo | 33 |
| 3.3.4 Phương trình dao động của bánh xe | 33 |
| 3.3.5 Lập hệ phương trình | 34 |
| CHƯƠNG 4 : KHẢO SÁT DAO ĐỘNG MÔ HÌNH NỬA XE TRÊN ĐỊA HÌNH GỒ GHỀ SỬ DỤNG BỘ ĐIỀU KHIỂN PID TRONG MATLAB SIMULINK | 37 |
| 4.1 Giới thiệu về Matlab/ Simulink trong mô phỏng dao động..... | 37 |
| 4.1.1 Giới thiệu về Matlab- Simulink | 37 |
| 4.1.2 Bắt đầu với Simulink..... | 37 |
| 4.1.3 Tạo mô hình tập tin (Model Files)..... | 38 |
| 4.1.4 Đường (Line) | 38 |
| 4.1.5 Chạy mô phỏng..... | 39 |
| 4.2 Sơ đồ khối mô phỏng dao động trong Simulink | 40 |
| 4.2.1 Thiết lập sơ đồ mô phỏng khối lượng được treo trên xe con | 40 |
| 4.2.2 Thiết lập sơ đồ mô phỏng hệ thống treo trên xe con | 41 |
| 4.2.3 Thiết lập sơ đồ mô phỏng khối lượng không được treo trên xe con..... | 42 |
| 4.2.4 Thiết lập sơ đồ mô phỏng bánh xe trên xe con..... | 44 |
| 4.2.5 Thiết lập sơ đồ mô phỏng dao động mô hình nửa xe trên địa hình gồ ghề trên xe con..... | 45 |
| 4.3 Tích hợp bộ điều khiển PID vào mô hình | 46 |
| 4.4 Tối ưu thông số kỹ thuật mô phỏng tham khảo từ mẫu xe Toyota Vios..... | 49 |
| 4.4.1 Thông số xe tham khảo | 49 |
| 4.4.2 Biên dạng mặt đường | 50 |
| CHƯƠNG 5 : KẾT QUẢ MÔ PHỎNG, ĐÁNH GIÁ VÀ KẾT LUẬN..... | 53 |
| 5.1 Kết quả mô phỏng | 53 |
| 5.1.1 Chuyển vị của thân xe..... | 53 |
| 5.1.2 Gia tốc của thân xe | 54 |
| 5.1.3 Chuyển vị góc của thân xe | 56 |
| 5.1.4 Gia tốc góc của thân xe | 57 |

| | |
|--|----|
| 5.2 Đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển PID | 59 |
| 5.3 Kết luận và hướng phát triển | 60 |
| 5.3.1 <i>Kết luận</i> | 60 |
| 5.3.2 <i>Hạn chế của mô hình hiện tại</i> | 60 |
| 5.3.3 <i>Hướng phát triển trong tương lai</i> | 60 |
| TÀI LIỆU THAM KHẢO | 62 |
| PHỤ LỤC | 64 |

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình ảnh chương 1

| | |
|---|---|
| Hình 1- 1. Xe ô tô Toyota Vios 2022 | 2 |
| Hình 1- 2. Hệ thống treo MacPherson..... | 6 |
| Hình 1- 3. Hệ thống treo tay đòn kép | 7 |
| Hình 1- 4. Hệ thống treo đa liên kết | 8 |
| Hình 1- 5. Hệ thống treo khí nén | 8 |
| Hình 1- 6. Thông số kỹ thuật của xe Toyota Vios | 9 |

Hình ảnh chương 2

| | |
|---|----|
| Hình 2- 1. Sơ đồ khối bộ điều khiển PID | 19 |
| Hình 2- 2. Đồ thị PV theo thời gian, ba giá trị K_P (K_I và K_D là hằng số) | 23 |
| Hình 2- 3. Đồ thị PV theo thời gian, tương ứng với 3 giá trị K_I (K_P và K_D không đổi)..... | 24 |
| Hình 2- 4. Đồ thị PV theo thời gian, với 3 giá trị K_D (K_I và K_P không đổi) | 25 |

Hình ảnh chương 3

| | |
|--|----|
| Hình 3- 1. Mô hình dao động phẳng dọc ô tô 2 trục [11]..... | 29 |
| Hình 3- 2. Các cơ hệ tách biệt của mô hình dao động xe con | 30 |
| Hình 3- 3. Mô hình động lực học khối lượng được treo | 31 |
| Hình 3- 4. Mô hình động lực học hệ thống treo cầu trước xe con | 32 |
| Hình 3- 5. Mô hình động lực học hệ thống treo cầu sau xe con..... | 32 |
| Hình 3- 6. Mô hình động lực học khối lượng không được treo cầu trước | 33 |
| Hình 3- 7. Mô hình động lực học khối lượng không được treo cầu sau | 33 |
| Hình 3- 8. Mô hình động lực học bánh xe cầu trước..... | 34 |
| Hình 3- 9. Mô hình động lực học bánh xe cầu sau..... | 34 |

Hình ảnh chương 4

| | |
|---|----|
| Hình 4- 1. Thư viện Simulink..... | 37 |
| Hình 4- 2. Tạo mô hình tập tin mới..... | 38 |
| Hình 4- 3. Đường (Line) trong Simulink | 39 |
| Hình 4- 4. Kết quả của mô hình khi chạy mô phỏng..... | 39 |

| | |
|---|----|
| Hình 4- 5. Sơ đồ mô phỏng khối lượng được treo trên xe con..... | 40 |
| Hình 4- 6. Sơ đồ mô phỏng hệ thống treo cầu trước | 41 |
| Hình 4- 7. Sơ đồ mô phỏng hệ thống treo cầu sau | 41 |
| Hình 4- 8. Sơ đồ mô phỏng khối lượng không được treo cầu trước | 42 |
| Hình 4- 9. Sơ đồ mô phỏng khối lượng không được treo cầu sau | 43 |
| Hình 4- 10. Sơ đồ mô phỏng bánh xe cầu trước..... | 44 |
| Hình 4- 11. Sơ đồ mô phỏng bánh xe cầu sau..... | 44 |
| Hình 4- 12. Sơ đồ mô phỏng dao động mô hình nửa xe theo điều kiện địa hình trên xe con | 45 |
| Hình 4- 13. Sơ đồ khối của bộ điều khiển PID trong mô hình mô phỏng..... | 48 |
| Hình 4- 14. Sơ đồ mô phỏng dao động mô hình nửa xe trên địa hình gồ ghề sử dụng bộ điều khiển PID trên xe con | 48 |
| Hình 4- 15. Mập mô dạng bậc | 51 |
| Hình 4- 16. Mập mô dạng hình sin..... | 52 |

Hình ảnh chương 5

| | |
|--|----|
| Hình 5- 1. Đồ thị chuyển vị của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID..... | 53 |
| Hình 5- 2. Đồ thị chuyển vị của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID..... | 53 |
| Hình 5- 3. Đồ thị gia tốc của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID..... | 54 |
| Hình 5- 4. Đồ thị gia tốc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID..... | 55 |
| Hình 5- 5. Đồ thị chuyển vị góc của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID..... | 56 |
| Hình 5- 6. Đồ thị chuyển vị góc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID..... | 56 |
| Hình 5- 7. Đồ thị gia tốc góc của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID..... | 57 |
| Hình 5- 8. Đồ thị gia tốc góc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID..... | 58 |

DANH MỤC BẢNG

Bảng chương 1

| | |
|--|----|
| Bảng 1- 1. Bảng thông số kỹ thuật của xe Toyota Vios..... | 9 |
| Bảng 1- 2. Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631 – 1 | 15 |

Bảng chương 4

| | |
|---|----|
| Bảng 4- 1. Tên và chức năng các khối trong khối lượng được treo trên xe con | 40 |
| Bảng 4- 2. Tên và chức năng các khối trong hệ thống treo cầu trước..... | 42 |
| Bảng 4- 3. Tên và chức năng các khối trong hệ thống treo cầu sau | 42 |
| Bảng 4- 4. Tên và chức năng các khối trong khối lượng không được treo cầu trước | 43 |
| Bảng 4- 5. Tên và chức năng các khối trong khối lượng không được treo cầu sau | 43 |
| Bảng 4- 6. Tên và chức năng các khối trong bánh xe cầu trước | 44 |
| Bảng 4- 7. Tên và chức năng các khối trong bánh xe cầu sau | 45 |
| Bảng 4- 8. Tên và chức năng các khối trong mô hình nửa xe trên địa hình gồ ghề trên xe con | 46 |
| Bảng 4- 9. Tên và chức năng các khối trong dao động mô hình nửa xe sử dụng bộ điều khiển PID..... | 48 |
| Bảng 4- 10. Đáp ứng hệ thống khi thay đổi thông số PID (chỉ mang tính tham khảo)..... | 49 |
| Bảng 4- 11. Các thông số của bộ điều khiển PID trong MALAB Simulink | 49 |
| Bảng 4- 12. Bảng thông số tính toán tham khảo của xe Toyota Vios | 50 |

Bảng chương 5

| | |
|---|----|
| Bảng 5- 1. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị chuyển vị thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình | 54 |
| Bảng 5- 2. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị gia tốc thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình | 55 |
| Bảng 5- 3. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị chuyển vị góc thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình | 57 |
| Bảng 5- 4. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị gia tốc góc thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình | 58 |

CHƯƠNG 1 : GIỚI THIỆU TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI NGHIÊN CỨU

1.1 Lý do chọn đề tài

Trong bối cảnh giao thông đô thị và nhu cầu di chuyển cá nhân ngày càng tăng cao, xe con trở thành một phương tiện giao thông phổ biến và không thể thiếu. Bên cạnh sự tiện lợi và linh hoạt, sự thoải mái và an toàn trong suốt hành trình là những yếu tố được người sử dụng đặc biệt quan tâm. Một trong những yếu tố then chốt ảnh hưởng trực tiếp đến trải nghiệm lái và ngồi trên xe chính là hệ thống treo và khả năng giảm thiểu dao động từ mặt đường truyền vào thân xe.

Hệ thống treo đóng vai trò quan trọng trong việc hấp thụ các tác động từ mặt đường, đảm bảo sự ổn định, êm dịu và khả năng bám đường của xe con. Tuy nhiên, ngay cả trên những bề mặt đường bằng phẳng, những gờ giảm tốc, ổ gà nhỏ hay sự thay đổi độ dốc cũng có thể gây ra những dao động không mong muốn, ảnh hưởng đến sự thoải mái của hành khách và độ chính xác trong điều khiển xe. Khi xe di chuyển trên địa hình gồ ghề, vấn đề này càng trở nên nghiêm trọng hơn.

Để nâng cao chất lượng vận hành và trải nghiệm người dùng, việc nghiên cứu và ứng dụng các giải pháp điều khiển tiên tiến cho hệ thống treo xe con là một hướng đi đầy hứa hẹn. Bộ điều khiển PID, với khả năng điều chỉnh linh hoạt dựa trên các tín hiệu phản hồi, đã chứng minh được hiệu quả trong nhiều hệ thống kỹ thuật và có tiềm năng lớn trong việc tối ưu hóa hiệu suất của hệ thống treo ô tô, giúp giảm thiểu các dao động khó chịu.

Mô hình nửa xe (haft-car) cung cấp một phương pháp tiếp cận hiệu quả để nghiên cứu động lực học theo phương thẳng đứng và phương dọc của xe con, cho phép chúng ta tập trung vào các dao động quan trọng như nhún và lắc dọc. Việc kết hợp mô hình này với sức mạnh mô phỏng của phần mềm MATLAB tạo ra một công cụ lý tưởng để xây dựng, mô phỏng và phân tích hiệu quả của bộ điều khiển PID trong việc kiểm soát dao động của xe con trên các điều kiện địa hình khác nhau.

Xuất phát từ tầm quan trọng của sự thoải mái và an toàn trong vận hành xe con, vai trò của hệ thống treo trong việc đảm bảo điều này, và tiềm năng ứng dụng của bộ điều khiển PID, đề tài "Mô phỏng phân tích dao động của mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình" được lựa chọn với các mục tiêu chính sau:

- + Xây dựng mô hình nửa xe (haft-car) chính xác, phản ánh đặc tính động học của xe con.
- + Mô phỏng và phân tích các dao động của mô hình khi di chuyển trên địa hình gồ ghề.
- + Thiết kế và tích hợp bộ điều khiển PID vào hệ thống treo mô phỏng.
- + Đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển PID trong việc giảm thiểu các dao động, cải thiện sự êm dịu và ổn định của xe con trong các điều kiện vận hành khác nhau.

+ Ứng dụng phần mềm MATLAB để thực hiện toàn bộ quá trình mô hình hóa, điều khiển và phân tích kết quả một cách trực quan và hiệu quả.

Nghiên cứu này không chỉ đóng góp vào sự hiểu biết sâu sắc hơn về động lực học xe con mà còn có tiềm năng ứng dụng trong việc phát triển các hệ thống treo tiên tiến, mang lại trải nghiệm lái và ngồi thoải mái, an toàn hơn cho người sử dụng xe con trong cuộc sống hàng ngày.

1.2 Mục tiêu nghiên cứu

- Xây dựng mô hình toán học của hệ thống treo theo mô hình nửa xe.
- Xây dựng và mô phỏng hệ thống trên MATLAB/Simulink.
- Thiết kế bộ điều khiển PID để tối ưu hóa hiệu suất của hệ thống treo.
- Phân tích, đánh giá kết quả mô phỏng để xác định mức độ hiệu quả của bộ điều khiển PID.
- Vận dụng lý thuyết dao động ô tô kết hợp với công cụ mô phỏng nghiên cứu và giảm thiểu dao động của mô hình nửa xe Toyota Vios trên địa hình gồ ghề bằng bộ điều khiển PID, sử dụng phần mềm MATLAB để mô phỏng, phân tích và tối ưu hóa hiệu quả điều khiển nhằm nâng cao sự êm dịu và ổn định của xe.

1.3 Phạm vi và đối tượng nghiên cứu

1.3.1 Đối tượng nghiên cứu



Hình 1- 1. Xe ô tô Toyota Vios 2022

1.3.2 Phạm vi nghiên cứu

Xác định các thông số dao động như chuyển dịch, vận tốc, gia tốc của thân xe và cầu xe, các chỉ tiêu về độ êm dịu chuyển động của ô tô dưới tác dụng của kích động từ mặt đường và chỉ tiêu an toàn chuyển động.

1.4 Phương pháp nghiên cứu

Đề tài chọn phương pháp mô phỏng bằng Matlab-Simulink, để giải quyết bài toán kiểm nghiệm dao động ô tô Toyota Vios theo các chỉ tiêu về độ êm dịu và an toàn chuyển động.

Việc ứng dụng phương pháp mô phỏng trên nền tảng Matlab-Simulink mở ra một hướng tiếp cận hiệu quả để kiểm nghiệm các đặc tính dao động của xe Toyota Vios theo các tiêu chuẩn về độ êm dịu chuyển động. Thay vì những thử nghiệm tốn kém và mất thời gian trên thực tế, việc xây dựng mô hình số chi tiết của hệ thống treo và các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của Toyota Vios trong môi trường ảo sẽ mang lại những ưu điểm vượt trội. Nghiên cứu này không chỉ tiết kiệm đáng kể chi phí và thời gian thực nghiệm mà còn cung cấp một nền tảng linh hoạt để dễ dàng khảo sát các kịch bản vận hành khác nhau, đánh giá tác động của các thông số thiết kế và đưa ra những phân tích tin cậy về chất lượng dao động của xe Toyota Vios.

1.5 Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài

1.5.1 Ý nghĩa khoa học

- Cung cấp cái nhìn sâu hơn về dao động của hệ thống treo ô tô dựa trên mô hình nửa xe.
- Ứng dụng các phương pháp điều khiển hiện đại, đặc biệt là bộ điều khiển PID, vào việc cải thiện hiệu suất hệ thống treo.
- Góp phần vào kho tài liệu nghiên cứu về động lực học xe và điều khiển hệ thống treo tự động.

1.5.2 Ý nghĩa thực tiễn

- Kết quả nghiên cứu có thể được áp dụng để cải tiến thiết kế hệ thống treo cho ô tô, giúp nâng cao trải nghiệm lái xe trên các địa hình phức tạp.
- Đề tài có thể làm cơ sở cho các nghiên cứu tiếp theo về ứng dụng điều khiển thông minh vào hệ thống treo chủ động.
- Góp phần nâng cao hiểu biết của sinh viên về mô phỏng động lực học ô tô và ứng dụng điều khiển tự động trong ngành công nghiệp ô tô.

1.6 Tổng quan về Hệ thống treo

1.6.1 Khái niệm chung

Hệ thống treo ô tô là một tổ hợp cơ cấu kỹ thuật đóng vai trò cầu nối giữa khung xe (hoặc thân xe) và bánh xe. Nhiệm vụ chính của hệ thống này là truyền lực và moment giữa bánh xe với khung xe, đồng thời hấp thụ và giảm thiểu các dao động từ mặt đường truyền lên khung

xe. Nhờ đó, hệ thống treo giúp đảm bảo sự thoải mái cho hành khách, ổn định khi vận hành, và kéo dài tuổi thọ các chi tiết của xe.

Một hệ thống treo tốt không chỉ làm tăng cảm giác êm ái cho người lái mà còn góp phần đảm bảo an toàn, đặc biệt khi xe vận hành ở tốc độ cao, qua đường xấu hoặc khi vào cua gấp. Đây là một trong những thành phần ảnh hưởng trực tiếp đến độ êm dịu, khả năng điều khiển và độ ổn định của ô tô.

1.6.2 Chức năng của hệ thống treo

- Giảm dao động và rung động từ mặt đường: Khi xe đi qua các địa hình gồ ghề, lồi lõm, bánh xe sẽ dao động theo mặt đường. Hệ thống treo làm nhiệm vụ hấp thụ phần lớn dao động đó trước khi truyền đến thân xe và hành khách.
- Duy trì độ tiếp xúc của bánh xe với mặt đường: Để đảm bảo lực kéo, lực phanh và lực truyền động hiệu quả, các bánh xe phải luôn tiếp xúc tốt với mặt đường. Hệ thống treo giúp điều này bằng cách kiểm soát độ nảy và lực đập từ mặt đường.
- Ổn định thân xe: Khi xe rẽ gấp, tăng tốc hoặc phanh gấp, thân xe có xu hướng nghiêng, lắc hoặc nhún mạnh. Hệ thống treo hỗ trợ giảm các chuyển động này, giữ cho xe ổn định hơn.
- Bảo vệ kết cấu khung xe và tăng tuổi thọ linh kiện: Dao động liên tục và rung động mạnh có thể gây hư hại đến các bộ phận cơ khí và điện tử trên xe. Hệ thống treo góp phần hạn chế tác động xấu này.

1.6.3 Cấu tạo của hệ thống treo

Hệ thống treo trên ô tô bao gồm: bộ phận đàn hồi, bộ phận dẫn hướng, bộ phận giảm chấn, bộ phận ổn định ngang thân xe

- Bộ phận đàn hồi: có nhiệm vụ hấp thụ và tích trữ năng lượng dao động từ mặt đường, giúp xe nhún lên xuống êm ái. Ví dụ: lò xo, thanh xoắn, nhíp lá,...
- Bộ phận dẫn hướng: có nhiệm vụ dẫn hướng và giới hạn chuyển động của bánh xe theo phương nhất định, đảm bảo bánh xe dao động theo biên độ cho phép mà không bị lệch hướng. Ví dụ: Thanh giằng, khớp cầu, cánh tay đòn, Cơ cấu treo MacPherson, wishbone, multilink,...
- Bộ phận giảm chấn: có nhiệm vụ tiêu tán năng lượng dao động do bộ phận đàn hồi tạo ra, hạn chế dao động tự do của lò xo, giúp xe nhanh chóng trở lại trạng thái cân bằng sau khi bị xóc. Ví dụ: giảm xóc thủy lực, giảm xóc khí nén,...
- Bộ phận ổn định ngang thân xe: có nhiệm vụ giảm độ nghiêng ngang của thân xe khi vào cua hoặc chuyển động đột ngột, nâng cao độ ổn định và an toàn.

1.6.4 Yêu cầu của hệ thống treo

Trên hệ thống treo, sự liên kết giữa khung xe và khung vỏ cần thiết phải mềm nhưng cũng phải đủ khả năng truyền lực, quan hệ này phải được thực hiện ở các yêu cầu chính sau đây:

- + Hệ thống treo phải phù hợp với điều kiện sử dụng theo tính năng kỹ thuật của xe (xe chạy trên các loại đường khác nhau).
- + Bánh xe có thể dịch chuyển trong một thời hạn nhất định.
- + Quan hệ động học của bánh xe phải hợp lý thỏa mãn mục đích chính của hệ thống treo là làm mềm theo phương thẳng đứng nhưng không phá hỏng các quan hệ động học và động lực học chuyển động của bánh xe.
- + Không gây nên tải trọng lớn các mối liên kết với khung, vỏ.
- + Có độ tin cậy lớn, độ bền cao và không gặp hư hỏng bất thường.
- Đối với xe con chúng ta cần phải quan tâm đến các yêu cầu sau:
- + Giá thành thấp và độ phức tạp của hệ thống treo không quá lớn.
- + Có khả năng chống rung và chống ồn từ bánh xe lên khung, vỏ xe tốt.
- + Đảm bảo tính ổn định và tính điều khiển chuyển động của ô tô ở tốc độ cao, ô tô điều khiển nhẹ nhàng.

1.6.5 Phân loại

* Theo bộ phận đàn hồi chia ra:

- Loại bằng kim loại (gồm có nhíp lá, lò xo xoắn ốc, thanh xoắn).
- Loại khí (gồm loại bọc bằng cao su- sợi, loại bọc bằng màng, loại ống).
- Loại thủy lực (loại ống).
- Loại cao su (gồm loại chịu nén và loại chịu xoắn).

* Theo sơ đồ bộ phận dẫn hướng chia ra:

- Loại phụ thuộc với cầu liên (gồm có loại riêng, loại thẳng bằng).
- Loại độc lập với cầu rời (gồm loại dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng dọc, mặt phẳng ngang, loại nén với bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng).

* Theo phương pháp dập tắt dao động chia ra:

- Loại giảm chấn thủy lực (gồm loại tác dụng một chiều và loại tác dụng hai chiều).
- Loại ma sát cơ (gồm ma sát trong bộ phận đàn hồi và trong bộ phận dẫn hướng).

1.6.5.1 Giới thiệu một số hệ thống treo thông dụng

1.6.5.1.1 Hệ thống treo MacPherson (1 càng chữ A)

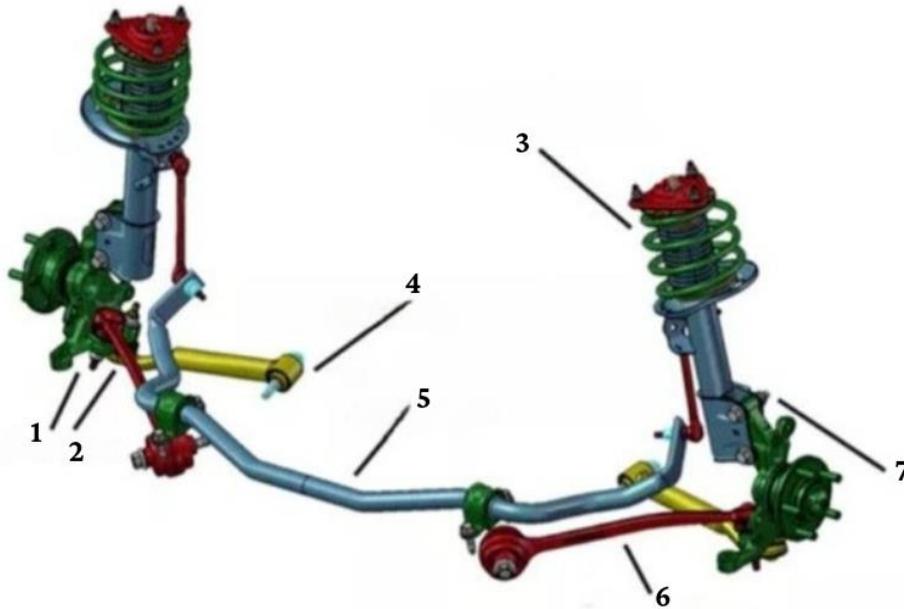
Ưu điểm:

- Thiết kế đơn giản hơn so với những loại hệ thống treo độc lập khác.
- [4] Tương đối nhẹ và nhỏ gọn (cấu tạo chỉ gồm giảm xóc, lò xo, cánh tay điều chỉnh hướng và đệm cao su giảm chấn).

- Tiết kiệm được diện tích cho các thành phần truyền động khác nên đặc biệt thích hợp với những xe dẫn động cầu trước (FWD).
- Độ ma sát và mài mòn của bộ phận giảm chấn được giảm, do đó không phải bảo trì quá nhiều. [5]

Nhược điểm:

- Độ chụm và góc đặt bánh xe không ổn định, bánh xe và thân xe vẫn lắc ngang so với mặt đường. Không thích hợp với những xe yêu cầu cao về trải nghiệm lái.
- Độ chụm của xe dễ bị lệch hơn và chủ xe cần đi kiểm tra góc đặt bánh xe nhiều hơn.



Hình 1- 2. Hệ thống treo MacPherson

1,2- Hai khớp cầu; 3- Lò xo giảm xóc; 4- Liên kết bên;

5- Thanh ổn định; 6- Tay điều hướng; 7- Khớp liên kết

1.6.5.1.2 Hệ thống treo tay đòn kép (2 càng chữ A)

Gồm ba bộ phận lò xo, giảm xóc giảm chấn và bộ phận điều hướng. Điểm khác biệt so với hệ thống treo MacPherson là bộ phận điều hướng bao gồm hai thanh dẫn hướng trong đó thanh ở trên thường có chiều dài ngắn hơn. Được dùng phổ biến ở hệ thống treo trước của xe tải nhỏ, hệ thống treo trước và treo sau ở các xe du lịch.

Khi xe vào cua, bánh sẽ lăn theo đường cong đồng thời nhún dao động. Vì tay đòn trên ngắn hơn nên bánh sẽ không bị ngửa ra ngoài, giúp việc quay vòng ổn định.

Ưu điểm:

- Bên cạnh đó, khoảng cách bánh xe không thay đổi nên hạn chế được mòn lốp.
- Góc đặt bánh xe được ổn định, hạn chế lắc ngang thân xe khi vào cua, qua đó giúp cảm giác lái của xe tốt hơn.
- Tạo sự linh hoạt trong việc sắp xếp các thành phần như lò xo, giảm chấn,... giúp dễ dàng điều chỉnh động học của hệ thống treo
- Dễ dàng điều chỉnh động học của hệ thống treo, qua đó tối ưu hóa quá trình vận hành của xe.

Nhược điểm:

- Cấu tạo gồm nhiều thành phần và phức tạp hơn so với MacPherson.
- Do đó, giá cũng cao hơn, khâu sửa chữa và bảo dưỡng cũng tốn nhiều thời gian và công sức hơn.



Hình 1- 3. Hệ thống treo tay đòn kép

1.6.5.1.3 Hệ thống treo đa liên kết

Hệ thống treo đa liên kết là hệ thống dùng tới ba, bốn thậm chí năm thanh điều hướng khác nhau hoặc kết hợp với càng chữ A.

Hiện nay, mỗi hãng xe lại sản xuất ra một cơ cấu hệ thống treo đa liên kết khác nhau. BMW sản xuất một số loại hình chữ Z hoặc treo 4 thanh thể thao. Trên xe Honda lại giống đòn chữ A đôi và thêm một cần điều khiển thứ năm. Còn Audi trang bị hệ thống treo trước bốn thanh và có kiểu dáng tương tự loại đòn chữ A đôi. Trong khi đó, Hyundai Genesis sở hữu hệ thống treo trước và sau dạng năm thanh thể thao.

Với việc trang bị nhiều thanh điều hướng, việc di chuyển của xe sẽ tốt hơn. Khi vào cua, khi đi đường gồ ghề, đường xấu, hệ thống treo này tỏ rõ sự hiệu quả của mình. Đây được xem là

giải pháp mà các nhà sản xuất sử dụng trên những chiếc xe dành riêng cho off-road kiểu như G-Class.



Hình 1- 4. Hệ thống treo đa liên kết

1.6.5.1.4 Hệ thống treo khí nén



Hình 1- 5. Hệ thống treo khí nén

Đây là hệ thống treo hiện đại nhất hiện nay, được áp dụng trên những mẫu xe hạng sang. Chi tiết quan trọng nhất là bộ phận giảm chấn sử dụng một bầu hơi bằng cao su bên trong chứa

khí. Bầu hơi này có thể điều chỉnh áp suất, độ cứng, chiều cao khác nhau tùy vào từng điều kiện đường phố cũng như sở thích của lái xe.

Ngoài ra cấu tạo của hệ thống treo khí nén bao gồm như cảm biến tốc độ, cảm biến độ cao, bộ điều khiển ECU và một vài chi tiết khác. Thông thường, những chiếc xe sử dụng treo khí nén được cung cấp ba mức điều chỉnh khác nhau tương đương với ba chế độ lái.

Chế độ thể thao: hệ thống treo hạ thấp, cứng hơn giúp xe đi tốt ở tốc độ cao. Ở chế độ bình thường, hệ thống treo được thiết lập ở mức vừa phải, không quá cứng để đi trong phố, đủ mềm để cho cảm giác êm ái nhưng không bông bênh. Ngoài ra, chế độ cuối cùng hệ thống treo sẽ được nâng cao, dùng để đi ở những mặt đường xấu hoặc off-road nhẹ trên một số chiếc SUV.

1.7 Kết cấu của hệ thống treo trên xe Toyota Vios

Toyota Vios 2022 là mẫu sedan hạng B được nâng cấp giữa vòng đời, tiếp tục giữ vững vị thế xe bán chạy hàng đầu tại Việt Nam. Xe có thiết kế hiện đại, kích thước nhỏ gọn, phù hợp cả đô thị và đường trường. Toyota Vios 2022 trang bị động cơ xăng 1.5L, công suất 107 mã lực, hộp số sàn 5 cấp hoặc tự động vô cấp CVT. Xe vận hành êm ái, tiết kiệm nhiên liệu chỉ từ 5,7 lít/100km, rất phù hợp cho cá nhân và chạy dịch vụ.

1.7.1 Tổng hợp thông số của xe Toyota Vios



Hình 1- 6. Thông số kỹ thuật của xe Toyota Vios

Bảng 1- 1. Bảng thông số kỹ thuật của xe Toyota Vios

| STT | Thông số | Ký Hiệu | Kích thước | Đơn vị |
|-----|-------------------|---------|------------|--------|
| 1 | Chiều dài toàn bộ | L_0 | 4410 | mm |

| | | | | |
|---|--------------------|-----------|------|------|
| 2 | Chiều rộng toàn bộ | B_0 | 1730 | mm |
| 3 | Chiều cao toàn bộ | H_0 | 1450 | mm |
| 4 | Chiều dài cơ sở | L | 2550 | mm |
| 5 | Vết bánh trước | B_1 | 1475 | mm |
| 6 | Vết bánh sau | B_2 | 1460 | mm |
| 7 | Khoảng sáng gầm xe | H_1 | 133 | mm |
| 8 | Vận tốc tối đa | V_{max} | 155 | Km/h |

1.7.2 Kết cấu hệ thống treo

1.7.2.1 Hệ thống treo trước

Hệ thống treo trước của Toyota Vios sử dụng kiểu McPherson độc lập. Đây là loại treo phổ biến trên nhiều dòng xe du lịch hiện đại vì tính đơn giản, nhẹ và hiệu quả.

- Cấu tạo chính:
 - + Lò xo cuộn (lò xo trụ)
 - + Giảm chấn thủy lực
 - + Thanh giằng chữ A dưới
 - + Ty giảm chấn đóng vai trò làm trụ đứng
 - + Thanh cân bằng
- Nguyên lý hoạt động:

Khi bánh xe trước đi qua gò ghề hoặc hố sâu, dao động được truyền qua lò xo và giảm chấn. Lò xo hấp thụ năng lượng, còn giảm chấn có nhiệm vụ tiêu tán năng lượng dao động, giữ xe ổn định.

1.7.2.2 Hệ thống treo cầu sau

Hệ thống treo sau của Toyota Vios sử dụng thanh xoắn bán phụ thuộc. Đây là một lựa chọn hợp lý cho xe cỡ nhỏ, vừa đảm bảo hiệu quả vừa tiết kiệm chi phí.

- Cấu tạo chính:
 - + Thanh dầm xoắn
 - + Lò xo cuộn
 - + Giảm chấn thủy lực
 - + Đệm cao su và giá đỡ
- Nguyên lý hoạt động:

Khi một bánh sau gặp chướng ngại vật, lực tác động sẽ được truyền một phần sang bánh còn lại thông qua thanh dầm. Hệ thống này tuy không độc lập hoàn toàn nhưng có ưu điểm là bền, chi phí thấp và không gian chứa đồ phía sau rộng rãi.

1.8 Tổng quan về Dao động ô tô và ảnh hưởng của nó

1.8.1 Dao động ô tô

Dao động ô tô là sự chuyển động lên xuống, lắc ngang, hoặc rung của thân xe và các bộ phận khác khi xe di chuyển. Dao động này phát sinh do nhiều nguyên nhân và có thể ảnh hưởng đến sự thoải mái, khả năng điều khiển và độ bền của xe.

Các loại dao động ô tô:

- Dao động thẳng đứng: Chuyển động lên xuống của thân xe và bánh xe, thường do bề mặt đường không bằng phẳng gây ra.
- Dao động lắc dọc: Sự xoay của thân xe quanh trục ngang, thường xảy ra khi phanh gấp hoặc tăng tốc mạnh.
- Dao động lắc ngang: Sự xoay của thân xe quanh trục dọc, thường xảy ra khi vào cua.
- Dao động trượt ngang: Sự xoay của thân xe quanh trục thẳng đứng, có thể do lực bên ngoài tác động hoặc do mất độ bám đường.
- Dao động bánh xe: Rung động của bánh xe theo phương thẳng đứng hoặc phương ngang.
- Dao động hệ thống truyền lực (Driveline Vibration): Rung động phát sinh từ động cơ, hộp số, trục truyền động,...
- Dao động hệ thống phanh, lái, khung vỏ ô tô, thân xe, khung gầm,...

1.8.2 Các nguồn gây dao động ô tô

1.8.2.1 Từ mặt đường:

- Độ gồ ghề của mặt đường: Đây là nguyên nhân trực tiếp và phổ biến nhất gây ra dao động thẳng đứng và các loại dao động khác lên thân xe và bánh xe.
- Các chướng ngại vật: Ổ gà, đá, vạch giảm tốc,... tạo ra các lực tác động đột ngột lên bánh xe, gây ra rung xóc.

1.8.2.2 Từ bản thân chiếc xe:

Hệ thống treo:

- Lò xo và giảm xóc: Nếu các bộ phận này bị mòn, hư hỏng hoặc không được thiết kế phù hợp, chúng sẽ không thể hấp thụ và dập tắt dao động hiệu quả, dẫn đến xe bị xóc nảy nhiều.
- Các liên kết và thanh cân bằng: Rơ lỏng hoặc hư hỏng có thể gây ra tiếng ồn và dao động không mong muốn.

Lốp xe:

- Lốp không cân bằng: Gây ra rung lắc, đặc biệt ở tốc độ cao.
- Lốp bị mòn không đều hoặc hư hỏng: Ảnh hưởng đến độ êm ái và có thể gây ra rung động.
- Áp suất lốp không đúng: Có thể làm tăng độ xóc hoặc gây ra rung động bất thường.

Hệ thống lái: Rơ lỏng ở các khớp nối, thước lái có thể gây ra rung lắc vô lăng và ảnh hưởng đến sự ổn định của xe.

Hệ thống phanh: Phanh không đều hoặc đĩa phanh bị cong vênh có thể gây ra rung động khi phanh.

Động cơ và hệ thống truyền lực:

- Rung động từ động cơ: Đặc biệt là ở vòng tua thấp hoặc khi động cơ hoạt động không ổn định.
- Sự mất cân bằng của các bộ phận quay: Trục khuỷu, bánh đà,... có thể gây ra rung động.
- Các vấn đề trong hộp số, trục truyền động, vi sai: Có thể tạo ra tiếng ồn và rung động.

Khung gầm và thân xe:

- Độ cứng vững không đủ: Có thể bị uốn cong hoặc rung động dưới tác động của lực.
- Các mối nối lỏng lẻo: Gây ra tiếng kêu và rung động.

1.8.2.3 Từ các yếu tố bên ngoài khác:

- Khí động học: Ở tốc độ cao, lực cản của không khí và các yếu tố khí động học khác có thể gây ra dao động thân xe.
- Tải trọng: Phân bố tải trọng không đều hoặc chở quá tải có thể làm thay đổi đặc tính dao động của xe.

1.8.3 Ảnh hưởng của dao động đối với ô tô, đường giao thông và với cơ thể con người

1.8.3.1 Ảnh hưởng của dao động đối với ô tô

- Giảm độ bền và tuổi thọ: Dao động liên tục tạo ra tải trọng động lớn tác động lên khung gầm, hệ thống treo, các khớp nối và các bộ phận khác của xe, dẫn đến mài mòn nhanh hơn, hư hỏng và giảm tuổi thọ.
- Giảm độ êm ái và thoải mái: Rung xóc làm hành khách cảm thấy mệt mỏi, khó chịu, đặc biệt trên những hành trình dài hoặc đường xấu.
- Giảm khả năng điều khiển: Dao động làm giảm độ ổn định của xe, ảnh hưởng đến độ bám đường của lốp, gây khó khăn cho việc lái xe chính xác và an toàn, đặc biệt khi vào cua, phanh gấp hoặc di chuyển ở tốc độ cao.
- Gây ra tiếng ồn: Các bộ phận rung lắc có thể tạo ra tiếng ồn khó chịu trong cabin.
- Ảnh hưởng đến hiệu suất: Dao động có thể làm giảm hiệu suất của động cơ và hệ thống truyền lực.

1.8.3.2 Ảnh hưởng của dao động đối với đường giao thông

- Gây hư hỏng mặt đường: Lực tác động lặp đi lặp lại từ bánh xe dao động, đặc biệt là các xe tải nặng, có thể gây ra lún, nứt, ổ gà và các hư hỏng khác cho mặt đường, làm giảm chất lượng đường và tăng chi phí bảo trì.

- Tăng tải trọng động lên cầu và các công trình giao thông khác: Dao động của xe khi di chuyển qua cầu có thể làm tăng lực tác động lên kết cấu cầu, gây ra mỏi và giảm tuổi thọ của công trình.
- Ảnh hưởng đến sự ổn định của nền đường: Dao động có thể gây ra sự dịch chuyển và lún của nền đường, đặc biệt là ở những khu vực đất yếu.

1.8.3.3 Ảnh hưởng của dao động đối với con người

- Gây mệt mỏi và khó chịu: Tiếp xúc lâu dài với dao động tần số thấp trong ô tô có thể gây ra mệt mỏi, đau đầu, chóng mặt và khó chịu.
- Ảnh hưởng đến hệ thần kinh và thị giác: Dao động có thể gây rối loạn hệ thần kinh vận động, giảm khả năng tập trung và ảnh hưởng đến thị lực.
- Gây ra các bệnh nghề nghiệp: Đối với những người lái xe hoặc thường xuyên tiếp xúc với các phương tiện giao thông rung lắc mạnh (ví dụ: lái xe tải, xe công trình), có nguy cơ mắc các bệnh nghề nghiệp liên quan đến rung động như đau lưng mãn tính, thoái hóa đốt sống, các bệnh về khớp và rối loạn tuần hoàn.
- Ảnh hưởng đến năng suất làm việc: Sự mệt mỏi và khó chịu do dao động có thể làm giảm khả năng tập trung và hiệu quả làm việc của người lái xe.
- Gây căng thẳng và lo lắng: Cảm giác bị xóc nảy và thiếu ổn định có thể gây ra căng thẳng tâm lý cho người ngồi trên xe.

1.8.4 Các yếu tố ảnh hưởng đến dao động ô tô

1.8.4.1 Các yếu tố từ mặt đường:

- Độ gồ ghề của mặt đường: Mức độ nhấp nhô, ổ gà, vạch giảm tốc... trên đường là nguồn kích thích dao động trực tiếp và mạnh mẽ nhất. Đường càng xấu, biên độ và tần số dao động càng lớn.
- Loại bề mặt đường: Bề mặt bê tông, nhựa, đất đá sẽ có đặc tính ma sát và độ đàn hồi khác nhau, ảnh hưởng đến cách bánh xe tương tác và tạo ra dao động.
- Hệ số ma sát: Ảnh hưởng đến độ bám đường của lốp, từ đó tác động đến sự ổn định và dao động của xe, đặc biệt khi phanh hoặc vào cua.

1.8.4.2 Các yếu tố từ bản thân chiếc xe:

Hệ thống treo:

- Độ cứng của lò xo và giảm xóc: Lò xo càng mềm, khả năng hấp thụ dao động càng tốt nhưng dễ gây ra dao động biên độ lớn. Giảm xóc có vai trò dập tắt dao động, nếu hoạt động kém hiệu quả sẽ làm xe xóc nảy nhiều lần.
- Loại hệ thống treo: Hệ thống treo độc lập thường mang lại độ êm ái tốt hơn hệ thống treo phụ thuộc.
- Tình trạng hoạt động của các bộ phận: Các khớp nối bị rơ, thanh cân bằng bị hỏng, ụ cao su mục nát,... đều có thể gây ra tiếng ồn và dao động.

Lốp xe:

- Áp suất lốp: Áp suất quá cao hoặc quá thấp đều ảnh hưởng đến khả năng hấp thụ dao động của lốp và độ bám đường.
- Độ mòn và tình trạng lốp: Lốp mòn không đều, bị phồng rộp hoặc hư hỏng sẽ gây ra rung lắc và ảnh hưởng đến sự ổn định.
- Độ cân bằng động của bánh xe: Bánh xe không cân bằng sẽ gây ra rung động ở tốc độ cao.

Hệ thống lái: Độ rơ của các khớp nối và thước lái có thể gây ra rung lắc vô lăng.

Hệ thống phanh: Phanh không đều hoặc đĩa phanh bị cong vênh có thể gây ra rung động khi phanh.

Khối lượng và phân bố tải trọng: Xe chở nặng hoặc phân bố tải không đều sẽ làm thay đổi tần số dao động tự nhiên và độ ổn định của xe.

Tốc độ xe: Ở tốc độ cao, các tác động từ mặt đường sẽ diễn ra nhanh hơn, tần số dao động có thể tăng lên. Lực cản của không khí cũng có thể gây ra dao động.

Khí động học của xe: Thiết kế thân xe và các cánh gió ảnh hưởng đến luồng không khí xung quanh xe, có thể tạo ra lực nâng hoặc lực ép xuống, tác động đến độ ổn định và dao động.

1.8.4.3 Các yếu tố khác:

- Tốc độ gió và hướng gió: Đặc biệt đối với các xe có trọng tâm cao, gió mạnh có thể gây ra dao động lắc ngang.

1.9 Chỉ tiêu đánh giá dao động ô tô

1.9.1 Chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động

Độ êm dịu chuyển động là ảnh hưởng của dao động ô tô đến con người và hàng hoá khi xe chuyển động trên đường. Việc đánh giá độ êm dịu chuyển động là rất khó khăn do phụ thuộc nhiều vào sự cảm nhận chủ quan và sức chịu đựng dao động của con người. Độ êm dịu chuyển động của ô tô có thể hiểu là tập hợp các tính chất đảm bảo hạn chế các tác động ảnh hưởng xấu của dao động tới con người, hàng hoá, đến các kết cấu của ô tô. Với khái niệm về độ êm dịu chuyển động ở trên, ta thấy: ô tô đảm bảo độ êm dịu chuyển động có nghĩa là các thông số đánh giá độ êm dịu chuyển động của nó nằm trong giới hạn cho phép, theo tiêu chuẩn đánh giá.

Để đánh giá độ êm dịu chuyển động, các tổ chức khác nhau trên thế giới đã đưa ra rất nhiều chỉ tiêu, tiêu chuẩn khác nhau. Cơ sở để đưa ra các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô, được dựa trên tác động dao động của con người khi đi bộ, một dạng chuyển động quen thuộc của con người từ nhỏ với đầy đủ các đặc trưng về tần số, gia tốc dao động. Có thể xem các chỉ số dao động.

1.9.1.1 Chỉ tiêu về tần số dao động

Tần số dao động là chỉ tiêu đầu tiên để đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô. Giá trị cho phép tần số dao động riêng ô tô, được xác định theo tần số dao động của người đi bộ (khoảng 60-90 lần/phút). Do đó, đối với xe con chỉ tiêu về tần số riêng là :

$$f=1- 1.5 \text{ Hz (f: tần số riêng ô tô)}$$

Đây là chỉ tiêu rất quan trọng, giá trị này ứng với dao động chính của ô tô do hệ thống treo gây ra.

1.9.1.2 Gia tốc bình phương trung bình theo thời gian tác động

* Theo tiêu chuẩn ISO 2631 - 1 [17] đã đưa ra chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô thông qua các giá trị của gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng dựa vào các công trình nghiên cứu của thế giới. Giá trị của gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức sau đây:

$$Z_{\text{hq}}^{\ddot{}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{Z}^2(t) dt} \quad (1.1)$$

Trong đó: $Z_{\text{hq}}^{\ddot{}}$ - Gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng (m / s^2)

\ddot{Z} - Gia tốc theo phương thẳng đứng theo thời gian (m / s^2)

T - Tổng thời gian dao động (s)

Đối với dao động điều hòa ta có:

$$Z_{\text{hq}}^{\ddot{}} = \frac{Z_{\text{max}}^{\ddot{}}}{\sqrt{2}} = 0,707 Z_{\text{max}}^{\ddot{}} \quad (1.2)$$

Trong đó: $Z_{\text{max}}^{\ddot{}}$ - Gia tốc bình phương lớn nhất theo phương thẳng đứng (m / s^2)

Điều kiện chủ quan đánh giá độ êm dịu ô tô theo độ biến thiên gia tốc bình phương theo phương thẳng đứng theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 [17] được đánh giá bằng cách so sánh với giá trị trong Bảng 1-2.

Bảng 1- 2. Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631 – 1

| Giá trị (m / s^2) | Cấp êm dịu |
|-------------------------------------|-------------------|
| < 0.315 | Thoải mái |
| 0.315-0.63 | Một chút khó chịu |
| 0.5-1 | Khá khó chịu |
| 0.8-1.6 | Không thoải mái |
| 1.25-2.5 | Rất khó chịu |
| >2 | Cực kì khó chịu |

+ Hệ số êm dịu chuyển động K

Người ta đánh giá trên cơ sở cho rằng cảm giác con người khi chịu dao động phụ thuộc vào hệ số êm dịu chuyển động K. Hệ số êm dịu chuyển động K phụ thuộc vào tần số dao động, gia tốc dao động, vận tốc dao động, phương dao động và thời gian tác dụng của nó đến con người. Nếu $K = \text{const}$ thì cảm giác khi dao động sẽ không thay đổi. Hệ số K xác định theo trị số của biên độ gia tốc \ddot{Z} hoặc bình phương trung bình \ddot{Z}_c :

$$k = \frac{12,5 \ddot{Z}}{\sqrt{1+0,01\omega^2}} = \frac{18 \ddot{Z}_c}{\sqrt{1+0,01\omega^2}} = k_y \cdot \ddot{Z}_c \quad (1.3)$$

Trong đó: ω - Tần số dao động (Hz)

\ddot{Z} - Gia tốc dao động (m/s^2)

\ddot{Z}_c - Bình phương trung bình của gia tốc (m/s^2)

k_y - Hệ số hấp thụ

$$\ddot{Z}_c = \sqrt{\int_0^1 \ddot{Z}_{(t)} dt} \quad (1.4)$$

Nếu hệ số k càng nhỏ thì con người càng dễ chịu đựng dao động. $K = 0,1$ tương ứng với ngưỡng kích thích. Khi ngồi lâu dài trên xe $[K] = 10 - 25$ khi ngồi ngắn hạn $[K] = 25 - 63$. Giá trị k có thể xác định bằng tính toán hoặc bằng thực nghiệm.

Khi kích thích dao động là hàm ngẫu nhiên:

$$K = \sqrt{\sum_{i=1}^n K_i} \quad (1.5)$$

Trong đó: K_i - Hệ số êm dịu của thành phần thứ i

n – Số thành phần của hàm ngẫu nhiên

1.9.1.3 Đánh giá ổn định ngang của ô tô

Để đánh giá độ ổn định ngang của ô tô, có hai tiêu chí sau thường được sử dụng:

- Góc nghiêng ngang của thân xe $|\varnothing| \leq 6^\circ \div 8^\circ$
- Gia tốc ngang của thân xe $\ddot{O} \leq 0,5g$ (g là gia tốc trọng trường)

1.9.2 Chỉ tiêu về an toàn chuyển động và tải trọng tác dụng xuống nền đường

1.9.2.1 Chỉ tiêu tải trọng động ảnh hưởng đến ô tô

Tải trọng động cực đại R_{dmax} ảnh hưởng xấu đến tuổi thọ các chi tiết của ô tô, gây tổn hại cho đường. Hệ số tải trọng động K_{dmax} được sử dụng để đánh giá mức độ ảnh hưởng đến các chi tiết, hệ số áp lực đường W đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động với đường

Để khảo sát vấn đề này, tác giả sử dụng hệ số tải trọng động cực đại, được xác định theo công thức sau:

$$K_{dmax} = 1 + \frac{\max(F_d)}{F_t} \leq 1,5 \quad (1.6)$$

Trong đó: K_{dmax} - Hệ số tải trọng động cực đại

F_d - Tải trọng động bánh xe

F_t - Tải trọng tĩnh của bánh xe

1.9.2.2 Chỉ tiêu mức độ thân thiện với đường

Từ những năm 1990 đến nay, nhóm xe ô tô vận tải ngày càng được phát triển theo hướng nâng cao được tải trọng và đã đạt được kết quả đáng ghi nhận. Tỉ trọng kinh tế của cầu và đường trong ngành giao thông ngày càng được đánh giá cao. Các nhà khoa học của các quốc gia như Anh, Mỹ đã đặt vấn đề nghiên cứu ảnh hưởng của dao động ô tô đối với cầu và đường. Đã chứng minh được rằng mức độ ảnh hưởng của dao động ô tô đến cầu và đường có tỷ lệ với số mũ bậc bốn của áp lực bánh xe tới bề mặt đường. Họ đã đưa ra khái niệm “Road stress Coefficient” tạm dịch là hệ số áp lực đường W - là hệ số có thể đánh giá mức độ ảnh hưởng của dao động ô tô tới cầu và đường. Trong một số tài liệu còn có tên tiếng anh là Dynamic wear factor. Theo đó, Wilkinson đã đưa ra công thức xác định hệ số áp lực đường W như sau:

$$W = 1 + 6\eta^2 + 4\eta^4 \quad (1.7)$$

$$\eta = \frac{\max(F_d)}{R_{d,st}} \quad (1.8)$$

=> TỔNG KẾT CHƯƠNG 1:

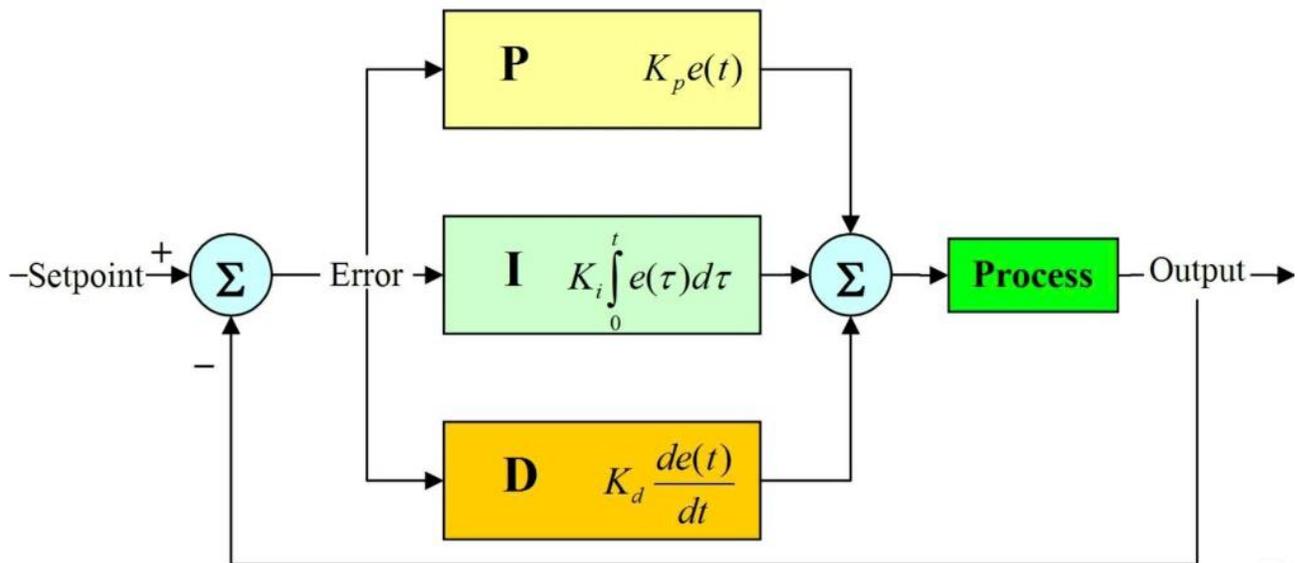
- Thông qua việc phân tích lý do chọn đề tài, mục tiêu nghiên cứu, phạm vi và đối tượng nghiên cứu, cùng với phương pháp và ý nghĩa khoa học – thực tiễn, chương này giúp làm rõ bối cảnh và định hướng của toàn bộ quá trình thực hiện đề tài.
- Tóm lại, sau khi xem xét nhiều chỉ tiêu khác nhau đánh giá về dao động, chúng ta rút ra được hai phương pháp đánh giá chủ yếu là dựa vào độ êm dịu chuyển động và an toàn chuyển động. Để đánh giá chất lượng dao động của ô tô khảo sát, trong đề án này

sử dụng đồng thời hai chỉ tiêu đó là tải trọng động và gia tốc bình phương trung bình. Do đó, trong quá trình tính toán mô phỏng ở các chương tiếp theo sẽ hướng vào hai chỉ tiêu này.

CHƯƠNG 2 : CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ BỘ ĐIỀU KHIỂN PID

2.1 Tổng quan về Bộ điều khiển PID

Một bộ điều khiển vi tích phân tỉ lệ (PID- Proportional Integral Derivative) là một cơ chế phản hồi vòng điều khiển [11] bộ điều khiển tổng quát được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống điều khiển công nghiệp – bộ điều khiển PID là bộ điều khiển được sử dụng nhiều nhất trong các bộ điều khiển phản hồi. Bộ điều khiển PID sẽ tính toán giá trị "sai số" là hiệu số giữa giá trị đo thông số biến đổi và giá trị đặt mong muốn. Bộ điều khiển sẽ thực hiện giảm tối đa sai số bằng cách điều chỉnh giá trị điều khiển đầu vào. Trong trường hợp không có kiến thức cơ bản (mô hình toán học) về hệ thống điều khiển thì bộ điều khiển PID là sẽ bộ điều khiển tốt nhất. Tuy nhiên, để đạt được kết quả tốt nhất, các thông số PID sử dụng trong tính toán phải điều chỉnh theo tính chất của hệ thống-trong khi kiểu điều khiển là giống nhau, các thông số phải phụ thuộc vào đặc thù của hệ thống.



Hình 2- 1. Sơ đồ khối bộ điều khiển PID

Ta có công thức toán học của bộ điều khiển PID như sau:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int e(t) dt + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Với $e(t)$ là tín hiệu vào bộ điều khiển, $u(t)$ là tín hiệu ngõ ra bộ điều khiển.

Trong đó:

- $K_p \cdot e(t)$: là khâu tỉ lệ. Nó tạo ra tín hiệu nhằm điều chỉnh tỉ lệ và sai lệch đầu vào với thời gian lấy mẫu.
- $K_i \cdot \int e(t) dt$: là khâu tích phân. Nó thực hiện bằng cách tạo và điều chỉnh tín hiệu cho độ

sai lệch giảm về 0. Với thời gian càng nhỏ thì việc hiệu chỉnh tích phân càng mạnh, đồng thời độ lệch càng nhỏ.

– $K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}$: là khâu vi phân. Nó giúp tạo và điều chỉnh tín hiệu sao cho tỉ lệ với tốc độ

thay đổi sai lệch ở đầu vào. Khác với phương pháp trên, thời gian càng lớn thì việc hiệu chỉnh vi phân càng mạnh, đồng thời sự thay đổi đầu vào càng nhanh.

Các phương pháp xác định được các thông số K_P , K_I , K_D :

- Phương pháp Zeigler-Nichols
- Phương pháp phản hồi rơ le
- Phương pháp tối ưu độ lớn và phương pháp tối ưu đối xứng
- Cohen-Coon
- Phương pháp gán thời gian xác lập
- Thử sai

Một số phương pháp đã được trình bày trong sách “Lý thuyết Điều khiển Tự động” của tác giả Nguyễn Thị Phương Hà - Huỳnh Thái Hoàng, ta có thể đọc để tham khảo.

Giải thuật tính toán bộ điều khiển PID bao gồm 3 thông số riêng biệt, do đó đôi khi nó còn được gọi là điều khiển ba khâu: các giá trị tỉ lệ, tích phân và đạo hàm, viết tắt là P, I, và D. Giá trị tỉ lệ xác định tác động của sai số hiện tại, giá trị tích phân xác định tác động của tổng các sai số quá khứ, và giá trị vi phân xác định tác động của tốc độ biến đổi sai số. Tổng chập của ba tác động này dùng để điều chỉnh quá trình thông qua một phần tử điều khiển như vị trí của van điều khiển hay bộ nguồn của phần tử gia nhiệt. Nhờ vậy, những giá trị này có thể làm sáng tỏ về quan hệ thời gian: P phụ thuộc vào sai số hiện tại, I phụ thuộc vào tích lũy các sai số quá khứ, và D dự đoán các sai số tương lai, dựa vào tốc độ thay đổi hiện tại.

Bằng cách điều chỉnh 3 hằng số trong giải thuật của bộ điều khiển PID, bộ điều khiển có thể dùng trong những thiết kế có yêu cầu đặc biệt. Đáp ứng của bộ điều khiển có thể được mô tả dưới dạng độ nhạy sai số của bộ điều khiển, giá trị mà bộ điều khiển vượt quá điểm đặt và giá trị dao động của hệ thống. Lưu ý là công dụng của giải thuật PID trong điều khiển không đảm bảo tính tối ưu hoặc ổn định cho hệ thống.

Vài ứng dụng có thể yêu cầu chỉ sử dụng một hoặc hai khâu tùy theo hệ thống. Điều này đạt được bằng cách thiết đặt đội lợi của các đầu ra không mong muốn về 0. Một bộ điều khiển PID sẽ được gọi là bộ điều khiển PI, PD, P hoặc I nếu vắng mặt các tác động bị khuyết. Bộ

điều khiển PI khá phổ biến, do đáp ứng vi phân khá nhạy đối với các nhiễu đo lường, trái lại nếu thiếu giá trị tích phân có thể khiến hệ thống không đạt được giá trị mong muốn.

Chú ý: Do sự đa dạng của lĩnh vực lý thuyết và ứng dụng điều khiển, nhiều qui ước đặt tên cho các biến có liên quan cùng được sử dụng.

2.2 Cơ bản về vòng điều khiển

Một ví dụ quen thuộc của vòng điều khiển là hành động điều chỉnh vòi nước nóng và lạnh để duy trì nhiệt độ nước mong muốn ở đầu vòi nước. Thường ta phải trộn hai dòng nước, nóng và lạnh lại với nhau. Và chạm vào nước để cảm nhận hoặc ước lượng nhiệt độ của nó. Dựa trên phản hồi này, ta đi điều chỉnh van nóng và van lạnh cho đến khi nhiệt độ ổn định ở giá trị mong muốn.

Giá trị cảm biến nhiệt độ nước là giá trị tương tự (analog), dùng để đo lường giá trị xử lý hoặc biến quá trình (PV). Nhiệt độ mong muốn được gọi là điểm đặt (SP). Đầu vào chu trình (vị trí van nước) được gọi là biến điều khiển (MV). Hiệu số giữa nhiệt độ đo và điểm đặt được gọi là sai số (e), dùng để lượng hóa được khi nào thì nước quá nóng hay khi nào thì nước quá lạnh bằng giá trị.

Sau khi đo lường nhiệt độ (PV), và sau đó tính toán sai số, bộ điều khiển sẽ quyết định thời điểm thay đổi vị trí van (MV) và thay đổi bao nhiêu. Khi bộ điều khiển mở van lần đầu, nó sẽ mở van nóng tí xíu nếu cần nước ấm, hoặc sẽ mở hết cỡ nếu cần nước rất nóng. Đây là một ví dụ của điều khiển tỉ lệ đơn giản. Trong trường hợp nước nóng không được cung cấp nhanh chóng, bộ điều khiển có thể tìm cách tăng tốc độ của chu trình lên bằng cách tăng độ mở của van nóng theo thời gian. Đây là một ví dụ của điều khiển tích phân. Nếu chỉ sử dụng hai phương pháp điều khiển tỉ lệ và tích phân, trong vài hệ thống, nhiệt độ nước có thể dao động giữa nóng và lạnh, bởi vì bộ điều khiển điều chỉnh van quá nhanh và vọt lố hoặc bù lố so với điểm đặt.

Để đạt được sự hội tụ tăng dần đến nhiệt độ mong muốn (SP), bộ điều khiển cần phải yêu cầu làm tắt dần dao động dự đoán trong tương lai. Điều này có thể thực hiện bởi phương pháp điều khiển vi phân.

Giá trị thay đổi có thể quá lớn khi sai số tương ứng là nhỏ đối với bộ điều khiển có độ lợi lớn và sẽ dẫn đến vọt lố. Nếu bộ điều khiển lặp lại nhiều lần việc thay đổi này sẽ dẫn đến thường xuyên xảy ra vọt lố, đầu ra sẽ dao động xung quanh điểm đặt, tăng hoặc giảm theo hình sin cố định. Nếu dao động tăng theo thời gian thì hệ thống sẽ không ổn định, còn nếu dao động giảm theo thời gian thì hệ thống đó ổn định. Nếu dao động duy trì tại một biên độ cố định thì hệ thống là ổn định biên độ. Con người không để xảy ra dao động như vậy bởi vì chúng ta là những "bộ" điều khiển thích nghi, biết rút kinh nghiệm; tuy nhiên, bộ điều khiển PID đơn giản

không có khả năng học tập và phải được thiết đặt phù hợp. Việc chọn độ lợi hợp lý để điều khiển hiệu quả được gọi là điều chỉnh bộ điều khiển.

Nếu một bộ điều khiển bắt đầu từ một trạng thái ổn định tại điểm sai số bằng 0 ($PV=SP$), thì những thay đổi sau đó bởi bộ điều khiển sẽ phụ thuộc vào những thay đổi trong tín hiệu đầu vào đo được hoặc không đo được khác tác động vào quá trình điều khiển, và ảnh hưởng tới đầu ra PV. Các biến tác động vào quá trình khác với MV được gọi là nhiễu. Các bộ điều khiển thông thường được sử dụng để loại trừ nhiễu và/hoặc bổ sung những thay đổi điểm đặt. Những thay đổi trong nhiệt độ nước cung cấp là do nhiễu trong quá trình điều khiển nhiệt độ ở vòi nước.

Về lý thuyết, một bộ điều khiển có thể được sử dụng để điều khiển bất kỳ một quá trình nào mà có một đầu ra đo được (PV), một giá trị lý tưởng biết trước cho đầu ra (SP) và một đầu vào chu trình (MV) sẽ tác động vào PV thích hợp. Các bộ điều khiển được sử dụng trong công nghiệp để điều chỉnh nhiệt độ, áp suất, tốc độ dòng chảy, tổng hợp hóa chất, tốc độ và các đại lượng khác có thể đo lường được. Xe hơi điều khiển hành trình là một ví dụ cho việc áp dụng điều khiển tự động trong thực tế.

Các bộ điều khiển PID thường được lựa chọn cho nhiều ứng dụng khác nhau, vì lý thuyết tin cậy, được kiểm chứng qua thời gian, đơn giản và dễ cài đặt cũng như bảo trì của chúng.

2.3 Lý thuyết điều khiển PID

Phần này chỉ mô tả dạng song song hoặc không tương tác của bộ điều khiển PID. Xin xem thêm "Alternative nomenclature and PID forms" cho những dạng khác.

Sơ đồ điều khiển PID được đặt tên theo ba khâu hiệu chỉnh của nó, tổng của ba khâu này tạo thành bởi các biến điều khiển (MV). Ta có:

$$MV(t) = P_{out} + I_{out} + D_{out} \quad (2.1)$$

Trong đó: $P_{out}, I_{out}, D_{out}$ là các thành phần đầu ra từ ba khâu của bộ điều khiển PID, được xác định như dưới đây.

2.3.1 Khâu tỉ lệ

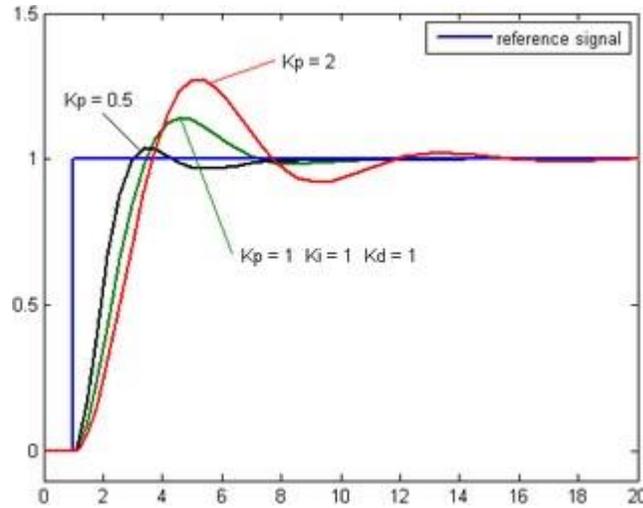
Khâu tỉ lệ (đôi khi còn được gọi là độ lợi) làm thay đổi giá trị đầu ra, tỉ lệ với giá trị sai số hiện tại. Đáp ứng tỉ lệ có thể được điều chỉnh bằng cách nhân sai số đó với một hằng số K_p , được gọi là hệ số tỉ lệ.

Khâu tỉ lệ được cho bởi:

$$P_{out} = K_p e(t) \quad (2.2)$$

Hệ số của khâu tỉ lệ lớn là do thay đổi lớn ở đầu ra mà sai số thay đổi nhỏ. Nếu hệ số của khâu tỉ lệ quá cao, hệ thống sẽ không ổn định (xem phần điều chỉnh vòng). Ngược lại, hệ số nhỏ là

do đáp ứng đầu ra nhỏ trong khi sai số đầu vào lớn, và làm cho bộ điều khiển kém nhạy, hoặc đáp ứng chậm. Nếu Hệ số của khâu tỉ lệ quá thấp, tác động điều khiển có thể sẽ quá bé khi đáp ứng với các nhiễu của hệ thống.



Hình 2- 2. Đồ thị PV theo thời gian, ba giá trị K_P (K_I và K_D là hằng số)

2.3.2 Drop (độ trượt)

Nếu không có nhiễu, điều khiển tỉ lệ thuần túy sẽ không xác lập tại giá trị mong muốn của nó, nhưng nó vẫn duy trì một (độ trượt) sai số ổn định trạng thái, là một hàm của độ lợi tỉ lệ và độ lợi quá trình. Đặc biệt, nếu độ lợi quá trình-trong khoảng thời gian dài bị trôi do thiếu điều khiển, như việc làm mát một lò nung tới nhiệt độ phòng-được ký hiệu G và giả sử sai số xấp xỉ là hằng số, khi đó droop-độ trượt xảy ra khi độ lợi không đổi này bằng thừa số tỉ lệ của đầu ra.

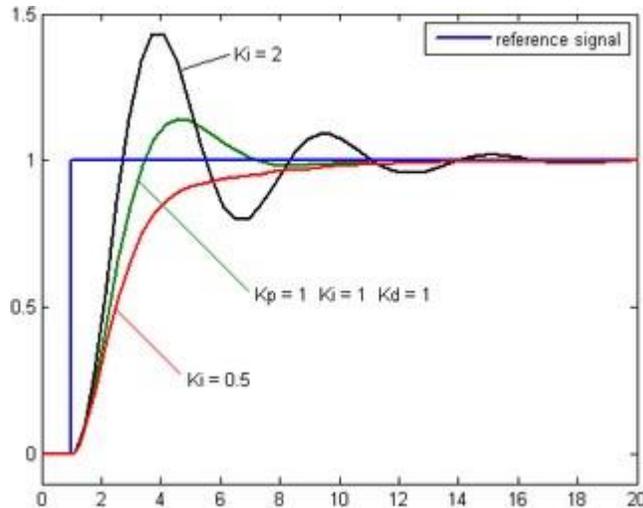
P_{out} , với sai số là tuyến tính, $G = K_p e$, do đó $e = G / K_p$. Khi thừa số tỉ lệ, đẩy vào thông số tới giá trị đặt, được bù chính xác bởi độ lợi quá trình, nó sẽ kéo thông số ra khỏi giá trị đặt. Nếu độ lợi quá trình giảm, khi làm lạnh, thì trạng thái dừng sẽ nằm dưới điểm đặt, ta gọi là "droop-độ trượt".

Chỉ các thành phần dịch chuyển (trung bình dài hạn, thành phần tần số không) của độ lợi quá trình mới tác động tới độ trượt-các dao động đều hoặc ngẫu nhiên trên hoặc dưới thành phần dịch chuyển sẽ bị triệt tiêu. Độ lợi quá trình có thể thay đổi theo thời gian hoặc theo các thay đổi bên ngoài, ví dụ như nếu nhiệt độ phòng thay đổi, việc làm lạnh sẽ nhanh hơn hoặc chậm hơn.

Độ trượt tỉ lệ thuận với độ lợi quá trình và tỉ lệ nghịch với độ lợi tỉ lệ, và là một khiếm khuyết không thể tránh được của điều khiển tỉ lệ thuần túy. Độ trượt có thể được giảm bớt bằng cách thêm một thừa số độ lệch (cho điểm đặt trên giá trị mong muốn thực tế), hoặc sửa đổi bằng cách thêm một khâu tích phân (trong bộ điều khiển PI hoặc PID), sẽ tính toán độ lệch thêm vào một cách hữu hiệu.

Bất chấp độ trượt, cả lý thuyết điều chỉnh lẫn thực tế công nghiệp chỉ ra rằng khâu tỉ lệ là cần thiết trong việc tham gia vào quá trình điều khiển.

2.3.3 Khâu tích phân



Hình 2- 3. Đồ thị PV theo thời gian, tương ứng với 3 giá trị K_I (K_P và K_D không đổi)

Phân phối của khâu tích phân (đôi khi còn gọi là reset) tỉ lệ thuận với cả biên độ sai số lẫn quãng thời gian xảy ra sai số. Tổng sai số tức thời theo thời gian (tích phân sai số) cho ta tích lũy bù đã được hiệu chỉnh trước đó. Tích lũy sai số sau đó được nhân với độ lợi tích phân và cộng với tín hiệu đầu ra của bộ điều khiển. Biên độ phân phối của khâu tích phân trên tất cả tác động điều chỉnh được xác định bởi độ lợi tích phân.

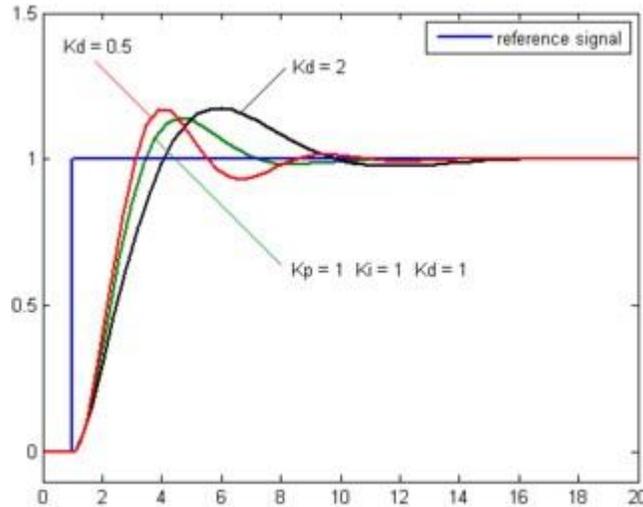
Khâu tích phân (khi cộng thêm khâu tỉ lệ) sẽ tăng tốc chuyển động của quá trình tới điểm đặt và khử số dư sai số ổn định với một tỉ lệ chỉ phụ thuộc vào bộ điều khiển. Tuy nhiên, vì khâu tích phân là đáp ứng của sai số tích lũy trong quá khứ, nó có thể khiến giá trị hiện tại vượt quá giá trị đặt (ngang qua điểm đặt và tạo ra một độ lệch với các hướng khác). Để tìm hiểu thêm các đặc điểm của việc điều chỉnh độ lợi tích phân và độ ổn của bộ điều khiển, xin xem phần điều chỉnh vòng lặp.

2.3.4 Khâu vi phân

Tốc độ thay đổi của sai số quá trình được tính toán bằng cách xác định độ dốc của sai số theo thời gian (tức là đạo hàm bậc một theo thời gian) và nhân tốc độ này với độ lợi tỉ lệ K_d . Biên độ của phân phối khâu vi phân (đôi khi được gọi là tốc độ) trên tất cả các hành vi điều khiển được giới hạn bởi độ lợi vi phân, K_d .

$$\text{Thừa số vi phân được cho bởi: } D_{\text{out}} = K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.3)$$

Trong đó: D_{out} - Thừa số vi phân của đầu ra
 K_d - Độ lợi vi phân, một thông số điều chỉnh
 e - Sai số $e = SP - PV$
 t - Thời gian hoặc thời gian tức thời (hiện tại)



Hình 2- 4. Đồ thị PV theo thời gian, với 3 giá trị K_D (K_I và K_P không đổi)

Khâu vi phân làm chậm tốc độ thay đổi của đầu ra bộ điều khiển và đặc tính này là đang chú ý nhất để đạt tới điểm đặt của bộ điều khiển. Từ đó, điều khiển vi phân được sử dụng để làm giảm biên độ vọt lố được tạo ra bởi thành phần tích phân và tăng cường độ ổn định của bộ điều khiển hỗn hợp. Tuy nhiên, phép vi phân của một tín hiệu sẽ khuếch đại nhiễu và do đó khâu này sẽ nhạy hơn đối với nhiễu trong sai số, và có thể khiến quá trình trở nên không ổn định nếu nhiễu và độ lợi vi phân đủ lớn. Do đó một xấp xỉ của bộ vi sai với băng thông giới hạn thường được sử dụng hơn. Chẳng hạn như mạch bù sớm pha.

2.3.5 Độ lợi tỉ lệ

Giá trị càng lớn thì đáp ứng càng nhanh do đó sai số càng lớn, bù khâu tỉ lệ càng lớn. Một giá trị độ lợi tỉ lệ quá lớn sẽ dẫn đến quá trình mất ổn định và dao động. Độ lợi tích phân, K_i giá trị càng lớn kéo theo sai số ổn định bị khử càng nhanh. Đổi lại là độ vọt lố càng lớn: bất kỳ sai số âm nào được tích phân trong suốt đáp ứng quá độ phải được triệt tiêu tích phân bằng sai số dương trước khi tiến tới trạng thái ổn định. Độ lợi vi phân, K_d giá trị càng lớn càng giảm độ vọt lố, nhưng lại làm chậm đáp ứng quá độ và có thể dẫn đến mất ổn định do khuếch đại nhiễu tín hiệu trong phép vi phân sai số.

2.4 Điều chỉnh vòng lặp

Điều chỉnh một vòng điều khiển là điều chỉnh các thông số điều khiển của nó (độ lợi/dải tỉ lệ, độ lợi tích phân/reset, độ lợi vi phân/tốc độ) tới giá trị đáp ứng điều khiển tối ưu. Độ ổn định

(dao động biên) là một yêu cầu căn bản, nhưng ngoài ra, các hệ thống khác nhau, có những hành vi khác nhau, những ứng dụng khác nhau có những yêu cầu khác nhau, vài yêu cầu lại mâu thuẫn với nhau. Hơn nữa, vài quá trình có một mức độ phi tuyến nào đấy khiến các thông số làm việc tốt ở điều kiện đầy tải sẽ không làm việc khi quá trình khởi động từ không tải; điều này có thể khắc phục bằng chương trình độ lợi (sử dụng các thông số khác nhau cho những khu vực hoạt động khác nhau). Các bộ điều khiển PID thường cung cấp các điều khiển có thể chấp nhận được thậm chí không cần điều chỉnh, nhưng kết quả nói chung có thể được cải thiện bằng cách điều chỉnh kỹ lưỡng, và kết quả có thể không chấp nhận được nếu điều chỉnh kém.

Điều chỉnh PID là một bài toán khó, ngay cả khi chỉ có 3 thông số và về nguyên tắc là dễ miêu tả, bởi vì nó phải thỏa mãn các tiêu chuẩn phức tạp nằm trong Những hạn chế của điều khiển PID. Vì vậy có nhiều phương pháp khác nhau để điều chỉnh vòng lặp, và các kỹ thuật phức tạp hơn là đề tài cho nhiều phát minh sáng chế; phần này miêu tả vài phương pháp thủ công truyền thống để điều chỉnh vòng lặp.

2.4.1 Độ ổn định

Nếu các thông số của bộ điều khiển PID (độ lợi của khâu tỉ lệ, tích phân và vi phân) được chọn sai, đầu vào quá trình điều khiển có thể mất ổn định, vì các khác biệt đầu ra của nó, có hoặc không có dao động, và được giới hạn chỉ bởi sự bão hòa hoặc đứt gãy cơ khí. Sự không ổn định được gây ra bởi sự dư thừa độ lợi, nhất là khi xuất hiện độ trễ lớn.

Nói chung, độ ổn định của đáp ứng (ngược với độ bất định) phải thỏa mãn và quá trình phải không được dao động vì bất kỳ sự kết hợp nào giữa các điều kiện quá trình và điểm đặt, mặc dù đôi khi ổn định biên có thể được chấp nhận hoặc yêu cầu.

2.4.2 Tối ưu hóa hành vi

Tối ưu hóa hành vi trong thay đổi quá trình hoặc thay đổi điểm đặt khác nhau tùy thuộc vào ứng dụng.

Hai yêu cầu cơ bản là ổn định (triệt tiêu nhiều-ổn định tại một điểm đặt cho trước) và tự hiệu chỉnh lệnh (thực hiện các thay đổi điểm đặt)-hai yêu cầu đó tùy thuộc vào việc các biến điều khiển theo dõi giá trị mong muốn có tốt hay không. Các tiêu chuẩn đặc biệt về tự hiệu chỉnh lệnh bao gồm thời gian khởi động và thời gian xác lập. Một vài quá trình phải ngăn không cho phép các biến quá trình vọt lố quá điểm đặt nếu, thí dụ, điều này có thể mất an toàn. Các quá trình khác phải tối thiểu hóa năng lượng tiêu hao khi tiến tới một điểm đặt mới.

2.4.3 Tổng quan các phương pháp

Có nhiều phương pháp khác nhau để điều chỉnh vòng lặp PID. Những phương pháp hữu hiệu nhất thường bao gồm những triển khai của vài dạng mô hình xử lý, sau đó chọn P, I, và D dựa trên các thông số của mô hình động học. Các phương pháp điều chỉnh thủ công tương đối

không hiệu quả lắm, đặc biệt nếu vòng lặp có thời gian đáp ứng được tính bằng phút hoặc lâu hơn.

Lựa chọn phương pháp thích hợp sẽ phụ thuộc phần lớn vào việc có hay không vòng lặp có thể điều chỉnh "offline", và đáp ứng thời gian của hệ thống. Nếu hệ thống có thể thực hiện offline, phương pháp điều chỉnh tốt nhất thường bao gồm bắt hệ thống thay đổi đầu vào từng bước, tín hiệu đo lường đầu ra là một hàm thời gian, sử dụng đáp ứng này để xác định các thông số điều khiển.

=> TỔNG KẾT CHƯƠNG 2:

- Bộ điều khiển PID là phương pháp điều khiển phản hồi kinh điển, được sử dụng rộng rãi nhờ vào cấu trúc đơn giản nhưng hiệu quả cao.
- Ba thành phần điều khiển tỉ lệ (P), tích phân (I) và vi phân (D) giúp hệ thống đạt được mục tiêu ổn định, giảm sai số và cải thiện chất lượng đáp ứng.
- Việc lựa chọn và hiệu chỉnh thông số PID phù hợp có vai trò quyết định đến hiệu quả giảm dao động của hệ thống treo.
- Cơ sở lý thuyết PID là nền tảng quan trọng cho quá trình thiết kế, mô phỏng và tích hợp điều khiển vào mô hình nửa xe trong chương sau.

CHƯƠNG 3 : THIẾT LẬP MÔ HÌNH TOÁN HỌC DAO ĐỘNG NỬA XE CỦA Ô TÔ

3.1 Các phương pháp xây dựng mô hình động lực học

Hệ thống treo ô tô nói chung, hệ thống treo khí nén nói riêng là một hệ thống cơ học có liên kết rất phức tạp thông qua các phần tử đàn hồi và giảm chấn,... Trong mô hình động lực học thông thường gồm khối lượng được treo, khối lượng không được treo và các liên kết giữa chúng. Từ mô hình động lực học, để xây dựng mô hình toán có thể sử dụng nhiều phương pháp như phương trình Lagrange loại 2; sử dụng phương trình D'alambert; phương pháp công di chuyển khả dĩ của hệ đa vật thể; phương pháp hệ thống con. Ba phương pháp đầu thích hợp cho các hệ thống tuyến tính, phương pháp thứ tư thích hợp cho hệ thống phi tuyến, hệ thống điều khiển. Trong chương này tác giả chỉ đề cập đến phương pháp D'alambert để thiết lập các phương trình vi phân mô phỏng động lực học của các bộ phận hệ thống treo.

Dựa trên nguyên lý D'alambert chuyển bài toán động lực học về bài toán tĩnh học bằng cách đưa các lực quán tính vào cơ hệ, khi đó phương trình chuyển động sẽ được thiết lập trên cơ sở lấy tổng đại số các lực tác dụng, các phản lực và lực quán tính tác dụng lên hệ khảo sát.

$$\begin{cases} m_i \cdot \ddot{Z}_i = \sum P \\ J_i \cdot \ddot{\varphi}_i = \sum M \end{cases} \quad (3.1)$$

Trong đó:

- + m_i là khối lượng phần tử thứ i
- + \ddot{Z}_i là gia tốc tịnh tiến theo phương z
- + $\sum P$ là tổng các lực tác dụng lên phần tử đó (bao gồm cả lực quán tính và phản lực)
- + J_i là mô men quán tính của phần tử thứ i quanh trục quay
- + $\ddot{\varphi}_i$ là gia tốc góc
- + $\sum M$ là tổng mô men tác dụng lên phần tử đó.

3.2 Các giả thiết của mô hình

Thiết lập hệ phương trình vi phân dao động của xe chính là sự mô tả dao động thông qua các công cụ toán học. Trong đề tài này, giới hạn chỉ xét mô hình với các dao động chủ yếu của xe là:

- + Phần khối lượng được treo và không được treo coi như cứng tuyệt đối.
- + Bỏ qua các nguồn kích thích dao động trên xe. Coi mấp mô của mặt đường là nguồn kích thích dao động duy nhất.
- + Dao động theo phương thẳng đứng của khối lượng treo.

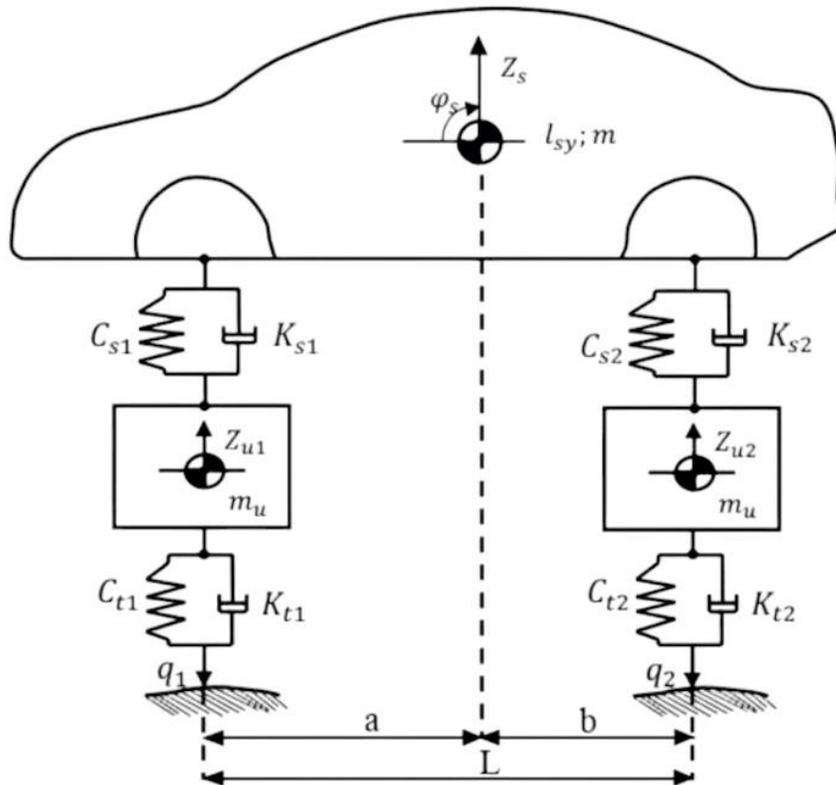
- + Dao động góc dọc của khối lượng treo quanh trục ngang đi qua trọng tâm của xe
- + Dao động thẳng đứng của khối lượng không được treo.

Khi thiết lập hệ phương trình vi phân ta có một số giả thiết sau:

- + Chuyển động xe là chuyển động thẳng đều, khoảng cách từ trọng tâm đến các cầu không thay đổi trong quá trình xe chuyển động, trọng tâm của xe nằm trên mặt phẳng đối xứng dọc xe.
- + Bỏ qua dao động ngang của xe.
- + Sự tiếp xúc của bánh xe với đường là tiếp xúc điểm.

Đặc điểm cơ bản của xe là tất cả các ngoại lực tác động lên xe là các phản lực và trọng lực, các phản lực xuất hiện do sự tác động tương hỗ giữa bánh xe với nền đường. Trong trường hợp tổng quát các phản lực này có thể phân ra thành các thành phần lực thẳng đứng và thành phần lực nằm ngang (theo phương chuyển động của xe). Vì ta giả thiết chuyển động của xe là chuyển động thẳng đều, nên thành phần lực nằm ngang phải bằng không, do đó các dao động của thân xe trong mặt phẳng thẳng đứng vuông góc với hướng chuyển động của thân xe là do các thành phần lực thẳng đứng truyền từ bánh xe lên.

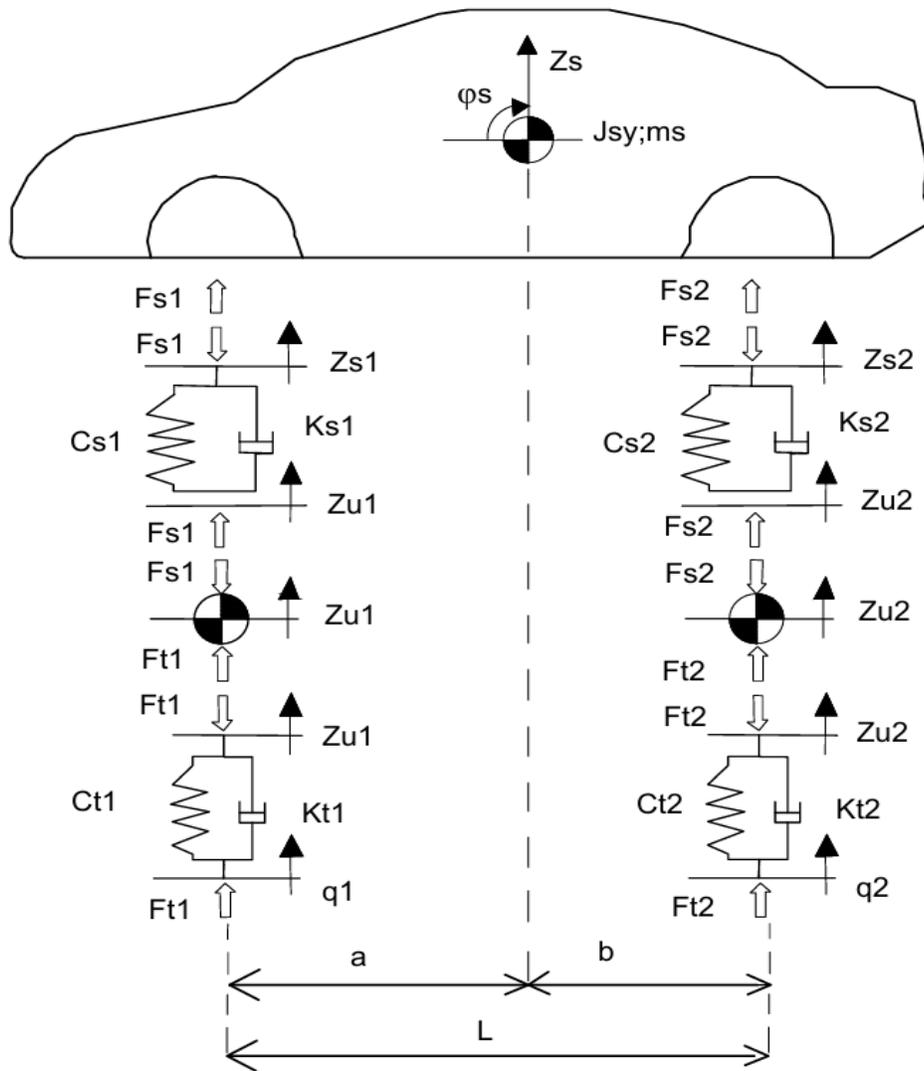
3.3 Thiết lập phương trình toán học dao động



Hình 3- 1. Mô hình dao động phẳng dọc ô tô 2 trục [11]

Trong đề tài này, sẽ thiết kế hệ thống treo xe con. Với những giả thiết trên xây dựng được mô hình động lực học 2 bậc tự do của hệ thống treo thể hiện ở hình 9 với mặt mô mặt đường có dạng hình sin; phần tử lớp được sơ đồ hóa bằng phần tử giảm chấn và phần tử đàn hồi; hệ thống treo được sơ đồ hóa bằng phần tử giảm chấn và phần tử đàn hồi; khối lượng không được treo nằm giữa hệ thống treo và lớp bao gồm khối lượng lớp, bán trục, truyền lực chính vì sai, vỏ cầu...mỗi cầu có một bậc tự do phương dịch chuyển thẳng đứng; khối lượng được treo là thân xe có hai bậc tự do dịch chuyển thẳng đứng và lắc dọc.

Để thuận lợi khi sử dụng phương pháp Dалаmbe thiết lập các phương trình vi phân mô tả động lực học của các bộ phận, các cơ hệ được phân tích các lực và tách riêng biệt ra từng khối thể hiện ở hình 10.

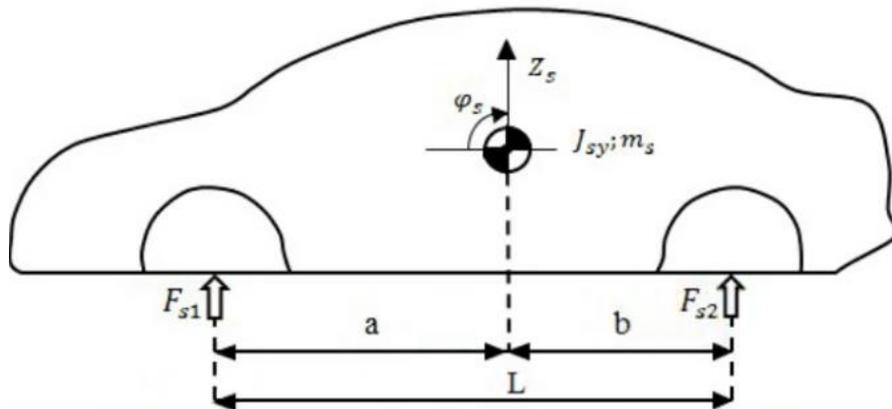


Hình 3- 2. Các cơ hệ tách biệt của mô hình dao động xe con

Trong đó:

- + q_1, q_2 - biên dạng mặt đường
- + $K_{t1}, K_{t2}, C_{t1}, C_{t2}$ - tương ứng là hệ số cản giảm chấn và độ cứng của lớp đàn hồi cầu trước, cầu sau;
- + K_{s1}, C_{s1} - tương ứng là hệ số cản giảm chấn và độ cứng của phần tử đàn hồi của hệ thống treo cầu trước;
- + K_{s2}, C_{s2} - tương ứng là hệ số cản giảm chấn và độ cứng của phần tử đàn hồi của hệ thống treo cầu sau;
- + m_{u1}, m_{u2} - tương ứng là khối lượng không được treo của cầu trước, cầu sau;
- + m_s - tương ứng là khối lượng được treo của xe;
- + J_{sy} - tương ứng là mô men quán tính đối với trục đi qua trọng tâm khối lượng được treo của xe;
- + Z_s - tương ứng là độ dịch chuyển theo phương thẳng đứng khối lượng được treo của xe;
- + φ_s - tương ứng là góc lắc khối lượng được treo của xe;
- + F_{t1}, F_{t2} - tương ứng là lực tác dụng của bánh xe xuống đường cầu trước, cầu sau của xe;
- + F_{s1}, F_{s2} - tương ứng là lực tác dụng của hệ thống treo lên khối lượng không được treo cầu trước, cầu sau của xe;
- + Z_{u1}, Z_{u2} - tương ứng là độ dịch chuyển theo phương thẳng đứng khối lượng không được treo của cầu trước, cầu sau của xe;
- + Z_{s1}, Z_{s2} - tương ứng là độ dịch chuyển theo phương thẳng đứng của khối lượng được treo tại vị trí cầu trước, cầu sau;

3.3.1 Phương trình dao động của khối lượng được treo



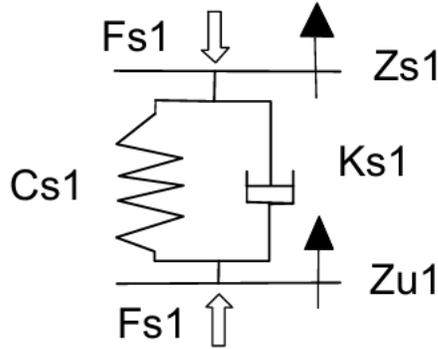
Hình 3- 3. Mô hình động lực học khối lượng được treo

Phương trình động lực học của khối lượng được treo:

$$\begin{cases} m_s \cdot \ddot{Z}_s = \sum F_s = F_{s1} + F_{s2} \\ J_{sy} \cdot \ddot{\varphi}_s = F_{s1} \cdot a - F_{s2} \cdot b \end{cases} \quad (3.2)$$

3.3.2 Phương trình dao động của hệ thống treo

- Mô hình toán học của hệ thống treo cầu trước xe con như sau:



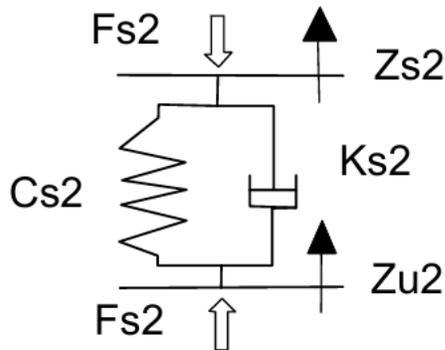
Hình 3- 4. Mô hình động lực học hệ thống treo cầu trước xe con

Lực tương tác giữa hệ thống treo với khối lượng không được treo

$$F_{s1} = K_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) + C_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) \quad (3.3)$$

Trong đó: $\dot{Z}_{u1}, \dot{Z}_{s1}$ - Vận tốc dịch chuyển khối lượng không được treo cầu trước và khối lượng được treo xe con

- Mô hình toán học của hệ thống treo cầu sau xe con như sau:



Hình 3- 5. Mô hình động lực học hệ thống treo cầu sau xe con

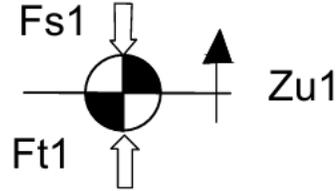
Lực tương tác giữa hệ thống treo với khối lượng không được treo

$$F_{s2} = K_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) + C_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) \quad (3.4)$$

Trong đó: $\dot{Z}_{u2}, \dot{Z}_{s2}$ - Vận tốc dịch chuyển khối lượng không được treo cầu sau và khối lượng được treo xe con

3.3.3 Phương trình dao động của khối lượng không được treo

- Mô hình toán học của khối lượng không được treo cầu trước xe con như sau:

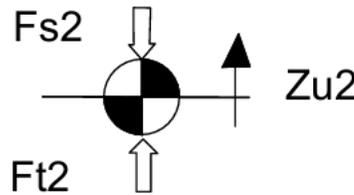


Hình 3- 6. Mô hình động lực học khối lượng không được treo cầu trước
 Phương trình động lực học của khối lượng không được treo:

$$m_{u1} \times \ddot{Z}_{u1} = F_{t1} - F_{s1} \quad (3.5)$$

Trong đó: \ddot{Z}_{u1} - Gia tốc dịch chuyển khối lượng không được treo cầu trước xe con

- Mô hình toán học của khối lượng không được treo cầu sau xe con như sau:



Hình 3- 7. Mô hình động lực học khối lượng không được treo cầu sau
 Phương trình động lực học của khối lượng không được treo:

$$m_{u2} \times \ddot{Z}_{u2} = F_{t2} - F_{s2} \quad (3.6)$$

Trong đó: \ddot{Z}_{u2} - Gia tốc dịch chuyển khối lượng không được treo cầu sau xe con

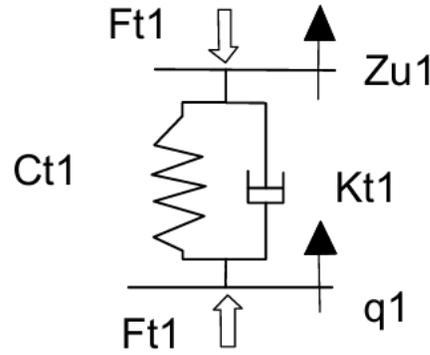
3.3.4 Phương trình dao động của bánh xe

- Mô hình toán học của bánh xe cầu trước xe con như sau:

Lực tương tác giữa bánh xe với mặt đường:

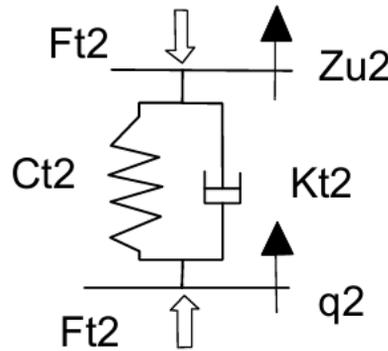
$$F_{t1} = K_{t1} \times (q_1 - Z_{u1}) + C_{t1} \times (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1}) \quad (3.7)$$

Trong đó: \dot{Z}_{u1} - Vận tốc dịch chuyển khối lượng không được treo cầu trước xe con



Hình 3- 8. Mô hình động lực học bánh xe cầu trước

- Mô hình toán học của bánh xe cầu sau xe con như sau:



Hình 3- 9. Mô hình động lực học bánh xe cầu sau

Lực tương tác giữa bánh xe với mặt đường:

$$F_{t2} = K_{t2} \times (q_2 - Z_{u2}) + C_{t2} \times (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2}) \quad (3.8)$$

Trong đó: \dot{Z}_{u2} - Vận tốc dịch chuyển khối lượng không được treo cầu sau xe con

3.3.5 Lập hệ phương trình

Dựa vào tương ứng công thức (3.2), (3.3), (3.4) ta được phương trình vi phân của khối lượng được treo như sau:

$$\begin{aligned} m_s \times \ddot{Z}_s &= K_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) + C_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + K_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) + C_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) \\ \Rightarrow \ddot{Z}_s &= \frac{K_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) + C_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + K_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) + C_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2})}{m_s} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \ddot{\varphi}_s = \frac{F_{s1} \times a - F_{s2} \times b}{J_{sy}} = \frac{\left[K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) \right] \times a - \left[K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) + C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) \right] \times b}{J_{sy}}$$

Dựa vào tương ứng các công thức (3.3), (3.5), (3.7) ta được phương trình vi phân của khối lượng không được treo cầu trước như sau:

$$\begin{aligned} m_{u1} \times \ddot{Z}_{u1} &= K_{t1} \times (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1}) + C_{t1} \times (q_1 - Z_{u1}) - K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) - C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) \\ \Rightarrow \ddot{Z}_{u1} &= \frac{K_{t1} \times (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1}) + C_{t1} \times (q_1 - Z_{u1}) - K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) - C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1})}{m_{u1}} \end{aligned}$$

Dựa vào tương ứng các công thức (3.4), (3.6), (3.8) ta được phương trình vi phân của khối lượng không được treo cầu sau như sau:

$$\begin{aligned} m_{u2} \times \ddot{Z}_{u2} &= K_{t2} \times (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2}) + C_{t2} \times (q_2 - Z_{u2}) - K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) - C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) \\ \Rightarrow \ddot{Z}_{u2} &= \frac{K_{t2} \times (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2}) + C_{t2} \times (q_2 - Z_{u2}) - K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) - C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2})}{m_{u2}} \end{aligned}$$

Dựa vào tương ứng các công thức (3.3), (3.4), (3.5), (3.6), (3.7), (3.8) ta được phương trình vi phân như sau:

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_s &= \frac{K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) + K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) + C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2})}{m_s} \\ \ddot{\varphi}_s &= \frac{F_{s1} \times a - F_{s2} \times b}{J_{sy}} = \frac{\left[K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) \right] \times a - \left[K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) + C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) \right] \times b}{J_{sy}} \\ \ddot{Z}_{u1} &= \frac{K_{t1} \times (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1}) + C_{t1} \times (q_1 - Z_{u1}) - K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) - C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1})}{m_{u1}} \\ \ddot{Z}_{u2} &= \frac{K_{t2} \times (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2}) + C_{t2} \times (q_2 - Z_{u2}) - K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) - C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2})}{m_{u2}} \end{aligned}$$

$$F_{s1} = K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1})$$

$$F_{s2} = K_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) + C_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2})$$

$$F_{t1} = K_{t1} \times (q_1 - Z_{u1}) + C_{t1} \times (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1})$$

$$F_{t2} = K_{t2} \times (q_2 - Z_{u2}) + C_{t2} \times (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2})$$

$$\Rightarrow (*) \left\{ \begin{array}{l} \ddot{Z} = \frac{K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) + K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) + C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2})}{m_s} \\ \ddot{\varphi}_s = \frac{F_{s1} \times a - F_{s2} \times b}{J_{sy}} = \frac{\left[K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) + C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) \right] \times a - \left[K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) + C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) \right] \times b}{J_{sy}} \\ \ddot{Z}_{u1} = \frac{K_{t1} \times (q_1 - Z_{u1}) + C_{t1} \times (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1}) - K_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) - C_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1})}{m_{u1}} \\ \ddot{Z}_{u2} = \frac{K_{t2} \times (q_2 - Z_{u2}) + C_{t2} \times (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2}) - K_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) - C_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2})}{m_{u2}} \\ F_{s1} = K_{s1} \times (Z_{u1} - Z_{s1}) + C_{s1} \times (\dot{Z}_{u1} - \dot{Z}_{s1}) \\ F_{s2} = K_{s2} \times (Z_{u2} - Z_{s2}) + C_{s2} \times (\dot{Z}_{u2} - \dot{Z}_{s2}) \\ F_{t1} = K_{t1} \times (q_1 - Z_{u1}) + C_{t1} \times (\dot{q}_1 - \dot{Z}_{u1}) \\ F_{t2} = K_{t2} \times (q_2 - Z_{u2}) + C_{t2} \times (\dot{q}_2 - \dot{Z}_{u2}) \end{array} \right.$$

Trong đó: $Z_{s1} = Z_s + \varphi \times a$

$$Z_{s2} = Z_s - \varphi \times b$$

=> TỔNG KẾT CHƯƠNG 3:

- Đồ án đã xây dựng được mô hình dao động ô tô con $\frac{1}{2}$ với hệ thống treo lò xo, lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá dao động ô tô.
- Xây dựng phương trình vi phân dựa trên nguyên lý D'alambert chuyển bài toán động lực học về bài toán tĩnh học bằng cách đưa các lực quán tính vào cơ hệ.
- Xây dựng mô hình dao động ô tô con $\frac{1}{2}$ trên mặt phẳng dọc bằng phương pháp tách cấu trúc hệ nhiều vật (MBS).
- Mô hình là động lực học là dạng chuyển động có thể khảo sát với nhiều kích thích mặt đường, nhiều cấp vận tốc, mức tải.

CHƯƠNG 4 : KHẢO SÁT DAO ĐỘNG MÔ HÌNH NỬA XE TRÊN ĐỊA HÌNH GỒ GHỀ SỬ DỤNG BỘ ĐIỀU KHIỂN PID TRONG MATLAB SIMULINK

4.1 Giới thiệu về Matlab/ Simulink trong mô phỏng dao động

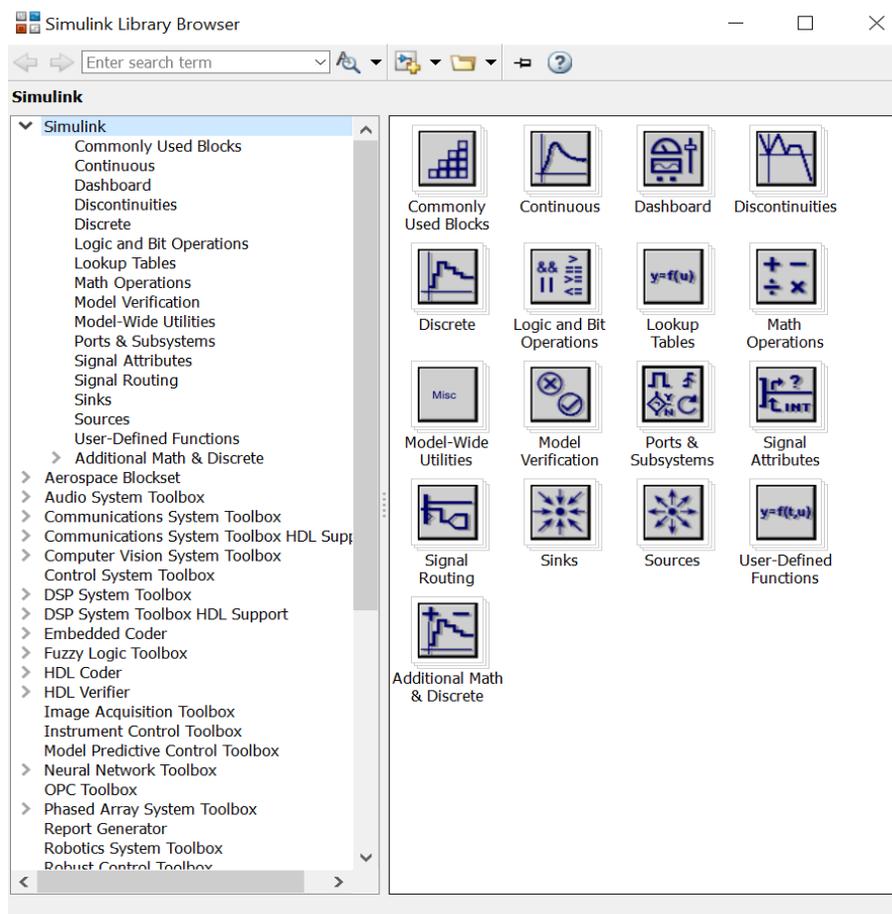
4.1.1 Giới thiệu về Matlab- Simulink

Simulink là một phần mở rộng của MATLAB bởi MathWorks Inc. Nó làm việc với MATLAB để cung cấp mô hình, mô phỏng và phân tích hệ thống dynamic dưới một môi trường giao diện người dùng đồ họa (GUI). Việc xây dựng một mô hình được đơn giản hóa với hoạt động chuột nhấp chuột và kéo. Simulink bao gồm một thư viện khối toàn diện của hộp công cụ cho cả phân tích tuyến tính và phi tuyến tính. Mô hình được phân cấp, cho phép sử dụng từ trên xuống và phương pháp tiếp cận từ dưới lên. Như Simulink là một phần không thể thiếu của MATLAB, nó rất dễ dàng để chuyển đổi qua lại trong quá trình phân tích và do đó, người dùng có thể tận dụng đầy đủ các tính năng được cung cấp trong cả hai môi trường.

4.1.2 Bắt đầu với Simulink

Nhấp vào biểu tượng Simulink ở giao diện Matlab như hình vẽ để vào cửa sổ thư viện:

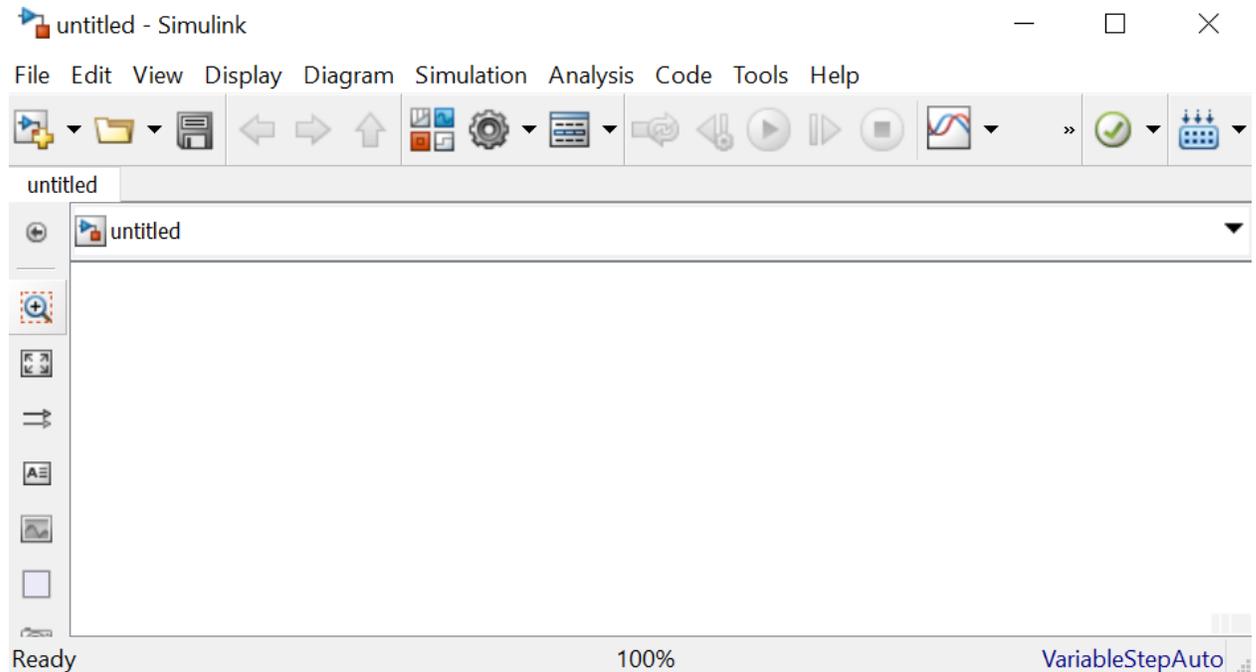
Simulink Library Brower



Hình 4- 1. Thư viện Simulink

4.1.3 Tạo mô hình tập tin (Model Files)

Trong Simulink, một mô hình là một tập hợp các khối để đại diện cho một hệ thống. Để vẽ một mô hình trong cửa sổ Simulink hiện ra bạn chọn File=> New model (hoặc có thể bấm tổ hợp phím tắt Ctrl+N) sau đó cửa sổ New model sẽ hiện ra:



Hình 4- 2. Tạo mô hình tập tin mới

Các yếu tố cơ bản

Có 2 yếu tố cơ bản trong Simulink đó là: **Khối (Block)** và **Đường (Line)**. Đường là những dòng truyền tín hiệu kết nối các khối lại với nhau.

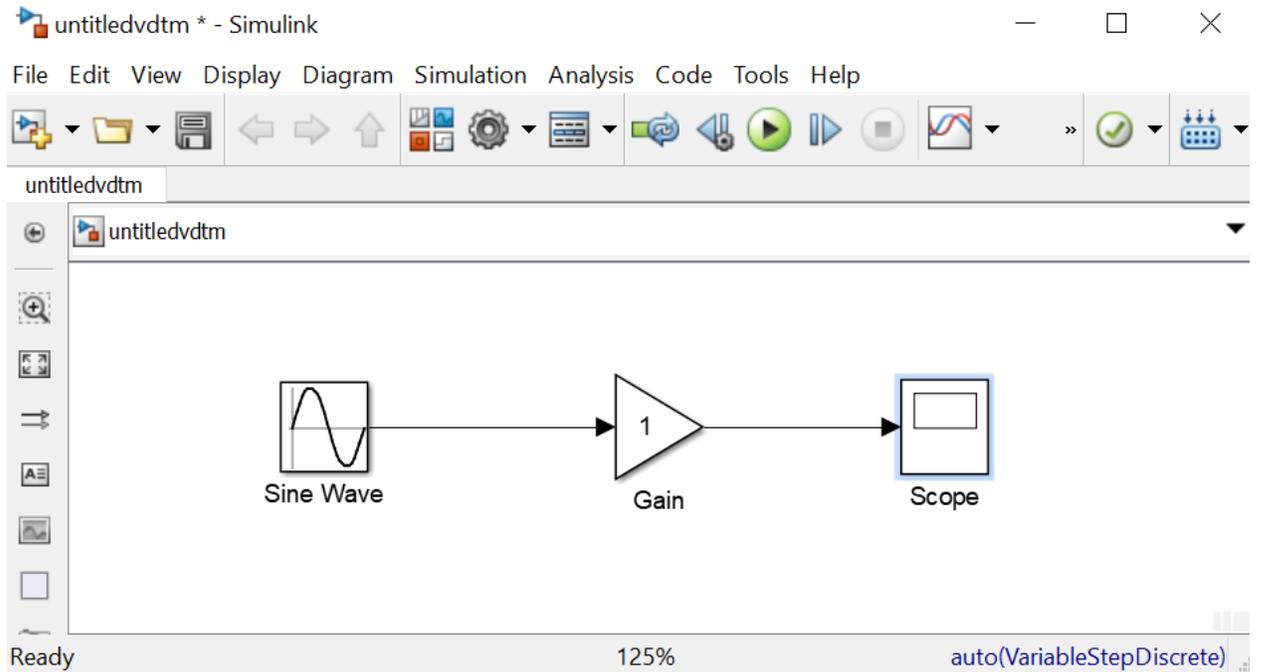
a. Khối (Block)

Khối dùng để tạo, chỉnh sửa và trích xuất ra những thông số cần có bằng các hiển thị tín hiệu ở đầu ra. Có một số dạng khối cơ bản mà cần lưu ý để sử dụng:

- + **Sources:** Được sử dụng để tạo ra các tín hiệu khác nhau
- + **Sink:** Được dùng để xuất hoặc biểu diễn tín hiệu
- + **Continuous:** Các yếu tố hệ thống liên tục theo thời gian
- + **Operation Math:** Chứa những yếu tố toán học phổ biến (Nhân, Tổng, Giá trị tuyệt đối,...)

4.1.4 Đường (Line)

Đường là tín hiệu có dạng một mũi tên, đường luôn phải truyền tín hiệu từ các khối đầu vào (có thể) sang các khối yếu tố toán học khác nhau...và cuối cùng đến khối đầu ra.



Hình 4- 3. Đường (Line) trong Simulink

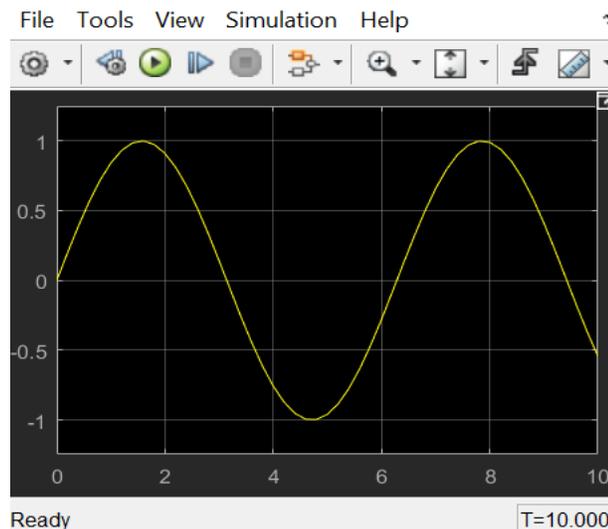
4.1.5 Chạy mô phỏng

Để chạy mô phỏng ví dụ ở trên, ta sẽ thao tác như sau:

Bước 1. Nhấp chuột vào Run  ở trên cùng màn hình

Bước 2. Sau khi hệ thống chạy xong, kích đúp vào khối tín hiệu đầu ra Scope để xem mô phỏng và ta được kết quả dưới đây.

Lưu ý rằng: Các mô phỏng đầu ra (màu vàng) đang mặc định mức thấp nhất, nếu muốn nhìn rõ chi tiết hơn ta có thể đúp chuột phải rồi ấn **Autoscale** (phóng to).

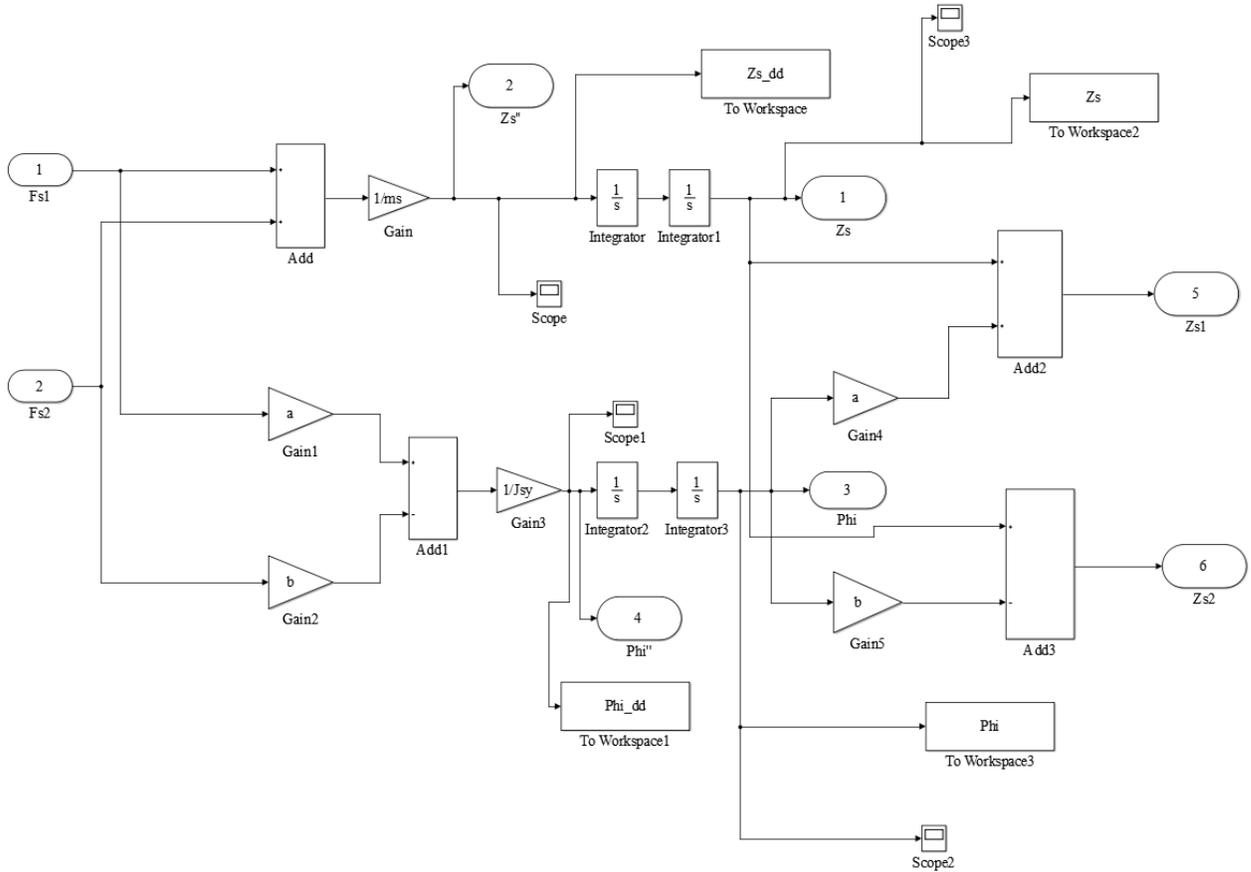


Hình 4- 4. Kết quả của mô hình khi chạy mô phỏng

4.2 Sơ đồ khối mô phỏng dao động trong Simulink

4.2.1 Thiết lập sơ đồ mô phỏng khối lượng được treo trên xe con

Dựa vào tương ứng công thức (3.2) ta xây dựng được sơ đồ mô phỏng dưới đây



Hình 4- 5. Sơ đồ mô phỏng khối lượng được treo trên xe con

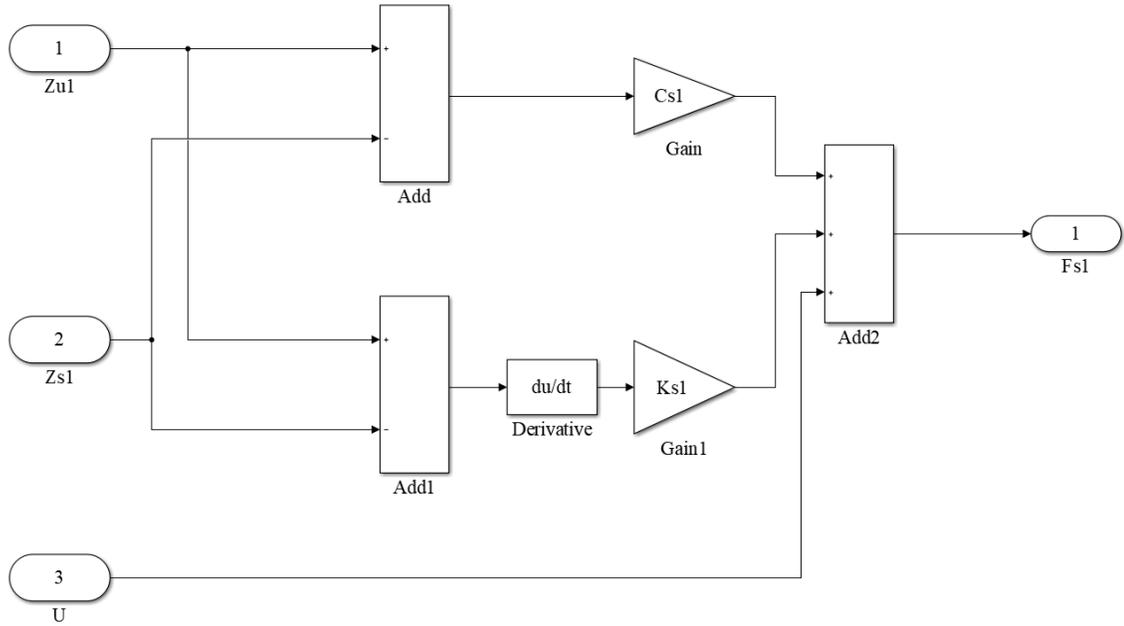
Bảng 4- 1. Tên và chức năng các khối trong khối lượng được treo trên xe con

| STT | Tên khối hiển thị | Tên khối trong Simulink | Mô tả chức năng |
|-----|--|-------------------------|--|
| 1 | Fs1, Fs2 | Inport | Nhận giá trị đầu vào: Lực tác dụng từ hệ thống treo cầu trước (Fs1) và cầu sau (Fs2) |
| 2 | Add, Add1, Add2, Add3 | Add | Thực hiện cộng/trừ các tín hiệu đầu vào |
| 3 | Gain (1/ms), Gain1 (a), Gain2 (b), Gain3 (1/Jsy), Gain4 (a), Gain5 (b) | Gain | Nhân tín hiệu đầu vào với hằng số |
| 4 | Integrator, Integrator1, Integrator2, Integrator3 | Integrator | Dùng để tính tích phân |

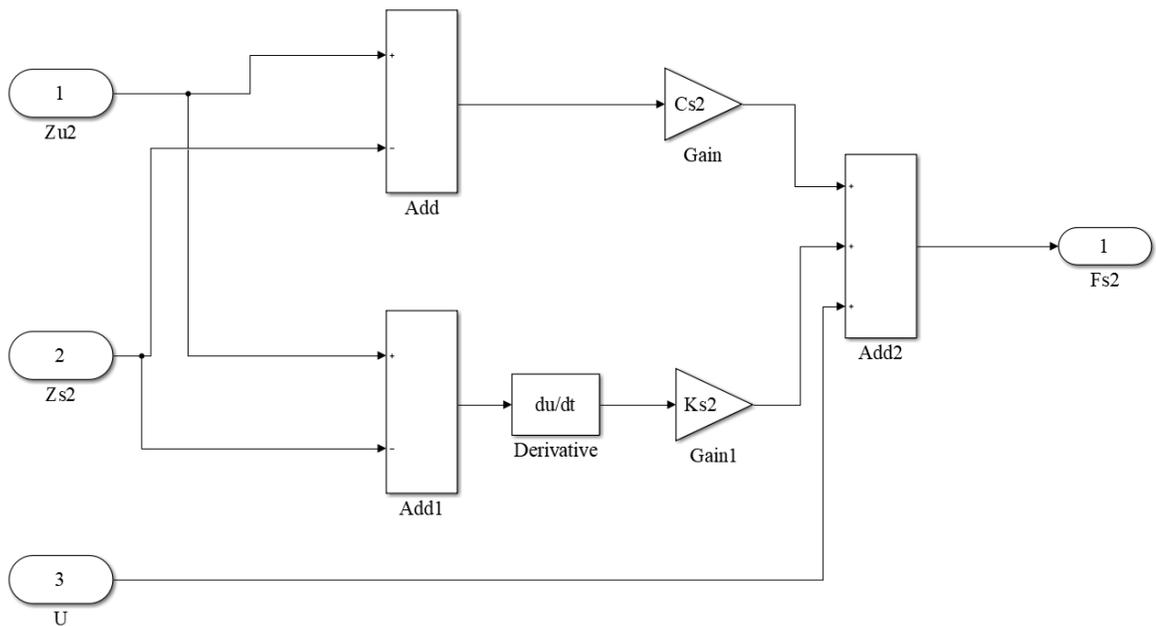
| 5 | Scope, Scope1, Scope2, Scope3 | Scope | Hiện thị kết quả hay đồ thị mô phỏng |
|---|--------------------------------|--------------|--------------------------------------|
| 6 | Zs, Zs_dd, Phi, Phi_dd | To Workspace | Lưu giá trị vào Workspace |
| 7 | Zs, Zs'', Phi, Phi'', Zs1, Zs2 | Outport | Xuất tín hiệu đầu ra |

4.2.2 Thiết lập sơ đồ mô phỏng hệ thống treo trên xe con

Dựa vào tương ứng công thức (3.3), (3.4) ta xây dựng được sơ đồ mô phỏng dưới đây



Hình 4- 6. Sơ đồ mô phỏng hệ thống treo cầu trước



Hình 4- 7. Sơ đồ mô phỏng hệ thống treo cầu sau

Bảng 4- 2. Tên và chức năng các khối trong hệ thống treo cầu trước

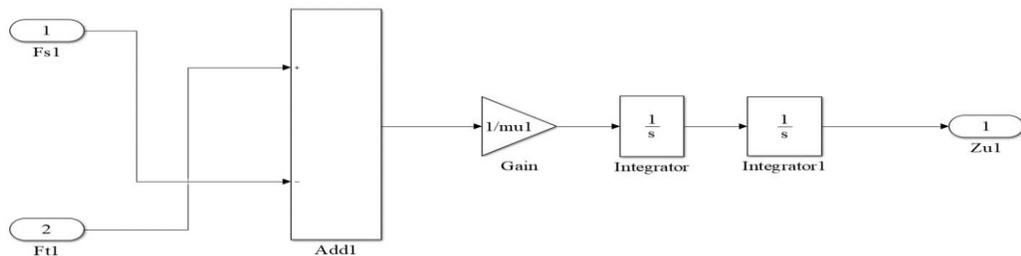
| STT | Tên khối hiển thị | Tên khối trong Simulink | Mô tả chức năng |
|-----|------------------------|-------------------------|---|
| 1 | Zu1, Zs1 | Inport | Nhận giá trị đầu vào: vị trí bánh trước (Zu1) và vị trí thân xe tại cầu trước (Zs1) |
| 2 | Add, Add1, Add2 | Add | Thực hiện cộng/trừ các tín hiệu đầu vào |
| 3 | Gain (Cs1), Gain (Ks1) | Gain | Nhân tín hiệu đầu vào với hằng số (ví dụ: hệ số cản Ks1 hoặc độ cứng Cs1) |
| 4 | Derivative | Derivative | Tính đạo hàm theo thời gian – dùng để lấy vận tốc từ tín hiệu vị trí |
| 5 | Fs1 | Outport | Xuất tín hiệu đầu ra: lực hệ thống treo cầu trước (Fs1) |
| 6 | U | Inport | Tín hiệu ngoại lực tác động vào hệ thống |

Bảng 4- 3. Tên và chức năng các khối trong hệ thống treo cầu sau

| STT | Tên khối hiển thị | Tên khối trong Simulink | Mô tả chức năng |
|-----|------------------------|-------------------------|---|
| 1 | Zu2, Zs2 | Inport | Nhận giá trị đầu vào: vị trí bánh sau (Zu2) và vị trí thân xe tại cầu sau (Zs2) |
| 2 | Add, Add1, Add2 | Add | Thực hiện cộng/trừ các tín hiệu đầu vào |
| 3 | Gain (Cs2), Gain (Ks2) | Gain | Nhân tín hiệu đầu vào với hằng số (ví dụ: hệ số cản Ks2 hoặc độ cứng Cs2) |
| 4 | Derivative | Derivative | Tính đạo hàm theo thời gian – dùng để lấy vận tốc từ tín hiệu vị trí |
| 5 | Fs2 | Outport | Xuất tín hiệu đầu ra: lực hệ thống treo cầu sau (Fs2) |
| 6 | U | Inport | Tín hiệu ngoại lực tác động vào hệ thống |

4.2.3 Thiết lập sơ đồ mô phỏng khối lượng không được treo trên xe con

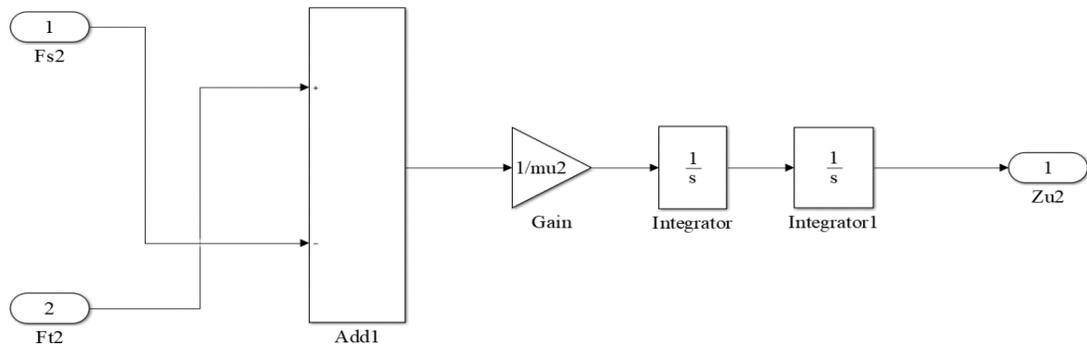
Dựa vào tương ứng công thức (3.5), (3.6) ta xây dựng được sơ đồ mô phỏng dưới đây



Hình 4- 8. Sơ đồ mô phỏng khối lượng không được treo cầu trước

Bảng 4- 4. Tên và chức năng các khối trong khối lượng không được treo cầu trước

| STT | Tên khối hiển thị | Tên khối trong Simulink | Mô tả chức năng |
|-----|-------------------------|-------------------------|---|
| 1 | Fs1, Ft1 | Inport | Nhận giá trị đầu vào: lực từ hệ thống treo trước (Fs1) và lực tác động từ mặt đường cầu trước (Ft1) |
| 2 | Add1 | Add | Thực hiện cộng/trừ các tín hiệu đầu vào |
| 3 | Gain (1/mu1) | Gain | Nhân tín hiệu đầu vào với hằng số (khối lượng không được treo mu1) |
| 4 | Integrator, Integrator1 | Integrator | Tích phân gia tốc để thu được vị trí (dịch chuyển) của bánh xe |
| 5 | Zu1 | Outport | Xuất tín hiệu đầu ra: vị trí dịch chuyển của bánh xe cầu trước (Zu1) |



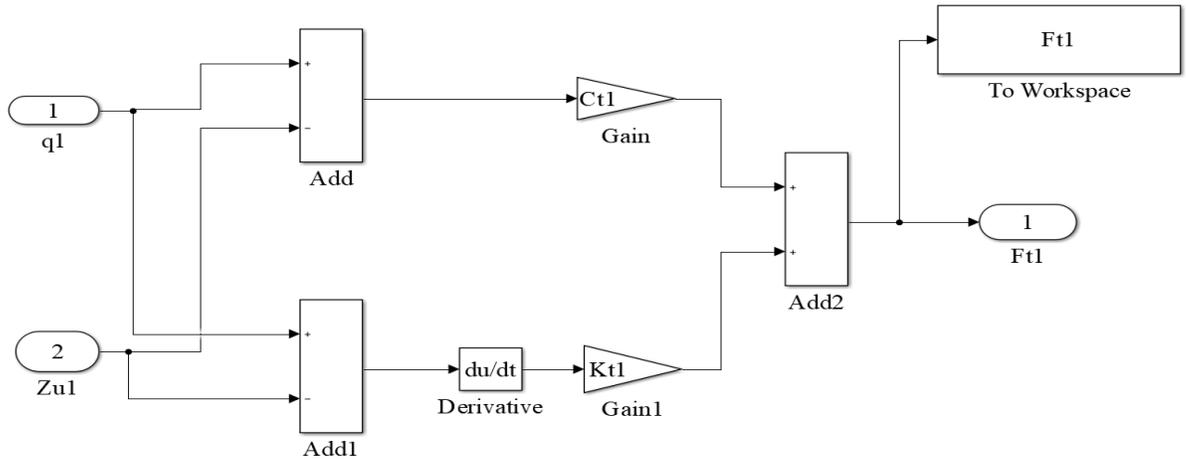
Hình 4- 9. Sơ đồ mô phỏng khối lượng không được treo cầu sau

Bảng 4- 5. Tên và chức năng các khối trong khối lượng không được treo cầu sau

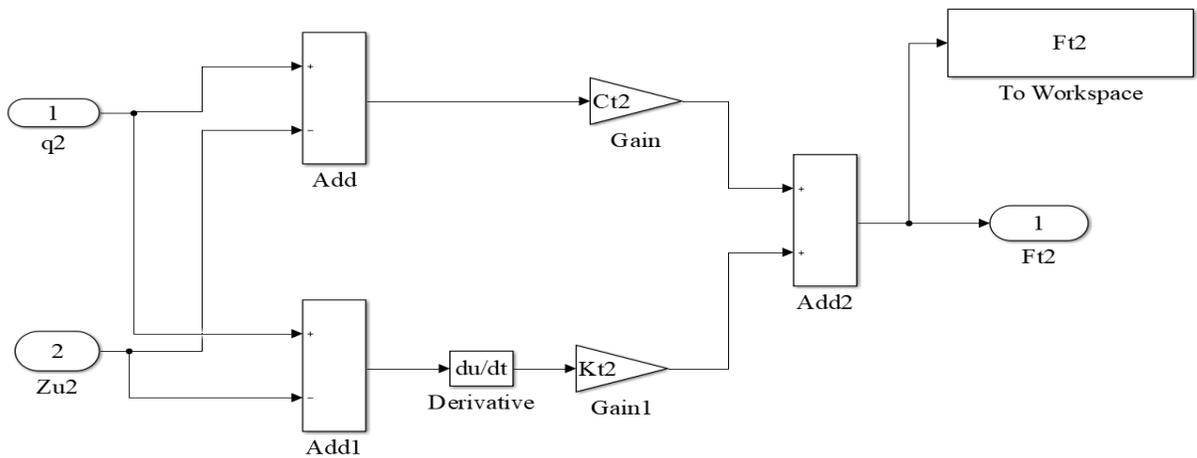
| STT | Tên khối hiển thị | Tên khối trong Simulink | Mô tả chức năng |
|-----|-------------------------|-------------------------|---|
| 1 | Fs2, Ft2 | Inport | Nhận giá trị đầu vào: lực từ hệ thống treo sau (Fs2) và lực tác động từ mặt đường cầu trước (Ft2) |
| 2 | Add1 | Add | Thực hiện cộng/trừ các tín hiệu đầu vào |
| 3 | Gain (1/mu2) | Gain | Nhân tín hiệu đầu vào với hằng số (khối lượng không được treo mu2) |
| 4 | Integrator, Integrator1 | Integrator | Tích phân gia tốc để thu được vị trí (dịch chuyển) của bánh xe |
| 5 | Zu2 | Outport | Xuất tín hiệu đầu ra: vị trí dịch chuyển của bánh xe cầu sau (Zu2) |

4.2.4 Thiết lập sơ đồ mô phỏng bánh xe trên xe con

Dựa vào tương ứng công thức (3.7), (3.8) ta xây dựng được sơ đồ mô phỏng dưới đây



Hình 4- 10. Sơ đồ mô phỏng bánh xe cầu trước



Hình 4- 11. Sơ đồ mô phỏng bánh xe cầu sau

Bảng 4- 6. Tên và chức năng các khối trong bánh xe cầu trước

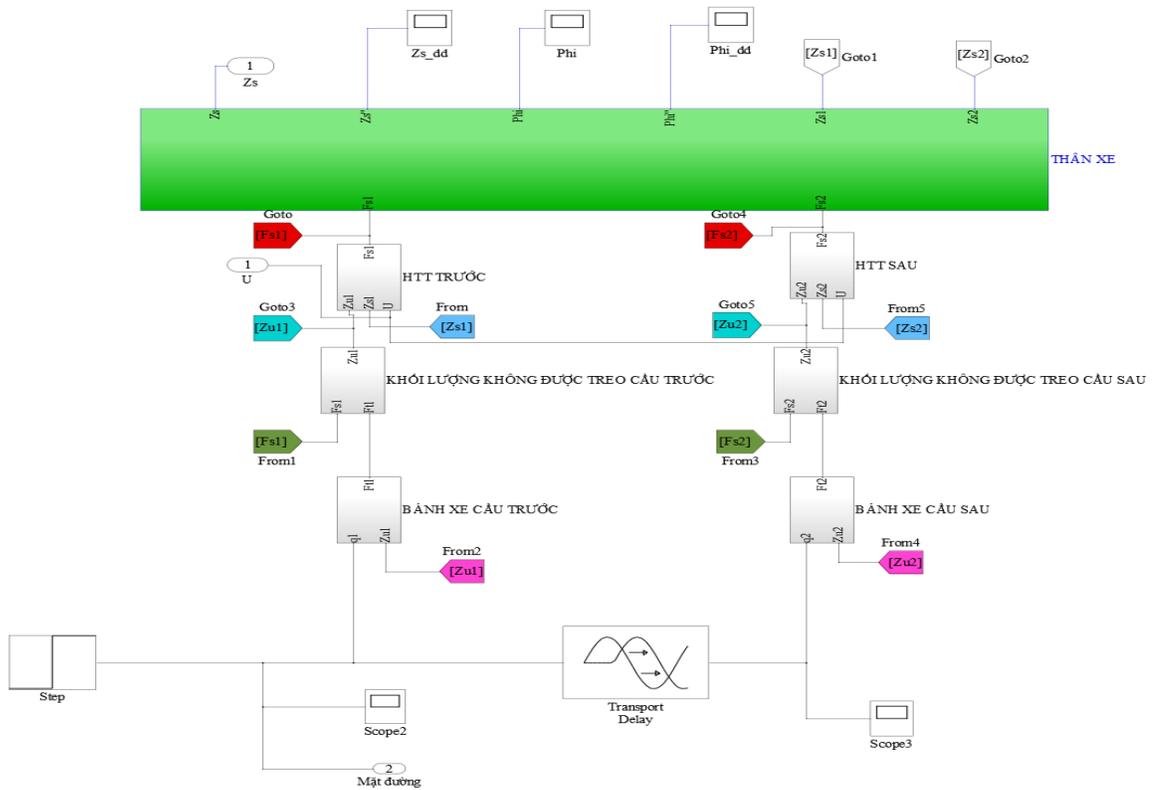
| STT | Tên khối hiển thị | Tên khối trong Simulink | Mô tả chức năng |
|-----|------------------------|-------------------------|--|
| 1 | q1, Zu1 | Inport | Nhận giá trị đầu vào: vị trí địa hình mặt đường (q1) và vị trí bánh xe cầu trước (Zu1) |
| 2 | Add, Add1, Add2 | Add | Thực hiện cộng/trừ các tín hiệu đầu vào |
| 3 | Gain (Ct1), Gain (Kt1) | Gain | Nhân tín hiệu đầu vào với hằng số (ví dụ: hệ số cản Ks1 hoặc độ cứng Cs1) |
| 4 | Derivative | Derivative | Lấy đạo hàm vị trí để xác định vận tốc tương đối |

| | | | |
|---|-----|------------------------|--|
| 5 | Ft1 | Outport & To Workspace | Xuất lực tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường ra cầu trước (Ft1) & lưu vào Workspace |
|---|-----|------------------------|--|

Bảng 4- 7. Tên và chức năng các khối trong bánh xe cầu sau

| STT | Tên khối hiển thị | Tên khối trong Simulink | Mô tả chức năng |
|-----|------------------------|-------------------------|--|
| 1 | q2, Zu2 | Inport | Nhận giá trị đầu vào: vị trí địa hình mặt đường (q2) và vị trí bánh xe cầu sau (Zu2) |
| 2 | Add, Add1, Add2 | Add | Thực hiện cộng/trừ các tín hiệu đầu vào |
| 3 | Gain (Ct2), Gain (Kt2) | Gain | Nhân tín hiệu đầu vào với hằng số (ví dụ: hệ số cản Ks2 hoặc độ cứng Cs2) |
| 4 | Derivative | Derivative | Lấy đạo hàm vị trí để xác định vận tốc tương đối |
| 5 | Ft2 | Outport & To Workspace | Xuất lực tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường ra cầu trước (Ft2) & lưu vào Workspace |

4.2.5 Thiết lập sơ đồ mô phỏng dao động mô hình nửa xe trên địa hình gồ ghề trên xe con
 Dựa vào tương ứng công thức (*) ta xây dựng được sơ đồ mô phỏng dưới đây



Hình 4- 12. Sơ đồ mô phỏng dao động mô hình nửa xe theo điều kiện địa hình trên xe con

Bảng 4- 8. Tên và chức năng các khối trong mô hình nửa xe trên địa hình gồ ghề trên xe con

| STT | Tên khối | Tên trong Simulink | Chức năng / Mô tả |
|-----|--|-------------------------|--|
| 1 | THÂN XE | Subsystem (Block Group) | Mô phỏng động học thân xe bao gồm Zs và Phi |
| 2 | Zs, Zs' | Out1, Integrator | Vị trí và vận tốc của thân xe theo phương thẳng đứng |
| 3 | Phi, Phi' | Out2, Integrator | Góc nghiêng và vận tốc góc của thân xe |
| 4 | Fs1, Fs2 | Goto / From | Lực tác dụng từ hệ thống treo trước và sau lên thân xe |
| 5 | Zs1, Zs2 | Goto / From | Vị trí của điểm gắn hệ thống treo trên thân xe tại cầu trước/sau |
| 6 | HTT TRƯỚC/SAU | Subsystem | Khối hệ thống treo cầu trước và cầu sau |
| 7 | Zu1, Zu2 | Goto / From | Vị trí khối lượng không được treo tại cầu trước/sau |
| 8 | KHỐI LƯỢNG KHÔNG ĐƯỢC TREO CẦU TRƯỚC/SAU | Subsystem | Mô phỏng khối lượng không được treo tại từng cầu |
| 9 | BÁNH XE CẦU TRƯỚC/SAU | Subsystem | Mô phỏng dao động của bánh xe theo mặt đường |
| 10 | U | In1 | Tín hiệu ngoại lực tác động vào hệ thống |
| 11 | Step | Step | Tín hiệu đầu vào mô phỏng địa hình dạng bậc |
| 12 | Transport Delay | Transport Delay | Tạo trễ tín hiệu mặt đường cho bánh xe sau |
| 13 | Scope2, Scope3 | Scope | Hiển thị tín hiệu đáp ứng dao động bánh xe trước và sau |
| 14 | Mặt đường | Out2 | Tín hiệu mặt đường tác động vào hệ thống |

4.3 Tích hợp bộ điều khiển PID vào mô hình

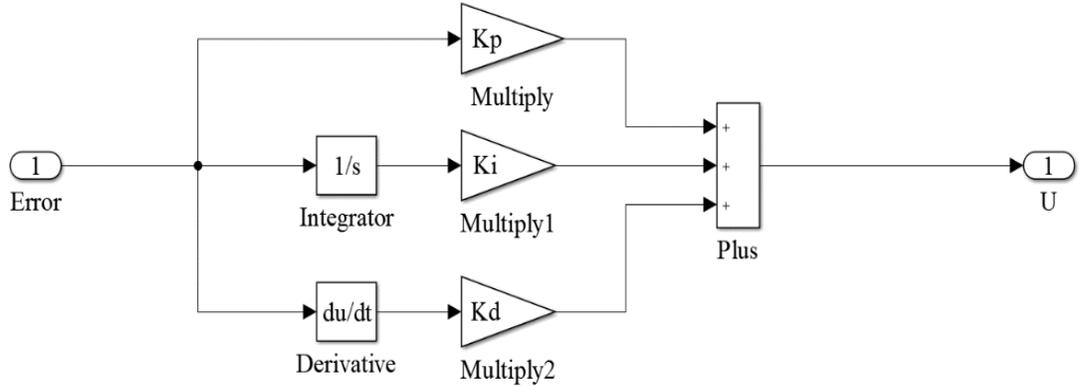
- Vai trò của bộ điều khiển PID: PID được dùng để tính toán lực điều khiển chủ động nhằm giảm rung lắc của thân xe khi xe đi qua địa hình gồ ghề.

- + P (Proportional): phản ứng nhanh theo sai số hiện tại.
- + I (Integral): loại bỏ sai số tích lũy theo thời gian.
- + D (Derivative): dự đoán và giảm tốc độ thay đổi sai số.

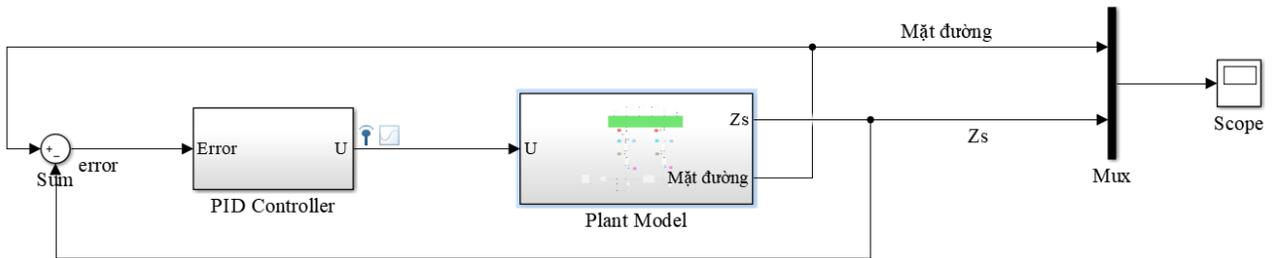
- Tác động của PID đối với mô hình:

- + Giảm rung lắc thân xe: PID điều chỉnh lực sao cho dao động được triệt tiêu nhanh hơn.
- + Giảm chuyển động gật gù: Đặc biệt quan trọng với nửa xe vì có mô hình quay quanh trọng tâm.
- + Phản ứng nhanh với địa hình gồ ghề: Nhờ vào thành phần D (derivative), PID phản ứng nhanh với biến động.
- + Tùy chỉnh linh hoạt: PID có thể tinh chỉnh để ưu tiên độ êm ái hoặc độ ổn định.
- Trong đề tài mô phỏng dao động này, ưu tiên lắp PID cho cả cầu trước và cầu sau bởi vì:
 - Cả hai cầu đều chịu ảnh hưởng từ mặt đường gồ ghề
 - + Khi xe di chuyển trên địa hình không bằng phẳng, bánh trước chạm vào ổ gà đầu tiên, nhưng bánh sau cũng sẽ tiếp xúc và tạo dao động nối tiếp.
 - + Nếu chỉ điều khiển PID ở cầu trước, dao động vẫn có thể truyền đến cầu sau và gây lắc thân xe.
 - + Lắp PID cho cả hai cầu giúp kiểm soát dao động toàn thân xe, đảm bảo phản ứng ổn định xuyên suốt khi qua địa hình xấu.
 - Tối ưu khả năng giảm dao động của thân xe và hạn chế chuyển động “gật gù” (pitch motion)
 - + Dao động của cả bánh trước và sau đều ảnh hưởng đến độ ngửa đầu/chúi đầu của xe.
 - + Nếu chỉ kiểm soát một đầu, chuyển động gật gù có thể vẫn xảy ra mạnh.
 - + Gắn PID cả hai cầu giúp cân bằng lực điều khiển giảm chấn ở cả hai đầu → giảm đáng kể biên độ gật gù → tăng độ êm ái và ổn định cho người lái và hành khách.
 - Hệ thống treo sau cũng đóng vai trò quan trọng trong giữ ổn định thân xe
 - + Dù cầu trước là nơi điều hướng, nhưng cầu sau có vai trò hỗ trợ phân phối tải trọng và ổn định khi xe chuyển động nhanh hoặc qua gờ giảm tốc.
 - + Việc gắn PID ở cầu sau giúp ổn định dao động phía sau, tránh hiện tượng “bập bênh” khi chỉ có đầu xe được kiểm soát.
 - Phù hợp với xe có phân bố khối lượng lệch cầu trước như Toyota Vios
 - + Mặc dù Toyota Vios là xe dẫn động cầu trước và có tải trọng nặng ở phía trước (động cơ, hộp số), nhưng cầu sau vẫn chịu tải từ thân xe và hành khách.
 - + Lắp PID cho cả hai cầu giúp hệ thống treo thích ứng đồng đều với sự phân bố tải trọng → nâng cao hiệu quả điều khiển tổng thể.

Như vậy, Lắp bộ điều khiển PID chủ động cho cả cầu trước và cầu sau sẽ mang lại hiệu quả tối ưu hơn trong việc giảm dao động, hạn chế chuyển động gật gù, và nâng cao độ ổn định của thân xe. Đặc biệt đối với xe như Toyota Vios, giải pháp này giúp cải thiện rõ rệt cảm giác lái và độ thoải mái cho người ngồi trong xe khi đi qua địa hình xấu.



Hình 4- 13. Sơ đồ khối của bộ điều khiển PID trong mô hình mô phỏng



Hình 4- 14. Sơ đồ mô phỏng dao động mô hình nửa xe trên địa hình gồ ghề sử dụng bộ điều khiển PID trên xe con

Bảng 4- 9. Tên và chức năng các khối trong dao động mô hình nửa xe sử dụng bộ điều khiển PID

| STT | Tên hiển thị trong sơ đồ | Tên khối trong Simulink | Chức năng / Tác dụng |
|-----|---|-------------------------|--|
| 1 | error | Subtract | Tính sai số giữa tín hiệu chuẩn (Setpoint) và tín hiệu ra (Zs) |
| 2 | PID Controller (Error là sai số giữa tín hiệu chuẩn và tín hiệu đầu ra; U là lực điều khiển của PID) | PID Controller | Điều khiển lực đầu vào dựa trên sai số để điều chỉnh dao động |
| 3 | Plant Model | Subsystem | Mô phỏng hệ thống nửa xe (bao gồm thân xe, bánh xe, hệ thống treo trước, khối lượng không được treo, địa hình,...) |
| 4 | Mux | Mux | Gộp tín hiệu đầu ra (Zs, mặt đường) để quan sát đồng thời |
| 5 | Scope | Scope | Hiện thị biểu đồ đáp ứng của hệ thống (Zs và tín hiệu mặt đường) |

| | | | |
|---|-----------|--------|--|
| 6 | Mặt đường | Input | Tín hiệu đầu vào biểu diễn dao động địa hình |
| 7 | Zs | Output | Tín hiệu đầu ra là chuyển động thân xe (Zs) sau điều khiển |

- Nguyên lí hoạt động của mô hình trên:

Hệ thống sử dụng bộ điều khiển PID để giảm dao động thân xe khi xe đi qua mặt đường gồ ghề. Bộ điều khiển nhận tín hiệu sai lệch giữa dao động thân xe (Zs) và mặt đường, sau đó tính toán và phát ra tín hiệu điều khiển để điều chỉnh dao động hệ thống treo. Nhờ phản hồi liên tục, hệ thống tự động điều chỉnh giúp thân xe dao động ít hơn, tăng độ êm ái và ổn định khi vận hành.

Bảng 4- 10. Đáp ứng hệ thống khi thay đổi thông số PID (chỉ mang tính tham khảo)

| Thay đổi thông số | Thời gian lên | Độ vọt lố | Thời gian xác lập | Sai số xác lập |
|-------------------|---------------|-----------|-------------------|----------------|
| Tăng K_p | Giảm | Tăng | Thay đổi nhỏ | Giảm |
| Tăng K_i | Giảm | Tăng | Tăng | Loại bỏ |
| Tăng K_D | Thay đổi nhỏ | Giảm | Giảm | Thay đổi nhỏ |

Dựa vào Bảng 4-10 ta lựa chọn các thông số bộ điều khiển PID như sau:

Bảng 4- 11. Các thông số của bộ điều khiển PID trong MALAB Simulink

| Ký hiệu | Mô tả | Giá trị |
|---------|-----------------------|---------|
| K_p | Độ lợi khâu tỷ lệ | 12 |
| K_i | Độ lợi khâu tích phân | 131 |
| K_D | Độ lợi khâu vi phân | 2 |

4.4 Tối ưu thông số kỹ thuật mô phỏng tham khảo từ mẫu xe Toyota Vios

4.4.1 Thông số xe tham khảo

4.4.1.1 Thông số tính toán tham khảo

* Chiều dài cơ sở của xe: $L=2550$ mm

- Ước tính Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước chiếm 52% chiều dài cơ sở của xe:

+ Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước: $a = 2550 \times 0.52 = 1.326(m)$

+ Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước: $b = 2550 \times 0.48 = 1.224(m)$

* Ta có: Trọng lượng không tải của xe ước tính là: 1100 (kg)

- + Khối lượng không được treo gần bằng $m_u = 10\% \times 1100 = 110(\text{kg})$
- + Ước tính lấy khối lượng không được treo cầu trước và cầu sau lần lượt là:
 $m_{u1} = 40(\text{kg}); m_{u2} = 50(\text{kg})$
- + Khối lượng được treo: $m_s = \frac{1100 - m_{u1} - m_{u2}}{2} = \frac{1100 - 40 - 50}{2} = 505(\text{kg})$ Lấy
 $m_s = 510(\text{kg})$
- + Momen quán tính tham khảo ước tính cho xe là: $J_{sy} = 14.10^3 (\text{Kg.m}^2)$
- + Độ cứng của lốp của xe con theo thử nghiệm và tài liệu kỹ thuật thường là:
 $C_t = (15 \div 20).10^4 [\text{N/m}]$ Lấy $C_{t1} / C_{t2} = 16.10^4 / 16.10^4 (\text{N/m})$
- + Độ cứng lò xo của HTT trước ước tính từ hệ thống treo MacPherson là $C_{s1} = 30.10^3 (\text{N/m})$
- + Độ cứng lò xo của HTT trước ước tính từ hệ thống treo dầm xoắn là $C_{s1} = 28.10^3 (\text{N/m})$
- + Hệ số cản giảm chấn của HTT trước/ sau ước tính theo thử nghiệm và tài liệu kỹ thuật thường là: $K_s = (1500 \div 2500) [\text{N.s/m}]$ Lấy $K_{s1} / K_{s2} = 1800 / 1800 (\text{N.s/m})$

Dưới đây là bảng tổng hợp thông số tối ưu tham khảo từ xe Toyota Vios với mục đích phục vụ cho việc mô phỏng dao động của mô hình nửa xe:

Bảng 4- 12. Bảng thông số tính toán tham khảo của xe Toyota Vios

| TT | Thông số | Ký hiệu | Giá trị | Đơn vị |
|----|---|-------------------|---------------------|-----------------|
| 1 | Khối lượng không được treo cầu trước/ cầu sau | m_{u1} / m_{u2} | 40 / 50 | Kg |
| 2 | Khối lượng được treo | m_s | 510 | Kg |
| 3 | Momen quán tính | J_{sy} | 14.10^3 | Kg.m^2 |
| 4 | Độ cứng của lốp trước/ sau | C_{t1} / C_{t2} | $16.10^4 / 16.10^4$ | N/m |
| 5 | Hệ số cản giảm chấn của lốp | K_{t1} / K_{t2} | 0 / 0 | N.s/m |
| 6 | Độ cứng lò xo của HTT trước/ sau | C_{s1} / C_{s2} | $30.10^3 / 28.10^3$ | N/m |
| 7 | Hệ số cản giảm chấn của HTT trước/ sau | K_{s1} / K_{s2} | 1800 / 1800 | N.s/m |
| 8 | Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước/ sau | a / b | 1.326 / 1.224 | m |

4.4.2 Biên dạng mặt đường

Biên dạng mặt đường được xác định thông qua độ sai lệch theo phương thẳng đứng của bề mặt đường so với mặt chuẩn. Tùy theo chiều dài của mấp mô hoặc chiều cao của nó mà biên dạng đường có thể phân ra thành các nhóm đặc trưng khác nhau.

Theo [Giáo trình “Dao động ô tô” – Trường Đại học Giao thông Vận tải] biên dạng mặt đường có thể phân thành ba nhóm chủ yếu sau:

- Nhóm 1: mấp mô dạng bậc (xung đơn vị).
- Nhóm 2: mấp mô có dạng hàm điều hoà (hàm sin hay cos).

- Nhóm 3: mấp mô thay đổi liên tục với hình dạng bất kỳ (ngẫu nhiên).

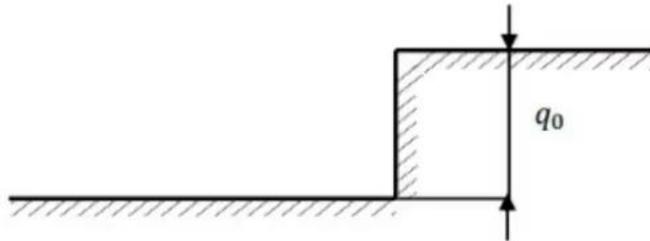
Mấp mô ngẫu nhiên được đo đạc trực tiếp trên mặt đường bằng dụng cụ đo chuyên dùng và xử lý bằng các công cụ toán học. Quy luật của các mấp mô sẽ được biểu diễn dưới dạng số. Kết quả này rất thuận tiện cho việc dùng máy tính để xử lý. Phương pháp này cho kết quả chính xác nhưng tốn kém, đòi hỏi phải có thiết bị đo chuyên dùng. Các nghiên cứu trên thế giới vẫn dùng mấp mô mặt rờng dạng hàm hình sin, cos hay dạng bậc để khảo sát dao động ô tô mà vẫn đảm bảo tính chính xác bài toán. Trong khuôn khổ đề tài cấp trường, tác giả chọn mấp mô mặt đường thay đổi theo dạng xung (nhóm 1) và dạng hàm điều hoà như các hàm sin, cos (nhóm 2) trên hình theo phương trình (4.2).

Biên dạng của mấp mô mặt đường được biểu thị dưới dạng hàm bậc. Phương trình của nó như sau:

$$q(t) = \begin{cases} 0 \Rightarrow S < 0; \\ q_0 \Rightarrow S \geq 0; \end{cases} \quad (4.1)$$

Trong đó:

- + $S_{\text{Duong}} = 3.5(\text{m})$ - Chiều dài quãng đường mà ô tô đi được;
- + $q_0 = 0.05(\text{m})$ - Chiều cao mấp mô.



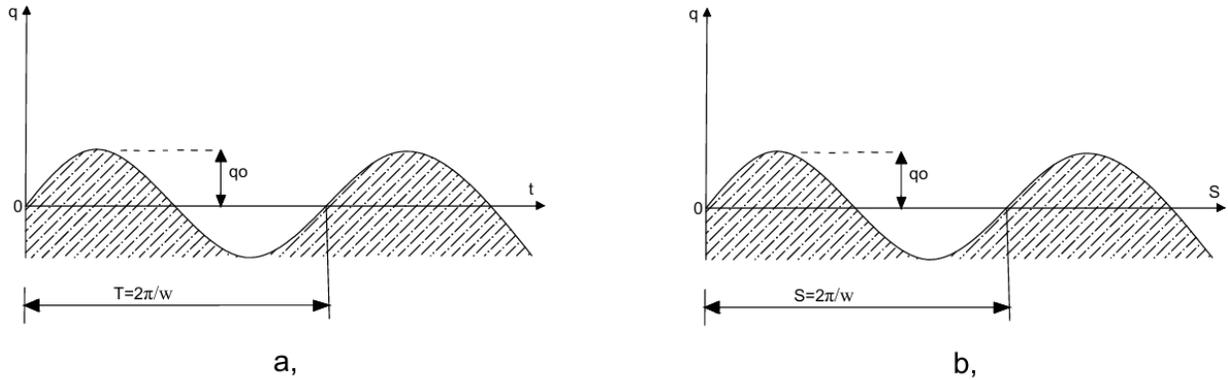
Hình 4- 15. Mấp mô dạng bậc

Biên dạng của mấp mô mặt đường được biểu thị dưới dạng hàm sin. Phương trình của nó như sau:

$$q = q_0 \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (4.2)$$

Trong đó:

- + $q_0 = 0.05(\text{m})$ - Biên độ mấp mô mặt đường ;
- + $\omega = 2\pi \cdot f = 20(\text{rad} / \text{s})$ - Tần số kích thích
- + $v = 30(\text{km} / \text{h})$ - Vận tốc chuyển động ;
- + $S_{\text{Duong}} = 3.5(\text{m})$ - Chiều dài quãng đường mà ô tô đi được.



Hình 4- 16. Mấp mô dạng hình sin

Khối transport Delay:

Trong đó thời gian trễ (time delay) :

$$t = \frac{(a + b)}{v} = \frac{1.326 + 1.224}{\frac{30}{3.6}} = 0.31(s)$$

Tải trọng phân bố lên cầu trước và sau

$$R'_{R1} = \frac{G.b}{L} = \frac{(510 + 40 + 50) * 9.8 * 1.224}{(1.326 + 1.224)} = 2822.4(N)$$

$$R'_{R2} = \frac{G.a}{L} = \frac{(510 + 40 + 50) * 9.8 * 1.326}{(1.326 + 1.224)} = 3058(N)$$

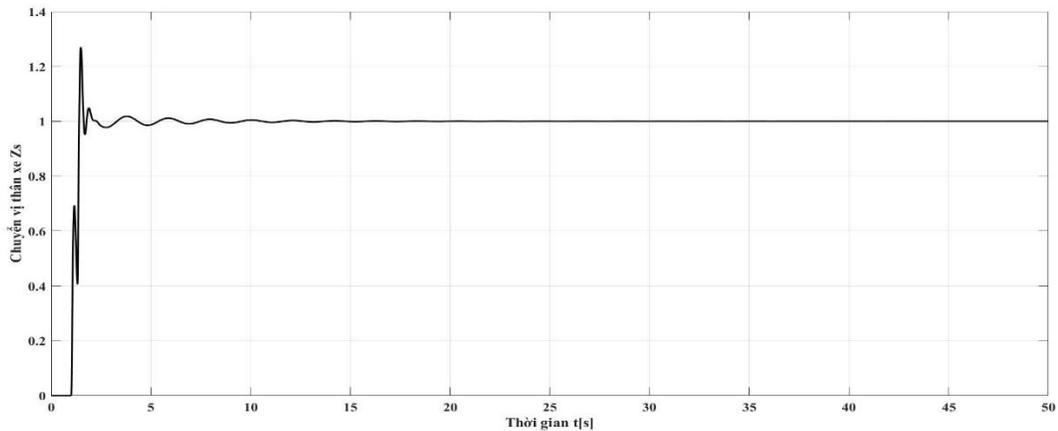
=> TỔNG KẾT CHƯƠNG 4:

- Trong chương này, quá trình xây dựng mô hình mô phỏng dao động của hệ thống treo nửa xe trên địa hình gồ ghề đã được trình bày một cách chi tiết bằng công cụ Matlab/Simulink. Việc sử dụng Simulink giúp trực quan hóa hệ thống, dễ dàng tích hợp các khối chức năng và cho phép thực hiện các khảo sát động học hiệu quả.
- Sơ đồ khối mô phỏng được xây dựng theo phương pháp tách vật thể, cho phép xem xét ảnh hưởng riêng biệt của các khối lượng và phần tử đàn hồi – giảm chấn trong hệ thống treo. Bộ điều khiển PID đã được tích hợp cho cả hai cầu xe, góp phần nâng cao khả năng giảm dao động thân xe và cải thiện độ êm ái khi xe di chuyển qua địa hình không bằng phẳng.
- Các thông số mô phỏng được tối ưu hóa dựa trên đặc tính kỹ thuật thực tế tham khảo từ mẫu xe Toyota Vios, nhằm đảm bảo tính khả thi và ứng dụng thực tế của mô hình. Kết quả cho thấy việc áp dụng bộ điều khiển PID giúp giảm đáng kể biên độ dao động và thời gian hồi phục của hệ thống treo, từ đó nâng cao hiệu quả giảm xóc và ổn định thân xe. Chương này là cơ sở quan trọng cho việc đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển PID trong chương tiếp theo, từ đó đưa ra các nhận xét và đề xuất cải tiến mô hình điều khiển hệ thống treo.

CHƯƠNG 5 : KẾT QUẢ MÔ PHỎNG, ĐÁNH GIÁ VÀ KẾT LUẬN

5.1 Kết quả mô phỏng

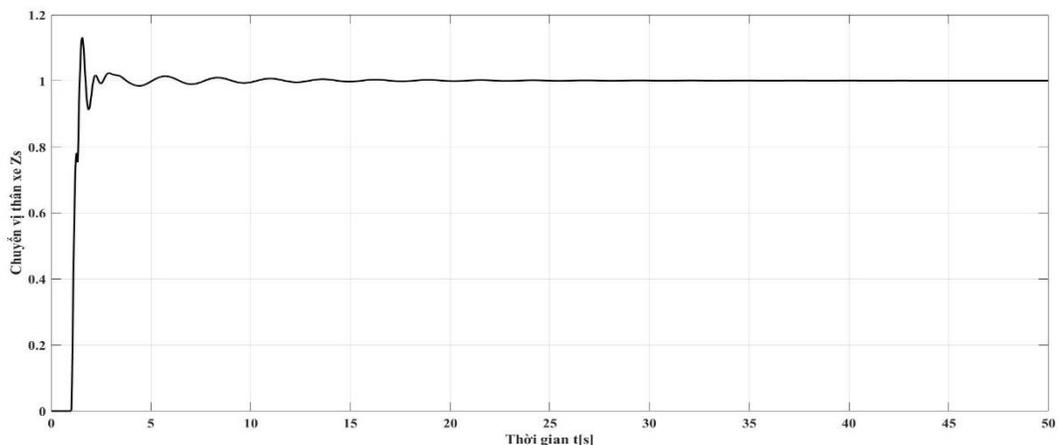
5.1.1 Chuyển vị của thân xe



Hình 5- 1. Đồ thị chuyển vị của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-1 với tín hiệu đầu vào là hàm Step có tín hiệu bậc là 1 cho thấy:

- + Giá trị xác lập: Đồ thị cho thấy chuyển vị của thân xe cuối cùng hội tụ về giá trị 1. Điều này cho thấy hệ thống có khả năng theo dõi tín hiệu đầu vào bước nhảy một cách chính xác sau một khoảng thời gian.
- + Chuyển vị ban đầu lớn: chuyển vị thân xe tăng đột ngột lên khoảng gần 1.27, cho thấy thân xe bị dịch chuyển mạnh, có thể do lực tác động lớn.
- + Dao động kéo dài: Sau xung ban đầu, chuyển vị dao động với biên độ giảm dần trong khoảng 10 giây đầu, từ 1.27 xuống dưới 1, nhưng vẫn có những dao động đáng kể.
- + Ổn định chậm: Sau khoảng 15 giây, chuyển vị dần ổn định về mức 1 và duy trì ở mức này, cho thấy hệ thống đạt trạng thái cân bằng tĩnh.



Hình 5- 2. Đồ thị chuyển vị của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-2 với tín hiệu đầu vào là hàm Step có tín hiệu bậc là 1 cho thấy:

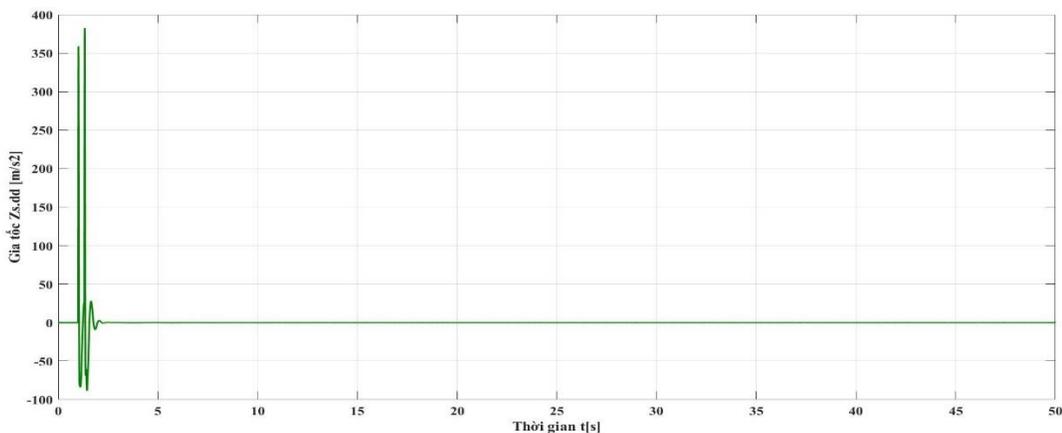
- + Giá trị xác lập: Đồ thị cho thấy chuyển vị của thân xe cuối cùng hội tụ về giá trị 1. Điều này cho thấy hệ thống có khả năng theo dõi tín hiệu đầu vào bước nhảy một cách chính xác sau một khoảng thời gian.
- + Chuyển vị ban đầu: chuyển vị thân xe tăng lên khoảng 1.13 do tín hiệu đầu vào hàm Step, nhưng không có dao động đáng kể sau đó.
- + Ổn định nhanh chóng: Sau xung ban đầu, chuyển vị duy trì ổn định quanh ở mức 1 suốt 50 giây.
- + Không có dao động dư: Hệ thống không cho thấy hiện tượng dao động kéo dài, chứng tỏ bộ điều khiển PID đã kiểm soát tốt chuyển vị.

Bảng 5- 1. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị chuyển vị thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình

| Bộ điều khiển | PID | Không PID |
|------------------------------------|------|-----------|
| Độ quá điều chỉnh (POT%) | 13 | 27 |
| Sai số xác lập $e_{sl}(s)$ | 0 | 0 |
| Thời gian xác lập $t_{sl}(s)$ (5%) | 15.4 | 15.4 |

Nhận xét dựa trên hai đồ thị kết quả mô phỏng cho thấy: So sánh hai đồ thị cho thấy khi không sử dụng bộ điều khiển PID, thân xe dao động mạnh với thời gian ổn định kéo dài, gây cảm giác rung lắc. Ngược lại, khi có PID, hệ thống nhanh chóng đạt trạng thái ổn định cho thấy bộ điều khiển PID giúp giảm chấn hiệu quả và nâng cao độ êm ái cho xe.

5.1.2 Gia tốc của thân xe

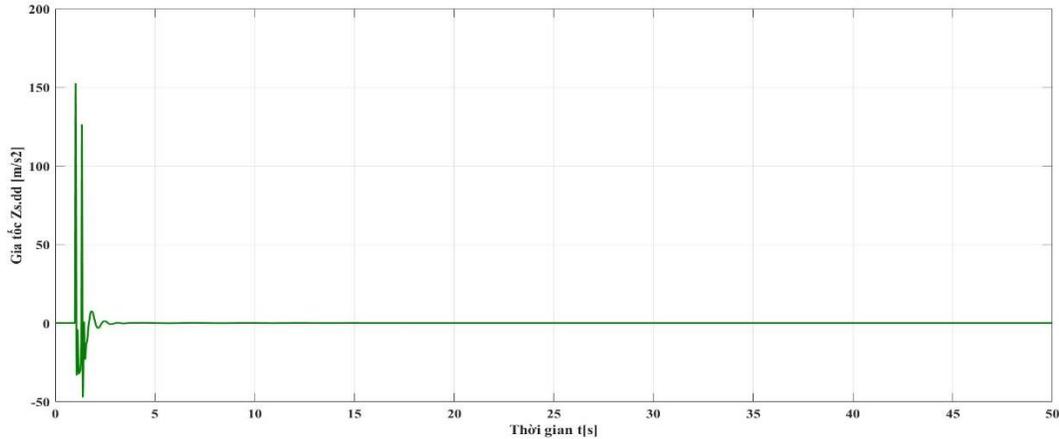


Hình 5- 3. Đồ thị gia tốc của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-3. Đồ thị gia tốc của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID cho thấy:

- + Gia tốc ban đầu rất lớn: gia tốc tăng đột ngột lên khoảng 380 m/s^2 , cho thấy xe chịu một xung lực mạnh, có thể do va chạm hoặc khởi động đột ngột.

- + Dao động mạnh và nhanh: Sau xung ban đầu, gia tốc dao động với biên độ giảm dần trong khoảng 5 giây đầu, từ 380 m/s^2 xuống 0 m/s^2 , nhưng vẫn có những biến động đáng kể.
- + Ổn định chậm: Sau khoảng 5 giây, gia tốc dần ổn định về 0 m/s^2 và duy trì ở mức gần bằng 0, cho thấy hệ thống cuối cùng đạt trạng thái cân bằng.



Hình 5- 4. Đồ thị gia tốc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-4. Đồ thị gia tốc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID cho thấy:

- + Phản ứng ban đầu: Gia tốc tăng đột ngột lên khoảng 150 m/s^2 ngay khi nhận tín hiệu, cho thấy hệ thống phản ứng nhanh với tín hiệu đầu vào.
- + Ổn định: Sau thời điểm ban đầu, gia tốc giảm về gần 0 và duy trì ở mức ổn định quanh 0 m/s^2 trong suốt thời gian còn lại, cho thấy bộ điều khiển PID hiệu quả trong việc đưa hệ thống về trạng thái cân bằng.
- + Hiệu quả của PID: Sự ổn định nhanh chóng và không có dao động đáng kể sau khi đạt đỉnh cho thấy bộ điều khiển PID đã cải thiện đáng kể so với trường hợp không sử dụng PID (như đồ thị chuyển vị trước đó).

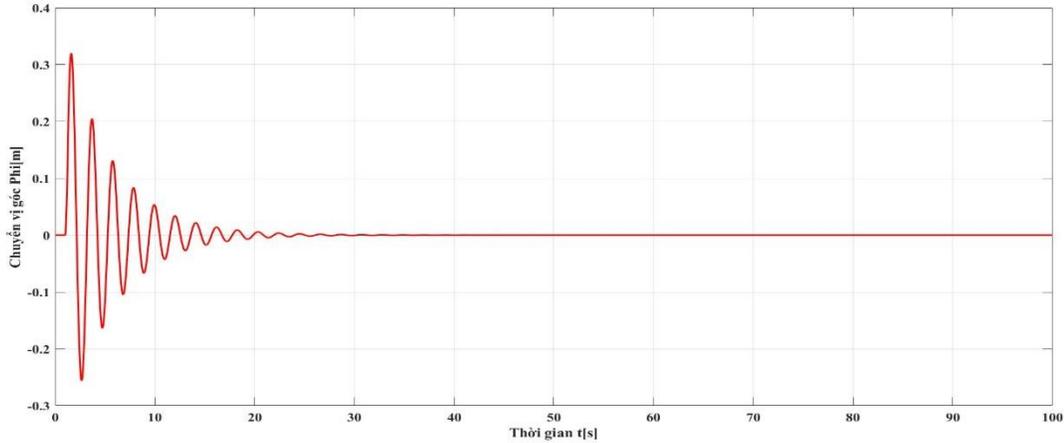
Bảng 5- 2. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị gia tốc thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình

| Bộ điều khiển | PID | Không PID |
|------------------------------------|-----|-----------|
| Độ quá điều chỉnh (POT%) | 0 | 0 |
| Sai số xác lập $e_{sl}(s)$ | 0 | 0 |
| Thời gian xác lập $t_{sl}(s)$ (5%) | 3.5 | 3.5 |

Nhận xét dựa trên hai đồ thị kết quả mô phỏng cho thấy: So sánh đồ thị gia tốc của thân xe sử dụng và không sử dụng bộ điều khiển PID cho thấy sự khác biệt rõ rệt. Với PID, gia tốc tăng đột ngột lên 150 m/s^2 rồi ổn định nhanh chóng ở 0 m/s^2 , thể hiện khả năng kiểm soát hiệu quả và không có dao động đáng kể. Ngược lại, không sử dụng PID, gia tốc tăng lên 380 m/s^2 , dao động mạnh trước khi ổn định ở 0 m/s^2 sau vài giây, phản ánh sự thiếu ổn định và phản ứng

không tối ưu. Bộ điều khiển PID rõ ràng cải thiện đáng kể độ ổn định và hiệu suất của hệ thống.

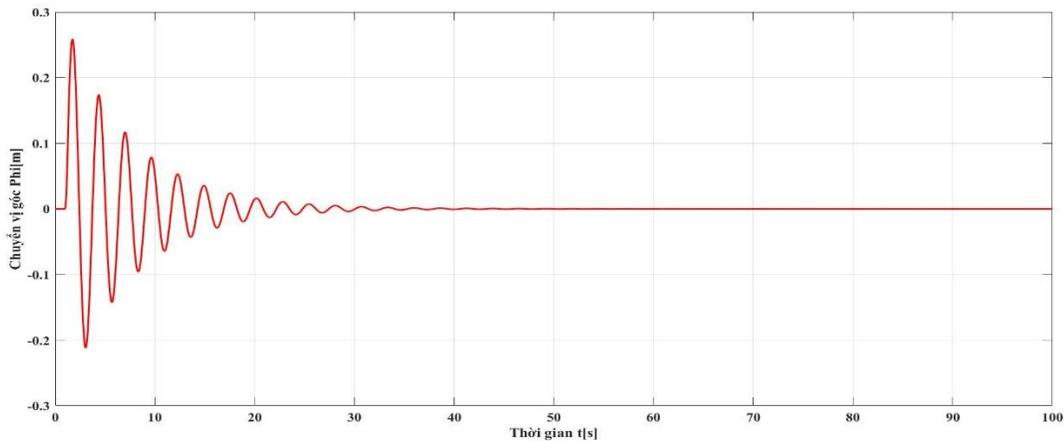
5.1.3 Chuyển vị góc của thân xe



Hình 5- 5. Đồ thị chuyển vị góc của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-5. Đồ thị chuyển vị góc của thân xe không dùng bộ điều khiển PID cho thấy:

- + Phản ứng ban đầu: Chuyển vị góc tăng đột ngột lên khoảng 0.3 rad, cho thấy phản ứng nhanh và mạnh.
- + Dao động: Sau đỉnh ban đầu, chuyển vị góc dao động mạnh trong khoảng ± 0.3 rad trong khoảng 20-30 giây, phản ánh sự thiếu ổn định của hệ thống.
- + Ổn định: Sau thời gian dao động, chuyển vị góc ổn định quanh 0 rad từ khoảng 30 giây trở đi, nhưng quá trình này kéo dài và không chính xác ngay lập tức.
- + Hiệu suất: Sự dao động kéo dài và overshoot cho thấy hệ thống không sử dụng PID thiếu khả năng điều chỉnh, cần bộ điều khiển để cải thiện độ ổn định.



Hình 5- 6. Đồ thị chuyển vị góc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-6. Đồ thị chuyển vị góc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID cho thấy:

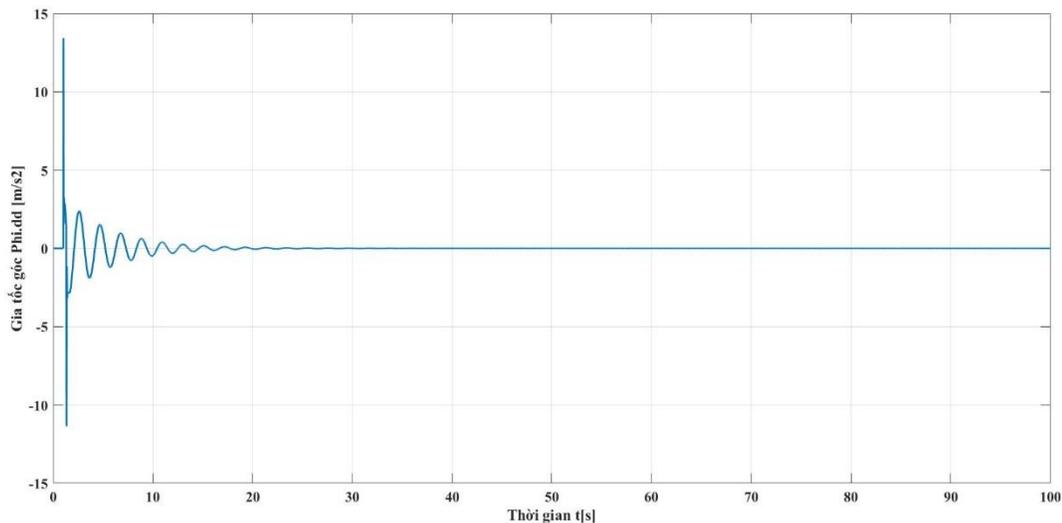
- + Phản ứng ban đầu: Chuyển vị góc tăng đột ngột lên khoảng 0.25 rad, cho thấy phản ứng nhanh với tín hiệu đầu vào.
- + Dao động: Sau đỉnh ban đầu, chuyển vị góc dao động trong khoảng ± 0.2 rad trong khoảng 20-30 giây, phản ánh sự điều chỉnh của PID nhưng vẫn còn một số dao động.
- + Ổn định: Từ khoảng 30 giây trở đi, chuyển vị góc ổn định quanh 0 rad, cho thấy PID đã hiệu quả trong việc đưa hệ thống về trạng thái cân bằng.
- + Hiệu suất: So với không dùng PID, dao động giảm dần và ổn định nhanh hơn.

Bảng 5- 3. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị chuyển vị góc thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình

| Bộ điều khiển | PID | Không PID |
|------------------------------------|------|-----------|
| Độ quá điều chỉnh (POT%) | 0 | 0 |
| Sai số xác lập $e_{sl}(s)$ | 0 | 0 |
| Thời gian xác lập $t_{sl}(s)$ (5%) | 35.6 | 35.6 |

Nhận xét dựa trên hai đồ thị kết quả mô phỏng cho thấy: So sánh đồ thị chuyển vị góc của thân xe sử dụng và không sử dụng bộ điều khiển PID cho thấy sự khác biệt rõ rệt. Với PID, chuyển vị góc tăng lên 0.25 rad, dao động trong ± 0.2 rad rồi ổn định quanh 0 rad sau khoảng 20-30 giây, thể hiện dao động đã được kiểm soát tốt và dao động ít hơn. Ngược lại, không dùng PID, chuyển vị góc tăng lên 0.3 rad, dao động mạnh trong ± 0.3 rad trong 20-30 giây trước khi ổn định, phản ánh sự thiếu ổn định. Bộ điều khiển PID cải thiện đáng kể thời gian ổn định và giảm dao động và hiệu suất của hệ thống.

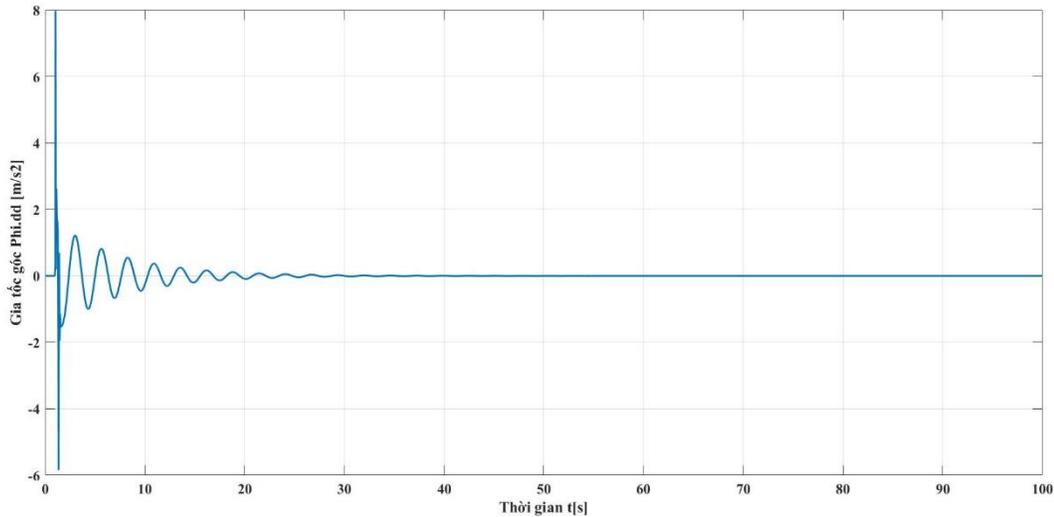
5.1.4 Gia tốc góc của thân xe



Hình 5- 7. Đồ thị gia tốc góc của thân xe không sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-7. Đồ thị gia tốc góc của thân xe không dùng bộ điều khiển PID cho thấy:

- + Phản ứng ban đầu: Gia tốc góc tăng đột ngột lên khoảng 13.5 rad/s^2 , cho thấy phản ứng nhanh nhưng không kiểm soát.
- + Dao động: Sau đỉnh ban đầu, gia tốc góc dao động trong khoảng $\pm 3.5 \text{ rad/s}^2$ trong khoảng 10-20 giây, phản ánh sự thiếu ổn định.
- + Ổn định: Từ khoảng 20 giây trở đi, gia tốc góc ổn định quanh 0 rad/s^2 , nhưng quá trình này kéo dài và có dao động đáng kể.
- + Hiệu suất: Sự dao động lớn và thời gian ổn định lâu cho thấy hệ thống không sử dụng PID hoạt động kém hiệu quả, cần bộ điều khiển để cải thiện.



Hình 5- 8. Đồ thị gia tốc góc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID

Dựa trên hình 5-8. Đồ thị gia tốc góc của thân xe sử dụng bộ điều khiển PID cho thấy:

- + Phản ứng ban đầu: Gia tốc góc tăng đột ngột lên khoảng 8 rad/s^2 , cho thấy phản ứng nhanh với tín hiệu đầu vào.
- + Ổn định: Sau đỉnh ban đầu, gia tốc góc dao động trong khoảng $\pm 1.5 \text{ rad/s}^2$ trong khoảng 10-20 giây đầu và duy trì ổn định suốt thời gian còn lại, thể hiện khả năng kiểm soát hiệu quả của PID.
- + Hiệu suất: Không có dao động đáng kể sau khi ổn định, cho thấy bộ điều khiển PID hoạt động tối ưu và đảm bảo trạng thái cân bằng nhanh chóng.

Bảng 5- 4. Đánh giá chất lượng hệ thống treo qua đồ thị gia tốc góc thân xe trong mô phỏng dao động mô hình nửa xe (haft-car) theo điều kiện địa hình

| Bộ điều khiển | PID | Không PID |
|------------------------------------|------|-----------|
| Độ quá điều chỉnh (POT%) | 0 | 0 |
| Sai số xác lập $e_{sl}(s)$ | 0 | 0 |
| Thời gian xác lập $t_{sl}(s)$ (5%) | 25.5 | 25.5 |

Nhận xét dựa trên hai đồ thị kết quả mô phỏng cho thấy: So sánh đồ thị gia tốc góc của thân xe sử dụng và không sử dụng bộ điều khiển PID cho thấy sự khác biệt rõ ràng. Với PID, gia

tốc góc tăng đột ngột lên 8 rad/s^2 rồi dao động trong $\pm 1.5 \text{ rad/s}^2$ trong 10-20 giây, sau đó duy trì ổn định mà không có dao động, thể hiện khả năng kiểm soát tối ưu. Ngược lại, không dùng PID, gia tốc góc đạt 13.5 rad/s^2 , dao động trong $\pm 3.5 \text{ rad/s}^2$ suốt 10-20 giây trước khi ổn định, phản ánh sự thiếu ổn định. Bộ điều khiển PID cải thiện đáng kể hiệu suất, giảm dao động và đảm bảo ổn định nhanh chóng.

5.2 Đánh giá hiệu quả của bộ điều khiển PID

Bộ điều khiển PID được tích hợp vào mô hình nửa xe nhằm giảm dao động thân xe do ảnh hưởng từ mặt đường gồ ghề, từ đó cải thiện độ êm ái và độ ổn định khi vận hành. Qua các kết quả mô phỏng bao gồm chuyển vị thân xe, chuyển vị góc thân xe, gia tốc thân xe và gia tốc góc, có thể rút ra những đánh giá sau:

Ưu điểm:

- Giảm biên độ dao động đáng kể: Biên độ dao động của thân xe ở trạng thái ổn định đã được giảm mạnh so với giai đoạn đầu. Đặc biệt, dao động quay (ngiên xe) giảm dần về giá trị ổn định sau khoảng 30 giây, cho thấy hiệu quả dập dao động tốt.
- Thời gian quá độ ngắn: Hệ thống nhanh chóng đạt trạng thái ổn định sau khoảng 20–30 giây, là kết quả khả quan cho một hệ thống cơ khí có nhiều bậc tự do.
- Tín hiệu điều khiển mượt và ổn định: PID điều khiển tín hiệu lực tác động đến hệ thống treo mà không gây dao động lớn, tránh gây phản ứng ngược hoặc mất ổn định.
- Cải thiện độ êm ái khi vận hành: Gia tốc thân xe và gia tốc quay được duy trì ở mức thấp, góp phần nâng cao sự thoải mái cho hành khách và bảo vệ cấu trúc xe.

Hạn chế:

- Vẫn tồn tại dao động tần cao: Trong tín hiệu gia tốc quay, vẫn xuất hiện các dao động nhỏ tần số cao kéo dài đến cuối quá trình mô phỏng, có thể gây ảnh hưởng nhẹ đến cảm giác êm ái.
- Bộ PID cần tinh chỉnh thêm: Để loại bỏ hoàn toàn rung động còn lại và đáp ứng tốt hơn với địa hình gồ ghề hơn, cần tối ưu thêm hệ số PID hoặc thử các giải pháp điều khiển nâng cao (như LQR, H_∞ hoặc Fuzzy-PID).

Tóm lại, Dựa trên kết quả mô phỏng, có thể thấy rõ hiệu quả vượt trội của bộ điều khiển PID trong việc giảm thiểu dao động của mô hình nửa xe (haft-car) trên địa hình gồ ghề. So với hệ thống không sử dụng bộ điều khiển, đáp ứng của thân xe khi có PID đã được cải thiện một cách đáng kể, thể hiện qua khả năng đạt giá trị xác lập 1 một cách nhanh chóng, gần như tức thời. Đặc biệt ấn tượng là việc loại bỏ hoàn toàn độ vọt lố và các dao động kéo dài, mang lại một đường cong đáp ứng mượt mà và ổn định tuyệt đối. Điều này không chỉ giúp nâng cao đáng kể sự thoải mái cho người ngồi trong xe bằng cách giảm thiểu gia tốc thân xe, mà còn đảm bảo khả năng bám đường liên tục của bánh xe, từ đó cải thiện tính an toàn và khả năng điều khiển của phương tiện. Tóm lại, bộ điều khiển PID đã phát huy tối đa vai trò của mình, biến một hệ thống ban đầu có xu hướng dao động mạnh thành một hệ thống ổn định, phản ứng

nhanh nhạy và hiệu quả, minh chứng cho sự tối ưu hóa xuất sắc trong thiết kế hệ thống treo chủ động.

5.3 Kết luận và hướng phát triển

5.3.1 Kết luận

Trong đề tài này, mô hình dao động nửa xe (haft-car) đã được xây dựng và mô phỏng trong môi trường MATLAB/Simulink, với việc tích hợp bộ điều khiển PID nhằm giảm thiểu dao động do tác động từ điều kiện địa hình.

Các kết quả mô phỏng cho thấy:

- + Mô hình nửa xe (haft-car) được xây dựng đầy đủ dựa trên các thông số thực tế, mô tả chính xác tương tác giữa các khối lượng, lò xo và giảm chấn trong hệ thống treo.
- + Việc tích hợp bộ điều khiển PID cho cả cầu trước và cầu sau giúp cải thiện rõ rệt đáp ứng dao động, giảm biên độ và thời gian hồi phục sau khi xe đi qua các địa hình không bằng phẳng.
- + Quá trình mô phỏng cho thấy hiệu quả của điều khiển PID trong việc nâng cao độ ổn định thân xe và tăng sự êm ái cho hành khách.
- + Các thông số mô phỏng được tối ưu hóa tham khảo từ mẫu xe thực tế (Toyota Vios), bảo đảm tính ứng dụng cao trong điều kiện thực tiễn.

Kết quả và quá trình mô phỏng là tiền đề quan trọng cho việc nghiên cứu và phát triển các hệ thống treo thông minh hơn trong tương lai, cũng như minh chứng cho hiệu quả của phương pháp điều khiển PID trong lĩnh vực ô tô. Đồng thời, đề án cũng khẳng định tiềm năng và vai trò mạnh mẽ của công cụ MATLAB/Simulink trong phân tích và thiết kế hệ thống cơ khí và cơ điện tử phức tạp.

5.3.2 Hạn chế của mô hình hiện tại

Tuy đạt được những kết quả tích cực, mô hình vẫn tồn tại một số hạn chế:

- + Dao động tần số cao vẫn xuất hiện trong tín hiệu gia tốc góc và gia tốc của thân xe, cho thấy bộ PID chưa triệt tiêu hoàn toàn nhiễu rung động.
- + Mô hình giả định hệ thống tuyến tính và sử dụng tín hiệu mặt đường đơn giản, chưa phản ánh hết đặc trưng của địa hình thực tế.
- + Chưa có so sánh định lượng với các bộ điều khiển khác để đánh giá mức độ tối ưu của PID.

5.3.3 Hướng phát triển trong tương lai

Để nâng cao chất lượng mô phỏng và độ chính xác trong nghiên cứu, em xin đề xuất hướng phát triển của đề án như sau:

- Tìm hiểu, học hỏi và trau dồi thêm về những giải thuật điều khiển cao cấp hơn như: điều khiển mờ (fuzzy logic controller) để tối ưu hóa toàn cục; điều khiển tối ưu LQR, LQG để

cải thiện khả năng thích nghi khi hệ thống thay đổi; H_∞ (H-infinity) để tăng cường độ bền và khả năng kháng nhiễu;...

– Áp dụng được những giải thuật cao cấp hơn vào đồ án mô phỏng dao động trong mô hình nửa xe. Mà trước tiên, em sẽ ưu tiên giải thuật điều khiển mờ để áp dụng vào đồ án điều khiển dao động, làm sao cho đáp ứng ngõ ra hệ thống ít nhất phải tốt hơn hoặc bằng giải thuật điều khiển PID.

– Từ những kiến thức đã học được từ mô phỏng dao động của mô hình nửa xe (haft-car), ta tiếp tục nghiên cứu, phát triển, thiết kế mô hình dao động của mô hình nguyên xe (full-car) với những giải thuật từ cơ bản đến phức tạp mà ta nên ưu tiên cho PID và mờ. Vì 2 giải thuật này dễ tiếp cận và dễ hiểu, từ đó giúp chúng ta hiểu sâu thêm về thuật toán, là tiền đề để chúng ta áp dụng cho những giải thuật cao cấp hơn.

=> Ngoài ra, em nên thiết kế và áp dụng càng nhiều giải thuật điều khiển cho nhiều mô hình thực tế khác nhau như hệ thống treo chủ động, hệ thống lái thông minh, hệ thống phanh hoặc các hệ thống điều khiển trong công nghiệp, giao thông,.. để hiểu hơn về ngành cơ khí mà mình theo học. Bản chất thì ngành điều khiển sinh ra để áp dụng cho những ngành nghề và các lĩnh vực khác. Vì vậy, Việc áp dụng đa dạng vào các bài toán điều khiển sẽ giúp sinh viên hiểu sâu bản chất và tăng cường khả năng thích nghi với nhiều lĩnh vực khác nhau và giúp chúng em ngày càng trau dồi kiến thức và thiết kế được nhiều mô hình thực tế khác nhau cho nhiều lĩnh vực thì kiến thức, chuyên môn chúng em cũng học hỏi thêm được từ những ngành nghề và lĩnh vực đó nữa.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. PGS.TS. Lê Minh Đức. “Bài giảng Dao động và tiếng ồn động cơ”. Đại Học Bách Khoa Đà Nẵng, 2024.
- [2]. Đặng Quý, Đỗ Văn Dũng, Dương Tuấn Tùng. “Giáo trình thiết kế ô tô”. Nhà xuất bản Đại Học Quốc Gia Thành Phố Hồ Chí Minh, 2021.
- [3]. TS. Phan Minh Đức. “Bài giảng Lý thuyết ô tô”. Đại Học Bách Khoa Đà Nẵng, 2021.
- [4]. Nguyễn Hữu Thảo. “Mô phỏng dao động ô tô bằng MATLAB/Simulink”. Đại học Đà Nẵng, 2012.
- [5]. TS. Nguyễn Tuấn Anh. “Bài giảng Tin học Ứng dụng trong Khai thác Kỹ Thuật Ô tô-Máy kéo”. Đại Học Công Nghiệp Hà Nội, 2017.
- [6]. PGS. TS. Nguyễn Trọng Hoan. “Giáo trình Thiết kế tính toán ô tô”. Nhà xuất bản giáo dục, 2019.
- [7]. Công ty Toyota. “Toyota Vios Service & Repair Manual (2012 & 2014)” tài liệu của hãng Toyota, 2012.
- [8]. Công ty Toyota. “Toyota Vios Yaris NCP15# Repair Manual & EWD (2014–2015)” tài liệu của hãng Toyota, 2014.
- [9]. Hoàng Anh Thái. “Nghiên cứu ảnh hưởng của dao động liên kết giữa hệ thống truyền lực và hệ thống treo đến độ êm dịu chuyển động của ô tô”. Đại học Thái Nguyên, 2018.
- [10]. GS.TSKH. Nguyễn Văn Khang, TS. Nguyễn Thị Vân Hương. “Giáo trình Dao động kỹ thuật”. Nhà xuất bản Bách Khoa Hà Nội, 2023.
- [11]. TS. Phan Xuân Minh, Hà Thị Kim Duyên, Phạm Xuân Khánh TS. “Giáo trình Lý thuyết điều khiển tự động”. Nhà xuất bản giáo dục, 2008.
- [12]. Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G., & Giuclea, M. “Semi-active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness”. Springer, 2008.
- [13]. Rajamani, R. “Vehicle Dynamics and Control”. Springer, 2011 (2nd Edition).
- [14]. Hac, A. “Suspension optimization of a 2-axle vehicle model using a stochastic optimal control technique”. Vehicle System Dynamics, Published by Taylor & Francis, 1985.
- [15]. Sun, L., & Deng, J. “An analytical study on the stochastic vibration of half-vehicle model with random road input”. Journal of Sound and Vibration, Elsevier, 2007.

- [16]. Duym, S. “Simulation tools, modeling and identification for an automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics”. Vehicle System Dynamics, Published by Taylor & Francis, 2000.
- [17]. International Organization for Standardization (ISO). “ISO 2631-1:1997 (Confirmed 2014) – Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration – Part 1: General Requirements”. ISO, Geneva, 1997.

PHỤ LỤC

Chương trình trên Matlab Simulink

```
% Mô phỏng phân tích dao động của mô hình nửa xe theo điều kiện địa hình
% Thông số kỹ thuật tham khảo từ xe Toyota Vios
clc; clear;
ms=510; % Khối lượng được treo
mul=40; % Khối lượng không được treo cầu trước
mu2=50; % Khối lượng không được treo cầu sau
Ks1=(1.8)*10^3; % Hệ số cản giảm chấn của HTT cầu trước
Ks2=(1.8)*10^3; % Hệ số cản giảm chấn của HTT cầu sau
Kt1=0; % Hệ số cản giảm chấn của lớp trước
Kt2=0; % Hệ số cản giảm chấn của lớp sau
Ct1=16*10^4; % Độ cứng của lớp trước
Ct2=16*10^4; % Độ cứng của lớp sau
Cs1=3*10^4; % Độ cứng lò xo của HTT cầu trước
Cs2=2.8*10^4; % Độ cứng lò xo của HTT cầu trước
q0=0.05; % Mập mạp mặt đường
w=10; % Tần số góc
a=1.326; % Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước
b=1.224; % Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu sau
Jsy=14*10^3; % Mômen quán tính
L=a+b; % Chiều dài cơ sở của xe
V=30/3.6; % Vận tốc trung bình của xe
Kp = 12; % Độ lợi khâu tỉ lệ
Ki = 131; % Độ lợi khâu tích phân
Kd = 2; % Độ lợi khâu vi phân
```