

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**ANÁLISIS Y DISEÑO DE PROTOTIPO DE
SUSPENSIÓN ACTIVA PARA
AUTOMÓVILES**

**(Analysis and design of an active suspension
prototype for automobiles)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA ELECTRÓNICA
INDUSTRIAL Y AUTOMÁTICA**

Autor: Ignacio Gómez de la Fuente

Junio 2025

Resumen

Este trabajo tiene como objetivo el análisis de los sistemas de suspensión en automóviles y de los modelos utilizados para su estudio, así como el diseño y desarrollo de un sistema de suspensión semiactiva. El sistema cuenta con un controlador basado en lógica borrosa que permite ajustar el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador en función de las condiciones dinámicas del vehículo. El desarrollo se realiza en el entorno de MATLAB/Simulink, donde se modela un sistema de un cuarto de vehículo y se implementa el controlador.

La validez del sistema se evalúa a partir de simulaciones, comparando el comportamiento del sistema con y sin controlador ante diferentes entradas que modelan situaciones de la carretera. Además, se analizan los sensores necesarios para la implementación del sistema, así como el estudio de un amortiguador variable que permita ajustar el coeficiente de amortiguamiento.

Abstract

This work aims to analyze vehicle suspension systems and the models used for their study, as well as to design and develop a semi-active suspension system. The system includes a fuzzy logic-based controller that adjusts the damping coefficient of the shock absorber according to the vehicle's dynamic conditions. The development is carried out in the MATLAB/Simulink environment, where a quarter-car model is implemented along with the controller.

The system's effectiveness is evaluated through simulations, comparing the behavior of the suspension with and without the controller under different input conditions that simulate various road profiles. In addition, the necessary sensors for implementing the system are analyzed, as well as the design of a variable damper that allows the adjustment of the damping coefficient.

Agradecimientos

Quiero dedicar este trabajo a todas las personas que me han acompañado y apoyado a lo largo de estos cuatro años de carrera. A mis compañeros de clase y amigos, por todos los momentos compartidos, tanto dentro como fuera del aula. A mi pareja, por su apoyo incondicional y su paciencia en los momentos más difíciles.

También me gustaría agradecer a mi tutor, Luciano, por su orientación y por los consejos que me han guiado durante el desarrollo de este proyecto.

Y por último, a mi familia, y especialmente a mi madre. A pesar de las dificultades que le tocó vivir, siempre se mantuvo positiva y me animó a acabar la carrera. Este trabajo también es tuyo. Gracias a ti, soy la persona que soy hoy.

Índice general

Resumen	I
Abstract	II
Agradecimientos	III
Índice de figuras	VII
Índice de tablas	IX
1 Introducción	1
1.1 Motivación	1
1.2 Contexto	1
1.3 Objetivos del proyecto	2
1.4 Metodología y enfoque del trabajo	2
1.5 Estructura del documento	3
2 Sistemas de suspensión en automóviles	4
2.1 Introducción	4
2.2 Evolución de los sistemas de suspensión	4
2.3 Componentes básicos del sistema de suspensión	5
2.3.1 Masa suspendida y no suspendida	5
2.3.2 Geometrías de suspensión	6
2.3.3 Amortiguadores	7
2.3.4 Muelles	8
2.4 Tipos de sistemas de suspensión	9
2.4.1 Sistema de suspensión pasivo	9
2.4.2 Sistema de suspensión activo	10
2.4.3 Sistema de suspensión semiactivo	10
2.4.4 Comparación de los sistemas de suspensión	11
3 Modelos matemáticos de los sistemas de suspensión	13
3.1 Introducción	13

3.2	Modelo de un cuarto de vehículo	14
3.2.1	Descripción del modelo	14
3.2.2	Ecuaciones diferenciales modelo de un cuarto de vehículo	15
3.2.3	Representación mediante funciones de transferencia	17
3.2.4	Representación en espacio de estados	19
3.3	Modelo de bicicleta	20
3.3.1	Descripción del modelo	20
3.3.2	Ecuaciones diferenciales	22
3.4	Modelo de medio vehículo	22
3.4.1	Descripción del modelo	22
3.4.2	Ecuaciones diferenciales	24
3.5	Modelo completo de vehículo	24
3.5.1	Descripción del modelo	24
3.5.2	Ecuaciones diferenciales	26
4	Metodologías de control	28
4.1	Introducción	28
4.1.1	Metodologías de control convencional	28
4.1.2	Metodologías de control inteligente	30
4.2	Lógica Fuzzy	31
4.2.1	Módulo de fuzzificación	32
4.2.2	Módulo de inferencia	32
4.2.3	Módulo de defuzzificación	33
5	Diseño del prototipo	35
5.1	Introducción	35
5.2	Diseño del controlador	36
5.2.1	Entradas y salidas del controlador	36
5.2.2	Funciones de pertenencia	37
5.2.3	Reglas de control	37
5.3	Diseño del amortiguador variable	41
5.3.1	Estudio del amortiguador variable	41
5.3.2	Implementación del amortiguador variable	44
5.4	Sensores para el sistema semiactivo	45
5.4.1	Medición de desplazamiento relativo	46
5.4.2	Medición de la aceleración	49
5.5	Fundamentos del filtro de Kalman	50
5.5.1	Conceptos básicos	50
5.5.2	Algoritmo del filtro de Kalman	51

6	Simulación	53
6.1	Introducción	53
6.2	Parámetros del sistema	53
6.3	Perfiles de carretera	54
6.3.1	Entrada tipo escalón	54
6.3.2	Entrada tipo secuencia de escalones	55
6.4	Modelo de un cuarto de vehículo	55
6.5	Simulación del sistema pasivo	57
6.6	Simulación del sistema semiactivo	59
6.7	Comparación de los sistemas pasivo y semiactivo	59
7	Conclusiones y trabajo futuro	63
7.1	Conclusiones	63
7.2	Trabajo futuro	64
8	Bibliografía	65
A	Código Quarter Car Model	69
B	Código controlador Fuzzy	71
C	Código diseño de la válvula	74

Índice de figuras

2.1	Esquema de un sistema de suspensión pasivo	9
2.2	Esquema de un sistema de suspensión activo	10
2.3	Esquema de un sistema de suspensión semiactivo	11
3.1	Modelo de un cuarto de vehículo.	15
3.2	Fuerzas que actúan en el modelo de un cuarto de vehículo	16
3.3	Esquema modelo de bicicleta [11].	21
3.4	Esquema modelo de medio vehículo [11].	23
3.5	Esquema modelo completo del vehículo [11].	25
4.1	Esquema de un sistema de control adaptativo con regulador autoajutable.	29
4.2	Esquema de un sistema fuzzy [18].	32
4.3	Ejemplos de funciones de pertenencia comunes.	32
5.1	Diagrama de flujo del sistema de control de suspensión	35
5.2	Funciones de pertenencia del desplazamiento de la masa suspendida.	37
5.3	Funciones de pertenencia de la velocidad de la masa suspendida.	38
5.4	Funciones de pertenencia del coeficiente de amortiguamiento.	38
5.5	Superficie de control del controlador fuzzy.	40
5.6	<i>Rule Interference</i> del controlador fuzzy.	40
5.7	Ajuste de la dureza en un amortiguador de manera manual [22].	44
5.8	Ajuste de la dureza en un amortiguador mediante un motor paso a paso [23].	44
5.9	Esquema funcionamiento de una LVDT.	47
5.10	Esquema funcionamiento de un sensor potenciométrico.	47
5.11	Esquema funcional de un filtro de Kalman.	52
6.1	Bloque Simulink entrada tipo escalón.	55
6.2	Bloque Simulink entrada tipo secuencia de escalones.	55
6.3	Bloque Simulink del modelo de un cuarto de vehículo.	57
6.4	Esquema Simulink para la simulación del sistema pasivo.	57
6.5	Simulación del desplazamiento de la masa suspendida.	58
6.6	Simulación de la velocidad de la masa suspendida.	58
6.7	Esquema Simulink para la simulación del sistema semiactivo.	59

6.8	Secuencia de escalones para la comparación de los modelos.	60
6.9	Comparación desplazamiento de la masa suspendida entre el modelo pasivo y el semiactivo ante secuencia de escalones.	61
6.10	Comparación desplazamiento de la masa suspendida entre el modelo pasivo y el semiactivo ante escalón.	62

Índice de tablas

2.1	Comparación de los sistemas de suspensión.	12
3.1	Descripción de parámetros del modelo de bicicleta.	21
3.2	Descripción de parámetros del modelo medio vehículo	23
3.3	Descripción de parámetros del modelo completo del vehículo.	25
5.1	Matriz de reglas borrosas del nuevo controlador.	39
5.2	Comparación entre sensores LVDT y potenciómetros lineales.	48
5.3	Comparación sensores de desplazamiento comerciales	48
5.4	Comparación de acelerómetros comerciales	49
5.5	Descripción de los términos de las ecuaciones del filtro de Kalman.	52
6.1	Parámetros del vehículo para la simulación [11].	54
6.2	Comparación del error cuadrático medio para los sistemas con y sin regulador.	60
6.3	Comparación de la dinámica del sistema con y sin regulador.	61

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

Durante el desarrollo de mis prácticas en la empresa Ukyfu Racing S.L., surgió la idea de diseñar un sistema de regulación activa para la suspensión de un automóvil. Ukyfu Racing es una empresa cántabra especializada en el sector de la automoción, centrada en el diseño de amortiguadores de competición.

A lo largo de las prácticas, adquirí nociones básicas sobre el funcionamiento de los amortiguadores y los principios fundamentales para el desarrollo de un sistema de regulación activa. Esta experiencia despertó mi interés en la optimización del rendimiento de los sistemas de suspensión, lo que motivó la elección de este tema para este proyecto.

1.2. Contexto

La suspensión constituye una de las partes fundamentales del vehículo, ya que influye directamente en su estabilidad, confort y capacidad de respuesta en diferentes condiciones de conducción. Su función principal es absorber las irregularidades del terreno, mantener el contacto óptimo entre las ruedas y la superficie de la carretera, y garantizar un control adecuado del vehículo en curvas, frenadas y aceleraciones.

En los vehículos de competición, donde las exigencias dinámicas son significativamente mayores, el sistema de suspensión desempeña un papel crítico.

1.3. Objetivos del proyecto

El objetivo principal de este proyecto es estudiar los sistemas de suspensión en automóviles y diseñar un sistema de suspensión semiactivo.

Para lograr este objetivo, se plantean los siguientes objetivos específicos:

1. Estudiar los distintos tipos de suspensión existentes (pasiva, semiactiva y activa), analizando sus características, ventajas e inconvenientes en aplicaciones automovilísticas.
2. Seleccionar el tipo de suspensión más adecuado para el desarrollo del sistema de control.
3. Determinar el modelo dinámico más apropiado para representar el sistema de suspensión y obtener las ecuaciones que modelan su dinámica.
4. Estudiar las diferentes estrategias de control que se pueden aplicar y determinar cuál es la más adecuada.
5. Diseñar el controlador para el sistema de suspensión. Además, estudiar cómo se puede implementar un amortiguador variable y los diferentes tipos de sensores que serían necesarios para el funcionamiento del sistema.
6. Simular el sistema de suspensión con el controlador diseñado, analizando su comportamiento y comparándolo con un sistema de suspensión sin regulador.

1.4. Metodología y enfoque del trabajo

El desarrollo del proyecto se ha abordado desde un enfoque teórico y de simulación. En primer lugar, se ha llevado a cabo un estudio teórico de los sistemas de suspensión. Posteriormente, se ha modelado un sistema de un cuarto de vehículo utilizando ecuaciones diferenciales, funciones de transferencia y representación en espacio de estados.

Una vez definido el modelo, se ha desarrollado un controlador basado en lógica fuzzy para regular el coeficiente de amortiguamiento del sistema. Este controlador se ha implementado en el entorno de simulación Simulink mediante la herramienta *Fuzzy Logic Designer*.

Finalmente, se han realizado diversas simulaciones con el objetivo de analizar la respuesta del sistema ante diferentes perfiles de carretera. Los resultados obtenidos se

han comparado con los de un sistema pasivo para evaluar la mejora del comportamiento dinámico.

Durante todo el proceso se ha recurrido a bibliografía técnica y artículos científicos para apoyar el desarrollo del proyecto. Además, se ha utilizado el software MATLAB/Simulink como herramienta principal para la simulación y análisis del sistema de suspensión.

1.5. Estructura del documento

El documento se encuentra estructurado en varios capítulos que siguen una secuencia lógica desde el análisis del problema hasta la simulación y validación del sistema propuesto.

En el *Capítulo 2: Sistemas de suspensión en automóviles* se introduce el contexto histórico de los sistemas de suspensión y cómo ha sido su evolución a lo largo del tiempo. Se describen los componentes básicos de un sistema de suspensión y se presentan los diferentes tipos existentes, con el objetivo de determinar cuál es el más adecuado para el desarrollo del proyecto.

En el *Capítulo 3: Modelos matemáticos de los sistemas de suspensión* se desarrollan los modelos matemáticos existentes para estudiar los sistemas de suspensión en vehículos. Se elige el modelo dinámico de un cuarto de vehículo, del que se obtienen sus ecuaciones diferenciales, así como la representación mediante funciones de transferencia y variables de estado.

En el *Capítulo 4: Metodologías de control* se analizan las diferentes estrategias de control que se pueden aplicar a los sistemas de suspensión y se elige la más adecuada.

En el *Capítulo 5: Diseño del prototipo* se describe el desarrollo de un controlador basado en lógica fuzzy, así como la propuesta de implementación de un amortiguador de coeficiente variable. También se analizan los sensores necesarios y la estructura general del sistema de control.

En el *Capítulo 6: Simulación* se presentan los resultados de las simulaciones realizadas en el entorno MATLAB/Simulink, comparando el comportamiento del sistema con y sin controlador ante diferentes perfiles de carretera. Se comparan parámetros como el error cuadrático medio, el máximo sobreimpulso y el tiempo de establecimiento.

Finalmente, en el *Capítulo 7: Conclusiones y trabajo futuro* se presentan las conclusiones del trabajo realizado y se proponen posibles líneas de trabajo futuro.

Capítulo 2

Sistemas de suspensión en automóviles

2.1. Introducción

En el presente capítulo, se va a proporcionar una visión general de los sistemas de suspensión utilizados en los automóviles, destacando su evolución histórica, los componentes principales que los conforman y los diferentes tipos de sistemas disponibles en la actualidad. Además, se analizan las características, ventajas y limitaciones de cada tipo de suspensión, así como su impacto en el confort, la estabilidad y el rendimiento del vehículo.

2.2. Evolución de los sistemas de suspensión

La suspensión tiene sus orígenes en los carruajes de tracción animal, donde se utilizaban ballestas longitudinales y asientos acolchados para mejorar la comodidad de los pasajeros. Con el tiempo, se implementaron sistemas más avanzados, como la suspensión de la cabina mediante correas de cuero sujetas a soportes metálicos, lo que proporcionó una mayor absorción de impactos [1].

Con la invención del automóvil a finales del siglo XIX, se hizo evidente la necesidad de desarrollar sistemas de suspensión más eficientes. Uno de los primeros modelos en incorporar suspensión fue el triciclo de Carl Benz en 1885, que utilizaba ballestas en su eje motriz. En 1901, la empresa Mors introdujo los primeros amortiguadores neumáticos, aunque su adopción masiva tardó algunas décadas. Poco después, en 1906, Brush Motor Company implementó muelles helicoidales en un coche de producción, marcando un hito en la evolución de la suspensión automotriz [2].

Durante la década de 1920, se realizaron importantes avances con la introducción de las barras de torsión por Leyland Motors y la suspensión independiente por Lancia en 1922. Este tipo de suspensión permitió que cada rueda reaccionara de manera autónoma a las irregularidades del terreno, mejorando significativamente la estabilidad y la comodidad en la conducción. En 1934, Citroën lanzó el modelo Traction Avant 11 CV, que incorporaba tracción delantera y suspensión independiente, reduciendo notablemente las vibraciones y mejorando la respuesta del vehículo en caminos irregulares [3].

Tras la Segunda Guerra Mundial, en 1948, Citroën volvió a innovar con el lanzamiento del 2CV, que contaba con un sistema de suspensión predictiva basado en brazos oscilantes. En 1955, la misma marca introdujo la revolucionaria suspensión hidroneumática en su modelo ID/DS. Este sistema, basado en esferas llenas de líquido y gas, permitía regular la altura y la dureza de la suspensión de manera automática, brindando un confort sin precedentes [4].

Otro hito importante en la historia de la suspensión se produjo en 1959 con el lanzamiento del Mini, diseñado por Alec Issigonis. Este vehículo incorporó un sistema de resortes cónicos de goma combinado con elementos hidráulicos, logrando una suspensión compacta y eficiente. A partir de entonces, los fabricantes de automóviles comenzaron a combinar distintos elementos como amortiguadores, muelles, ballestas y barras de torsión, perfeccionando progresivamente los sistemas de suspensión [5].

En las últimas décadas, la suspensión ha evolucionado hacia sistemas más sofisticados, integrando tecnología electrónica y sensores que permiten ajustar la dureza y la respuesta de la suspensión en tiempo real.

2.3. Componentes básicos del sistema de suspensión

Generalmente, los sistemas de suspensión están formados por tres componentes principales: una estructura que sostiene la masa del vehículo y determina la geometría de la suspensión, un muelle y un amortiguador. A continuación, se describen brevemente las funciones y características de estos elementos.

2.3.1. Masa suspendida y no suspendida

En un vehículo, la masa suspendida (m_s) corresponde a los componentes que están soportados por el sistema de suspensión, como la carrocería, el motor, los pasajeros y la carga. Por otro lado, la masa no suspendida (m_u) incluye los elementos que están en contacto directo con el suelo, como las ruedas, neumáticos, frenos y partes del sistema de

suspensión situadas por debajo de los elementos elásticos [6].

La relación entre la masa suspendida y la masa no suspendida, expresada como m_s/m_u , es un indicador clave del comportamiento dinámico del vehículo. Un coeficiente alto implica que una mayor proporción de la masa total está soportada por la suspensión, lo que generalmente se traduce en una mayor comodidad para los ocupantes, ya que las irregularidades del terreno se transmiten en menor medida al habitáculo. Sin embargo, un coeficiente excesivamente alto puede comprometer la capacidad de respuesta del vehículo, afectando negativamente al manejo y la estabilidad .

En vehículos de uso cotidiano, como los turismos, es común encontrar una relación m_s/m_u elevada, priorizando el confort de marcha. En cambio, en vehículos de competición, se busca una relación más baja para mejorar la respuesta dinámica y el control, aunque esto pueda reducir la comodidad .

Un valor bajo de este coeficiente indica que el vehículo tiene una buena capacidad de absorción de impactos, mientras que un valor alto sugiere una mayor rigidez y una menor capacidad de absorción.

2.3.2. Geometrías de suspensión

Existen tres geometrías principales de suspensión utilizadas en la industria automotriz: la suspensión rígida, la suspensión semi-independiente y la suspensión independiente [7].

Suspensión rígida

Es una de las configuraciones más antiguas y simples. En este tipo de suspensión, ambas ruedas están unidas por un eje rígido. Esto implica que el movimiento de una rueda afecta directamente al de la otra. Aunque es robusta y económica, presenta desventajas en términos de confort y estabilidad, ya que las oscilaciones se transmiten de una rueda a la otra. Actualmente, se emplea principalmente en vehículos industriales y todoterrenos.

Suspensión semi-independiente

En este sistema, las ruedas del mismo eje están unidas de forma más flexible mediante un componente deformable, como un eje torsional. Aunque no son completamente independientes, permiten cierto grado de movimiento relativo entre las ruedas. Ofrecen un equilibrio entre coste, simplicidad y rendimiento dinámico, por lo que son frecuentes en vehículos compactos y de gama media.

Suspensión independiente

En este caso, cada rueda puede moverse de forma independiente respecto a la carrocería y a la rueda opuesta del mismo eje. Esto se traduce en un mejor comportamiento dinámico, mayor confort de marcha y mejor adherencia, ya que las irregularidades del terreno afectan a una sola rueda. Existen múltiples configuraciones dentro de este tipo y son ampliamente utilizadas en vehículos de altas prestaciones y turismos modernos.

2.3.3. Amortiguadores

Los amortiguadores son elementos mecánicos que se encargan de disipar la energía cinética generada por las oscilaciones del vehículo. Su función principal es controlar el movimiento de la suspensión, evitando oscilaciones excesivas y manteniendo el contacto de las ruedas con la superficie de la carretera.

El funcionamiento del amortiguador se basa en la resistencia que ofrece al paso del fluido hidráulico a través de una serie de válvulas y orificios. Esta resistencia se traduce en una fuerza de amortiguación que se opone al movimiento de la suspensión, reduciendo la amplitud de las oscilaciones y mejorando la estabilidad del vehículo y su adherencia a la carretera [8]. En el sector de la competición, la principal función es mantener el mayor tiempo posible los neumáticos en contacto con el suelo.

En un amortiguador existen principalmente tres fuerzas de fricción [9]:

- Fricción seca o fricción de Coulomb
- Fricción viscosa
- Fricción dinámica de fluido

Aunque cualquiera de estas tres fricciones puede aportar amortiguamiento, sus características son completamente diferentes y no todas son deseables en un amortiguador.

La fricción de Coulomb, se produce entre superficies sólidas en contacto y presenta una fuerza de fricción proporcional a la fuerza normal. Esta relación se define mediante el coeficiente de fricción, μ_F . Sin embargo, su comportamiento es sensible a factores como la temperatura, reduciéndose al aumentar esta, y a la velocidad de deslizamiento, lo que puede afectar negativamente al rendimiento de la suspensión. Se distinguen dos coeficientes de fricción: un coeficiente de fricción estática, μ_S , correspondiente a la condición previa al deslizamiento, y un coeficiente dinámico, μ_D , una vez iniciado el deslizamiento. La fricción de Coulomb resulta especialmente indeseable en aplicaciones

de suspensión, ya que puede generar bloqueos ante pequeñas fuerzas y comprometer la calidad de la conducción en superficies rugosas.

La fricción viscosa en los amortiguadores se origina por la resistencia al movimiento inducida por un fluido, y se caracteriza por ser directamente proporcional a la velocidad de desplazamiento relativa. Este tipo de fricción es especialmente deseable en sistemas de suspensión debido a su respuesta lineal.

Por otra parte, la fricción dinámica aparece como consecuencia de la disipación de energía provocada por la turbulencia en el flujo de fluido dentro del amortiguador. A diferencia de la fricción viscosa, la fricción dinámica es proporcional al cuadrado de la velocidad del flujo. Este tipo de fricción también es indeseable ya que puede generar un comportamiento no lineal: a bajas velocidades, la fuerza de fricción es baja, mientras que a altas velocidades, la fuerza de fricción es muy alta.

Cuando se requiere modificar la respuesta del amortiguador, se busca modificar el coeficiente de amortiguación. En el sector de la automoción se emplean dos tecnologías principales: los amortiguadores ajustables y los amortiguadores magnetorreológicos.

Los amortiguadores magnetorreológicos contienen un fluido magnetorreológico que cambia su viscosidad en presencia de un campo magnético externo. Al variar la intensidad del campo magnético, se puede modificar la rigidez del amortiguador y, por lo tanto, su coeficiente de amortiguación.

Por otro lado, los amortiguadores ajustables permiten modificar la sección de paso del fluido hidráulico dentro del amortiguador y por lo tanto, el coeficiente de amortiguación de este. En el capítulo 5, se realizará un análisis de cómo modificar el coeficiente de amortiguación de un amortiguador a partir de la modificación del diámetro del orificio de una válvula.

2.3.4. Muelles

Los muelles son elementos elásticos que se encargan de soportar la masa del vehículo y de absorber la energía transmitida por las ruedas durante la conducción. En la industria de la automoción se emplean principalmente cuatro tipos de muelles [10]:

- Muelles helicoidales: son los más comunes y se caracterizan por su sencillez, bajo costo y facilidad de instalación. Se utilizan en la mayoría de los vehículos de producción en serie.
- Ballestas: son muelles planos formados por varias láminas de acero superpuestas.

Se emplean en vehículos comerciales y todoterrenos debido a su alta capacidad de carga y resistencia a las deformaciones.

- Barras de torsión: son barras que se deforman por torsión y se utilizan en vehículos con suspensión independiente en las ruedas traseras.
- Muelles neumáticos: son elementos de suspensión inflables que permiten regular la altura de la carrocería y la rigidez de la suspensión en vehículos comerciales y de alta gama.

2.4. Tipos de sistemas de suspensión

Las suspensiones se pueden clasificar atendiendo a la geometría de sus componentes, como se ha detallado anteriormente, o en función de la capacidad de modificar sus propiedades. En este sentido, se distinguen tres tipos de sistemas de suspensión: pasivos, semiactivos y activos.

2.4.1. Sistema de suspensión pasivo

Está formado por muelles y amortiguadores con una rigidez y un coeficiente de amortiguación constantes. Esto genera un conflicto entre el confort y el manejo, puesto que no se puede modificar la respuesta del sistema en función de las condiciones de conducción. Como consecuencia, existe un compromiso en el diseño para equilibrar la comodidad de los ocupantes y la estabilidad del vehículo. En la figura 2.1 se muestra el esquema de un sistema de suspensión pasivo.

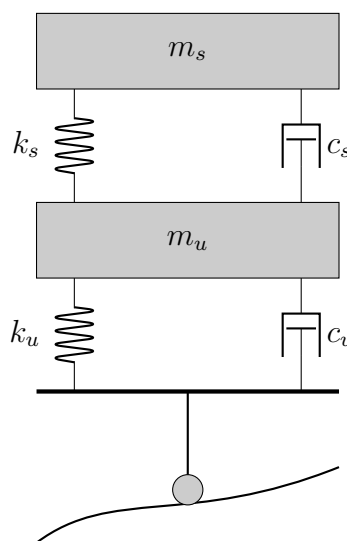


Figura 2.1: Esquema de un sistema de suspensión pasivo

A pesar de todo, los sistemas de suspensión pasivos son ampliamente utilizados en la industria automotriz debido a su sencillez, bajo costo, facilidad de mantenimiento y fiabilidad. Son adecuados para aplicaciones donde no se requieren ajustes dinámicos en la suspensión.

2.4.2. Sistema de suspensión activo

El sistema de suspensión activo representa la tecnología más avanzada en términos de control del movimiento de la suspensión. A diferencia de los sistemas pasivos y semiactivos, estos sistemas pueden generar fuerzas activas para contrarrestar las perturbaciones del terreno y mejorar tanto el confort como la estabilidad del vehículo. Como se puede observar en la figura 2.2, el sistema se incluye una fuerza variable que va a ser la encargada de controlar la respuesta de la suspensión.

El principal beneficio de los sistemas activos es su capacidad para optimizar simultáneamente la comodidad y la maniobrabilidad, eliminando la necesidad de un compromiso entre ambas. Sin embargo, su implementación conlleva un costo elevado y mayor complejidad, lo que limita su uso a vehículos de alta gama y aplicaciones especializadas.

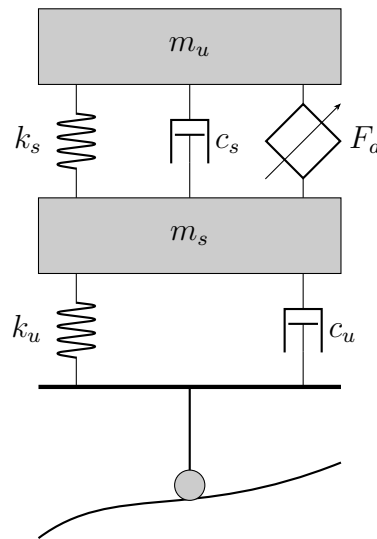


Figura 2.2: Esquema de un sistema de suspensión activo

2.4.3. Sistema de suspensión semiactivo

El sistema de suspensión semiactivo es una evolución del sistema pasivo, al contar con un coeficiente de amortiguación variable.

A diferencia de los sistemas activos, los sistemas semiactivos no generan fuerzas activamente, sino que regulan la disipación de energía en respuesta a las condiciones de la vía y la dinámica del vehículo. Esto permite mejorar el confort y la estabilidad sin un consumo energético elevado, lo que los convierte en una alternativa eficiente en términos de costo y complejidad.

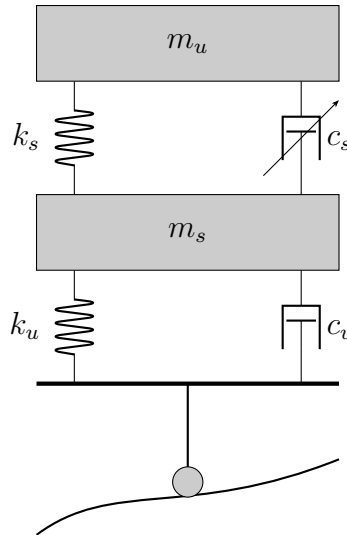


Figura 2.3: Esquema de un sistema de suspensión semiactivo

Este coeficiente de amortiguación se puede modificar actuando sobre el diámetro del orificio de paso del aceite en el amortiguador. Existen otras formas de modificar este coeficiente, como el empleo de fluidos magnetorreológicos, los cuales cambian su viscosidad en presencia de un campo magnético externo. En la figura 2.3 se muestra el esquema de un sistema de suspensión semiactivo.

2.4.4. Comparación de los sistemas de suspensión

La tabla 2.1 resume las características de los sistemas de suspensión pasiva, semiactiva y activa, destacando sus diferencias en términos de complejidad, peso/volumen, coste, rendimiento y fiabilidad.

Como se puede observar, cada tipo de suspensión presenta ventajas y limitaciones específicas, lo que determina su idoneidad para diferentes aplicaciones. Los sistemas pasivos son adecuados para aplicaciones sencillas y de bajo costo, mientras que los sistemas activos son más apropiados para en las que se requiere un alto rendimiento.

En este trabajo se toma como referencia un sistema de suspensión semiactivo, ya que el objetivo principal es regular el coeficiente de amortiguación del amortiguador. A diferencia de un sistema activo, que requiere un actuador adicional capaz de generar

Tabla 2.1: Comparación de los sistemas de suspensión.

	Sistema de suspensión		
Parámetros	Pasiva	Semiactiva	Activa
Complejidad	Baja	Media	Alta
Peso/Volumen	Bajo	Medio	Alto
Coste	Bajo	Medio	Alto
Rendimiento	Malo	Medio	Bueno
Fiabilidad	Más alta	Alta	Media

una fuerza activa para controlar el movimiento de la suspensión, en el sistema semiactivo el control se realiza modificando la respuesta del propio amortiguador. Por tanto, no es necesario incorporar un actuador externo que aplique fuerzas directamente sobre la masa suspendida, lo que simplifica el diseño.

Capítulo 3

Modelos matemáticos de los sistemas de suspensión

3.1. Introducción

El análisis de la dinámica vehicular [11] requiere el uso de distintos modelos matemáticos que permitan estudiar las vibraciones del sistema de suspensión con diversos niveles de complejidad. Estos modelos van desde representaciones simplificadas de un solo grado de libertad hasta configuraciones completas de siete grados de libertad que consideran todos los componentes del vehículo. La elección del modelo más adecuado depende de la aplicación concreta y de los objetivos del estudio.

En este trabajo se utilizará el modelo de un cuarto de vehículo, ya que el objetivo es controlar únicamente un amortiguador. No obstante, se presentarán las características y ecuaciones de los distintos modelos existentes con el fin de ofrecer una visión general de las alternativas disponibles.

El modelo más básico, conocido como modelo 1/8 de vehículo, considera únicamente el movimiento vertical de la masa suspendida como un sistema de un grado de libertad. Aunque esta simplificación resulta útil para comprender los conceptos fundamentales, su utilidad práctica es limitada al no incorporar los componentes no suspendidos. Por lo tanto, no se va a desarrollar este modelo en este trabajo, pues carece de interés práctico.

Una representación más completa la ofrece el modelo de cuarto de vehículo, que incluye tanto la masa suspendida como la no suspendida. Este modelo, que considera un sistema de dos grados de libertad, permite analizar el comportamiento dinámico del vehículo en situaciones de vibración vertical.

Cuando el análisis requiere considerar el comportamiento longitudinal del vehículo, el modelo de bicicleta proporciona una aproximación al incorporar los grados de libertad asociados al movimiento vertical y al cabeceo. Este modelo resulta particularmente relevante para estudiar fenómenos dinámicos durante frenado y aceleración. Cuando se quiere estudiar el comportamiento lateral del vehículo, se emplea el modelo de medio vehículo, que incluye los movimientos vertical y de balanceo. Este enfoque es muy relevante cuando se quiere estudiar la respuesta del vehículo en curvas.

El modelo completo de vehículo integra simultáneamente los siete grados de libertad característicos, combinando los movimientos vertical, de balanceo y cabeceo de la carrocería con los desplazamientos independientes de las cuatro ruedas. Esta representación permite validar diseños obtenidos mediante modelos simplificados y analizar el funcionamiento del vehículo completo.

Las ecuaciones diferenciales que describen los modelos de bicicleta, medio vehículo y vehículo completo se han tomado del libro *Vehicle Vibrations: Linear and Nonlinear Analysis, Optimization, and Design* [11].

3.2. Modelo de un cuarto de vehículo

3.2.1. Descripción del modelo

Una forma común de estudiar la suspensión de los vehículos es mediante el modelo de un cuarto de vehículo. Este modelo está formado por elementos linealizados (muelles y amortiguadores) y masas uniformemente distribuidas, lo que permite simplificar el análisis dinámico del sistema.

En la figura 3.1 se muestra un modelo de cuarto de vehículo. Como se puede observar, sólo se tiene en cuenta un cuarto del vehículo, ya que se asume que la masa del vehículo está distribuida de forma homogénea en las cuatro ruedas. Esto simplifica el sistema y permite analizar el comportamiento de la suspensión de forma más sencilla.

Para el desarrollo de este modelo se han de considerar las simplificaciones necesarias para que el modelo sea viable.

- Sistema lineal de 2 grados de libertad: El modelo considera únicamente el movimiento vertical de la carrocería y de la rueda, despreciando acoplamientos laterales o torsionales.
- Linealidad: Las fuerzas de amortiguamiento y rigidez del resorte se suponen

proporcionales a la velocidad y al desplazamiento, respectivamente.

- Fuerzas secundarias despreciadas: Se ignoran efectos como juegos mecánicos (backlash), flexibilidad en articulaciones y deformaciones en componentes rígido.
- Contacto permanente del neumático con el suelo: Se asume que la rueda no pierde contacto con la carretera.
- Desplazamientos desde equilibrio: Las posiciones de la carrocería y la rueda se miden desde sus respectivas posiciones de equilibrio estático, simplificando las ecuaciones dinámicas.

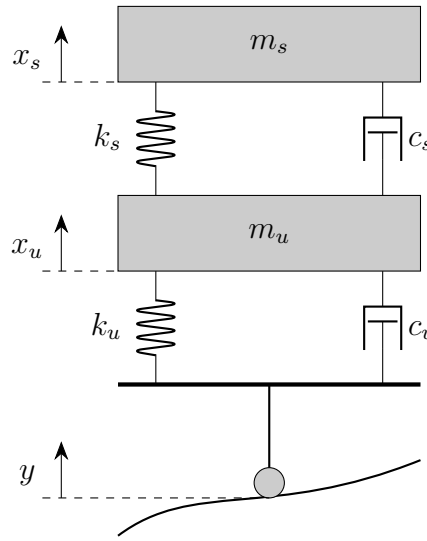


Figura 3.1: Modelo de un cuarto de vehículo.

El modelo de cuarto de vehículo considera dos masas principales: m_u , que corresponde a la masa no suspendida y m_s , que representa un cuarto de la masa total del vehículo (masa suspendida). La rigidez del sistema se modela mediante dos componentes: k_u para la elasticidad del neumático y k_s para la elasticidad del conjunto de suspensión. Los efectos amortiguadores se caracterizan por c_u (coeficiente de amortiguación del neumático) y c_s (coeficiente de amortiguación de la suspensión), completando así los elementos dinámicos esenciales del sistema.

Finalmente, los desplazamientos verticales son: y (terreno), x_u (neumático) y x_s (carrocería).

3.2.2. Ecuaciones diferenciales modelo de un cuarto de vehículo

Una vez se han definido las características del modelo, se pueden obtener las ecuaciones diferenciales que lo definen. La Segunda Ley de Newton establece que la suma de las

fuerzas aplicadas a un cuerpo es igual al producto de su masa por su aceleración:

$$\sum F = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.1)$$

En este caso, los cuerpos son las masas m_s y m_u , y las fuerzas son las que se aplican a través de los muelles y los amortiguadores. La fuerza ejercida por un muelle viene definida por la Ley de Hooke que establece que la fuerza es proporcional a la deformación del muelle.

$$F = k \cdot \Delta x \quad (3.2)$$

donde c (Nm^{-1}) es la constante del muelle y Δx es la deformación del muelle. La fuerza ejercida por un amortiguador se calcula a partir de la Segunda Ley de Newton. Matemáticamente, se expresa como:

$$F = c \cdot \frac{dx}{dt} \quad (3.3)$$

donde c (Ns/m) es el coeficiente de amortiguamiento y $\frac{dx}{dt}$ (m s^{-1}) es la velocidad relativa entre los extremos del amortiguador.

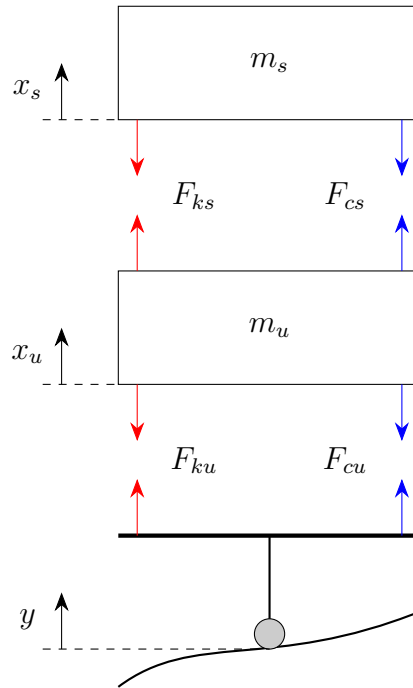


Figura 3.2: Fuerzas que actúan en el modelo de un cuarto de vehículo

Aplicando la Segunda Ley de Newton y conocidas la expresión de la fuerza que ejercen un muelle (F_{ks} y F_{ku}) y un amortiguador (F_{cs} y F_{cu}), se puede obtener el sistema de

ecuaciones diferenciales que definen el modelo.

$$\begin{cases} m_u \cdot \ddot{x}_u = k_u \cdot (y - x_u) + c_u \cdot (\dot{y} - \dot{x}_u) - k_s \cdot (x_u - x_s) - c_s \cdot (\dot{x}_u - \dot{x}_s) \\ m_s \cdot \ddot{x}_s = k_s \cdot (x_u - x_s) + c_s \cdot (\dot{x}_u - \dot{x}_s) \end{cases} \quad (3.4)$$

3.2.3. Representación mediante funciones de transferencia

En el análisis y diseño de sistemas dinámicos, especialmente en el ámbito del control automático, es habitual trabajar en el dominio de la frecuencia mediante el uso de funciones de transferencia. Este tipo de representación permite describir la relación entre la entrada y la salida de un sistema lineal e invariante en el tiempo (LTI) de forma algebraica, facilitando tanto el análisis como el diseño de sistemas de control.

La obtención de la función de transferencia de un sistema se basa en la aplicación de la transformada de Laplace. Esta transformada convierte ecuaciones diferenciales ordinarias en ecuaciones algebraicas, lo que permite trabajar de forma más sencilla con modelos dinámicos. En términos generales, si un sistema está descrito por una ecuación diferencial lineal, su transformación al dominio de Laplace permite representar el sistema mediante una fracción de polinomios en la variable s , que representa la frecuencia compleja.

La función de transferencia $G(s)$ se define como el cociente entre la transformada de Laplace de la salida $Y(s)$ y la de la entrada $U(s)$, suponiendo condiciones iniciales nulas:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad (3.5)$$

En el caso de nuestro sistema dinámico, contamos con una entrada: el desplazamiento vertical del terreno (y) y dos salidas: el desplazamiento del neumático (x_u) y el desplazamiento de la carrocería (x_s). Por lo tanto, se pueden definir dos funciones de transferencia:

$$G_u(s) = \frac{X_u(s)}{Y(s)} \quad \text{Desplazamiento del neumático respecto del terreno}$$

$$G_s(s) = \frac{X_s(s)}{Y(s)} \quad \text{Desplazamiento de la carrocería respecto del terreno}$$

Para obtener las funciones de transferencia, se aplicará la transformada de Laplace a las

ecuaciones diferenciales (3.4).

$$\begin{cases} (m_u s^2 + (c_u + c_s)s + k_u + k_s)X_u(s) - (c_s s + k_s)X_s(s) = (c_u s + k_u)Y(s) \\ -(c_s s + k_s)X_u(s) + (m_s s^2 + c_s s + k_s)X_s(s) = 0 \end{cases} \quad (3.6)$$

Este sistema de ecuaciones se puede expresar de forma matricial:

$$\begin{bmatrix} m_u s^2 + (c_u + c_s)s + (k_u + k_s) & -(c_s s + k_s) \\ -(c_s s + k_s) & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_u(s) \\ X_s(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (c_u s + k_u) \\ 0 \end{bmatrix} Y(s) \quad (3.7)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones, se puede aplicar la regla de Cramer, que permite encontrar la solución de un sistema de ecuaciones lineales utilizando determinantes. De esta forma, se puede obtener $X_u(s)$ y $X_s(s)$ como:

$$X_u(s) = \frac{\begin{vmatrix} (c_u s + k_u)Y(s) & -(c_s s + k_s) \\ 0 & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_u s^2 + (c_u + c_s)s + (k_u + k_s) & -(c_s s + k_s) \\ -(c_s s + k_s) & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{vmatrix}} \quad (3.8)$$

$$X_s(s) = \frac{\begin{vmatrix} m_u s^2 + (c_u + c_s)s + (k_u + k_s) & (c_u s + k_u)Y(s) \\ -(c_s s + k_s) & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_u s^2 + (c_u + c_s)s + (k_u + k_s) & -(c_s s + k_s) \\ -(c_s s + k_s) & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{vmatrix}} \quad (3.9)$$

Resolviendo los determinantes y dividiendo las expresiones por $Y(s)$, se obtienen las funciones de transferencia:

$$G_u(s) = \frac{X_u(s)}{Y(s)} = \frac{(c_s s + k_s)(c_u s + k_u)}{D(s)} \quad (3.10)$$

$$G_s(s) = \frac{X_s(s)}{Y(s)} = \frac{(m_s s^2 + c_s s + k_s)(c_u s + k_u)}{D(s)} \quad (3.11)$$

Donde $D(s)$ es el determinante del denominador:

$$D(s) = m_u m_s s^4 + (m_u c_s + m_s c_u + m_s c_s) s^3 \quad (3.12)$$

$$+ (m_u k_s + m_s k_u + m_s k_s + c_u c_s) s^2 \quad (3.13)$$

$$+ (c_u k_s + c_s k_u) s + k_u k_s \quad (3.14)$$

3.2.4. Representación en espacio de estados

La representación en espacio de estados permite describir sistemas dinámicos mediante un conjunto de ecuaciones de primer orden, facilitando tanto su análisis como su simulación.

Este método introduce las variables de estado. Como su nombre indica, estas variables son las que definen el estado del sistema. Se definen como x y son necesarias tantas variables como sea el orden del sistema [12].

La forma general de un sistema de espacio de estados es:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A(t)x(t) + B(t)u(t) \\ y(t) &= C(t)x(t) + D(t)u(t) \end{aligned} \quad (3.15)$$

donde:

- $x(t)$ es el vector de estados
- $y(t)$ es el vector de salidas
- $u(t)$ es el vector de entradas
- $A(t)$ es la matriz de estados
- $B(t)$ es la matriz de entrada
- $C(t)$ es la matriz de salida
- $D(t)$ es la matriz de transmisión directa

Las variables de estado (x), las entradas (u) y las salidas del sistema (y) pueden definirse como:

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_u - x_s \\ \dot{x}_s \\ y - x_u \\ \dot{x}_u \end{bmatrix}; \quad U = \dot{y}; \quad Y = \begin{bmatrix} x_u - x_s \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix}$$

A partir de la expresión general de un sistema en espacio de estados (3.15) y de las ecuaciones del sistema (3.4), se pueden obtener las matrices A , B , C y D .

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & \frac{k_u}{m_u} & -\frac{c_u + c_s}{m_u} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ \frac{c_u}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

3.3. Modelo de bicicleta

3.3.1. Descripción del modelo

Este modelo es una extensión del modelo de un cuarto de vehículo, que incluye el movimiento de cabeceo. En la figura 3.3 se muestra el esquema del modelo. En este caso, se considera un sistema de tres grados de libertad: el movimiento vertical de la carrocería (x), el movimiento vertical de las ruedas (x_1 y x_2) y el movimiento de cabeceo en torno al centro de masas (θ), también conocido como *pitch*. Este modelo es útil para estudiar el comportamiento dinámico del vehículo durante maniobras como frenado y aceleración, así como en situaciones de curvas.

En la tabla 3.1, se muestra un resumen de los parámetros que definen el modelo.

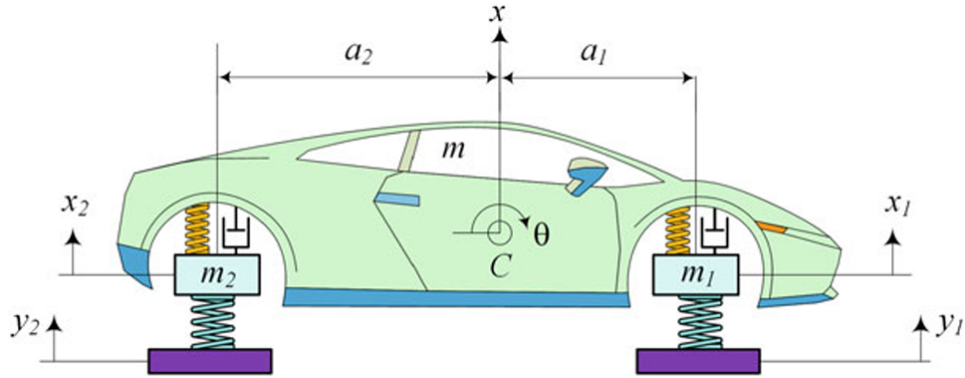


Figura 3.3: Esquema modelo de bicicleta [11].

Tabla 3.1: Descripción de parámetros del modelo de bicicleta.

Parámetro	Significado	Unidad
m	Mitad de la masa de la carrocería	kg
m_1	Masa de una rueda delantera	kg
m_2	Masa de una rueda trasera	kg
I_y	Mitad del momento de inercia lateral de la carrocería	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
k_1	Rigidez del resorte delantero	N/m
k_2	Rigidez del resorte trasero	N/m
c_1	Amortiguamiento del amortiguador delantero	N·s/m
c_2	Amortiguamiento del amortiguador trasero	N·s/m
k_{t1}	Rigidez del neumático delantero	N/m
k_{t2}	Rigidez del neumático trasero	N/m
c_{t1}	Amortiguamiento del neumático delantero	N·s/m
c_{t2}	Amortiguamiento del neumático trasero	N·s/m
a_1	Distancia desde C al eje delantero	m
a_2	Distancia desde C al eje trasero	m

3.3.2. Ecuaciones diferenciales

Las ecuaciones diferenciales del modelo de bicicleta se obtienen a partir de la segunda ley de Newton, considerando las fuerzas y momentos que actúan sobre el sistema [11]. Las ecuaciones del movimiento vertical de la carrocería (x) y ángulo de cabeceo (θ) son las siguientes:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c_1 (\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + c_2 (\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) \\ + k_1 (x - x_1 - a_1\theta) + k_2 (x - x_2 + a_2\theta) = 0 \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} I_y\ddot{\theta} - a_1c_1 (\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + a_2c_2 (\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) \\ - a_1k_1 (x - x_1 - a_1\theta) + a_2k_2 (x - x_2 + a_2\theta) = 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

Los desplazamientos verticales de las ruedas (x_1 y x_2) están relacionados con el desplazamiento vertical de la carrocería (x) y el movimiento relativo entre la carrocería y las ruedas. Las ecuaciones son las siguientes:

$$\begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 - c_1 (\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) - k_1 (x - x_1 - a_1\theta) \\ + k_{t1} (x_1 - y_1) = 0 \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} m_2\ddot{x}_2 - c_2 (\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\theta}) - k_2 (x - x_2 + a_2\theta) \\ + k_{t2} (x_2 - y_2) = 0 \end{aligned} \quad (3.19)$$

3.4. Modelo de medio vehículo

3.4.1. Descripción del modelo

Este modelo al igual que el modelo de bicicleta, es una extensión del modelo de un cuarto de vehículo. Sin embargo en este caso, el corte se realiza en el eje transversal del vehículo. Por lo tanto, el modelo incluye el movimiento de balanceo también conocido como *roll*. En la figura 3.4 se muestra el esquema del modelo. En este caso, se considera un sistema de cuatro grados de libertad: el movimiento vertical de la carrocería (x), el movimiento vertical de las ruedas (x_1 y x_2) y el movimiento de balanceo (φ).

En la tabla 3.2, se muestra un resumen de los parámetros que definen el modelo.

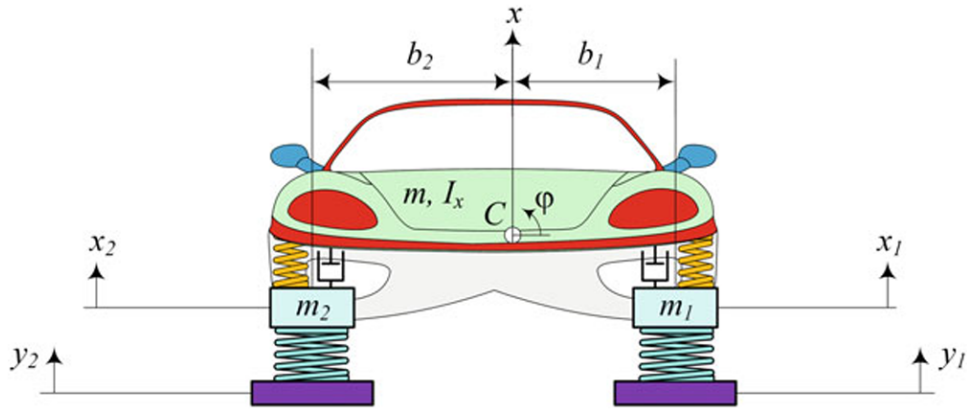


Figura 3.4: Esquema modelo de medio vehículo [11].

Tabla 3.2: Descripción de parámetros del modelo medio vehículo

Parámetro	Significado	Unidad
m	Mitad de la masa de la carrocería	kg
m_1	Masa de la rueda izquierda	kg
m_2	Masa de la rueda derecha	kg
I_x	Mitad del momento de inercia de la carrocería	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
k	Rigidez del resorte	N/m
c	Amortiguamiento del amortiguador	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$
k_t	Rigidez del neumático	N/m
c_t	Amortiguamiento del neumático	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$
b_1	Distancia desde C al eje izquierdo	m
b_2	Distancia desde C al eje derecho	m

3.4.2. Ecuaciones diferenciales

Las ecuaciones diferenciales del modelo de medio vehículo se obtienen a partir de la segunda ley de Newton, considerando las fuerzas y momentos que actúan sobre el sistema [11]. Las ecuaciones del movimiento vertical de la carrocería (x) y ángulo de balanceo (φ) son las siguientes:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) + c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) \\ + k(x - x_1 + b_1\varphi) + k(x - x_2 - b_2\varphi) = 0 \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} I_x\ddot{\varphi} + b_1c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) - b_2c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) \\ + b_1k(x - x_1 + b_1\varphi) - b_2k(x - x_2 - b_2\varphi) + k_R\varphi = 0 \end{aligned} \quad (3.21)$$

Los desplazamientos verticales de las ruedas (x_1 y x_2) están relacionados con el desplazamiento vertical de la carrocería (x) y el movimiento relativo entre la carrocería y las ruedas. Las ecuaciones son las siguientes:

$$m_1\ddot{x}_1 - c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) + k_t(x_1 - y_1) - k(x - x_1 + b_1\varphi) = 0 \quad (3.22)$$

$$m_2\ddot{x}_2 - c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) + k_t(x_2 - y_2) - k(x - x_2 - b_2\varphi) = 0 \quad (3.23)$$

3.5. Modelo completo de vehículo

3.5.1. Descripción del modelo

El modelo completo del vehículo, conocido como modelo general de vibración del vehículo, es una representación matemática que describe la dinámica de un vehículo en movimiento [11].

Se trata de un modelo con siete grados de libertad: tres de la carrocería y cuatro de las ruedas. En la figura 3.5 se observa la representación del modelo completo del vehículo.

Los tres grados de libertad de la carrocería se corresponden con: el desplazamiento vertical de la carrocería (x), el giro longitudinal de la carrocería (θ) y el giro lateral de la carrocería (φ). Los cuatro grados de libertad de las ruedas se corresponden con los desplazamientos verticales de las ruedas (x_1 , x_2 , x_3 y x_4).

En la tabla 3.3, se muestra un resumen de los parámetros que definen el modelo.

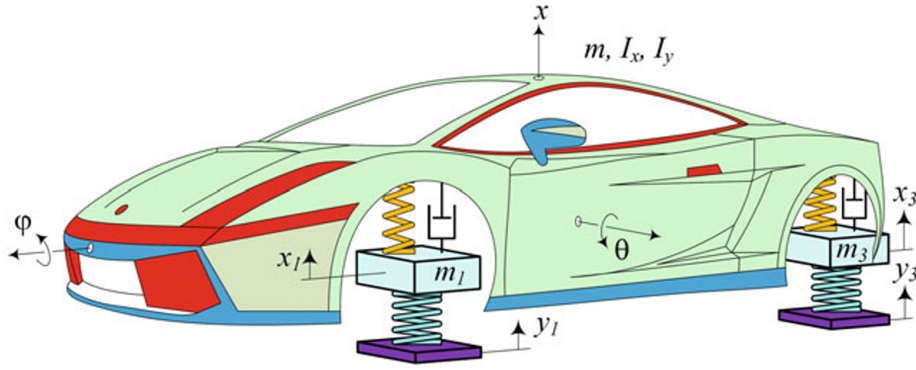


Figura 3.5: Esquema modelo completo del vehículo [11].

Tabla 3.3: Descripción de parámetros del modelo completo del vehículo.

Parámetro	Significado	Unidad
m	Masa de la carrocería del vehículo	kg
m_f	Masa de la rueda delantera	kg
m_r	Masa de la rueda trasera	kg
I_x	Momento de inercia longitudinal de la carrocería	kg·m ²
I_y	Momento de inercia lateral de la carrocería	kg·m ²
k_f	Rigidez del resorte delantero	N/m
k_r	Rigidez del resorte trasero	N/m
c_f	Coefficiente de amortiguamiento delantero	N·s/m
c_r	Coefficiente de amortiguamiento trasero	N·s/m
k_{tf}	Rigidez del neumático delantero	N/m
k_{tr}	Rigidez del neumático trasero	N/m
c_{tf}	Amortiguamiento del neumático delantero	N·s/m
c_{tr}	Amortiguamiento del neumático trasero	N·s/m
a_1	Distancia longitudinal del centro de masa al eje delantero	m
a_2	Distancia longitudinal del centro de masa al eje trasero	m
b_1	Distancia lateral al centro de masa (rueda del. izquierda)	m
b_2	Distancia lateral al centro de masa (rueda del. derecha)	m
b_3	Distancia lateral al centro de masa (rueda tras. izquierda)	m
b_4	Distancia lateral al centro de masa (rueda tras. derecha)	m

3.5.2. Ecuaciones diferenciales

Las ecuaciones diferenciales del modelo completo del vehículo se obtienen a partir de la segunda ley de Newton, considerando las fuerzas y momentos que actúan sobre el sistema [11].

Las ecuaciones del movimiento vertical de la carrocería (x), ángulo de cabeceo (θ) y ángulo de balanceo (φ) son las siguientes:

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} + c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) + c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) \\
+ c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_3 + b_3\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta} \right) + c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_4 - b_4\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta} \right) \\
+ k_f (x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) + k_f (x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\
+ k_r (x - x_3 + b_3\varphi + a_2\theta) + k_r (x - x_4 - b_4\varphi + a_2\theta) = 0
\end{aligned} \tag{3.24}$$

$$\begin{aligned}
I_y\ddot{\theta} - a_1c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) - a_1c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) \\
+ a_2c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_3 + b_3\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta} \right) + a_2c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_4 - b_4\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta} \right) \\
- a_1k_f (x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) - a_1k_f (x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\
+ a_2k_r (x - x_3 + b_3\varphi + a_2\theta) + a_2k_r (x - x_4 - b_4\varphi + a_2\theta) = 0
\end{aligned} \tag{3.25}$$

$$\begin{aligned}
I_x\ddot{\varphi} + b_1c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) - b_2c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) \\
+ b_3c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_3 + b_3\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta} \right) + b_4c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_4 - b_4\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta} \right) \\
+ b_1k_f (x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) - b_2k_f (x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\
+ b_3k_r (x - x_3 + b_3\varphi + a_2\theta) + b_4k_r (x - x_4 - b_4\varphi + a_2\theta) = 0
\end{aligned} \tag{3.26}$$

Los desplazamientos verticales de las ruedas (x_1 , x_2 , x_3 y x_4) están relacionados con el desplazamiento vertical de la carrocería (x) y el movimiento relativo entre la carrocería y las ruedas. Las ecuaciones son las siguientes:

$$\begin{aligned}
m_f\ddot{x}_1 - c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) - k_f (x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) \\
+ c_{tf} (\dot{x}_1 - \dot{y}_1) + k_{tf} (x_1 - y_1) = 0
\end{aligned} \tag{3.27}$$

$$\begin{aligned}
m_f\ddot{x}_2 - c_f \left(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta} \right) - k_f (x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\
+ c_{tf} (\dot{x}_2 - \dot{y}_2) + k_{tf} (x_2 - y_2) = 0
\end{aligned} \tag{3.28}$$

$$\begin{aligned}
m_r \ddot{x}_3 - c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_3 + b_3 \dot{\phi} + a_2 \dot{\theta} \right) - k_r (x - x_3 + b_3 \phi + a_2 \theta) \\
+ c_{tr} (\dot{x}_3 - \dot{y}_3) + k_{tr} (x_3 - y_3) = 0
\end{aligned} \tag{3.29}$$

$$\begin{aligned}
m_r \ddot{x}_4 - c_r \left(\dot{x} - \dot{x}_4 - b_4 \dot{\phi} + a_2 \dot{\theta} \right) - k_r (x - x_4 - b_4 \phi + a_2 \theta) \\
+ c_{tr} (\dot{x}_4 - \dot{y}_4) + k_{tr} (x_4 - y_4) = 0
\end{aligned} \tag{3.30}$$

Capítulo 4

Metodologías de control

4.1. Introducción

En este capítulo se presentan las principales metodologías de control aplicables a sistemas de suspensión de vehículos, con el objetivo de comparar sus ventajas e inconvenientes y determinar cuál resulta más adecuada. Las metodologías de control se pueden clasificar en dos grandes categorías [13]:

- Control convencional.
- Control inteligente.

4.1.1. Metodologías de control convencional

Estas metodologías se basan en modelos matemáticos del sistema y en técnicas de control clásico. Son ampliamente utilizadas debido a su simplicidad y efectividad.

Control PID

El control PID (Proporcional–Integral–Derivativo) es una de las estrategias más comunes en la industria. Se basa en tres componentes: proporcional, integral y derivativo. La acción proporcional ajusta la salida en función del error actual, la acción integral corrige el error acumulado a lo largo del tiempo y la acción derivativa anticipa el comportamiento futuro del error. Esta combinación permite un control efectivo y estable de sistemas dinámicos.

Una de las ventajas de los reguladores PID es la facilidad para la sintonización de sus parámetros. Existen metodologías experimentales para la sintonización de estos

parámetros como: el método de Ziegler-Nichols y el método de Aström y Hägglund, además de metodologías analíticas como el lugar de las raíces o la respuesta en frecuencia mediante diagramas de Bode.

La ecuación 4.1 muestra la ecuación general de un regulador PID, donde K_p , K_i y K_d son los parámetros de sintonización del controlador, y $e(t)$ es el error entre la señal de referencia y la señal de salida del sistema.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.1)$$

Control adaptativo

Un regulador adaptativo es un regulador que puede modificar su comportamiento en función de cambios en el sistema o perturbaciones externas [14].

Existen dos tipos de control adaptativo: controladores adaptativos con modelo de referencia y reguladores autoajustables. Los controladores adaptativos con modelo de referencia utilizan un modelo del sistema para ajustar sus parámetros, mientras que los reguladores autoajustables ajustan sus parámetros en función de la respuesta del sistema. Ambos tipos de controladores son útiles en sistemas donde las condiciones operativas cambian con el tiempo o donde el modelo del sistema es incierto.

En la figura 4.1 se muestra un esquema de un sistema de control adaptativo con regulador autoajutable. En este esquema, el controlador ajustable recibe la señal de error entre la referencia y la salida del sistema, y el algoritmo de adaptación ajusta los parámetros del controlador en función de la respuesta del sistema.

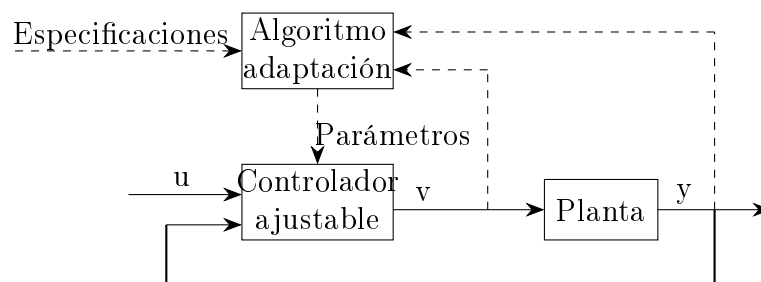


Figura 4.1: Esquema de un sistema de control adaptativo con regulador autoajutable.

Control robusto

En los sistemas reales, es muy común que existan variaciones en los parámetros (como masas, fricciones o rigideces), o que haya dinámicas difíciles de modelar con precisión. En

el control robusto, se intenta aproximar el comportamiento del sistema por un modelo lineal de parámetros constantes, asumiendo que se incurre en un error de modelado. Este error se considera como incertidumbre del modelo frente a la planta física real, y se utiliza en el proceso de diseño del controlador [15].

Control óptimo

El control óptimo es una técnica de diseño que busca encontrar la mejor acción de control posible según un cierto criterio de optimización, normalmente definido mediante una función de coste [16].

A continuación, se presentan algunos de los métodos más conocidos dentro del control óptimo:

- Control Lineal Cuadrático (LQR): Se basa en minimizar una función de coste cuadrática que penaliza tanto los estados del sistema como la señal de control. Es muy utilizado por su simplicidad y por las buenas prestaciones que ofrece en sistemas lineales.
- Control Lineal Cuadrático Gaussiano (LQG): Combina el LQR con un estimador de estados (como el filtro de Kalman) para poder aplicar control óptimo incluso cuando no se pueden medir todos los estados del sistema. Es útil cuando el sistema está afectado por ruido o incertidumbre en las mediciones.
- Control Predictivo (MPC): Calcula la señal de control en cada instante resolviendo un problema de optimización en un horizonte temporal futuro. Tiene en cuenta restricciones en las variables del sistema y permite anticiparse a cambios en el comportamiento del mismo.

4.1.2. Metodologías de control inteligente

En sistemas muy complejos o con dinámicas no lineales, obtener un modelo matemático preciso puede resultar inviable. Por ello se emplean métodos de *control inteligente*, que no requieren conocer en detalle la dinámica interna del sistema. Un ejemplo muy extendido en el control de amortiguación es el control borroso.

El control borroso (o lógica *fuzzy*) es una técnica basada en variables lingüísticas y en la teoría de conjuntos borrosos para diseñar algoritmos de control capaces de emular la toma de decisiones humanas [13].

En la bibliografía sobre el control de suspensiones, la lógica fuzzy es la metodología más habitual, aunque los controladores PID también gozan de gran popularidad por su sencillez de implementación y sintonización. Sin embargo, la ventaja fundamental del enfoque difuso reside en la flexibilidad que ofrece al definir las reglas de control, esto permite que gente sin conocimientos en el ámbito de control, pueda participar en el diseño. Esto es especialmente importante en el campo de los sistemas de suspensión, ya que permite que participen personas con una amplia experiencia en el diseño de suspensiones, pero que no tienen formación en control.

Por estos motivos, en este trabajo se ha optado por un controlador basado en lógica fuzzy. En la sección 4.2 se presentarán las bases de la lógica fuzzy y en el capítulo 5 se aplicará estas al diseño del controlador.

4.2. Lógica Fuzzy

La lógica fuzzy (también llamada lógica borrosa o lógica difusa) es una forma de representar el conocimiento adecuado para ideas que no pueden ser expresadas de forma precisa. Este concepto fue introducido por el matemático e ingeniero Lotfi A. Zadeh en 1965 [17], quien lo presentó como una forma de interpretar información basada en la pertenencia parcial a un determinado conjunto, estos conjuntos se denominan conjuntos.

A diferencia de los conjuntos clásicos, donde un elemento pertenece o no a un conjunto (valores binarios 0 o 1), en los conjuntos difusos se permite un grado de pertenencia que puede tomar cualquier valor entre 0 y 1. Esto proporciona una mayor flexibilidad a la hora de describir fenómenos reales, donde muchas veces no es posible establecer límites estrictos entre conceptos.

Un ejemplo típico es el de la temperatura [17]. En un sistema clásico podríamos definir que 10°C es frío y 30°C es caliente, pero ¿qué ocurre con una temperatura de 20°C ? Bajo la lógica clásica, esta temperatura quedaría fuera de los dos conjuntos o forzada a uno de ellos. Sin embargo, con lógica difusa, podemos asignarle un grado de pertenencia parcial a ambos conjuntos, como un 30 % a frío y un 10 % a caliente. Esto permite que el sistema interprete esa temperatura de forma más realista.

En la figura 4.2 se muestra un esquema de un sistema de control fuzzy. En este esquema, se observa que la entrada al sistema es un conjunto de variables difusas, que son procesadas por un motor de inferencia difusa. Este motor aplica un conjunto de reglas difusas para determinar la salida del sistema, que también es una variable difusa. Finalmente, se realiza un proceso de defuzzificación para convertir la salida difusa en una señal de control.

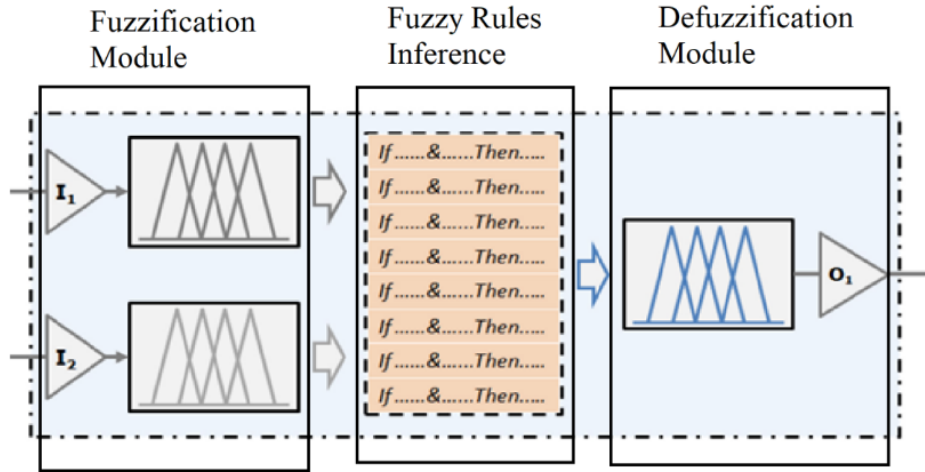


Figura 4.2: Esquema de un sistema fuzzy [18].

4.2.1. Módulo de fuzzificación

En el módulo de fuzzificación, las variables de entrada se convierten en variables difusas. Esto se logra asignando un grado de pertenencia a cada variable de entrada en función de su valor.

Esta asignación de grados de pertenencia se realiza mediante funciones de pertenencia, funciones matemáticas que asignan un valor entre 0 y 1 a cada elemento del universo de discurso (conjunto de todos los posibles valores que puede tomar una variable en un determinado contexto). Estas funciones pueden adoptar diversas formas. A continuación se presentan las más comunes:

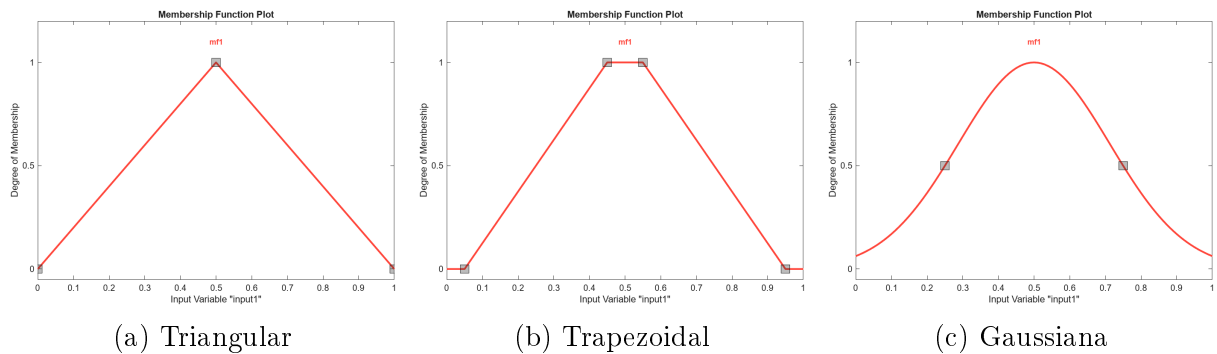


Figura 4.3: Ejemplos de funciones de pertenencia comunes.

4.2.2. Módulo de inferencia

El módulo de inferencia es el corazón del sistema de control fuzzy. En este módulo, se aplican un conjunto de reglas lingüísticas a las variables de entrada para determinar la

salida del sistema. Estas reglas son expresiones lógicas que relacionan las variables de entrada con la variable de salida.

En la lógica clásica, una regla se cumple si el antecedente cumple completamente la condición. Si embargo, en la lógica difusa, una regla puede cumplirse parcialmente, es decir, puede ser verdadera con un determinado grado de pertenencia.

En el caso de contar con múltiples entradas, cada una de ellas puede tener un grado de pertenencia diferente. Por lo tanto, es necesario combinar estos grados de pertenencia para determinar el grado de activación de la regla. Del mismo modo, si hay múltiples reglas activas, es necesario combinar sus salidas para obtener la salida final del sistema.

La expresión general de una regla difusa es la siguiente:

$$\text{IF } x_1 \text{ es } A_1 \text{ AND } x_2 \text{ es } A_2 \text{ THEN } y_1 \text{ es } B \quad (4.2)$$

donde x_1 y x_2 son las variables de entrada, A_1 y A_2 son los conjuntos difusos asociados a las variables de entrada, e y_1 es la variable de salida asociada al conjunto difuso B .

La combinación de los grados de pertenencia de las variables de entrada se realiza mediante operadores lógicos difusos, como el operador *AND* (mínimo) y el operador *OR* (máximo). Estos operadores permiten calcular el grado de activación de la regla en función de los grados de pertenencia de las variables de entrada.

4.2.3. Módulo de defuzzificación

Este módulo realiza la operación inversa al módulo de fuzzificación. Es decir, convierte la salida difusa del módulo de inferencia en un valor real que pueda ser utilizado por el sistema de control o por un actuador físico. Esta operación es necesaria porque, tras la etapa de inferencia, la salida se encuentra representada como un conjunto difuso, y para tomar decisiones concretas es preciso obtener un valor numérico único.

Existen varios métodos de defuzzificación, entre los que destacan [19]:

- Cálculo del centro de gravedad (o centroide): Consiste en calcular el centro de masas del área bajo la curva de pertenencia resultante. Es el método más utilizado debido a que ofrece una respuesta continua y estable.
- Cálculo del centro promedio: Este método calcula el promedio ponderado de los centros de las funciones de pertenencia activadas, considerando su grado de activación. Es más simple computacionalmente que el método del centroide, pero puede perder precisión si las funciones son muy asimétricas.

- Criterio del máximo: Selecciona como salida el valor correspondiente al máximo grado de pertenencia. Tiene variantes como el máximo primero, máximo último o máximo medio. Aunque es simple, no siempre proporciona una salida suave o representativa del conjunto difuso.

Los más comunes en aplicaciones prácticas son el método del centroide y el método del centro promedio, ya que ofrecen un buen compromiso entre precisión, estabilidad y coste computacional. La elección del método depende del tipo de aplicación, los requisitos de respuesta del sistema y los recursos disponibles. En el caso de este trabajo, se ha optado por el método del centroide, ya que es el más utilizado en aplicaciones de control borroso y proporciona una salida continua y suave.

Capítulo 5

Diseño del prototipo

5.1. Introducción

En el presente capítulo se va a realizar el diseño del prototipo de sistema de suspensión semiactivo (sección 2.4.3) a partir de un modelo de cuarto vehículo (sección 3.2). Primero se va a presentar el controlador diseñado para controlar el amortiguador (sección 5.2). A continuación, se va a estudiar el diseño del amortiguador variable (sección 5.3) y cómo se puede implementar en un vehículo. Por último, se va a presentar el sistema de instrumentación necesario para el correcto funcionamiento del sistema (sección 5.4).

En la figura 5.1 se presenta un diagrama de flujo de todos los componentes del sistema de control y cómo se interrelacionan entre sí.

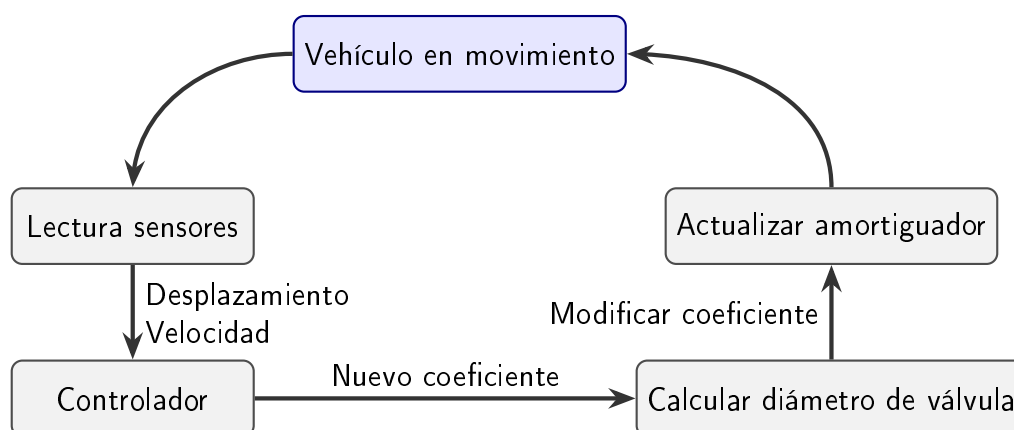


Figura 5.1: Diagrama de flujo del sistema de control de suspensión

5.2. Diseño del controlador

El diseño del controlador fuzzy se ha llevado a cabo en el entorno de desarrollo de MATLAB, utilizando la toolbox de *Fuzzy Logic Designer* introducida en la versión 2014b. Esta herramienta permite crear un sistema de control fuzzy de manera gráfica e intuitiva [20]. En el anexo B se ha incluido el código completo del regulador.

5.2.1. Entradas y salidas del controlador

El funcionamiento básico del controlador consiste en determinar el coeficiente de amortiguamiento óptimo en cada instante a partir de las señales de entrada. Por tanto, uno de los primeros pasos del diseño es seleccionar dichas señales y definir sus rangos de operación, así como el de la señal de salida.

El número de señales de entrada que se pueden utilizar es muy amplio. Sin embargo, si se emplea un número muy elevado de señales, el posterior diseño de las reglas de control se puede complicar. Por lo tanto, se ha decidido utilizar un número reducido de señales de entrada. En este caso, se ha optado por utilizar dos señales: el desplazamiento de la masa suspendida y la velocidad de la misma. El desplazamiento de la masa suspendida es muy importante, ya que es un indicador muy claro de la calidad del sistema de suspensión. Por otro lado, la velocidad de la masa suspendida es un indicador de la rapidez y la tendencia con la que se producen los cambios en el desplazamiento, por lo que también resulta muy relevante.

Para determinar los rangos de operación de las señales de entrada, se ha realizado diferentes simulaciones empleando el modelo de un cuarto de vehículo visto en la sección 3.2. Los resultados de la simulación, presentados en el capítulo 6, han servido de base para fijar los rangos de operación de las señales:

- Desplazamiento de la masa suspendida: $\pm 0,1$ m
- Velocidad de la masa suspendida: ± 2 m/s

La señal de salida es el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador. Este coeficiente es el que se va a modificar en cada instante, por lo que es importante conocer su rango de operación. Este se ha determinado a partir de los valores comúnmente utilizados en la literatura sobre el control de suspensión en vehículos [9, 21].

- Coeficiente de amortiguamiento: $[2500, 5000]$ Ns/m
- Coeficiente de amortiguamiento pasivo: 2000 Ns/m

5.2.2. Funciones de pertenencia

Una vez definidas las señales de entrada y salida, se deben de definir las funciones de pertenencia. Cada una de las funciones de pertenencia de las entradas define una variable lingüística, en este caso, tanto las entradas como la salida cuentan con seis funciones de pertenencia. Para las entradas, las variables lingüísticas son: Negativo Grande (NG), Negativo Medio (NM), Negativo Pequeño (NP), Pequeño Positivo (PP), Positivo Medio (PM) y Positivo Grande (PG). Para la salida, las variables lingüísticas son: Muy bajo (VB), Bajo (B), Medio Bajo (MB), Medio Alto (MA), Alto (A) y Muy Alto (VA).

En las figuras 5.2 y 5.3 se muestran las funciones de pertenencia de las entradas, y en la figura 5.4 se muestran las de la salida. En este caso, se han utilizado funciones de pertenencia triangulares, ya que son las más utilizadas. Aunque, también se podrían haber utilizado otras funciones de pertenencia, como las trapezoidales o las gaussianas (4.3).

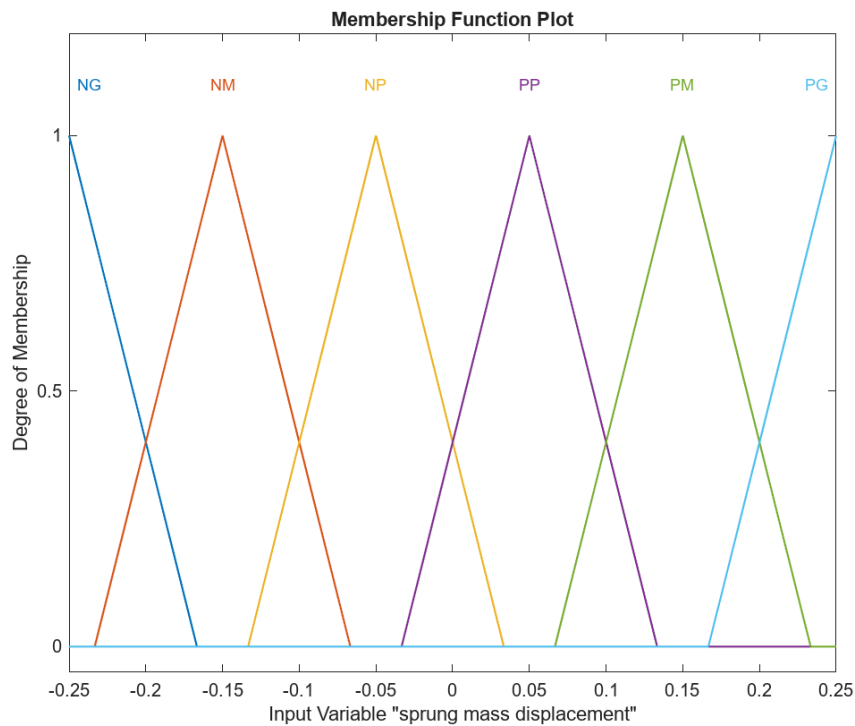


Figura 5.2: Funciones de pertenencia del desplazamiento de la masa suspendida.

5.2.3. Reglas de control

El último paso en el diseño de un control borroso es la definición de las reglas de control. Estas reglas determinan el coeficiente de amortiguamiento a partir de los valores de desplazamiento y velocidad de la masa suspendida. En este caso, se han definido un total de treinta y seis reglas para cubrir todas las combinaciones posibles de las funciones de

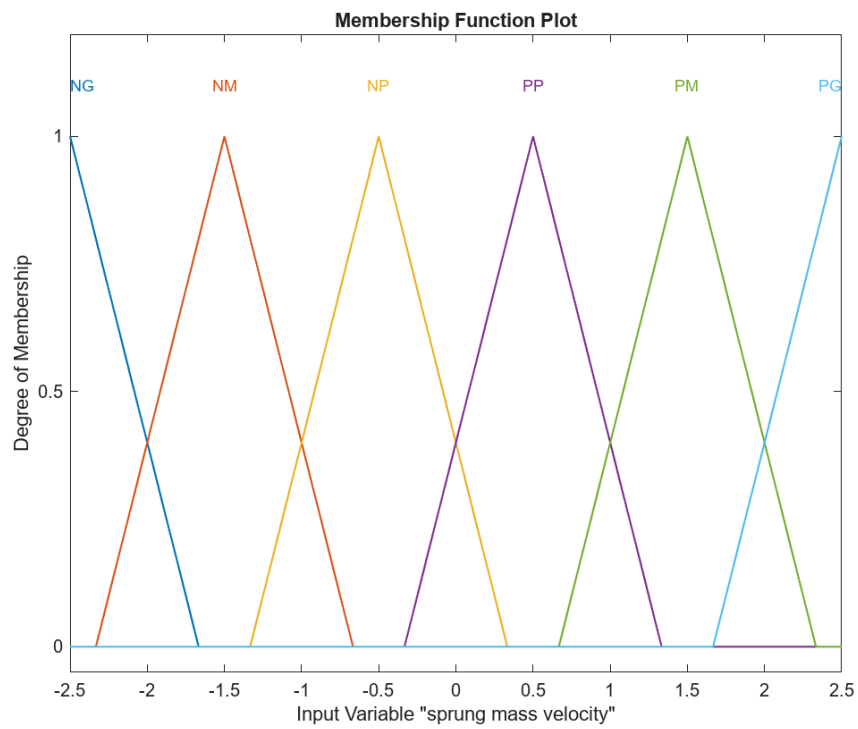


Figura 5.3: Funciones de pertenencia de la velocidad de la masa suspendida.

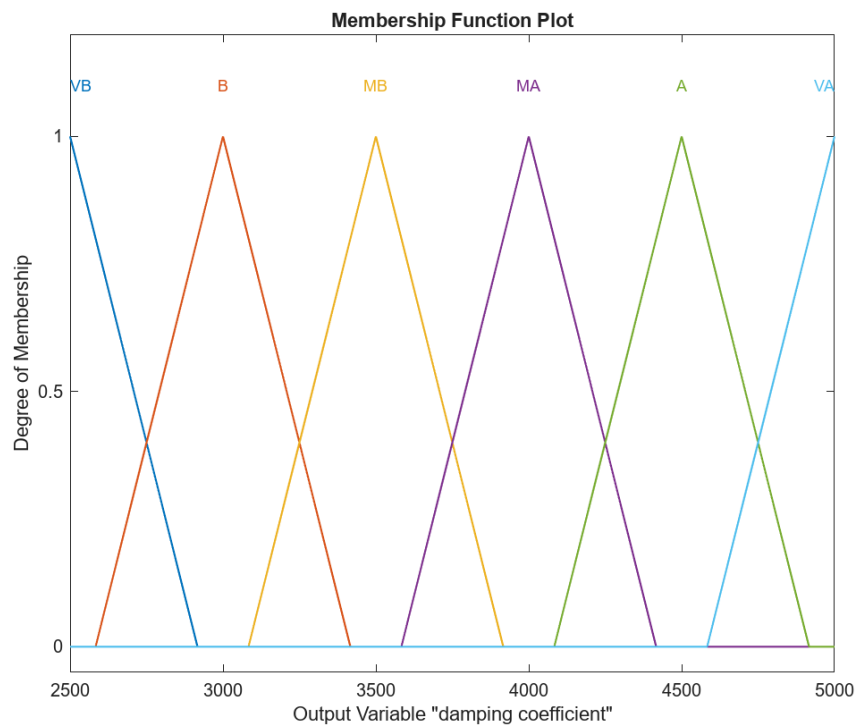


Figura 5.4: Funciones de pertenencia del coeficiente de amortiguamiento.

pertenencia de las entradas. En la tabla 5.1 se muestra la matriz de reglas de control, donde las filas representan los valores de la variable de entrada X_s y las columnas los de $\dot{X}_s$. En cada celda se indica el valor asignado a la variable de salida C_u para esa combinación.

La lógica empleada para definir estas reglas es la siguiente:

- Si el desplazamiento y la velocidad de la masa suspendida son negativos, el coeficiente de amortiguamiento debe ser grande para contrarrestar el movimiento descendente.
- Si el desplazamiento es negativo y la velocidad positiva, el coeficiente debe ser pequeño para permitir que la masa se desplace hacia arriba.
- Si el desplazamiento es positivo y la velocidad negativa, el coeficiente también debe ser pequeño para facilitar el movimiento descendente.
- Si tanto el desplazamiento como la velocidad son positivos, el coeficiente debe ser grande para oponerse al movimiento ascendente.
- En los demás casos, se asigna un valor medio de amortiguamiento.

Tabla 5.1: Matriz de reglas borrosas del nuevo controlador.

$X_s / \dot{X}_s$	NG	NM	NP	PP	PM	PG
NG	VA	VA	A	B	VB	VB
NM	VA	VA	A	B	VB	VB
NP	MB	MB	B	B	MB	MA
PP	MA	MB	B	B	MB	MA
PM	VB	VB	B	A	VA	VA
PG	VB	VB	B	A	VA	VA

Una vez definidas las reglas, la *toolbox* de MATLAB permite visualizar la superficie de control generada. Esta funcionalidad es especialmente útil, ya que ofrece una representación gráfica del comportamiento del regulador. En la figura 5.5 se muestra dicha superficie, donde se puede observar cómo varía el coeficiente de amortiguamiento en función del desplazamiento y la velocidad de la masa suspendida.

Además, la *toolbox* incluye una herramienta interactiva llamada *Rule Inference*, que permite simular el funcionamiento del regulador mediante deslizadores. Esta opción

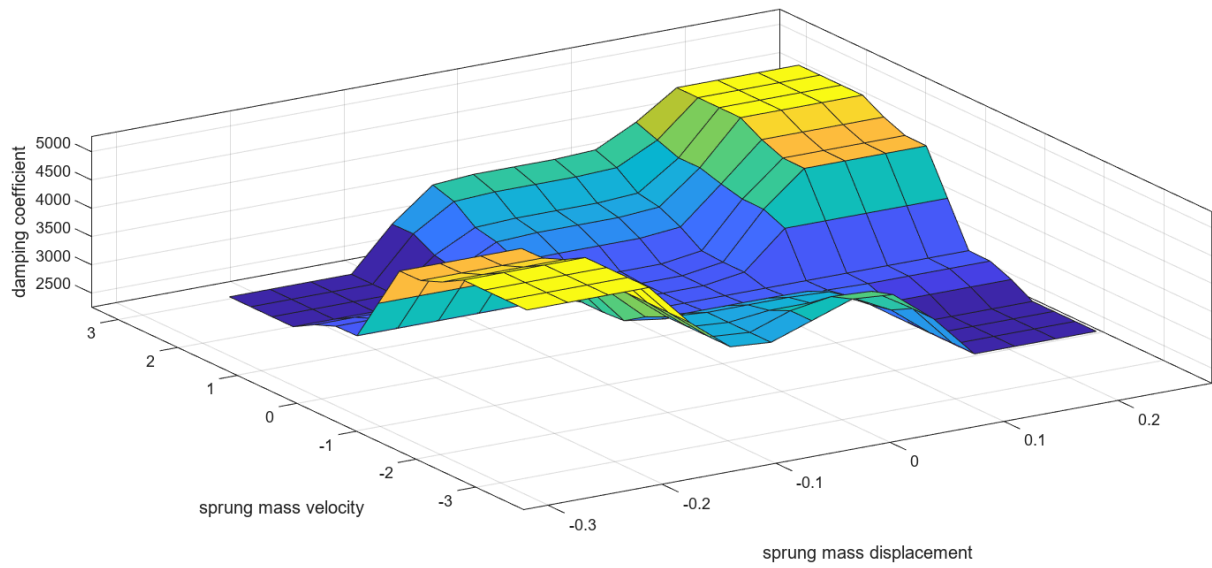


Figura 5.5: Superficie de control del controlador fuzzy.

permite asignar valores a las entradas y observar cómo se activan las diferentes reglas, así como el valor de salida resultante. Es una herramienta muy útil para comprender el comportamiento del controlador en distintas situaciones. En la figura 5.6 se muestra dicha interfaz.

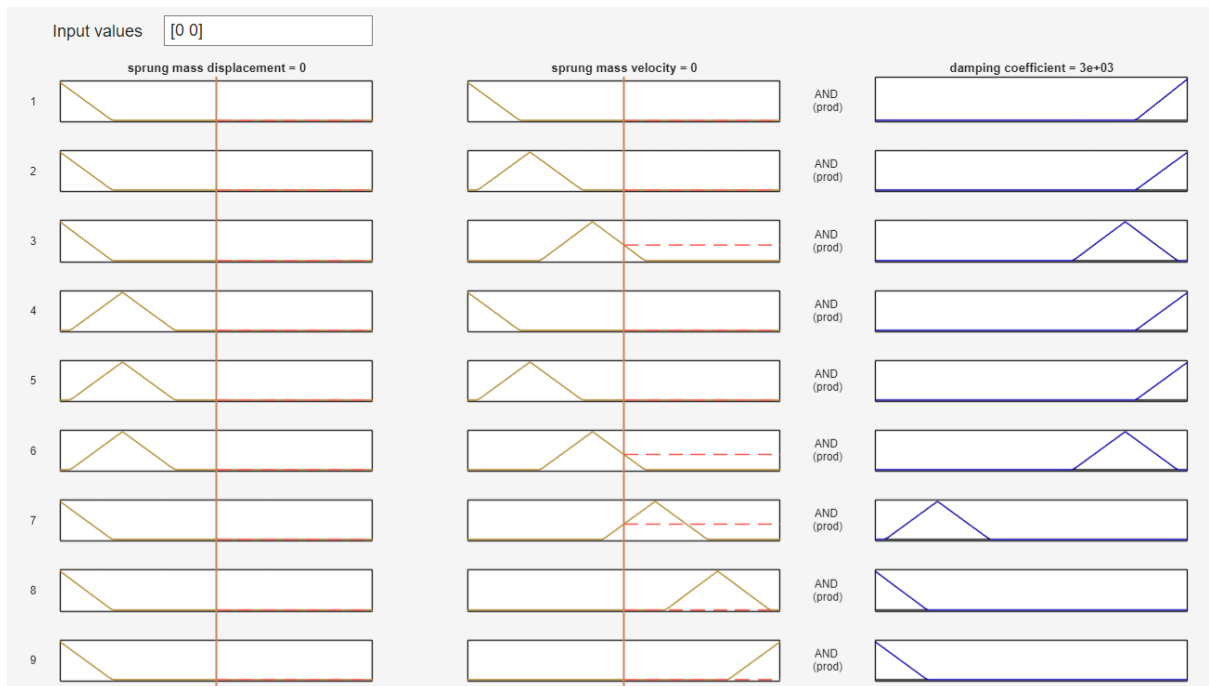


Figura 5.6: *Rule Interference* del controlador fuzzy.

5.3. Diseño del amortiguador variable

En la presente sección se va a estudiar el efecto de modificar el diámetro del orificio de una válvula de un amortiguador y cómo afecta a la fuerza ejercida por el amortiguador [9]. Además, se va a estudiar cómo se puede implementar un amortiguador variable en un vehículo.

5.3.1. Estudio del amortiguador variable

Para ello, es necesario conocer la relación entre la presión y el caudal a través de la válvula. Esta relación se puede obtener a partir de la ecuación de Bernoulli, que describe el comportamiento de un fluido en movimiento.

La ecuación de Bernoulli es una de las ecuaciones fundamentales en la mecánica de fluidos. Describe la conservación de la energía en un fluido en movimiento y se puede expresar como:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g z_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g z_2 \quad (5.1)$$

En el estudio de un amortiguador, el término de la energía potencial se puede despreciar, ya que la diferencia de altura entre los puntos 1 y 2 es despreciable. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli se simplifica a:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (5.2)$$

En el caso de un amortiguador, el fluido se mueve a través de una válvula, y la velocidad del fluido antes de entrar al orificio es muy pequeña, por lo que se puede considerar $V_1 = 0$. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli se simplifica a:

$$P_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (5.3)$$

De la que se puede calcular la velocidad del fluido a la salida de la válvula cómo:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (5.4)$$

Donde:

- P_1 : Presión antes de la válvula [Pa]
- P_2 : Presión después de la válvula [Pa]
- ρ : Densidad del fluido [kg/m³]
- V_2 : Velocidad del fluido a la salida de la válvula [m/s]
- ΔP : Diferencia de presión entre los puntos 1 y 2 [Pa]

Cuando el amortiguador actúa a una determinada velocidad, el fluido se desplaza a través de la válvula con un caudal Q . La resistencia que opone la válvula al flujo, provoca una caída de presión ΔP . Esa diferencia de presión, genera una fuerza que se opone al movimiento del amortiguador.

La fuerza del amortiguador se estudia como una función lineal de la velocidad, y por lo tanto, está vinculada a la característica presión-caudal de la válvula.

A continuación, se va a analizar el efecto de modificar el diámetro del orificio de la válvula y cómo afecta a la fuerza que se opone al movimiento del amortiguador. Se considera un amortiguador con un pistón que posee un área efectiva A y un coeficiente de amortiguamiento C_D . La fuerza del amortiguador a una velocidad V_D se puede expresar como:

$$F = C_D \cdot V_D \quad [\text{N}] \quad (5.5)$$

El área efectiva A se refiere al área sobre la cual actúa la presión generada por el paso del fluido a través de la válvula. En un amortiguador convencional, esta área no corresponde a toda la superficie del pistón, ya que parte de esta está ocupada por el vástago. Por tanto, se define como el área efectiva, es decir, la diferencia entre el área total del pistón y el área del vástago:

$$A = A_{\text{pistón}} - A_{\text{vástago}} \quad [\text{m}^2] \quad (5.6)$$

La diferencia de presión ejercida se puede expresar como:

$$\Delta P = \frac{F}{A} = \frac{C_D V_D}{A} \quad [\text{N m}^{-2}] \quad (5.7)$$

La velocidad del fluido a la salida de la válvula (V_O) se obtiene a partir de la ecuación 5.4:

$$V_O = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (5.8)$$

El caudal a través de la válvula por el principio de conservación de la masa es constante, por lo que se puede expresar como:

$$Q = A \cdot V_D = A_O \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = A_O \cdot V_O \quad (5.9)$$

Despejando el área a la salida de la válvula, se obtiene:

$$A_O = A \frac{V_D}{V_O} = A \frac{V_D}{\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}} = \sqrt{\frac{\rho A^3 V_D}{2C_D}} [\text{m}^2] \quad (5.10)$$

Donde:

- A_O : Área del orificio a la salida de la válvula $[\text{m}^2]$
- A : Área efectiva del pistón $[\text{m}^2]$
- V_D : Velocidad del pistón $[\text{m/s}]$
- V_O : Velocidad del fluido a la salida de la válvula $[\text{m/s}]$
- C_D : Coeficiente de amortiguamiento $[\text{Ns/m}]$
- ρ : Densidad del fluido $[\text{kg/m}^3]$

El diámetro del orificio a la salida de la válvula se puede expresar como:

$$D_O = \sqrt{\frac{4A_O}{\pi}} [\text{m}] \quad (5.11)$$

En el anexo C se incluye una función de MATLAB que permite obtener los parámetros de la válvula a partir de la velocidad y desplazamiento del vástago del amortiguador.

5.3.2. Implementación del amortiguador variable

Una vez se conoce el diámetro necesario de la válvula, se va a presentar cómo se podría modificar el diámetro del orificio de la válvula. En los amortiguadores ajustables, la dureza de este se ajusta mediante un sistema de clics. Este sistema emplea un tornillo sinfín que permite modificar la posición de un émbolo, el cual se encuentra en contacto con un resorte. Este resorte se encuentra en contacto con una válvula que regula el paso del fluido a través de la válvula. Al girar el tornillo sinfín, se modifica la posición del émbolo, lo que a su vez afecta la compresión del resorte y a la dureza del amortiguador. En la figura 5.7 se muestra un ejemplo de este tipo de sistema.

En el caso de un sistema semiactivo, en vez de tener que ajustar de manera manual los clics, se podría emplear un motor paso a paso que realice este ajuste de manera automática. En la figura 5.8 se muestra un ejemplo de un amortiguador que emplea un motor paso a paso para ajustar la dureza del amortiguador. Conociendo cómo varía el diámetro del orificio de la válvula en función de la rotación del tornillo sinfín, se podría programar el motor paso a paso para que ajuste el diámetro al calculado.



Figura 5.7: Ajuste de la dureza en un amortiguador de manera manual [22].



Figura 5.8: Ajuste de la dureza en un amortiguador mediante un motor paso a paso [23].

5.4. Sensores para el sistema semiactivo

Hasta ahora se ha estudiado el diseño del controlador y del amortiguador variable. Sin embargo, para que el sistema funcione correctamente, es necesario contar con un sistema de instrumentación que permita medir las variables del sistema. En este caso, se requiere medir las siguientes magnitudes:

- Desplazamiento absoluto de la masa suspendida.
- Velocidad absoluta de la masa suspendida.
- Velocidad relativa entre la masa suspendida y la masa no suspendida.

El desplazamiento y velocidad absolutas de la masa suspendida son necesarias para el controlador. Por otro lado, la velocidad relativa entre la masa suspendida y la masa no suspendida es necesaria para el diseño del amortiguador variable. La complicación radica en que ninguna de estas magnitudes se puede medir directamente, por lo que va a ser necesario derivar estas mediciones de otras magnitudes.

■ Velocidad absoluta de la masa suspendida

Se coloca un acelerómetro en la carrocería del vehículo (es decir, en la masa suspendida), que mide su aceleración vertical absoluta. Integrando esta señal, se obtiene la velocidad absoluta de la masa suspendida:

$$v_{\text{carrocería}}(t) = \int a_{\text{carrocería}}(t) dt \quad (5.12)$$

■ Velocidad relativa entre masa suspendida y no suspendida

Se emplea un sensor de desplazamiento lineal instalado entre la rueda y la carrocería. Este sensor proporciona el desplazamiento relativo entre ambas masas:

$$\Delta x(t) = x_{\text{rueda}}(t) - x_{\text{carrocería}}(t) \quad (5.13)$$

Derivando esta señal, se obtiene la velocidad relativa:

$$v_{\text{relativa}}(t) = \frac{d}{dt} \Delta x(t) \quad (5.14)$$

■ Desplazamiento absoluto de la masa suspendida

Esta magnitud se obtiene sumando el desplazamiento relativo medido por el sensor y el desplazamiento absoluto de la rueda. Este último se puede estimar integrando

dos veces la señal de un acelerómetro colocado sobre la rueda:

$$x_{\text{rueda}}(t) = \int \int a_{\text{rueda}}(t) dt^2 \quad (5.15)$$

Por tanto, el desplazamiento absoluto de la masa suspendida se calcula como:

$$x_{\text{carrocería}}(t) = x_{\text{rueda}}(t) - \Delta x(t) \quad (5.16)$$

Integrar la señal de un acelerómetro puede ser problemático, ya que cualquier error en la medición de la aceleración se acumula al integrar. En la sección 5.5 se presentan las bases del filtro de Kalman, un algoritmo que podría permitir realizar una buena estimación de la velocidad y el desplazamiento absolutos a partir de la aceleración medida por el acelerómetro.

5.4.1. Medición de desplazamiento relativo

Para medir desplazamientos relativos, se suelen emplear principalmente sensores inductivos y potenciométricos [24]. Ambos tipos de sensores tienen sus ventajas y desventajas, y la elección entre ellos depende de las necesidades específicas de la aplicación. A continuación, se describen brevemente ambos tipos de sensores.

Sensores inductivos

Los LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*) son transductores inductivos ampliamente utilizados para medir desplazamientos lineales con gran precisión y fiabilidad [25]. Su principio de funcionamiento se basa en un núcleo ferromagnético móvil alojado dentro de un tubo que contiene tres bobinas. Una bobina primaria y dos bobinas secundarias a ambos extremos conectadas en serie. En la figura 5.9 se muestra el esquema cómo está configurada una LVDT.

Cuando se aplica una señal alterna a la bobina primaria, ésta induce un flujo magnético en el núcleo que a su vez induce una tensión en los devanados secundarios. Cuando el núcleo se encuentra en la posición central, ambas bobinas secundarias inducen tensiones iguales pero opuestas, de modo que la señal de salida es nula; al desplazarse el núcleo, la amplitud de una de las bobinas aumenta mientras que la de la otra disminuye, proporcionando una salida lineal y simétrica para desplazamiento positivo y negativo.

Entre sus principales ventajas destacan su funcionamiento sin contacto, lo que evita el desgaste mecánico, su alta precisión y resolución, así como una larga vida útil. Además, los

LVDT son especialmente adecuados para entornos industriales exigentes, ya que presentan una gran resistencia a condiciones ambientales adversas como vibraciones, suciedad o humedad [26].

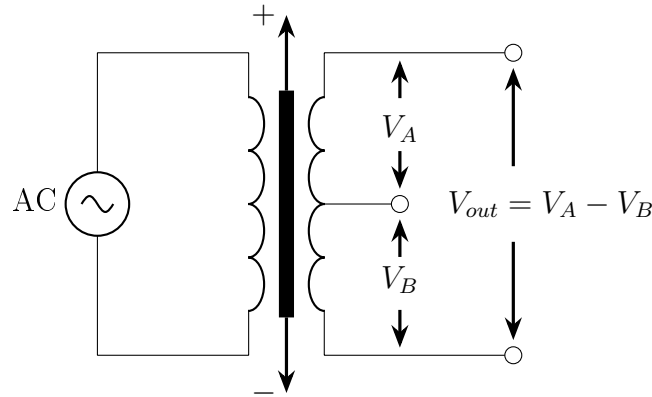


Figura 5.9: Esquema funcionamiento de una LVDT.

Sensores potenciométricos lineales

Los sensores potenciométricos son transductores que convierten un desplazamiento mecánico lineal en una variación de tensión continua proporcional. Su funcionamiento se basa en un divisor de tensión formado por dos resistencias y un contacto móvil (cursor) que modifica la relación entre las dos resistencias, generando así una variación de tensión de salida proporcional a la posición. En la figura 5.10 se muestra de cómo está configurado un sensor potenciométrico.

Este tipo de sensores destaca por su simplicidad de diseño y bajo coste. Sin embargo, al ser sensores de contacto, están sujetos a desgaste mecánico con el uso, lo que limita su precisión y vida útil, por lo que se emplean habitualmente en aplicaciones donde no se requiere una alta exactitud o estabilidad a largo plazo [26].

En la tabla 5.2 se recoge un resumen de las principales diferencias entre ambas soluciones. Como puede apreciarse, los sensores LVDT presentan un rendimiento superior al de los

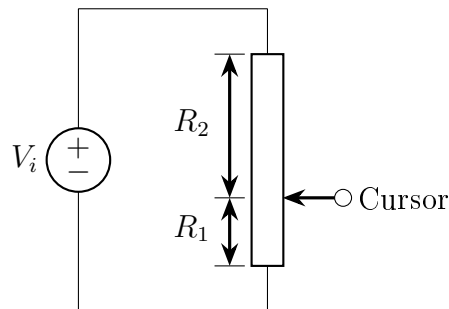


Figura 5.10: Esquema funcionamiento de un sensor potenciométrico.

potenciométricos en la mayoría de los aspectos. No obstante, su coste es considerablemente más elevado, por lo que, en aplicaciones con condiciones de uso o requisitos técnicos menos exigentes, se suele optar por sensores potenciométricos.

Tabla 5.2: Comparación entre sensores LVDT y potenciómetros lineales.

Parámetro	LVDT	Potenciómetro
Precisión	Muy alta	Moderada
Resolución	Muy alta	Moderada
Durabilidad	Alta	Media
Coste	Alto	Bajo
Mantenimiento	Bajo	Medio/Alto

El fabricante HGSI cuenta con soluciones que emplean tanto sensores potenciométricos como sensores inductivos. En la tabla 5.3 se recogen dos soluciones de este fabricante. Los precios se han obtenido de la página web de HGSI, seleccionando un rango de 100 mm.

La resistencia IP es un parámetro importante a tener en cuenta, ya que indica la protección del sensor contra la entrada de polvo y agua. El primer número indica la protección contra el polvo, mientras que el segundo número indica la protección contra el agua. La protección IP se mide en una escala de 0 a 6 para el polvo y de 0 a 8 para el agua. Cuanto mayor sea el número, mayor será la protección del sensor. En este caso, el sensor LPPS tiene una resistencia IP64, lo que significa que está protegido contra el polvo y las salpicaduras de agua, mientras que el sensor ILPS tiene una resistencia IP67, lo que significa que está completamente protegido contra el polvo y puede sumergirse en agua hasta 1 metro de profundidad.

Tabla 5.3: Comparación sensores de desplazamiento comerciales

Modelo	Tecnología	Rango (mm)	Resistencia	Precio €
LPPS [27]	Potenciómetro	25-300	IP64	145
ILPS [28]	LVDT	25-200	IP67	367

5.4.2. Medición de la aceleración

En el ámbito de la automoción, la tecnología dominante para medir aceleraciones es la basada en MEMS (*Micro-Electro-Mechanical Systems*). Estos sensores son dispositivos miniaturizados que integran componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos en un solo chip [29]. Para medir aceleraciones, se emplean principalmente tipos de tecnologías:

- Con tecnología capacitiva.
- Con tecnología piezorresistiva.

La tecnología capacitiva se basa en la variación de capacitancia entre dos placas conductoras separadas por un material dieléctrico. Cuando el sensor experimenta una aceleración, la distancia entre las placas cambia, lo que provoca una variación en la capacitancia. Esta variación se traduce en una señal eléctrica proporcional a la aceleración. Por otro lado, la tecnología piezorresistiva se basa en la variación de resistencia eléctrica de un material piezorresistivo cuando se aplica una fuerza. Esta variación de resistencia se traduce en una señal eléctrica proporcional a la aceleración.

Los acelerómetros basados en tecnología piezorresistiva cuentan con una baja sensibilidad y se utilizan en aplicaciones en las que se requiere un rango de medida muy grande. Por ejemplo, en la industria del automóvil, se utilizan acelerómetros piezorresistivos para medir la aceleración de los vehículos durante las pruebas de choque. Por otro lado, los sensores capacitivos son más sensibles y precisos, lo que los convierte en la mejor opción para esta aplicación.

En la tabla 5.4 se recogen dos acelerómetros comerciales. El primero es un acelerómetro de tres ejes de la marca Murata basado en tecnología capacitiva. El segundo es un acelerómetro de un eje de la marca ASC basado en tecnología piezorresistiva.

Tabla 5.4: Comparación de acelerómetros comerciales

Modelo	Fabricante	Rango (g)	Sensibilidad	Ejes	Precio (€)
SCA3300-D01 [30]	Murata	$\pm 1.5/3/6$	400 mV/g	3	55
ASC 66C2 [31]	ASC	± 6000	0.10 mV/g	1	-

5.5. Fundamentos del filtro de Kalman

El filtro de Kalman es un algoritmo recursivo que permite estimar el estado de un sistema dinámico a partir de medidas ruidosas. Fue inventado por Rudolf E. Kalman en 1960 y se ha convertido en una herramienta con aplicaciones en múltiples campos como la navegación y localización, sistemas de control o la economía [32].

Aunque en este proyecto no se implementa el filtro de Kalman, sí se explica su funcionamiento básico. En este caso, su objetivo sería estimar la velocidad y el desplazamiento vertical de la masa suspendida a partir de la aceleración medida por un sensor. Como integrar la aceleración dos veces introduce errores acumulados, el filtro de Kalman permite reducir ese error combinando la medida con un modelo del sistema. Para ello, se utiliza un modelo de estados donde el estado incluye la velocidad y el desplazamiento, y la aceleración actúa como entrada. Así, el filtro corrige continuamente la estimación tratando de minimizar el efecto del ruido y mejorar la estimación.

Tal como se indica en la literatura [33], la estimación directa del desplazamiento y la velocidad mediante doble integración de la aceleración puede generar errores de hasta un 69 %. Sin embargo, al aplicar un filtro de Kalman, este error puede reducirse significativamente, llegando hasta un 9 %.

5.5.1. Conceptos básicos

Antes de profundizar en el funcionamiento del filtro de Kalman, es importante comprender los conceptos clave sobre los que se basa su formulación [34].

- **Variable aleatoria:** Es una variable cuyo valor es incierto y puede tomar diferentes valores en diferentes instantes de tiempo.
- **Covarianza:** Representa la medida de cómo dos variables aleatorias varían juntas. En el contexto del filtro de Kalman, se utiliza para cuantificar la incertidumbre en las estimaciones del estado y las medidas.
- **Estimación:** Consiste en una aproximación del valor real de una variable aleatoria.
- **Ganancia de Kalman (K_n):** Es un factor que pondera la importancia de la medida actual en comparación con la predicción del estado. Se calcula como:

$$K_k = \frac{\text{Incertidumbre de la estimación}}{\text{Incertidumbre de la estimación} + \text{Incertidumbre de la medida}} \quad (5.17)$$

5.5.2. Algoritmo del filtro de Kalman

El filtro Kalman cuenta con dos fases: una fase de predicción y una fase de actualización tal y como se muestra en la figura 5.11. En la fase de predicción basándose en la estimación del estado anterior y en el modelo del sistema, se predice el siguiente estado del sistema. En la fase de actualización, se incorpora la medida actual y se actualiza la estimación del estado del sistema [35]. A continuación, se van a describir las etapas de cada una de las fases [36].

La etapa de inicialización se lleva a cabo antes de comenzar el proceso de estimación. En esta fase se establece el estado inicial del sistema, así como la covarianza inicial del error. Esta etapa se realiza una única vez al inicio.

Durante la etapa de medición, se proporciona la medida del estado del sistema. En la etapa de salida, se proporcionan las estimaciones corregidas del estado del sistema.

En la etapa de predicción, se realiza lo siguiente:

1. **Proyección del estado:** Se predice el estado del sistema en el siguiente instante de tiempo utilizando el modelo del sistema.

$$\hat{x}_{k+1}^- = A_k \hat{x}_k + B u_k \quad (5.18)$$

2. **Proyección de la covarianza del error:** Se predice la covarianza del error del estado en el siguiente instante de tiempo. La covarianza representa cuánta incertidumbre existe en la predicción del estado.

$$P_{k+1}^- = A_k P_{k-1} A_k^T + Q_k \quad (5.19)$$

En la etapa de actualización, se realiza lo siguiente:

1. **Cálculo de la ganancia de Kalman (K_k):** Se calcula en base a la predicción y la incertidumbre asociada.

$$K_k = P_k^- H_k^T (H_k P_k^- H_k^T + R_k)^{-1} \quad (5.20)$$

2. **Actualización del estado:** Se actualiza el estado del sistema utilizando la medida actual y la ganancia de Kalman.

$$\hat{x}_k = \hat{x}_k^- + K_k (z_k - H_k \hat{x}_k^-) \quad (5.21)$$

3. **Actualización de la covarianza del error:** Se actualiza la covarianza del error del estado utilizando la ganancia de Kalman y la covarianza del error a priori.

$$P_k = (I - K_k H_k) P_k^- \quad (5.22)$$

En la tabla 5.5 se explica qué es cada término empleado en las ecuaciones del filtro de Kalman.

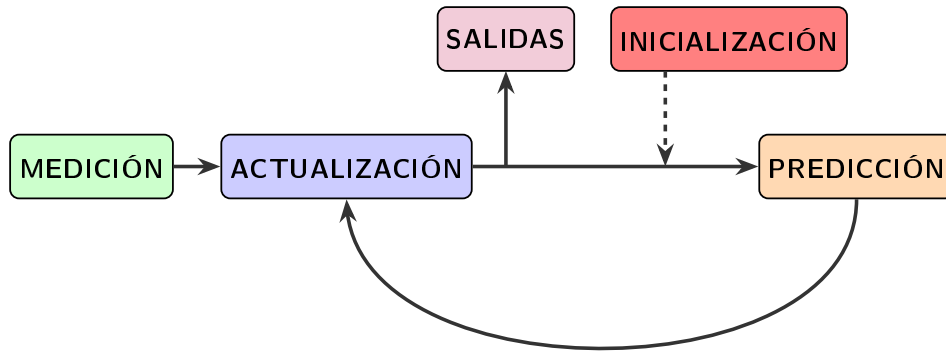


Figura 5.11: Esquema funcional de un filtro de Kalman.

Término	Descripción
$\hat{x}_k$	Estimación del estado del sistema en el instante k .
$\hat{x}_k^-$	Estimación <i>a priori</i> del estado antes de incorporar la medición.
u_k	Entrada del sistema.
z_k	Medición en el instante k .
A_k	Matriz de transición de estados.
B	Matriz de entrada.
H_k	Matriz de observación.
P_k	Covarianza del error de estimación del estado en el instante k .
P_k^-	Covarianza <i>a priori</i> del error de estimación.
Q_k	Covarianza del ruido del proceso.
R_k	Covarianza del ruido de medida.
K_k	Ganancia de Kalman.

Tabla 5.5: Descripción de los términos de las ecuaciones del filtro de Kalman.

Capítulo 6

Simulación

6.1. Introducción

En este capítulo se presentan una serie de simulaciones cuyo objetivo es analizar el comportamiento dinámico del modelo de un cuarto de vehículo con y sin regulador. Como punto de partida, se estudia el sistema pasivo (figura 2.1), es decir, aquel en el que el amortiguador mantiene un coeficiente de amortiguamiento constante. Este análisis permite determinar los rangos de respuesta del sistema (el desplazamiento y la velocidad de la masa suspendida), lo cual resulta fundamental para el posterior diseño del controlador, tal y como se expuso en el capítulo 5.

Las simulaciones se desarrollan mediante el entorno MATLAB/Simulink, que proporciona una plataforma gráfica para el modelado y análisis de sistemas dinámicos. Asimismo, permite implementar el controlador diseñado de forma visual e intuitiva. Para representar el modelo de un cuarto de vehículo, se recurre a una función de MATLAB, *MATLAB Function*, cuya implementación se describe en detalle en la sección 6.4.

Antes de iniciar el análisis, se definen los parámetros físicos del sistema y los perfiles de carretera empleados como señales de excitación.

6.2. Parámetros del sistema

A lo largo de todo el proceso se han empleado los parámetros del vehículo que se recogen en la tabla 6.1. Estos valores se han utilizado en todas las simulaciones. Aunque el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador es una variable de control en el sistema semiactivo, para el estudio del sistema pasivo se ha considerado el valor de referencia mostrado en la

tabla.

Tabla 6.1: Parámetros del vehículo para la simulación [11].

Parámetro	Significado	Valor
m_u	Masa no suspendida (rueda)	40 kg
m_s	Masa suspendida (1/4 de la carrocería)	250 kg
k_u	Rigidez del neumático	125000 N/m
k_s	Rigidez de la suspensión	28000 N/m
c_u	Amortiguamiento del neumático	100 N·s/m
c_s	Amortiguamiento del amortiguador	2000 N·s/m

6.3. Perfiles de carretera

El perfil de la carretera es la fuente de excitación del sistema que se estudia [18]. En la práctica, las carreteras presentan un perfil aleatorio difícil de modelar. Por ello, en este trabajo se han considerado dos entradas para simular diferentes perfiles: escalón y secuencia de escalones. Estos casos permiten simular distintas condiciones de la carretera y analizar comparativamente el comportamiento del sistema en sus configuraciones pasiva y semiactiva. Todas las entradas mencionadas cuentan con un bloque específico en Simulink que permite definir de manera gráfica las señales.

6.3.1. Entrada tipo escalón

La entrada escalón simula un salto brusco en la altura, como cuando el vehículo pasa de repente por un bordillo o un obstáculo muy pronunciado. En este trabajo, se van a considerar escalones con una altura máxima de 0,15 metros.

En Simulink, la entrada escalón se puede definir utilizando el bloque "Step", que permite especificar la altura del escalón y el tiempo de subida. En la figura 6.1 se muestran los parámetros del bloque. El *Step time* indica el instante en el que se produce el escalón, *Initial value* indica el valor antes de que se produzca el escalón y *Final value* indica la altura del escalón transcurrido el *Step time*.

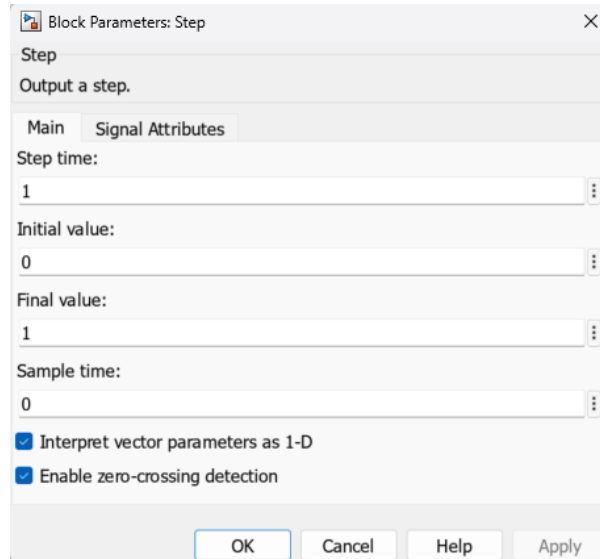


Figura 6.1: Bloque Simulink entrada tipo escalón.

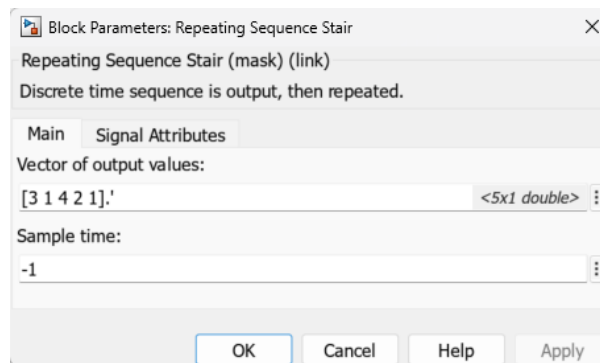


Figura 6.2: Bloque Simulink entrada tipo secuencia de escalones.

6.3.2. Entrada tipo secuencia de escalones

La entrada tipo secuencia de escalones simula una serie de obstáculos o irregularidades en la carretera que se presentan de forma secuencial. Este tipo de entrada es útil para estudiar la respuesta del sistema a perturbaciones rápidas y sucesivas.

En Simulink, la entrada tipo secuencia de escalones se puede definir utilizando el bloque "Repeating Sequence", que permite especificar una serie de valores y los tiempos en los que se producen. En la figura 6.2 se muestran los parámetros del bloque. El *Sample time* indica la duración de cada escalón y *Output values* indica la altura de cada escalón.

6.4. Modelo de un cuarto de vehículo

Para llevar a cabo las simulaciones del sistema, es necesario implementar las ecuaciones diferenciales del modelo de un cuarto de vehículo obtenidas en la sección 3.2.2. Aunque

también sería posible utilizar las funciones de transferencia presentadas en la sección 3.2.3 o el modelo en variables de estado visto en la sección 3.2.4. En este caso se ha optado por una implementación basada en una función de MATLAB incluida dentro de un bloque *MATLAB Function* en Simulink.

Esta función, denominada *quarter car model* para nuestro modelo, implementa el modelo dinámico completo del sistema, calculando la evolución temporal de las variables de estado a partir del estado actual y de las entradas al sistema. En concreto, la función recibe como entrada un vector con las excitaciones externas y otro vector con el estado del sistema, y devuelve un vector con las derivadas del estado, que muestran la evolución del sistema.

El vector de entrada está formado por tres componentes:

- El coeficiente de amortiguamiento c_s . En el sistema pasivo se considera un valor constante, mientras que en el sistema semiactivo se obtiene del control Fuzzy.
- El perfil del terreno $y(t)$.
- La derivada de dicho perfil $\dot{y}(t)$. Como el perfil del terreno va a tomar valores constantes, la derivada va a ser siempre cero, por lo que se toma como una constante de valor cero a la hora de realizar las simulaciones.

El vector de estado se compone de cuatro variables:

- Desplazamiento y velocidad de la masa no suspendida (rueda).
- Desplazamiento y velocidad de la masa suspendida (carrocería).

En el interior de la función se definen los parámetros físicos del modelo (tabla 6.1), como las masas, rigideces y coeficientes de amortiguamiento, y se formulan las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento del sistema (ecuaciones 3.4). Estas ecuaciones permiten calcular las aceleraciones de ambas masas teniendo en cuenta tanto el estado actual como las entradas externas.

Finalmente, la función devuelve un vector con las derivadas del estado, es decir, las velocidades y aceleraciones necesarias para simular el comportamiento dinámico del sistema.

En la figura 6.3 se muestra el esquema del bloque utilizado en Simulink, y el código completo de esta función puede consultarse en el anexo A.

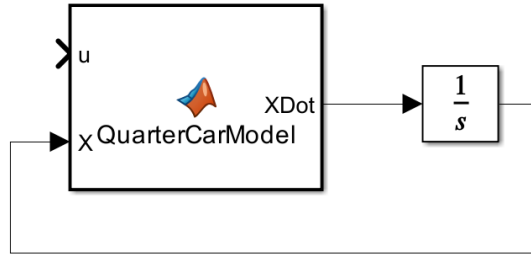


Figura 6.3: Bloque Simulink del modelo de un cuarto de vehículo.

6.5. Simulación del sistema pasivo

Para llevar a cabo la simulación del sistema pasivo, se ha utilizado el bloque *Quarter Car Model* implementado en la sección 6.4. En este caso, el coeficiente de amortiguamiento se ha fijado en un valor constante de $c_s = 2000 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, y se ha aplicado una entrada tipo escalón con una altura máxima de 0,15 metros.

En la figura 6.4 se muestra el esquema de simulación del sistema pasivo. El bloque *Quarter Car Model* recibe como entrada el perfil de la carretera y el valor del coeficiente de amortiguamiento, y devuelve las variables de estado del sistema, que incluyen los desplazamientos y velocidades de ambas masas.

El bloque *Scope* permite visualizar las salidas del sistema, como el desplazamiento y la velocidad de la masa suspendida. En las figuras 6.5 y 6.6 se presentan los resultados de la simulación ante un escalón de 0.15 metros. En la figura 6.5 se observa que el desplazamiento de la masa suspendida no supera los 0.25 metros, mientras que en la figura 6.6 se muestra que la velocidad alcanza un valor máximo ligeramente superior a 0.5 m/s.

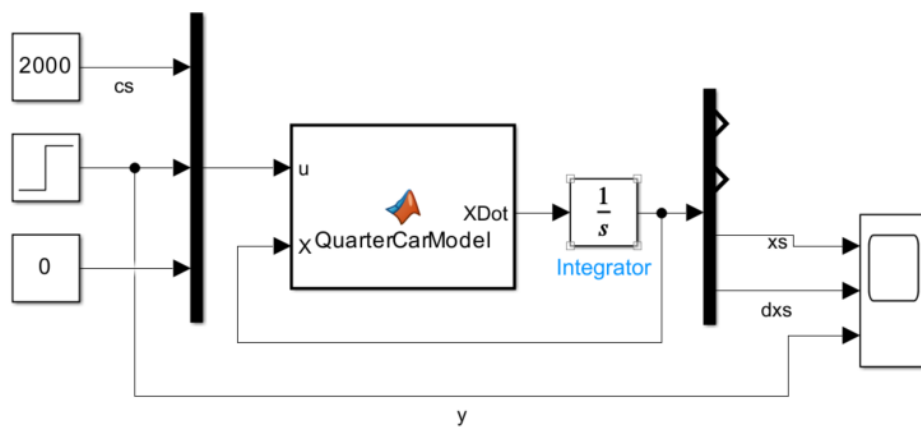


Figura 6.4: Esquema Simulink para la simulación del sistema pasivo.

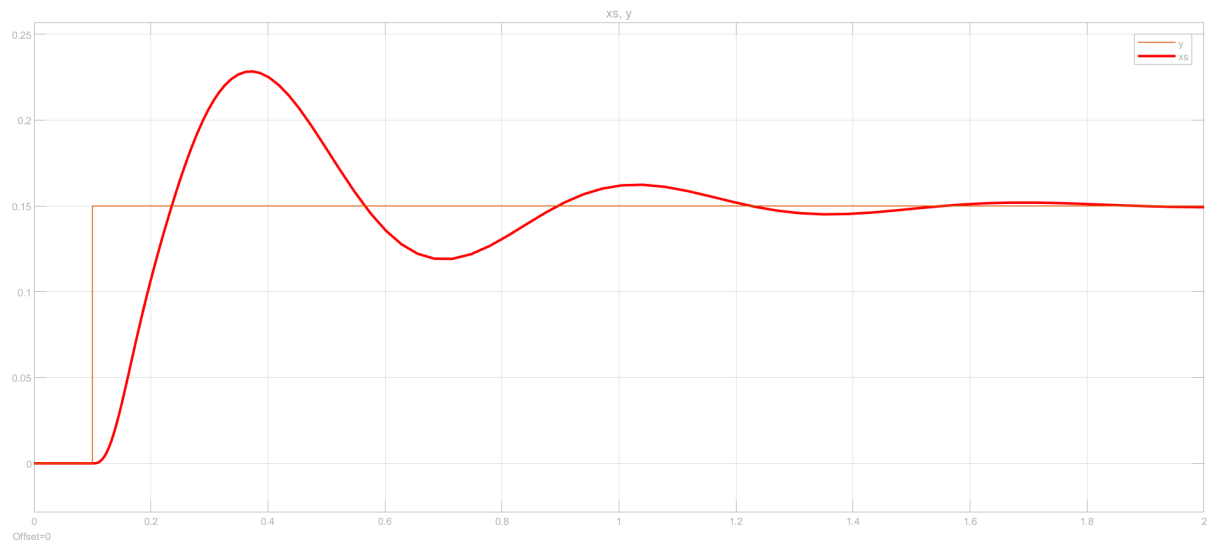


Figura 6.5: Simulación del desplazamiento de la masa suspendida.

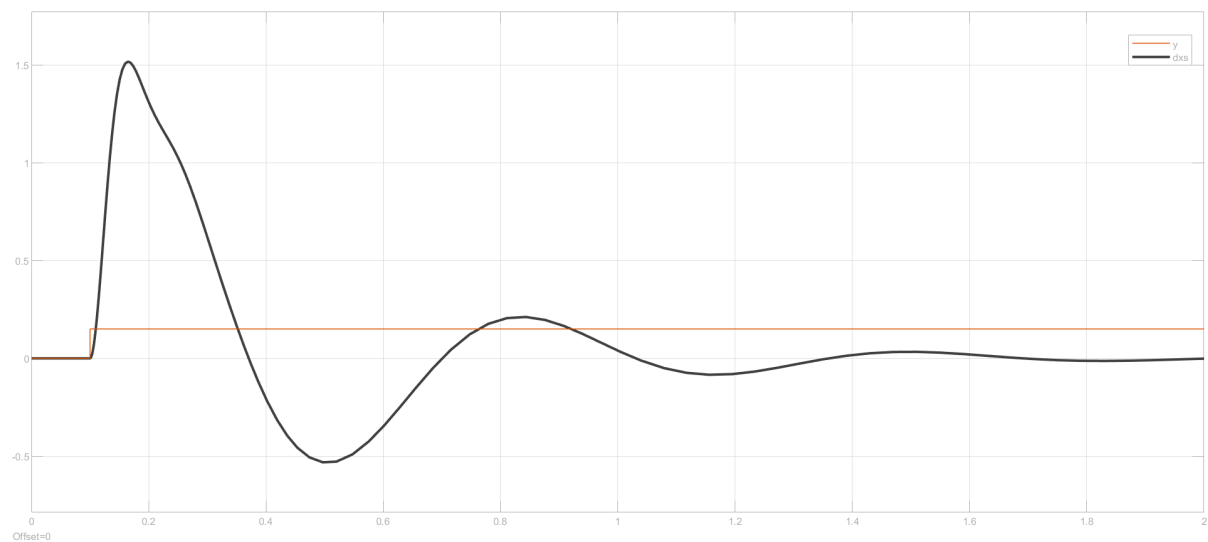


Figura 6.6: Simulación de la velocidad de la masa suspendida.

6.6. Simulación del sistema semiactivo

Para simular el sistema semiactivo, se ha incorporado el controlador difuso diseñado en la sección 5.2 junto al modelo de un cuarto de vehículo en Simulink. Para ello, se ha utilizado el bloque *Fuzzy Logic Controller* de la biblioteca de Simulink, que permite importar el controlador creado con la herramienta *Fuzzy Logic Designer* mediante un archivo con extensión *.fis*.

Este archivo debe encontrarse en el mismo directorio que el modelo de Simulink para que pueda ser cargado correctamente. Además, es necesario configurar los *Callbacks* del modelo, específicamente la función *InitFcn*, que se ejecuta al iniciar la simulación. En ella se debe añadir la siguiente línea de código:

```
fuzzyLogicController = readfis('Controlador.fis');
```

La figura 6.7 muestra el esquema en Simulink del modelo de un cuarto de vehículo con el controlador difuso integrado.

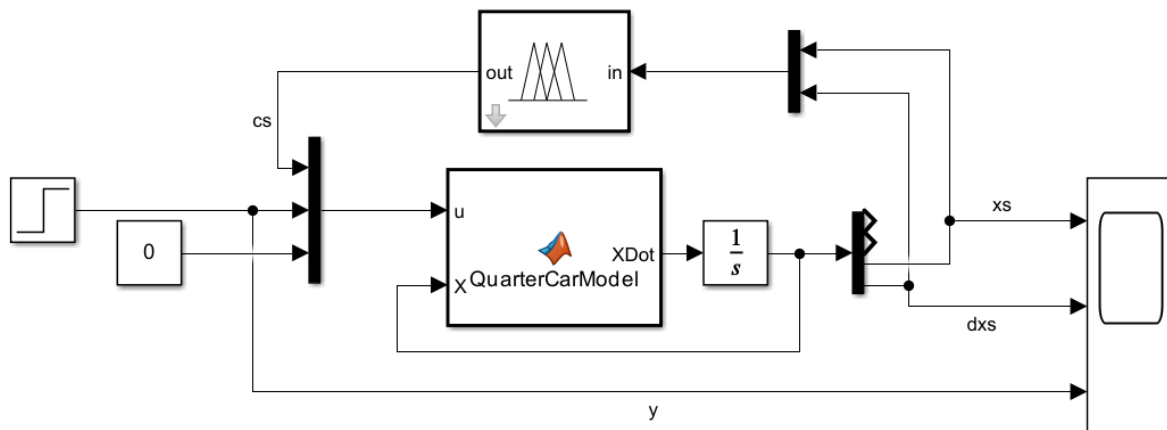


Figura 6.7: Esquema Simulink para la simulación del sistema semiactivo.

6.7. Comparación de los sistemas pasivo y semiactivo

Una vez implementados los modelos pasivo y semiactivo, se procede a comparar la respuesta de ambos sistemas. Para ello, se utiliza la secuencia de escalones descrita en la sección 6.3, que simula un perfil de carretera con varios baches, como se muestra en la figura 6.8.

Con el fin de comparar los resultados, ambos modelos deben estar integrados en un mismo archivo de Simulink, utilizando las configuraciones descritas en las secciones 6.5 y 6.6.

En la figura 6.9 se presentan las respuestas de ambos sistemas ante la secuencia de escalones. En azul se muestra la respuesta del sistema pasivo y en rojo la del semiactivo. Se puede observar que el desplazamiento de la masa suspendida del sistema semiactivo es menor que el del sistema pasivo. Para cuantificar esta diferencia, se ha recurrido al error cuadrático medio (ECM), que se define como:

$$\text{ECM} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y(i) - x_s(i))^2 \quad (6.1)$$

donde $y(i)$ es el valor del perfil del terreno, $x_s(i)$ es el desplazamiento de la masa suspendida y N es el número total de muestras.

En la tabla 6.2 se muestran los valores del ECM para ambos sistemas. Se observa que el error cuadrático en el sistema semiactivo se reduce alrededor del 36 % en comparación con el sistema pasivo.

Tabla 6.2: Comparación del error cuadrático medio para los sistemas con y sin regulador.

Modelo	ECM	ECM normalizado
Con regulador difuso	0.05203	64.08
Sin regulador	0.08120	100

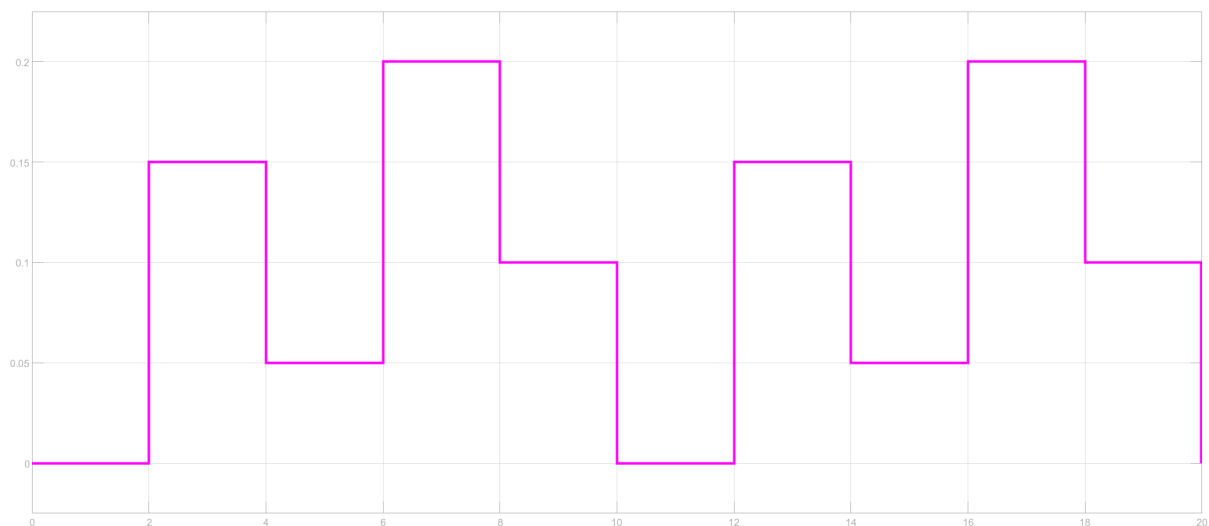


Figura 6.8: Secuencia de escalones para la comparación de los modelos.

Otro aspecto importante a comparar es el máximo sobreimpulso y el tiempo de establecimiento de ambos sistemas. Para ello, se ha realizado una simulación con una

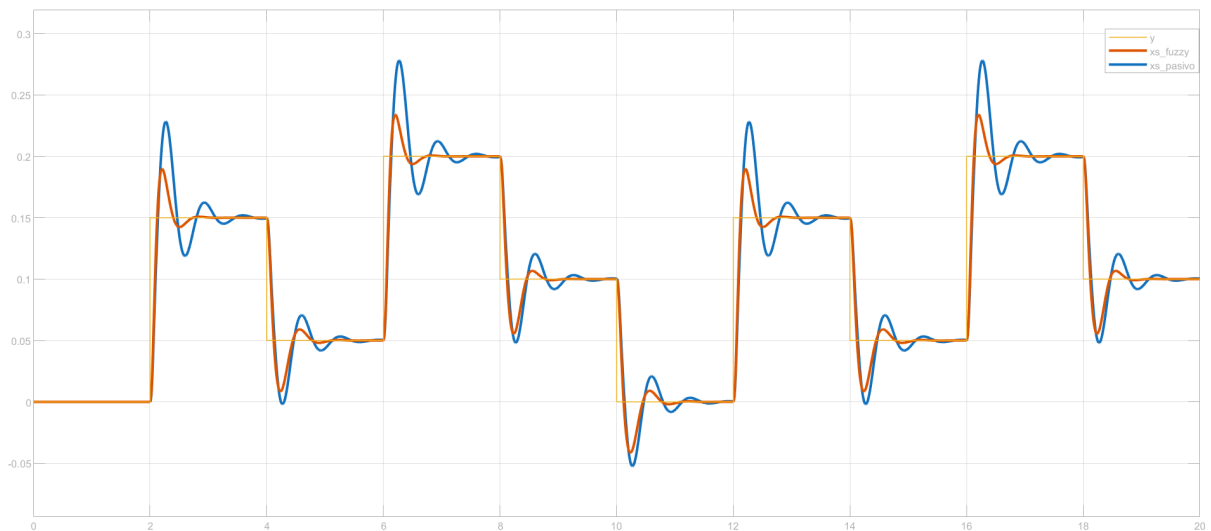


Figura 6.9: Comparación desplazamiento de la masa suspendida entre el modelo pasivo y el semiactivo ante secuencia de escalones.

entrada tipo escalón, como se describe en la sección 6.3. En la figura 6.10 se muestran las respuestas de ambos sistemas ante un escalón de 0.15 metros de amplitud. En azul se muestra la respuesta del sistema pasivo y en rojo la del semiactivo.

En la tabla 6.3 se presentan los resultados de la comparación. Se observa que el sistema semiactivo presenta un tiempo de establecimiento menor y un máximo sobreimpulso significativamente reducido en comparación con el sistema pasivo. En concreto, el tiempo de establecimiento del sistema semiactivo es de 1.7 segundos, mientras que el del sistema pasivo es de 3.2 segundos. Además, el máximo sobreimpulso del sistema semiactivo es del 26.67%, frente al 52.27% del sistema pasivo. Por lo tanto, el sistema semiactivo mejora significativamente la dinámica del sistema al reducir el tiempo de establecimiento y el sobreimpulso a casi la mitad.

Tabla 6.3: Comparación de la dinámica del sistema con y sin regulador.

Modelo	Tiempo establecimiento	Máximo sobreimpulso
Con regulador difuso	1.7s	26.67%
Sin regulador	3.2s	52.27%

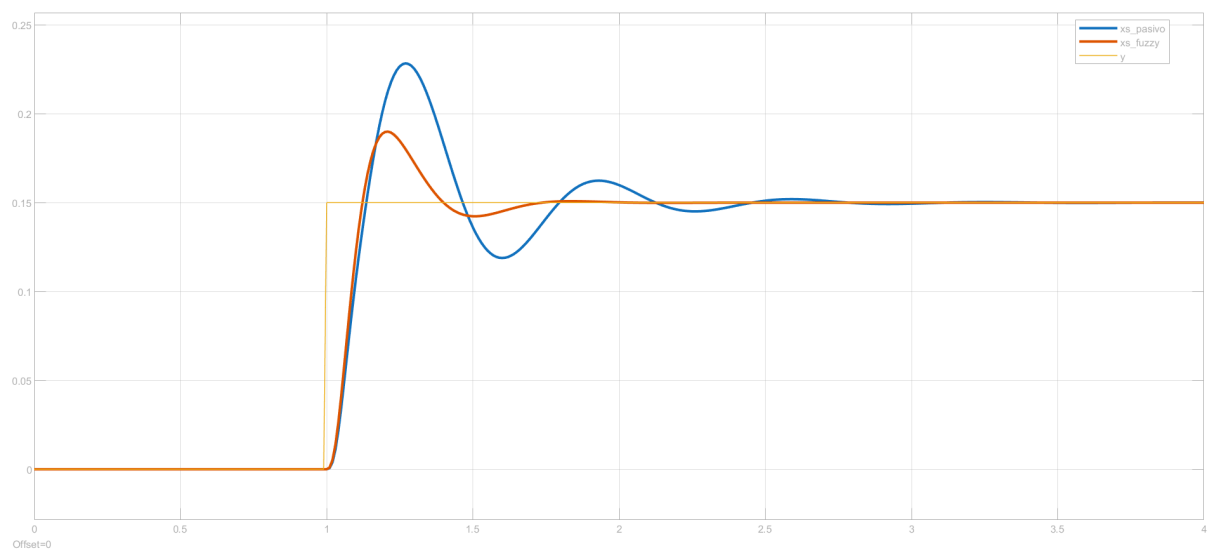


Figura 6.10: Comparación desplazamiento de la masa suspendida entre el modelo pasivo y el semiactivo ante escalón.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajo futuro

7.1. Conclusiones

El objetivo de este proyecto ha sido el estudio de los sistemas de suspensión en automóviles y la implementación de un controlador que mejore su respuesta dinámica. A partir del modelado de un sistema de un cuarto de vehículo, se ha desarrollado un sistema semiactivo basado en lógica fuzzy, capaz de ajustar el coeficiente de amortiguamiento en función del desplazamiento y la velocidad de la masa suspendida.

Todos los componentes del sistema se han implementado en el entorno gráfico de Simulink, lo que ha permitido realizar simulaciones comparativas entre un sistema pasivo y el semiactivo. Los resultados obtenidos muestran una mejora significativa en la respuesta dinámica del sistema, con una reducción del sobreimpulso, un menor tiempo de establecimiento y una disminución del error cuadrático medio, tal y como se muestra en las tablas 6.2 y 6.3.

Estos resultados muestran que el uso de un controlador basado en lógica borrosa permite mejorar considerablemente el comportamiento del sistema. Sin embargo, es importante destacar que, al tratarse de una suspensión semiactiva, el sistema no es capaz de generar fuerzas activas, sino que su actuación se limita al control del nivel de amortiguamiento. Esta limitación no la presenta un sistema completamente activo, que sí puede aplicar fuerzas adicionales para optimizar la dinámica del vehículo. Aun así, la solución propuesta representa un buen compromiso entre rendimiento, complejidad y coste, situándose como una opción viable frente a los sistemas pasivos tradicionales.

Como se ha visto en la sección 5.5, la estimación de la velocidad y el desplazamiento a partir de la aceleración es un aspecto esencial para la implementación real del sistema. Aunque se ha presentado el filtro de Kalman como una posible solución, se trata de un

tema amplio y complejo que requiere un estudio más profundo.

7.2. Trabajo futuro

Como posibles líneas de trabajo futuro, una de las más relevantes sería la implementación física del sistema, integrando todos los componentes necesarios, como sensores, actuadores y la electrónica de control. Otro aspecto importante, sería el diseño de un filtro de Kalman para poder estimar el desplazamiento y la velocidad de manera efectiva a partir de la medición de la aceleración, tal y como se ha presentado en la sección 5.5. Como alternativa, se podría explorar el diseño del controlador utilizando como entrada el desplazamiento relativo entre el chasis y la rueda, lo cual permitiría evitar tener que estimar el desplazamiento absoluto de la rueda.

También resultaría interesante implementar el sistema en un vehículo real, lo que permitiría evaluar su rendimiento en condiciones reales de conducción. De este modo, sería posible ajustar de manera más precisa los rangos y las funciones de pertenencia del controlador. Además, estudiar el amortiguador variable en un banco de pruebas podría permitir obtener datos más precisos sobre su comportamiento y optimizar la relación entre el diámetro de la válvula y el coeficiente de amortiguamiento, tal y como se ha discutido en la sección 5.3.

De cara a una posible comercialización del sistema, sería interesante desarrollar una interfaz gráfica a través de un dispositivo HMI (Human-Machine Interface), que permitiera al usuario visualizar diversos parámetros del sistema y ajustar su configuración para adaptarla a su vehículo o preferencias personales.

Capítulo 8

Bibliografía

- [1] Rodrigo Fersainz. *Navegar sobre baches: así han evolucionado las suspensiones*. Auto Bild España. 9 de ago. de 2019. URL: <https://www.autobild.es/reportajes/navegar-baches-han-evolucionado-suspensiones-471761> (visitado 26-03-2025) (véase página 4).
- [2] *The Complete History of Automotive Suspension*. URL: <https://nordieselpformance.com/n-30-the-complete-history-of-automotive-suspension.html?srsltid=AfmB0opOWwCcHFHteniLYCHHsgX-w2gFdYW9ATGvqhukEjioJVEqri1m> (visitado 26-03-2025) (véase página 4).
- [3] *Historia y Evolución Del Sistema de Suspensión Automotriz*. URL: <https://erso.com.mx/blog/post/historia-y-evolucion-del-sistema-de-suspension-automotriz> (visitado 26-03-2025) (véase página 5).
- [4] *SE CUMPLEN 30 AÑOS DE LA PRODUCCIÓN DEL ÚLTIMO 2CV, UN ICONO DEL AUTOMÓVIL INSPIRADO EN LAS PERSONAS*. URL: <https://www.media.stellantis.com/es-es/citroen/press/se-cumplen-30-anos-de-la-produccion-del-ultimo-2cv-un-icono-del-automovil-inspirado-en-las-personas> (visitado 26-03-2025) (véase página 5).
- [5] *La historia de MINI*. URL: <https://www.press.bmwgroup.com/spain/article/detail/T0027501ES/la-historia-de-mini?language=es> (visitado 26-03-2025) (véase página 5).
- [6] Massimo Guiggiani. *The Science of Vehicle Dynamics: Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars*. Cham: Springer International Publishing, 2023. ISBN: 978-3-031-06460-9 978-3-031-06461-6. DOI: [10.1007/978-3-031-06461-6](https://doi.org/10.1007/978-3-031-06461-6). URL: <https://link.springer.com/10.1007/978-3-031-06461-6> (visitado 26-03-2025) (véase página 6).

- [7] *Tipos de Suspensiones de Coches y Sus Principales Ventajas* / Carnovo. URL: <https://carnovo.com/es/guias/suspension-neumatica-coche/> (visitado 27-03-2025) (véase página 6).
- [8] *Amortiguador... ¿Cómo funciona?* 21 de feb. de 2023. URL: <https://iad.la/blogs/amortiguador-como-funciona-iad/> (visitado 26-03-2025) (véase página 7).
- [9] John C Dixon. *The Shock Absorber Handbook*. 2nd Edition. New York: Business Wire, 2007. 445 páginas. ISBN: 978-0-470-51020-9. URL: <https://go.exlibris.link/DdXFQt9s> (visitado 16-05-2025) (véanse páginas 7, 36, 41).
- [10] TEVEMA Marketing. *What are the 4 Types of Suspension Springs?* Technische veren specialist | Tevema.com. 6 de mayo de 2024. URL: <https://www.tevema.com/what-are-the-4-types-of-suspension-springs/> (visitado 26-03-2025) (véase página 8).
- [11] Reza N. Jazar y Hormoz Marzbani. *Vehicle Vibrations: Linear and Nonlinear Analysis, Optimization, and Design*. Cham: Springer International Publishing, 2024. ISBN: 978-3-031-43485-3 978-3-031-43486-0. DOI: [10.1007/978-3-031-43486-0](https://doi.org/10.1007/978-3-031-43486-0). URL: <https://link.springer.com/10.1007/978-3-031-43486-0> (visitado 23-04-2025) (véanse páginas 13, 14, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 54).
- [12] Editorial Universitat Politècnica De València. «Modelado y control en el espacio de estados». En: *Ingeniería del agua* 18.1 (29 de sep. de 2014), página ix. ISSN: 1886-4996, 1134-2196. DOI: [10.4995/ia.2014.3293](https://doi.org/10.4995/ia.2014.3293). URL: <http://polipapers.upv.es/index.php/IA/article/view/3293> (visitado 23-03-2025) (véase página 19).
- [13] Jorge Hurel Ezeta, Anthony Mandow y Alfonso García Cerezo. «Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión». En: *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial* 10.2 (7 de abr. de 2013), páginas 121-132. DOI: [10.1016/j.riai.2013.03.002](https://doi.org/10.1016/j.riai.2013.03.002). URL: <https://polipapers.upv.es/index.php/RIAI/article/view/9535> (visitado 24-02-2025) (véanse páginas 28, 30).
- [14] Francisco Rodríguez Rubio y Manuel J. López Sánchez. *Control adaptativo y robusto*. 1996. ISBN: 978-84-472-0319-2. URL: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/libro?codigo=13757> (visitado 02-05-2025) (véase página 29).
- [15] Fernando A Inthamoussou. «Nociones de control robusto». En: () (véase página 30).
- [16] Agustín Jiménez Avello y Eduardo Jiménez Moreno. *Introducción al control óptimo*. Dextra Editorial, 2016. ISBN: 978-84-16277-78-0. URL: <https://elibro-net.unican.idm.oclc.org/es/ereader/unican/258080> (visitado 06-05-2025) (véase página 30).

- [17] *Lógica difusa – acervo para el mejoramiento del aprendizaje de alumnos de ingeniería, en Inteligencia Artificial*. URL: https://virtual.cuautitlan.unam.mx/intar/?page_id=997 (visitado 10-05-2025) (véase página 31).
- [18] Behnam Riazi. «Design and Investigation of a Semi-Active Suspension System in Automotive Applications». En: () (véanse páginas 32, 54).
- [19] Jose Ramón Llata Garcia. *Inteligencia Artificial: Conjuntos Difusos*. Grupo de Ingeniería de Control. Departamento TEISA. Universidad de Cantabria, 10 de dic. de 2024 (véase página 33).
- [20] *Fuzzy Logic Designer - Design, test, and tune fuzzy inference systems - MATLAB*. URL: <https://es.mathworks.com/help/fuzzy/fuzzylogicdesigner-app.html> (visitado 16-05-2025) (véase página 36).
- [21] Nowlan Danny. *The Damper Workbook*. URL: https://www.chassissim.com/wp-content/uploads/DN_Damper_Work_book-1.pdf (visitado 20-05-2025) (véase página 36).
- [22] *Tuning Coilover Adjustment: Mastering Your Damper Settings for the Perfect Ride - CUBE Speed*. 18 de oct. de 2024. URL: <https://www.cubespeed.com/tuning-coilover-adjustment-mastering-your-damper-settings-for-the-perfect-ride/> (visitado 21-05-2025) (véase página 44).
- [23] *TEIN UK LIMITED / Products / EDFC II*. URL: <https://uk.tein.com/product/edfcII.html> (visitado 21-05-2025) (véase página 44).
- [24] Jesús Antonio Arce Hernando. *Sensores y Actuadores Industriales*. Grupo de Ingeniería de Control. Departamento TEISA. Universidad de Cantabria, 19 de mayo de 2025 (véase página 46).
- [25] *How Does A LVDT Sensor Work? | Sentech*. URL: https://www.sentechsensors.com/news/how-does-a-lvdt-sensor-work?utm_source=chatgpt.com (visitado 18-05-2025) (véase página 46).
- [26] *LVDT vs Slide Potentiometer: Choosing the Right Displacement Sensor for Your Application*. MeasureX. 13 de mayo de 2025. URL: <https://www.measurex.com.au/lvdt-vs-slide-potentiometer-which-displacement-sensor-is-right-for-you/> (visitado 18-05-2025) (véase página 47).
- [27] HGSI. *DathaSheet LPPS-22*. Mar. de 2024. URL: https://thesensorconnection.com/sites/default/files/2023-02/LPPS-22%20Linear%20Potentiometer_Data%20Sheet_Rev25.pdf (véase página 48).
- [28] HGSI. *DathaSheet ILPS-19*. Mayo de 2023. URL: https://thesensorconnection.com/sites/default/files/2023-06/ILPS-19%20Inductive%20Linear%20Position%20Sensor_Data%20Sheet_TSC_Rev14_0.pdf (véase página 48).

- [29] Weimeng Niu et al. «Summary of Research Status and Application of MEMS Accelerometers». En: *Journal of Computer and Communications* 6.12 (12 12 de dic. de 2018), páginas 215-221. DOI: [10.4236/jcc.2018.612021](https://doi.org/10.4236/jcc.2018.612021). URL: <https://www.scirp.org/journal/paperinformation?paperid=90767> (visitado 19-05-2025) (véase página 49).
- [30] muRata. *DataSheet SCA3300*. URL: https://www.mouser.es/datasheet/2/281/Murata_datasheet_sca3300_d01-1890566.pdf (visitado 18-05-2025) (véase página 49).
- [31] ASC. *DathaSheet ASC 66C2*. URL: https://thesensorconnection.com/sites/default/files/2023-02/LPPS-22%20Linear%20Potentiometer_Data%20Sheet_Rev25.pdf (visitado 19-05-2025) (véase página 49).
- [32] *Filtro de Kalman*. En: *Wikipedia, la enciclopedia libre*. 17 de nov. de 2024. URL: https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Filtro_de_Kalman&oldid=163634278 (visitado 28-05-2025) (véase página 50).
- [33] Renato Ferrero et al. «Exploiting Accelerometers to Estimate Displacement». En: *2016 5th Mediterranean Conference on Embedded Computing (MECO)*. 2016 5th Mediterranean Conference on Embedded Computing (MECO). Bar, Montenegro: IEEE, jun. de 2016, páginas 206-210. ISBN: 978-1-5090-2222-9. DOI: [10.1109/MECO.2016.7525741](https://doi.org/10.1109/MECO.2016.7525741). URL: <http://ieeexplore.ieee.org/document/7525741/> (visitado 28-05-2025) (véase página 50).
- [34] Alex Becker (www.kalmanfilter.net). *Online Kalman Filter Tutorial*. URL: <https://www.kalmanfilter.net/> (visitado 28-05-2025) (véase página 50).
- [35] *Explicación del filtro de Kalman (KF) | Ultralytics*. URL: <https://www.ultralytics.com/es/glossary/kalman-filter-kf> (visitado 28-05-2025) (véase página 51).
- [36] Greg Welch. «An Introduction to the Kalman Filter». En: (1997) (véase página 51).

Anexo A

Código Quarter Car Model

A continuación se incluye el código de MATLAB de la función *QuarterCarModel* utilizada para simular el comportamiento dinámico del modelo de cuarto de vehículo.

```
function XDot = QuarterCarModel(u, X)
    % QUARTERCARMODEL - Modelo dinamico de un cuarto de vehiculo
    % (2 GDL)

    % --- DESCRIPCION ---
    % Esta funcion implementa las ecuaciones diferenciales del
    % modelo Quarter Car (2 grados de libertad)
    % para simulacion en Simulink. Calcula las derivadas del
    % estado del sistema (XDot) dado el estado
    % actual (X) y las excitaciones del camino (u).

    % --- VARIABLES DE ENTRADA ---
    % u : Vector de 3 elementos [cs; y; dy/dt] con la excitacion
    % del camino y su derivada
    % X : Vector de 4 elementos con el estado actual del sistema
    % :
    % [xu; xs; dxu; dxs]
    % donde:
    % - xu, dxu : Desplazamiento y velocidad de la masa no
    % suspendida (rueda)
    % - xs, dxs : Desplazamiento y velocidad de la masa
    % suspendida (carroceria)
    %

    % --- VARIABLES DE SALIDA ---
```

```

%   XDot : Vector de 4 elementos con las derivadas del estado
           [dxu; dxs; ddxu; ddxs]

% --- PARAMETROS ---
% Masas
mu = 40;           % Masa no suspendida (rueda) [kg]
ms = 250;          % Masa suspendida (1/4 carroceria) [kg]

% Rigideces
ku = 125000;       % Rigidez del neumatico [N/m]
ks = 28000;        % Rigidez de suspension [N/m]

% Amortiguamiento
cu = 100;          % Amortiguamiento del neumatico [N*s/m] (
                    generalmente despreciable)

% --- VARIABLES DE ENTRADA ---
cs = u(1);         % Coeficientes amortiguamiento [N*s/m]
y = u(2);          % Perfil del camino [m]
dy = u(3);         % Velocidad del perfil [m/s]

% --- VARIABLES DE ESTADO ---
xu = X(1);         % Desplazamiento masa no suspendida [m]
dxu = X(2);        % Velocidad masa no suspendida [m/s]
xs = X(3);         % Desplazamiento masa suspendida [m]
dxs = X(4);        % Velocidad masa suspendida [m/s]

% --- ECUACIONES DE ACELERACION ---
% Masa no suspendida (rueda)
ddxu = (ku*(y - xu) + cu*(dy - dxu) - ks*(xu - xs) - cs*(dxu -
        dxs)) / mu;

% Masa suspendida (carroceria)
ddxs = (ks*(xu - xs) + cs*(dxu - dxs)) / ms;

% --- VECTOR DE SALIDA ---
XDot = [dxu; ddxu; dxs; ddxs];
end

```

Anexo B

Código controlador Fuzzy

A continuación, se incluye el código de MATLAB del control Fuzzy diseñado para controlar el coeficiente de amortiguamiento de un amortiguador.

```
[System]
Name='Controller'
Type='mamdani'
Version=2.0
NumInputs=2
NumOutputs=1
NumRules=36
AndMethod='min'
OrMethod='max'
ImpMethod='min'
AggMethod='max'
DefuzzMethod='centroid'

[Input1]
Name='sprung mass displacement'
Range=[-0.2 0.2]
NumMFs=6
MF1='NG':'trimf',[-0.256 -0.2 -0.144]
MF2='NM':'trimf',[-0.189 -0.133 -0.078]
MF3='NP':'trimf',[-0.122 -0.067 -0.011]
MF4='PP':'trimf',[0.011 0.066 0.122]
MF5='PM':'trimf',[0.078 0.133 0.189]
MF6='PG':'trimf',[0.144 0.2 0.256]

[Input2]
```

```

Name='sprung mass velocity'
Range=[-2 2]
NumMFs=6
MF1='NG': 'trimf', [-2 -1.5 -1]
MF2='NM': 'trimf', [-1.4 -0.9 -0.4]
MF3='NP': 'trimf', [-0.8 -0.3 0.2]
MF4='PP': 'trimf', [-0.2 0.3 0.8]
MF5='PM': 'trimf', [0.4 0.9 1.4]
MF6='PG': 'trimf', [1 1.5 2]

```

```

[Output1]
Name='damping coefficient'
Range=[2000 5000]
NumMFs=6
MF1='VB': 'trimf', [1500 2000 2500]
MF2='B': 'trimf', [2100 2600 3100]
MF3='MB': 'trimf', [2700 3200 3700]
MF4='MA': 'trimf', [3300 3800 4300]
MF5='A': 'trimf', [3900 4400 4900]
MF6='VA': 'trimf', [4500 5000 5500]

```

```

[Rules]
1 1, 3 (1) : 1
1 2, 3 (1) : 1
1 3, 4 (1) : 1
1 4, 5 (1) : 1
1 5, 6 (1) : 1
1 6, 6 (1) : 1
2 1, 2 (1) : 1
2 2, 3 (1) : 1
2 3, 4 (1) : 1
2 4, 4 (1) : 1
2 5, 5 (1) : 1
2 6, 6 (1) : 1
3 1, 1 (1) : 1
3 2, 2 (1) : 1
3 3, 3 (1) : 1
3 4, 4 (1) : 1
3 5, 4 (1) : 1
3 6, 5 (1) : 1
4 1, 1 (1) : 1

```

4 2, 2 (1) : 1
 4 3, 3 (1) : 1
 4 4, 4 (1) : 1
 4 5, 4 (1) : 1
 4 6, 5 (1) : 1
 5 1, 2 (1) : 1
 5 2, 3 (1) : 1
 5 3, 4 (1) : 1
 5 4, 4 (1) : 1
 5 5, 5 (1) : 1
 5 6, 6 (1) : 1
 6 1, 3 (1) : 1
 6 2, 3 (1) : 1
 6 3, 4 (1) : 1
 6 4, 5 (1) : 1
 6 5, 6 (1) : 1
 6 6, 6 (1) : 1

Anexo C

Código diseño de la válvula

A continuación se incluye el código de MATLAB de la función *ValveDesign* utilizada para calcular los parámetros de la válvula del amortiguador en función de su velocidad y el coeficiente de amortiguamiento.

```
function [AO, D, Q, DeltaP, VO] = ValveDesign(VD, CD)
    % ValveDesign - Modelo de calculo de parametros de valvula de
    % amortiguador

    % --- DESCRIPCION ---
    % Esta funcion calcula los parametros de la valvula de un
    % amortiguador
    % basados en la velocidad del vastago y el coeficiente de
    % amortiguamiento

    % --- VARIABLES DE ENTRADA ---
    % VD : Velocidad del vastago [m/s]
    % CD : Coeficiente de amortiguamiento [Ns/m]
    %

    % --- VARIABLES DE SALIDA ---
    % AO : Area a la salida de la valvula [cm^2]
    % D : Diametro equivalente de la valvula [mm]
    % Q : Caudal volumetrico [cm^3/s]
    % DeltaP : Diferencia de presion [MPa]
    % VO : Velocidad del fluido a la salida [m/s]

    % --- PARAMETROS CONSTANTES ---
    A = 5; % Area de entrada de la valvula [cm^2]
    rho = 900; % Densidad del fluido [kg/m^3]
```

```

% --- CALCULOS INTERMEDIOS ---
A_m2 = A * 1e-4;           % Convertir area a m^2
DeltaP = (CD * VD) / A_m2; % Diferencia de presion [Pa]

% --- CALCULOS PRINCIPALES ---
% Area de salida de la valvula [m^2]
AO_m2 = sqrt((rho * A_m2^3 * VD) / (2 * CD));
AO = AO_m2 * 1e4;          % Convertir a cm^2

% Diametro equivalente [m]
D_m = sqrt((AO_m2 * 4) / pi);
D = D_m * 1e3;             % Convertir a mm

% Caudal volumetrico [m^3/s]
Q_m3s = A_m2 * VD;
Q = Q_m3s * 1e6;           % Convertir a cm^3/s

% Velocidad del fluido a la salida [m/s]
V0 = sqrt((2 * DeltaP) / rho);

% Convertir DeltaP a MPa
DeltaP = DeltaP * 1e-6;
end

```