



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos

Área de Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**SIMULACIÓN Y EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE
AMORTIGUADORES CON FLUIDOS NO NEWTONIANOS: UN
ENFOQUE A TRAVÉS DEL MODELO DE BOUC-WEN**

Grado en

Ingeniería Mecánica

Autor: AGUSTÍN ESCALERA ZAMUDIO

Tutor: JAVIER PÉREZ FERNÁNDEZ

Cotutor: ENRIQUE CARABIAS ACOSTA

MÁLAGA, junio de 2025

RESUMEN

La construcción de modelos matemáticos en ingeniería es un paso vital a la hora de simular el comportamiento de sistemas mecánicos complejos. En el sector del automóvil, estos modelos permiten analizar y desarrollar sistemas mediante herramientas computacionales, lo que reduce significativamente los costes asociados al desarrollo y la innovación de nuevas soluciones tecnológicas.

La complejidad de estos modelos puede variar, ofreciendo distintos niveles de fidelidad respecto al comportamiento real del sistema. En particular, el modelado de sistemas no lineales ha sido ampliamente estudiado, y existen diversas metodologías para capturar su dinámica. Un caso de interés son los modelos de amortiguadores, los cuales tratan de reproducir las fuerzas de amortiguamiento, así como la histéresis observada en los ensayos experimentales.

En este Trabajo de Fin de Máster, se hace énfasis en el modelo modificado de *Bouc-Wen*, un modelo capaz de captar los fenómenos de histéresis y que ha sido utilizado recientemente en múltiples aplicaciones similares, como el modelado de amortiguadores magnetoreológicos. El sistema a modelar resulta una apuesta innovadora y en auge: amortiguador con geometrías regulables basado en fluidos no newtonianos. Este trabajo se enmarca en el contexto del proyecto de investigación ProyExcel_00181. El departamento donde se desarrolla cuenta con la patente del diseño de dicho amortiguador [1].

Las propiedades de estos fluidos permiten su aplicación en este tipo de sistemas, facilitando además la fabricación de los mismos, debido al mayor tamaño de las geometrías frente a los amortiguadores convencionales. Su independencia a fuentes de energía externa (corrientes eléctricas o campos magnéticos) hacen de este amortiguador un sistema seguro y efectivo ante cualquier perturbación.

Debido a la naturaleza del modelo, se realizan ensayos experimentales del amortiguador, por medio de una máquina de ensayos vertical. De esta forma, se valida un modelo capaz de representar fielmente el comportamiento del amortiguador, ante distintas condiciones de configuración de amortiguamiento y de temperatura. Los resultados obtenidos satisfacen los objetivos planteados en este trabajo.

PALABRAS CLAVE

Amortiguador, Bouc-Wen, No Newtoniano, MATLAB, Simulink, Simscape, Optimización, Vehículos, Ensayo.

ABSTRACT

The construction of mathematical models in engineering is a vital step in simulating the behavior of complex mechanical systems. In the automotive sector, these models enable the analysis and development of systems using computational tools, significantly reducing the costs associated with the development and innovation of new technological solutions.

The complexity of these models can vary, offering different levels of fidelity with respect to the real behavior of the system. In particular, the modeling of nonlinear systems has been widely studied, and various methodologies have been developed to capture their dynamics. One area of interest is the modeling of dampers, which aim to reproduce damping forces as well as the hysteresis observed in experimental tests.

In this Master's Thesis, emphasis is placed on the modified Bouc-Wen model, a model capable of capturing the hysteresis phenomena and which has recently been used in many similar applications, such as the modeling of magnetorheological dampers. The system to be modeled is an innovative and booming system: a damper with adjustable geometries based on non-Newtonian fluids. This work is framed in the context of the research project ProyExcel_00181. The department where it is developed has a patent for the design of this damper [1].

Due to the nature of the model, experimental tests were carried out using a vertical testing machine. This allowed for the validation of a model capable of accurately representing the damper's behavior under various damping configurations and temperature conditions. The results obtained meet the objectives set out in this work.

KEYWORDS

Shock absorber, Bouc-Wen, Non-Newtonian, MATLAB, Simulink, Simscape, Optimization, Vehicles, Tests.

Tabla de contenido

| | | |
|------|--|----|
| 1. | Introducción | 1 |
| 1.1. | Objeto y alcance del proyecto..... | 1 |
| 1.2. | Antecedentes..... | 2 |
| 1.3. | Aportaciones..... | 3 |
| 2. | Sistemas de suspensión en vehículos | 4 |
| 2.1. | Elementos de un sistema de suspensión..... | 4 |
| 2.2. | Características principales de un sistema de suspensión | 5 |
| 2.3. | Tipologías de sistemas de suspensión | 8 |
| 3. | Amortiguadores | 10 |
| 3.1. | Tipos de amortiguadores según su construcción | 10 |
| 3.2. | Funcionamiento de un amortiguador hidráulico | 13 |
| 3.3. | Amortiguadores magnetoreológicos y electroreológicos | 16 |
| 3.4. | Amortiguadores basados en <i>shear-thickening-fluids</i> (STF)..... | 17 |
| 4. | Propiedades de los <i>shear-thickening-fluids</i> | 19 |
| 4.1. | Fluidos Newtonianos y No Newtonianos..... | 19 |
| 4.2. | Curvas de viscosidad frente a velocidad de cizalladura (Curvas de flujo) | 21 |
| 4.3. | Dependencia con la temperatura | 23 |
| 5. | Composición del amortiguador basado en STF | 25 |
| 5.1. | Elementos del amortiguador | 25 |
| 5.2. | Geometrías del pistón..... | 26 |
| 6. | Validación experimental: ensayos del amortiguador STF | 28 |
| 6.1. | Máquina de ensayos vertical | 28 |
| 6.2. | Planificación de los ensayos..... | 29 |
| 6.3. | Resultados de los ensayos..... | 31 |
| 7. | Modelado del amortiguador | 34 |
| 7.1. | Tipos de modelo | 34 |
| 7.2. | Modelo de <i>Bouc-Wen</i> | 35 |
| 8. | Estimación de los parámetros del modelo de <i>Bouc-Wen</i> | 38 |

| | | |
|------|---|----|
| 8.1. | Parámetros de interés | 38 |
| 8.2. | Procedimiento para la identificación de parámetros..... | 39 |
| 8.3. | Desarrollo del modelo de Simulink..... | 40 |
| 8.4. | Herramienta de optimización. <i>Parameter Estimator</i> | 44 |
| a) | Definición de los Experiment | 44 |
| b) | Definición de los parámetros a estimar | 44 |
| c) | Definición de la función de coste | 45 |
| d) | Selección del método de optimización | 45 |
| 9. | Resultados finales y verificación del modelo..... | 47 |
| 9.1. | Resultados de la optimización de parámetros..... | 47 |
| a) | Configuración de máximo amortiguamiento..... | 47 |
| b) | Configuración de mínimo amortiguamiento..... | 50 |
| 9.2. | Construcción y resultados del modelo final..... | 52 |
| 9.3. | Implementación en modelo multicuerpo de motocicleta | 55 |
| a) | Descripción mecánica del modelo | 56 |
| b) | Descripción del control del modelo | 60 |
| c) | Ensayos en el modelo multicuerpo | 61 |
| 9.4. | Verificación del modelo fuera de las condiciones de ensayo..... | 62 |
| 10. | Conclusiones..... | 67 |
| 11. | Líneas futuras | 69 |
| 12. | Referencias..... | 70 |

| | |
|--|----|
| Figura 2-1. Diagrama fuerza-desplazamiento típico en un resorte neumático. Fuente [9] | 4 |
| Figura 2-2. Modelo de cuarto de vehículo. Fuente [11]. | 6 |
| Figura 2-3. Ejes de alabeo (roll), cabeceo (pitch) y guiñada (yaw). Fuente [11]. | 7 |
| Figura 2-4. Modelo de 4 G.D.L para dinámica lateral-vertical. Fuente [11]. | 7 |
| Figura 2-5. Ejemplo de la eficacia de un sistema de suspensión semiactivo (Skyhook On-Off) ante una entrada armónica de frecuencia variable. | 9 |
| Figura 3-1. Amortiguador de eje pasante. Fuente: www.fggubellini.com . | 10 |
| Figura 3-2. Amortiguador de emulsión. Fuente [13] | 11 |
| Figura 3-3. Izquierda: Amortiguador de pistón flotante. Centro: Amortiguador con pistón en cámara aislada y tramo flexible. Derecha: Amortiguador con bladder en cámara aislada y tramo rígido. Fuente [13]. | 12 |
| Figura 3-4. Amortiguador bitubo. Fuente [13] | 12 |
| Figura 3-5. Amortiguador hidráulico convencional. Fuente [9]. | 13 |
| Figura 3-6. Izquierda: simplificación de un sistema de válvulas en un amortiguador hidráulico. Derecha: Curvas P(Q) en un amortiguador hidráulico. Fuente [14]. | 14 |
| Figura 3-7. Amortiguador electrohidráulico. Fuente [9]. | 15 |
| Figura 3-8. Gráfica fuerza-velocidad para un amortiguador de dirección de motocicleta comercial. Fuente [3]. | 16 |
| Figura 3-9. Amortiguador magnetoreológico. Fuente [9]. | 16 |
| Figura 3-10. Amortiguador electroreológico. Fuente [9]. | 17 |
| Figura 3-11. Amortiguador basado en STF. | 18 |
| Figura 4-1. Representación esquemática de flujo entre placas paralelas. Fuente [15]. | 19 |
| Figura 4-2. Representación del comportamiento de dos fluidos newtonianos: aceite de cocina (círculos) y jarabe de maíz (cuadrados). Fuente [15]. | 20 |
| Figura 4-3. Representación de varios comportamientos propios de fluidos no newtonianos. Fuente [15]. | 21 |
| Figura 4-4. Comparación de dos fluidos no newtonianos en las curvas viscosidad-velocidad de cizalladura. | 22 |
| Figura 4-5. Curvas de viscosidad y tipo de reómetro según el rango de velocidad de cizalladura. Fuente [15]. | 22 |
| Figura 4-6. Curva viscosidad-velocidad de cizalladura para el fluido de estudio. | 23 |
| Figura 4-7. Efecto de temperatura en la viscosidad del A200PPG400. | 24 |
| Figura 5-1. Sección del amortiguador no newtoniano | 25 |
| Figura 5-2. Vista tridimensional de las configuraciones del amortiguador. | 26 |
| Figura 5-3. Geometría variable a extensión y compresión | 27 |

| | |
|---|----|
| Figura 5-4. Izquierda: Geometría variable a extensión. Derecha: Geometría variable a compresión..... | 27 |
| Figura 5-5. Introducción de falda para aumentar la fuerza de amortiguamiento..... | 27 |
| Figura 6-1.Izquierda: render 3D del banco de ensayos. Derecha: amortiguador no newtoniano ensamblado en el banco de ensayos..... | 29 |
| Figura 6-2. Esquema de funcionamiento de la interfaz y sistema de adquisición de datos. | 29 |
| Figura 6-3. a),b),c) Gráficas de fuerza-tiempo para máximo, medio y mínimo amortiguamiento. d),e),f) Gráficas de temperatura-tiempo para las respectivas configuraciones..... | 32 |
| Figura 6-4. a),b),c) Gráficas fuerza-velocidad para máximo, medio y mínimo amortiguamiento..... | 33 |
| Figura 7-1. Modelo de Bouc-Wen. Fuente [4]..... | 35 |
| Figura 7-2. Gráfica fuerza-velocidad para un amortiguador magnetoreológico, mostrando ajuste entre datos experimentales y del modelo de Bouc-Wen. Fuente [4] | 36 |
| Figura 7-3. Modelo de Bouc-Wen modificado. Fuente [4]..... | 36 |
| Figura 8-1. Esquema del proceso de identificación de parámetros..... | 40 |
| Figura 8-2. Diagrama de bloques general para el modelo de Bouc-Wen..... | 41 |
| Figura 8-3. Diagrama de bloques para la ecuación [4]...... | 41 |
| Figura 8-4. Diagrama de bloques para la ecuación [5]...... | 42 |
| Figura 8-5. Diagrama de bloques para la ecuación [6]...... | 42 |
| Figura 8-6. Procedimiento automático para la selección del Solver. Fuente: es.mathworks.com..... | 43 |
| Figura 9-1. Ajuste de los datos experimentales por medio de dos exponenciales (Máximo amortiguamiento)..... | 48 |
| Figura 9-2. Diagrama de bloques general para el modelo de Bouc-Wen con modificación para entrada de temperatura. | 49 |
| Figura 9-3. Diagrama de bloques para la implementación de la ecuación [10]...... | 49 |
| Figura 9-4. Gráfica fuerza-tiempo comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Máximo amortiguamiento). | 50 |
| Figura 9-5. Gráfica fuerza-velocidad comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Máximo amortiguamiento). | 50 |
| Figura 9-6. Ajuste de los datos experimentales por medio de dos exponenciales (Mínimo amortiguamiento)..... | 51 |
| Figura 9-7. Gráfica fuerza-tiempo comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Mínimo amortiguamiento). | 52 |

| | |
|--|----|
| Figura 9-8. Gráfica fuerza-velocidad comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Mínimo amortiguamiento)..... | 52 |
| Figura 9-9. Diagrama de bloques general para el modelo de Bouc-Wen con entrada de temperatura y configuración de amortiguamiento. | 53 |
| Figura 9-10. Herramienta Look-Up Table Editor para el parámetro α | 53 |
| Figura 9-11. Gráfica fuerza-tiempo comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Medio amortiguamiento)..... | 54 |
| Figura 9-12. Gráfica fuerza-velocidad comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Medio amortiguamiento)..... | 54 |
| Figura 9-13. Diagrama de bloques general del modelo multicuerpo de motocicleta. | 56 |
| Figura 9-14. Vista lateral del modelo multicuerpo de motocicleta ensamblado. Sistemas de referencia para la definición de pares cinemáticos. | 58 |
| Figura 9-15. Variación del coeficiente de fricción en función de la velocidad tangencial relativa. Fuente [18]. | 59 |
| Figura 9-16. Esquema de funcionamiento del par prismático asociado a la horquilla delantera de la motocicleta. | 60 |
| Figura 9-17. Bucle de control para la ejecución de maniobras. | 61 |
| Figura 9-18. Desplazamiento y fuerzas de amortiguamiento en la horquilla delantera para el caso 1 de ensayo multicuerpo..... | 61 |
| Figura 9-19. Desplazamiento y fuerzas de amortiguamiento en la horquilla delantera para el caso 2 de ensayo multicuerpo..... | 62 |
| Figura 9-20. Esquema metodología HiL..... | 63 |
| Figura 9-21. Placa de desarrollo LAUNCHXL-F28379D. Fuente [19]..... | 64 |
| Figura 9-22. Diagrama de bloques para la realización del ensayo por medio de la placa LAUNCHXL-F28379D..... | 64 |
| Figura 9-23. Comparación de los desplazamientos (Izquierda) y de la fuerza de amortiguamiento (Derecha) entre el ensayo real y el modelo multicuerpo. Caso 1. | 65 |
| Figura 9-24. Comparación de los desplazamientos (Izquierda) y de la fuerza de amortiguamiento (Derecha) entre el ensayo real y el modelo multicuerpo. Caso 2. | 65 |
| Figura 9-25. Comparación entre la fuerza de amortiguamiento obtenida del ensayo real y la procedente del modelo de Bouc-Wen, para la misma entrada de desplazamiento. Caso 1. | 66 |
| Figura 9-26. Comparación entre la fuerza de amortiguamiento obtenida del ensayo real y la procedente del modelo de Bouc-Wen, para la misma entrada de desplazamiento. Caso 2. | 66 |

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Principales características del banco de ensayos..... | 28 |
| Tabla 2. Configuración del Solver para el modelo de Bouc-Wen..... | 44 |
| Tabla 3. Conjunto de parámetros del modelo de Bouc-Wen para el primer punto de estudio (Máximo amortiguamiento)..... | 47 |
| Tabla 4. Evolución de los parámetros α y c_1 con la temperatura (Máximo amortiguamiento)..... | 47 |
| Tabla 5. Conjunto de parámetros del modelo de Bouc-Wen para el primer punto de estudio (Mínimo amortiguamiento)..... | 51 |
| Tabla 6. Evolución de los parámetros α y c_1 con la temperatura (Mínimo amortiguamiento)..... | 51 |
| Tabla 7. Evaluación del ajuste del modelo a las distintas condiciones por medio del parámetro NRMSE. | 55 |
| Tabla 8. Evaluación del ajuste del modelo a los ensayos de frenada por medio del parámetro NRMSE. | 66 |

1. Introducción

En la actualidad, el desarrollo de los vehículos automóviles se encuentra en un punto muy avanzado, donde las exigencias por parte de los consumidores, así como los estándares de los fabricantes son elevados. En algunos componentes, como los sistemas de suspensión, el desarrollo tecnológico a lo largo de las últimas décadas ha sido sustancial. La búsqueda de las mejores condiciones de estabilidad y confort conduce en muchas ocasiones a caminos opuestos [2]. No obstante, la reciente aparición de los sistemas de suspensión semiactivos y activos, los cuales se definirán en el texto, está permitiendo una adaptación a las condiciones que consigue dar buenos resultados en ambos aspectos.

En concreto, los sistemas de suspensión semiactivos se basan en elementos capaces de modificar sus condiciones de funcionamiento durante el uso del vehículo. Dichos elementos pueden ser tanto resortes como amortiguadores, siendo estos últimos los que suelen adaptar su configuración. Una categoría muy especial de los amortiguadores, son aquellos basados en fluidos no newtonianos. Sus características se recogerán durante el desarrollo del texto. Estos amortiguadores suponen una apuesta innovadora, donde aún no se ha producido un desarrollo tan significativo, lo que implica el desconocimiento de muchas de sus propiedades aún hoy en día. El departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos de la Universidad de Málaga cuenta con una patente asociada al desarrollo de dichos amortiguadores [1], así como con artículos en revistas científicas de impacto [3].

La modelización del comportamiento de estos elementos es vital para estimar el funcionamiento y propiedades finales del vehículo. En general, los amortiguadores son un sistema con un carácter fuertemente no lineal y que además presenta histéresis. Por tanto, las técnicas para su modelado que se presentan en este documento resultan de gran utilidad, siendo ampliamente utilizadas.

1.1. Objeto y alcance del proyecto

El objeto de este proyecto es la modelización del comportamiento de un amortiguador basado en fluidos no newtonianos. El modelado se llevará a cabo a través de lo que se conoce como modelo fenomenológico. Dichos modelos buscan representar el comportamiento de un sistema mediante un ajuste de una serie de coeficientes, después de haber realizado medidas experimentales. En concreto, se usará el modelo de *Bouc-*

Wen, un modelo ampliamente utilizado para este propósito, por ejemplo, para amortiguadores magnetoreológicos [4].

Queda fuera del alcance de este trabajo el diseño en detalle y fabricación de los elementos que componen la base mecánica del amortiguador, así como la elaboración del fluido STF.

1.2. Antecedentes

El amortiguador basado en fluidos no newtonianos forma parte del contexto del proyecto de investigación ProyExcel_00181. En concreto, se trata de fluidos que muestran un incremento de la viscosidad con la velocidad de cizalladura, conocidos por sus siglas en inglés STF (*Shear Thickening Fluid*). El amortiguador para modelizar es un prototipo de amortiguador de vehículo, desarrollado y patentado por el grupo de investigación de dinámica vehicular de la Universidad de Málaga [5]. Este presenta experiencia en el análisis de sistemas de suspensión, tal y como reflejan los artículos publicados en revistas científicas [6, 7].

La patente [8] detalla la forma en la que estos amortiguadores consiguen generar una fuerza ante una velocidad de entrada. No obstante, en secciones posteriores, se mostrará el diseño particular del amortiguador y se comentarán en profundidad los principios de funcionamiento.

La caracterización de amortiguadores a través de modelos paramétricos se ha llevado a cabo en anteriores Trabajos de Fin de Grado y Trabajos de Fin de Máster. Sin embargo, dicha caracterización se asociaba a amortiguadores magnetoreológicos. Estos amortiguadores basan su funcionamiento en soluciones con partículas magnetizables, donde la aplicación de un campo magnético aumenta la viscosidad del fluido. Pese a que en ocasiones estos fluidos y los fluidos STF se consideran dentro de la familia de los *Smart Materials*, los principios de funcionamiento son muy distintos. Como consecuencia, las geometrías de un amortiguador magnetoreológico y las de un amortiguador basado en STF se diferencian notablemente.

Otro aspecto a tener en cuenta son las variables que intervienen en la modelización de ambos. Tanto uno como otro pueden considerarse componentes de un sistema de suspensión semiactiva. No obstante, un modelo de amortiguador magnetoreológico tendrá como entrada, al menos, la corriente que controla el campo magnético. La temperatura es también un factor que afecta a este tipo de amortiguadores. Sin embargo, dado que se ha trabajado con amortiguadores comerciales que no cuentan en

ocasiones con sensores de temperatura, es complejo determinar la influencia de este parámetro.

La modelización de amortiguadores basados en STF ha sido abordada previamente por el grupo de investigación. Sin embargo, estos modelos caracterizaban el funcionamiento del amortiguador cuando este se componía de geometrías fijas. Además, el efecto de la temperatura tampoco era tenido en cuenta. La principal explicación de esto se encuentra en la aplicación de los amortiguadores basados en STF. Entre ellas, se encuentra la absorción de vibraciones en estructuras ante seísmos. Esta aplicación supone una menor disipación de energía, lo que permite despreciar los efectos de la temperatura.

1.3. Aportaciones

La principal aportación de este Trabajo de Fin de Máster es la realización de un modelo paramétrico de amortiguador basado en STF con geometrías regulables. Este modelo tiene en cuenta la influencia de la configuración de la geometría, así como de la temperatura. Tal y como se demostrará en las secciones posteriores, ambos parámetros tienen un impacto notable en la salida de nuestro sistema, la fuerza de amortiguamiento.

El modelo realizado presenta además un coste computacional muy reducido, permitiendo una futura implementación de sistemas de control en tiempo real. Esto es esencial en el desarrollo de sistemas de suspensión adaptativos para vehículos. Por tanto, este Trabajo de Fin de Máster supone un punto de partida para futuros trabajos o investigaciones en este campo, donde el desarrollo en comparación con los amortiguadores magnetoreológicos es mucho más reducido.

La metodología presentada en este trabajo es aplicable a cualquier tipo de geometría, pero también a cualquier tipo de fluido. El uso de los diagramas de bloques que se presentarán en las secciones posteriores permite la adición de otros parámetros en el esquema del modelo de manera sencilla.

2. Sistemas de suspensión en vehículos

En esta sección se introducirán los sistemas de suspensión en vehículos, para facilitar la comprensión de los siguientes apartados del documento. Cuando hablamos de estos sistemas, siempre encontramos asociados los conceptos de confort y estabilidad. Estos son los dos aspectos clave en los que se centra el diseño y desarrollo de un sistema de suspensión de un vehículo. El principal problema radica en buscar el compromiso entre ambos ya que, tal y como se verá, son conceptos opuestos.

2.1. Elementos de un sistema de suspensión

Cualquier sistema de suspensión, independientemente del área de aplicación en el que nos encontremos (vehículos de uso común, *off-road*, de carga, de competición, etc.) estará compuesto por:

- **Elementos elásticos:** son componentes cuya finalidad es controlar los desplazamientos por medio de una fuerza. Por lo general, la relación entre estos términos se suele considerar lineal, aunque esto dependerá principalmente de la tipología y fabricación del elemento elástico. Entre ellos, podemos encontrar resortes helicoidales, ballestas o balonas neumáticas. Este último sistema se caracteriza por tener una rigidez variable, lo cual en casos en los que la carga pueda variar de manera notoria (vehículos ferroviarios y en general de transporte público) resulta útil para manejar las frecuencias naturales del sistema en los rangos aceptables.

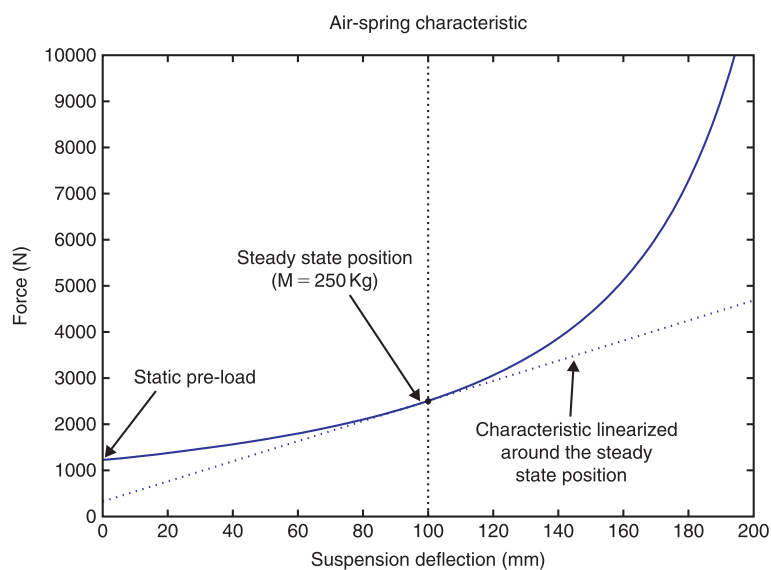


Figura 2-1. Diagrama fuerza-desplazamiento típico en un resorte neumático. Fuente [9]

- **Elementos disipativos o amortiguadores:** los amortiguadores buscan atenuar el comportamiento oscilatorio introducido por los elementos elásticos. A diferencia estos, se suelen definir a los amortiguadores como sistemas sensibles a la velocidad. Una mayor velocidad implica una mayor fuerza de amortiguamiento. Esta fuerza siempre será de sentido opuesto a la del movimiento de entrada del amortiguador. Una mayor descripción de los principales tipos de amortiguadores se encuentra en la sección 3.

Otro concepto que nos será de utilidad a continuación, aunque no está ligado de manera directa con los elementos de un sistema de suspensión, es el de la masa suspendida y semisuspendida. Hablamos de masa suspendida cuando nos referimos a todos los elementos que se encuentran por encima de nuestro sistema de suspensión. Dentro de este grupo, incluimos elementos como la carrocería, ocupantes, etc. Por otro lado, la masa semisuspendida o no-suspendida hace referencia al resto de elementos que están en contacto directo (o casi), con las perturbaciones exteriores del firme sobre el que estemos circulando. Aquí englobamos el conjunto llanta-neumático, resortes, amortiguadores, etc. La distinción exacta de la masa suspendida y no suspendida es imposible, por lo que se suele estimar.

2.2. Características principales de un sistema de suspensión

Aunque el objetivo principal de este Trabajo de Fin de Máster es modelar el comportamiento no lineal de un amortiguador basado en fluidos de *shear-thickening*, es importante conocer el entorno que engloba a los componentes de nuestro sistema de suspensión. En nuestro caso, este entorno siempre será un vehículo, cuya modelización podrá ser más o menos compleja, como a continuación veremos. No obstante, estos modelos son los que realmente determinan el diseño y puesta a punto de los elementos de un sistema de suspensión, y no al revés.

Dentro de los modelos de vehículos, encontramos varias categorías, que se distribuyen según el aspecto de la dinámica que queramos estudiar. Así, existen modelos de dinámica longitudinal, lateral, vertical o combinados. A su vez, dentro de cada clasificación existen modelos más o menos complejos, dependiendo de los objetivos que busquemos satisfacer.

En la literatura, se hace referencia principalmente a los dos siguientes modelos de dinámica vertical [2, 9, 10]:

- Modelos de 2 grados de libertad (G.D.L) o cuarto de vehículo:** Este modelo asocia un grado de libertad a la masa suspendida y otro a la masa semisuspendida. Entre ambas, se encuentran los elementos elásticos y disipativos. Además, entre la perturbación externa procedente del firme y la masa semisuspendida, se introduce otro conjunto de elementos elásticos y disipativos, que se relacionan con las características del neumático de nuestro vehículo. La Figura 2-2 muestra un modelo de 2 G.D.L.

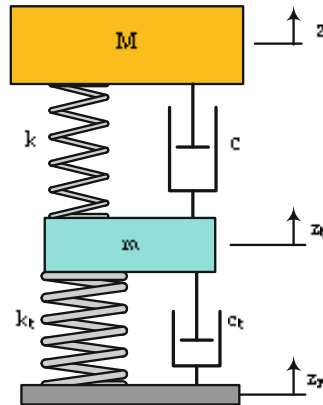


Figura 2-2. Modelo de cuarto de vehículo. Fuente [11].

Las ecuaciones que definen la dinámica de este modelo son:

$$\begin{aligned}
 M \cdot \ddot{z} &= -k \cdot (z - z_t) - c \cdot (\dot{z} - \dot{z}_t) \\
 m \cdot \ddot{z}_t &= k \cdot (z - z_t) + c \cdot (\dot{z} - \dot{z}_t) - k_t \cdot (z_t - z_r) - c_t \cdot (\dot{z}_t - \dot{z}_r)
 \end{aligned}
 \quad [1]$$

Donde M es la masa suspendida, m es la masa semisuspendida, k y c son las características (rigidez y amortiguamiento) de nuestro sistema de suspensión, k_t y c_t son las características de nuestro neumático, z es la cota vertical de la masa suspendida, z_t es la cota del eje de nuestra llanta (masa semisuspendida) y z_r es la perturbación externa procedente de la carretera.

Este modelo se limita únicamente a estudiar la dinámica vertical, sin la influencia de la dinámica longitudinal o lateral. Pese a ser un modelo sencillo, nos permite realizar un prediseño de los elementos de nuestro sistema de suspensión, así como desarrollar y validar estrategias de control en suspensiones semiactivas.

- Modelo de 4 G.D.L:** Es la continuación del modelo de 2 G.D.L. Se añade otra masa semisuspendida, que hace referencia a otro eje del vehículo. La masa

2. Sistemas de suspensión en vehículos

suspendida pasa a tener dos grados de libertad: el movimiento vertical y una rotación. Esta rotación puede estar asociada tanto a movimientos de cabeceo como a movimientos de alabeo. De esta forma, podemos estudiar la dinámica vertical acoplada con la dinámica longitudinal o lateral, respectivamente. La Figura 2-3 muestra estos movimientos.

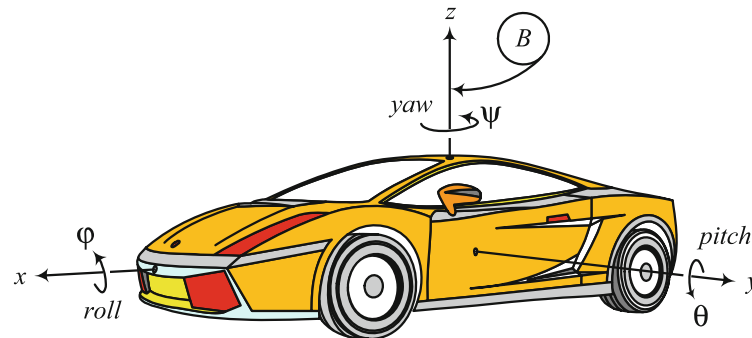


Figura 2-3. Ejes de alabeo (roll), cabeceo (pitch) y guiñada (yaw). Fuente [11].

El modelo queda representado por el esquema de la Figura 2-4. Por simplicidad, no se incluirán las ecuaciones de este modelo. La complejidad es mayor que la del modelo de 2 G.D.L, por lo que en función de nuestros objetivos deberemos decidir si el modelo nos aporta o no información relevante.

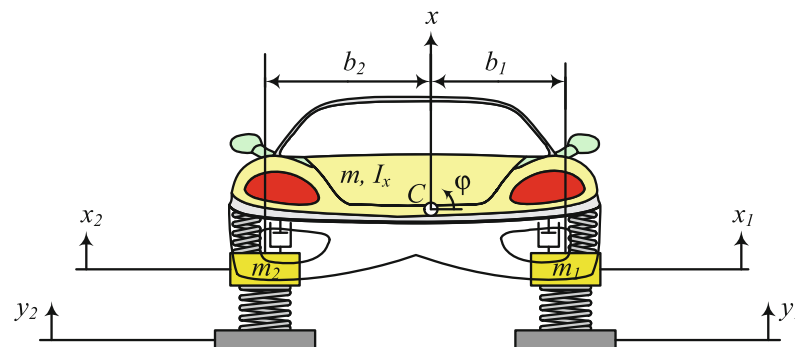


Figura 2-4. Modelo de 4 G.D.L para dinámica lateral-vertical. Fuente [11].

Además de los modelos anteriores, se puede recurrir también a modelos más complejos, como los modelos multicuerpo. Los modelos multicuerpo buscan reproducir la dinámica de un sistema mecánico de manera más parecida a la realidad, introduciendo los distintos cuerpos rígidos que componen nuestro sistema (motocicleta, vehículo automóvil, vehículo ferroviario, etc), así como los pares cinemáticos que restringen los grados de libertad de unos cuerpos con respecto a otros. En estos modelos se

introducen también las propiedades elásticas y de amortiguamiento de los distintos sistema de suspensión.

En anteriores trabajos, se han construido modelos multicuerpo de motocicleta [12], a través del paquete de modelado multicuerpo *Simscape*, que se encuentra dentro del entorno de *Simulink*. Este modelo, que se encuentra actualmente actualizado para abordar maniobras no contenidas en el plano, se usará al final de este trabajo para verificar el funcionamiento del modelo del amortiguador fuera de las condiciones de ensayo.

2.3. Tipologías de sistemas de suspensión

Una de las clasificaciones más importantes dentro de los sistemas de suspensión es aquella que los divide en función de sus capacidades de adaptación al entorno. Tal y como se ha demostrado en la sección anterior, la rigidez y el amortiguamiento en un sistema de suspensión son las dos variables que definen la dinámica de un sistema. Si analizamos la dinámica del sistema ante distintas señales que exciten todo el rango de frecuencias (por ejemplo, una señal armónica de frecuencia variable), podemos observar como la variación de ciertas propiedades del sistema de suspensión en el tiempo mejoran el comportamiento. Pero para ello, es necesario primero establecer los tipos de sistemas de suspensión según este criterio.

Los sistemas de **suspensión pasivos** son aquellos que no tienen ninguna capacidad de adaptación en marcha, si bien suelen permitir distintos ajustes discretos de amortiguación. El ajuste de amortiguamiento suele ser el más común tanto en las suspensiones pasivas como en las semiactivas.

Los sistemas de **suspensión semiactivos** permiten variar algún parámetro del sistema de suspensión durante la marcha. Este grupo abarca una gran variedad de sistemas, donde podemos establecer otra clasificación en función de la frecuencia de funcionamiento:

- **Sistemas semiactivos adaptativos:** se suelen basar en un bucle de control abierto, y varían las propiedades del sistema con un tiempo de respuesta muy lento. Por ejemplo, pueden analizar la dinámica en un tramo de tiempo anterior a través de sensores y decidir qué configuración es la óptima, suponiendo que continuamos en esas condiciones.
- **Sistemas semiactivos como tal:** son aquellos cuya frecuencia de funcionamiento o control se establece en torno a 30-40 Hz [9]. Estos sistemas

2. Sistemas de suspensión en vehículos

pueden analizar el estado actual del vehículo mediante sensores y actuar de manera rápida para cumplir con los requisitos de confort o estabilidad en ese mismo instante. Aquí, además de la frecuencia de control, entra también en juego el tiempo de respuesta ante los cambios que presenta nuestro amortiguador (suponiendo que sea este el elemento sobre el que actúa).

Los sistemas de suspensión activos, frente a los anteriores, sustituyen los elementos principales de un sistema de suspensión (elemento elástico y disipativo) por un actuador hidráulico. En estos sistemas, la variable que se controla es la fuerza, por medio de un actuador que puede ser hidráulico, electromecánico, etc. También podemos hacer una distinción según la frecuencia de funcionamiento de nuestro sistema de control.

Los sistemas de suspensión activos y los semiactivos presentan ambos una gran capacidad de reacción ante distintas situaciones, funcionando con frecuencias de control bastante parecidas. La principal ventaja que presentan los sistemas activos es el rango de fuerzas que pueden abordar. Sin embargo, esta ventaja se asocia directamente a un considerablemente mayor consumo de energía que los sistemas de suspensión semiactivos, lo cual los hace inviables para vehículos de uso común.

La mejora que supone la implementación de un sistema de suspensión semiactivo es evidente analizando la respuesta del sistema en distintos rangos de frecuencia. La Figura 2-5 muestra los desplazamientos de la masa suspendida en un modelo de 2 G.D.L., comparando un sistema de suspensión pasiva y la implementación de un sistema de suspensión semiactivo basado en la técnica de control *Skyhook On-Off (SH 2 states)*.

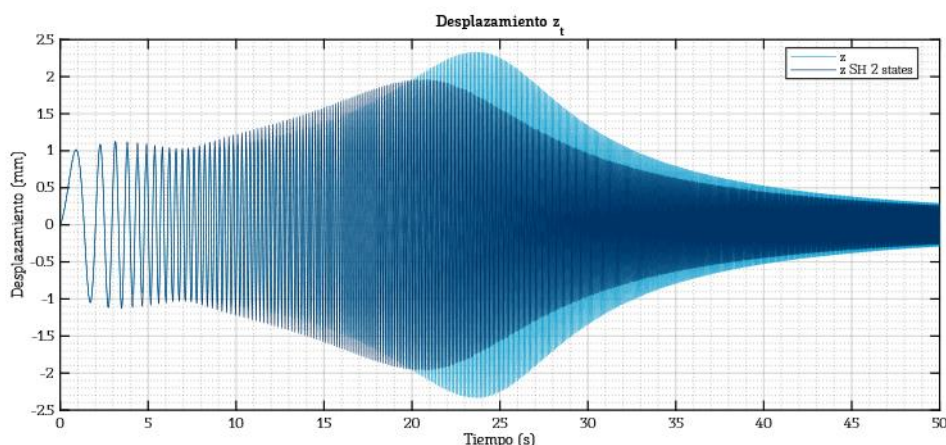


Figura 2-5. Ejemplo de la eficacia de un sistema de suspensión semiactivo (*Skyhook On-Off*) ante una entrada armónica de frecuencia variable.

3. Amortiguadores

En esta sección se comentarán y clasificarán los principales tipos de amortiguadores que se usan en la actualidad. Se estudiará el principio de funcionamiento de los amortiguadores hidráulicos y se realizará una clasificación en función de la construcción de los mismoS. Finalmente, se hará énfasis en los amortiguadores basados en *Smart Materials*. Esta es la denominación que reciben aquellos materiales que pueden cambiar sus propiedades ante una actuación externa. Tal y como se comentó anteriormente, dentro de esta clasificación encontramos a los fluidos magnetoreológicos y a los STF. Además, para cada una de las tipologías, se presenta una variante pasiva y otra semiactiva (si existen ambas).

3.1. Tipos de amortiguadores según su construcción

Una de las construcciones de amortiguador más sencillas es aquella que involucra un pistón con un eje pasante. Esta tipología de amortiguador es muy frecuente en aquellos que no van a estar excesivamente solicitados o bien las fuerzas de amortiguamiento son relativamente bajas. Una aplicación es, por ejemplo, los amortiguadores de dirección de motocicletas (Figura 3-1). Estos amortiguadores, en teoría, están completamente llenos de aceite. En la realidad, cuentan con pequeñas cámaras que permiten compensar las dilataciones por los efectos de la temperatura.

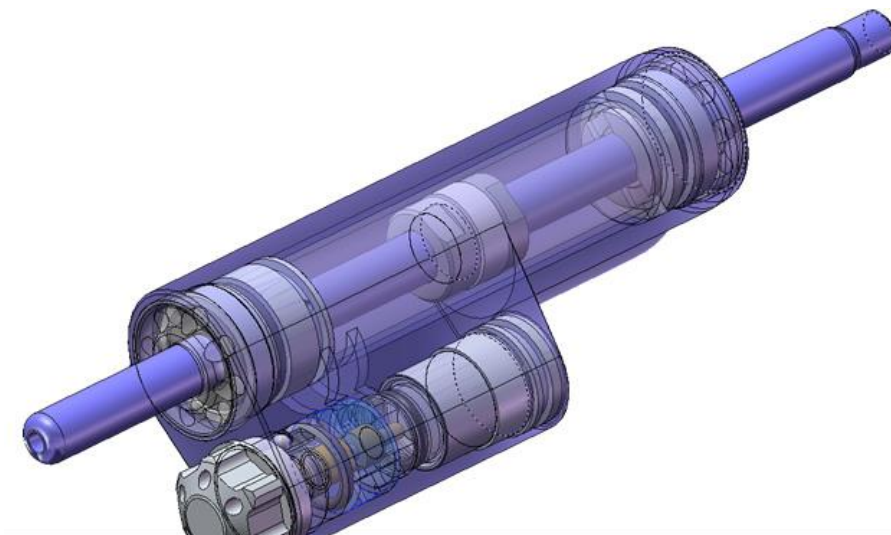


Figura 3-1. Amortiguador de eje pasante. Fuente: www.fggubellini.com.

El siguiente tipo de amortiguador más básico es el amortiguador de emulsión. Estos amortiguadores no cuentan con un eje pasante, y por tanto existen dos superficies distintas en el pistón sobre las que el fluido puede ejercer presión. La Figura 3-2 muestra de forma esquemática la construcción.

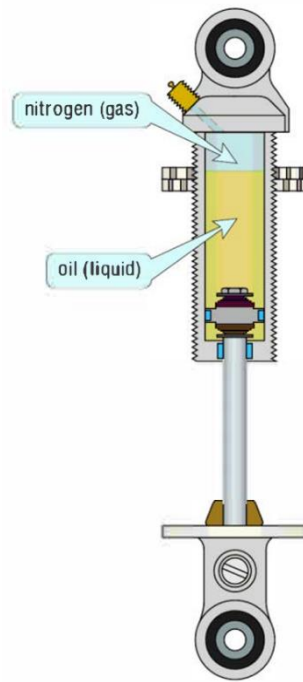


Figura 3-2. Amortiguador de emulsión. Fuente [13]

Los amortiguadores de emulsión comparten en su cámara tanto un fluido hidráulico como un gas. Este, por construcción y para evitar mezcla entre líquido y gas, se encuentra en la parte superior a una presión en torno a 10 bares. De esta forma, el aceite se encuentra también presurizado, y las presiones absolutas a las que se encuentra el fluido serán mayores, evitando la cavitación. Por lo general, los amortiguadores de emulsión se encuentran en aplicaciones poco solicitantes, como pueden ser ciclomotores o motocicletas de baja cilindrada.

Los amortiguadores de pistón flotante parten de la idea de los amortiguadores de emulsión, pero introducen un pistón intermedio para evitar el contacto entre gas y líquido. Este pistón flotante puede encontrarse dentro del propio tubo que constituye el amortiguador o bien en una cámara aislada, que se puede conectar por medio de una tubería rígida o flexible. La Figura 3-3 muestra las 3 posibilidades. Esta tipología es la más frecuentada en los amortiguadores de motocicleta y automóvil de altas prestaciones. En sustitución del pistón, podemos encontrar también algunos modelos con un diafragma de caucho, conocido como *bladder*.

3. Amortiguadores

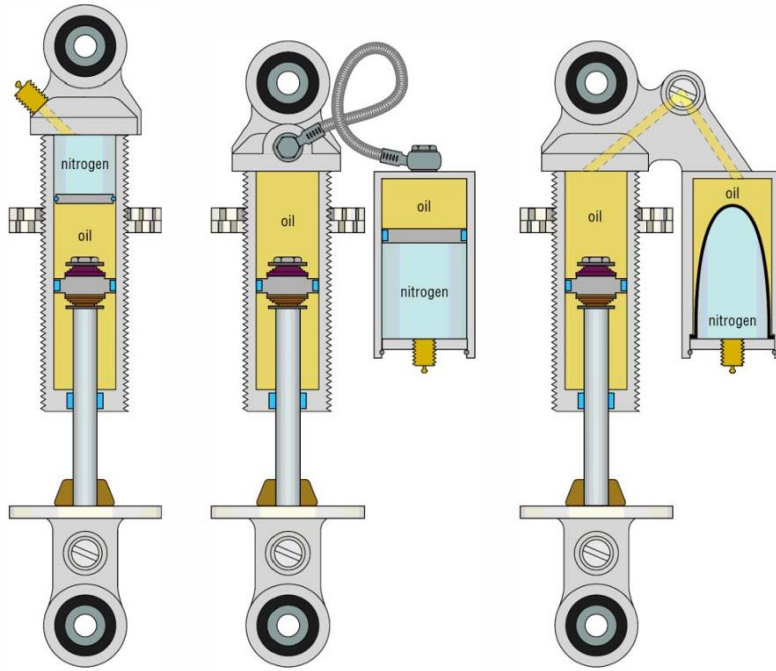


Figura 3-3. Izquierda: Amortiguador de pistón flotante. Centro: Amortiguador con pistón en cámara aislada y tramo flexible. Derecha: Amortiguador con bladder en cámara aislada y tramo rígido. Fuente [13]

Finalmente, encontramos los amortiguadores bitubo. Estos amortiguadores cuentan con dos cámaras concéntricas, conectadas por una válvula inferior o válvula de pie, tal y como ilustra la Figura 3-4. En la cámara exterior, se encuentra normalmente un gas, que puede estar presurizado o no. Este sistema requiere también un montaje en el que el gas siempre quede en la parte superior, de forma que a través de la válvula de pie solo circule aceite. Este sistema de suspensión es común en automóviles de gama media.

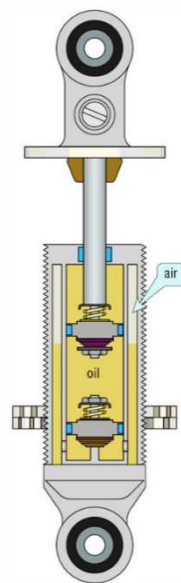


Figura 3-4. Amortiguador bitubo. Fuente [13]

3.2. Funcionamiento de un amortiguador hidráulico

Los sistemas de suspensión de los vehículos actuales usan como elemento disipativo amortiguadores hidráulicos. No obstante, existen vehículos donde el amortiguamiento viene dado por otro mecanismo: la fricción. Este es el caso de los vehículos equipados con sistemas de ballestas, donde la propia fricción entre las hojas amortigua la dinámica vertical. Esta fricción podría ser incluso regulable, mediante la instalación de dispositivos de apriete que permitieran ajustar la fuerza normal [14]. Las capacidades de los amortiguadores hidráulicos, tal y como se verá a continuación, son mucho mayores. En este texto, nos centraremos únicamente en amortiguadores telescópicos, si bien existen una gran variedad de amortiguadores hidráulicos basados en movimientos relativos de rotación entre sus componentes.

La Figura 3-5 retoma la estructura de un amortiguador de pistón flotante. Un vástago con pistón con una serie de orificios se desplaza en el interior de un cilindro, donde se encuentra un fluido (generalmente aceite). A medida que el vástago se desplaza a una velocidad determinada, aparece una pérdida de carga debido al flujo del fluido a través de los orificios. Esta pérdida de carga produce una diferencia de presiones entre las dos caras del pistón, ejerciendo por tanto una fuerza resultante en el vástago en sentido opuesto a la velocidad impuesta.

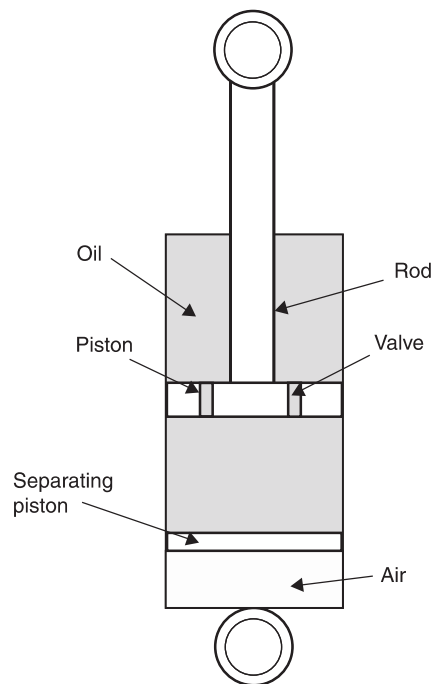


Figura 3-5. Amortiguador hidráulico convencional. Fuente [9].

3. Amortiguadores

La gráfica de la Figura 3-6 recoge el comportamiento de un amortiguador que cumple con la definición anterior. En concreto, la curva A es la que representa el caso de la Figura 3-5. El eje horizontal representa el caudal a través de la restricción (orificio), mientras que el eje vertical se asocia a la diferencia de presiones entre las cámaras. Este tipo de gráficas muestran una relación directa con aquellas que recogen las dos variables que determinan la dinámica de un amortiguador: velocidad y fuerza de amortiguamiento. Por tanto, otra forma de entender esta gráfica es asociando la fuerza al eje vertical y la velocidad de excitación al eje horizontal.

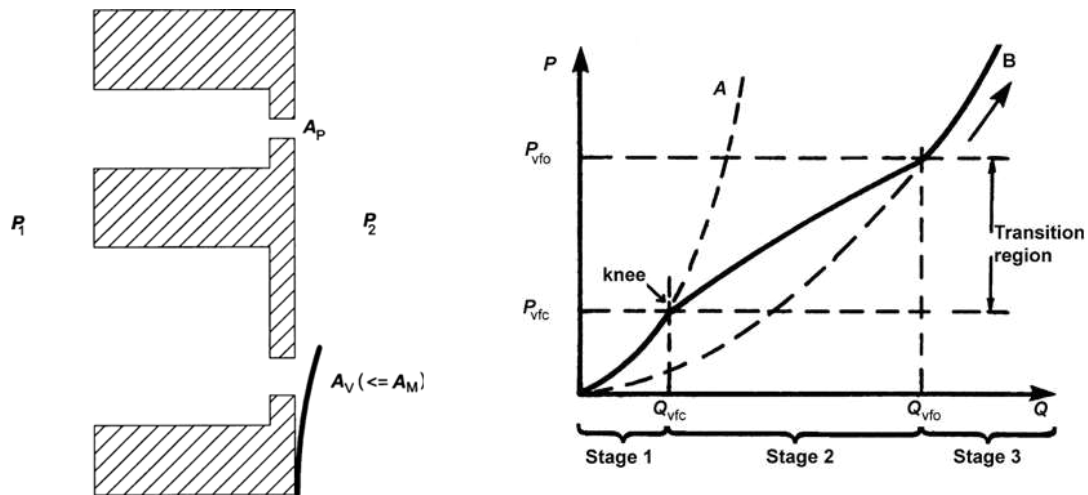


Figura 3-6. Izquierda: simplificación de un sistema de válvulas en un amortiguador hidráulico. Derecha: Curvas $P(Q)$ en un amortiguador hidráulico. Fuente [14].

A medida que crece la velocidad con la que se excita al amortiguador, las fuerzas crecen de manera exponencial. Para mejorar este comportamiento, se suele recurrir a la implementación de paquetes de arandelas (en inglés *shim stacks*) y agujas para la regulación del caudal. De esta forma, se pasa de la curva A a la curva B en la Figura 3-6.

Si además de lo anterior queremos convertir nuestro amortiguador hidráulico en un sistema de suspensión semiactivo, una de las opciones más frecuentes es recurrir a una actuación electromecánica sobre las válvulas u orificios. De esta forma, tal y como muestra la Figura 3-7, y con la implementación de algún algoritmo de control, conseguimos lo que se conoce como un amortiguador electrohidráulico.

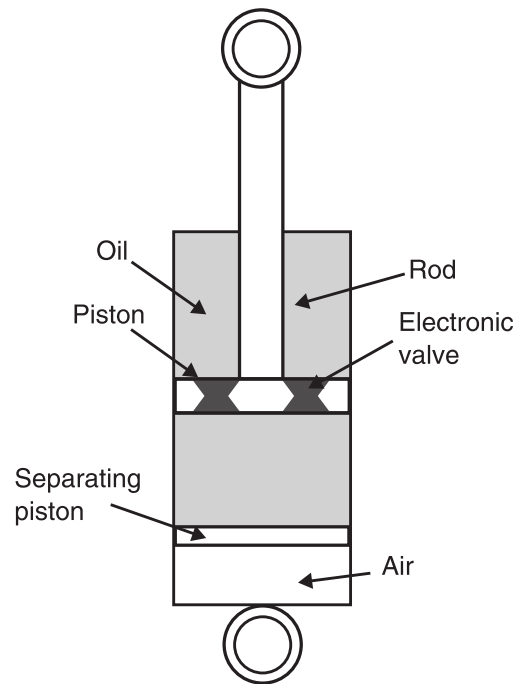


Figura 3-7. Amortiguador electrohidráulico. Fuente [9].

Se puede concluir que los amortiguadores hidráulicos están fuertemente influenciados por las geometrías constructivas. Estas geometrías, a su vez, dependen de las propiedades del fluido utilizado en el sistema. En general, los aceites empleados tienen una viscosidad relativamente baja, lo que implica que, para generar fuerzas de amortiguamiento elevadas, es necesario restringir en gran medida el caudal del fluido. Esta restricción aumenta las pérdidas de carga dentro del amortiguador, lo que puede causar cavitación.

La cavitación ocurre cuando el fluido se evapora debido a caídas de presión significativas, incluso a temperaturas relativamente bajas. Si la cavitación se presenta en el amortiguador, las fuerzas de amortiguamiento se reducirán considerablemente.

Además de la disminución de la fuerza de amortiguamiento, otro fenómeno que puede aparecer es la histéresis. La histéresis es el comportamiento de un sistema dinámico que mantiene ciertas propiedades incluso después de que se haya eliminado la excitación que las produjo. En el contexto de un amortiguador, esto significa que la relación entre las fuerzas y las velocidades no es lineal ni unívoca, sino que depende del estado anterior del sistema. La Figura 3-8 muestra la histéresis en un amortiguador de dirección de motocicleta comercial.

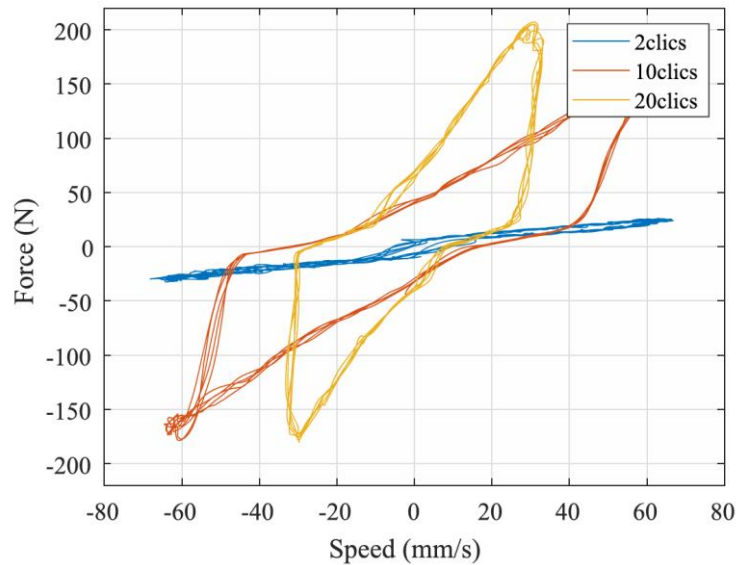


Figura 3-8. Gráfica fuerza-velocidad para un amortiguador de dirección de motocicleta comercial. Fuente [3].

Para resolver este problema, se presentan en la siguiente sección las distintas construcciones de amortiguadores más usadas.

3.3. Amortiguadores magnetoreológicos y electroreológicos

Los amortiguadores magnetoreológicos han sufrido un gran desarrollo en las últimas décadas. Suponen un componente esencial en los sistemas de suspensión semiactivos de algunos vehículos de altas prestaciones. Esto se debe a su principio de funcionamiento, el cual permite una variación de la fuerza de amortiguamiento mediante una corriente de control externa. La Figura 3-9 muestra el interior de uno de los posibles esquemas de amortiguador magnetoreológico.

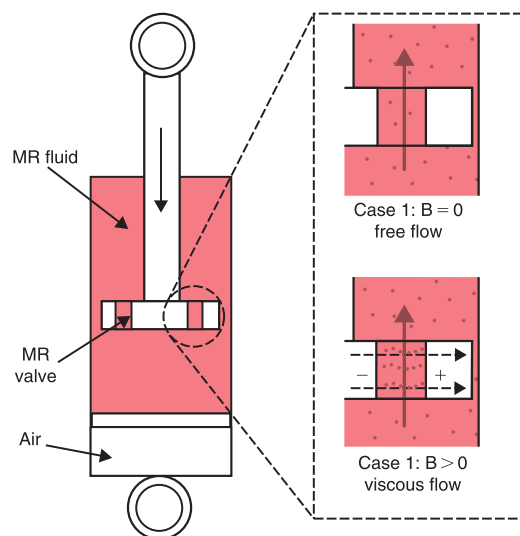


Figura 3-9. Amortiguador magnetoreológico. Fuente [9].

El fluido que circula por los orificios de este amortiguador posee unas partículas magnetizables. Cuando no hay ningún campo magnético, el fluido cuenta con una viscosidad aparente, oponiéndose al flujo y ejerciendo una fuerza de amortiguamiento tal y como lo haría un amortiguador convencional. Sin embargo, la presencia de un campo magnético hace que las partículas magnetizables se alineen, aumentando la viscosidad aparente del fluido. Así, las fuerzas de amortiguamiento crecen para una misma excitación externa.

Partiendo de la definición del amortiguador magnetoreológico, el amortiguador electroreológico se puede entender como una variante donde el fluido puede cambiar su viscosidad en función de la tensión que circule por el mismo. De esta forma, se puede regular también el amortiguamiento, tal y como muestra la Figura 3-10.

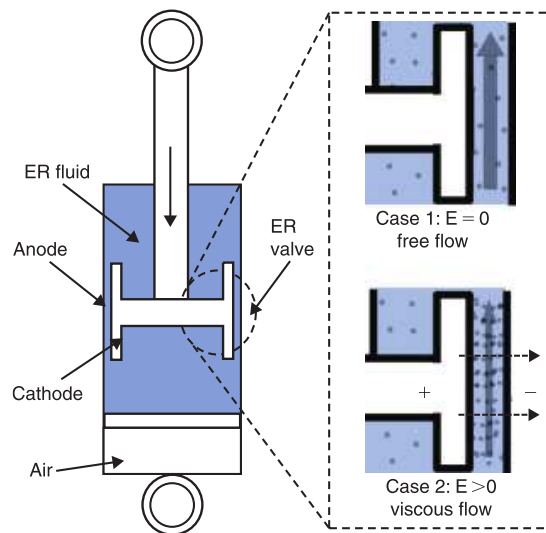


Figura 3-10. Amortiguador electroreológico. Fuente [9].

3.4. Amortiguadores basados en *shear-thickening-fluids* (STF)

Frente a los amortiguadores magnetoreológicos o electroreológicos, los amortiguadores basados en fluidos de *shear-thickening* varían su viscosidad en función de la velocidad de excitación de nuestro amortiguador. Así, encontramos regímenes de velocidad en los que el fluido puede ir variando su viscosidad, en función de lo que se conoce como velocidad de cizalla. Este concepto se introducirá en el siguiente apartado, pero por lo general, a mayor velocidad de excitación del amortiguador, mayor velocidad de cizalla aparece en nuestro fluido. Aunque vulgarmente se conoce a estos fluidos por su capacidad de aumentar la viscosidad, realmente esto solo ocurre durante un pequeño rango. Las propiedades de estos fluidos nos permiten obtener diagramas de fuerza velocidad similares a los que se obtienen mediante la implementación de sistemas de

3. Amortiguadores

válvulas como los que se han comentado en la sección 2.1. Las geometrías de estos amortiguadores tienen un tamaño notablemente mayor, tal y como se verá en la sección 5. La Figura 3-11 muestra un esquema de funcionamiento de un amortiguador basado en fluidos de *shear-thickening*. Este amortiguador utiliza un *gap* circunferencial para producir las diferencias de presión entre las cavidades por las que circula el fluido.

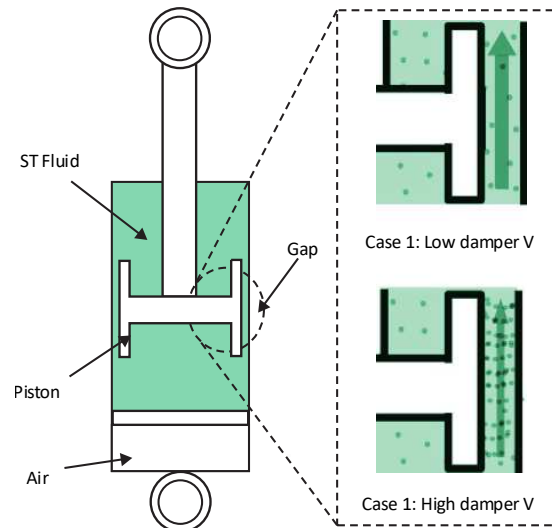


Figura 3-11. Amortiguador basado en STF.

4. Propiedades de los *shear-thickening-fluids*

En este apartado se introducirán los *shear-thickening-fluids* (STF). La primera sección muestra las diferencias generales entre los fluidos newtonianos y los no newtonianos. Dentro de este último grupo, se encuentran los STF. Se hará referencia de forma muy superficial a los métodos a través de los cuales se obtienen las propiedades de estos fluidos. En concreto, se mencionarán las curvas de viscosidad frente a velocidad de cizalla, también conocidas como curvas de flujo. Estas permiten predecir de manera visual las propiedades del fluido, pero también del amortiguador. Finalmente, se comentará el efecto que tiene la temperatura en el comportamiento de estos fluidos.

4.1. Fluidos Newtonianos y No Newtonianos

Una primera definición de los fluidos newtonianos, sin hacer énfasis en otros conceptos de la mecánica de fluidos, es la de fluidos cuya viscosidad depende únicamente de la composición química y de la temperatura [15]. Si atendemos a la dinámica de un fluido newtoniano que se encuentra entre una placa fija y una placa móvil, se puede determinar que las tensiones de cizalladura que aparecen entre las capas del fluido o en las condiciones de contorno siguen una relación lineal con la velocidad de cizalla (en inglés, *shear rate*). La Figura 4-1 aclara lo anterior.

$$\frac{F}{A} = \tau_{yx} = \mu \left(-\frac{dV_x}{dy} \right) = \mu \dot{\gamma}_{yx}$$

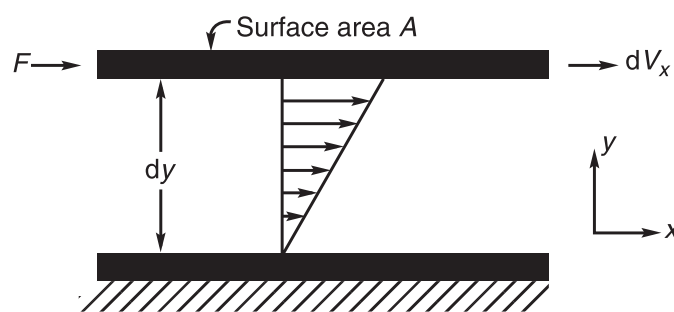


Figura 4-1. Representación esquemática de flujo entre placas paralelas. Fuente [15].

Dicha relación viene dada por la pendiente de esas rectas, la viscosidad, la cual se mantiene constante para un mismo material y temperatura. La Figura 4-2 muestra dos ejemplos de fluido newtoniano. Estas curvas de esfuerzos de cizalladura frente a velocidad de cizalla siempre pasan por el origen. En cuanto a las unidades, se suele tratar:

4. Propiedades de los *shear-thickening-fluids*

- Esfuerzo de cizalladura: Pa
- Velocidad de cizalla: s^{-1}
- Viscosidad: $Pa \cdot s$

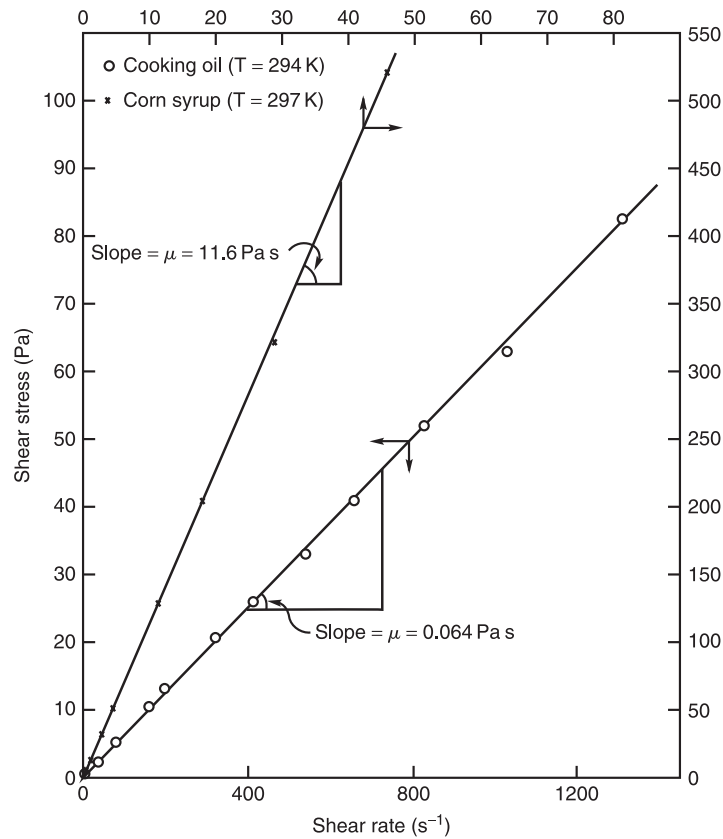


Figura 4-2. Representación del comportamiento de dos fluidos newtonianos: aceite de cocina (círculos) y jarabe de maíz (cuadrados). Fuente [15].

En los fluidos no newtonianos, en cambio, la relación entre los esfuerzos de cizalladura y la velocidad de cizalla no responde a la expresión: $\tau = \eta \cdot \gamma$. Dichas relaciones pueden ser también no lineales y contar con ciertas discontinuidades (como ocurre con los plásticos de Bingham). Los esfuerzos de cizalladura pasan a depender del flujo, de las geometrías e incluso de los estados anteriores del fluido. La Figura 4-3 muestra la gráfica de comportamiento de estos fluidos, diferenciando además entre distintas subcategorías.

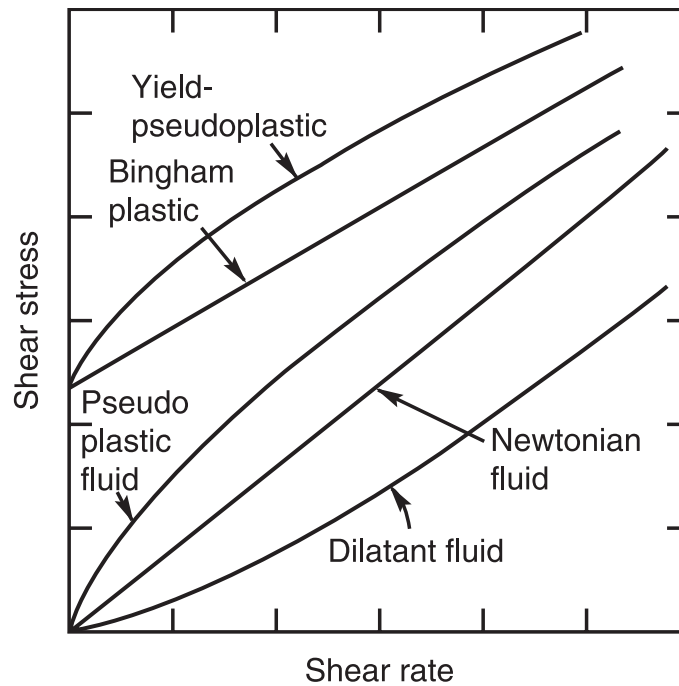


Figura 4-3. Representación de varios comportamientos propios de fluidos no newtonianos. Fuente [15].

Algunos ejemplos de fluidos no newtonianos que se encuentran en nuestro entorno cotidiano son: adhesivos, fluidos biológicos como la sangre o la saliva, pastas de cemento, alimentos como el chocolate, etc.

4.2. Curvas de viscosidad frente a velocidad de cizalladura (Curvas de flujo)

Además de las anteriores representaciones gráficas entre esfuerzos de cizalladura y velocidad de cizalladura, las curvas de viscosidad frente a velocidad de cizalla son otra representación que nos permite distinguir de manera sencilla entre fluidos newtonianos y no newtonianos. Sumado a eso, permiten diferenciar distintos comportamientos dentro de los fluidos no newtonianos, como son el *shear-thickening* o el *shear-thinning*. El primero refiere a un aumento de la viscosidad con la velocidad de cizalla, mientras que el segundo es todo lo contrario. Las curvas de viscosidad frente a velocidad de cizalladura de la Figura 4-4 muestran ambos comportamientos. Estas curvas reciben también el nombre de curvas de flujo o reogramas. Para un fluido newtoniano, obtendríamos una recta horizontal (viscosidad constante).

4. Propiedades de los *shear-thickening-fluids*

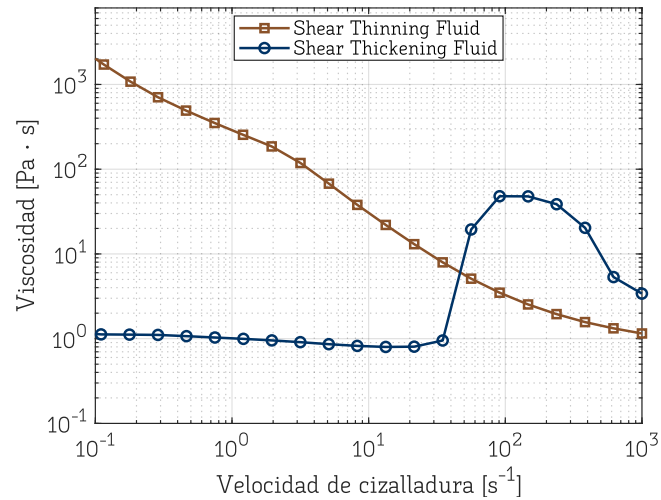


Figura 4-4. Comparación de dos fluidos no newtonianos en las curvas viscosidad-velocidad de cizalladura.

Estos datos se obtienen mediante ensayos en reómetros. Esto no son más que máquinas de ensayo que miden la forma en que fluyen distintos fluidos. Existen distintos tipos de reómetros en función del rango de velocidad de cizalladura que queramos estudiar. En este documento no se profundizará acerca de la metodología para la obtención de las propiedades de un fluido. No obstante, la Figura 4-5 es una buena indicación de cuando usar cada uno de los posibles métodos de medición.

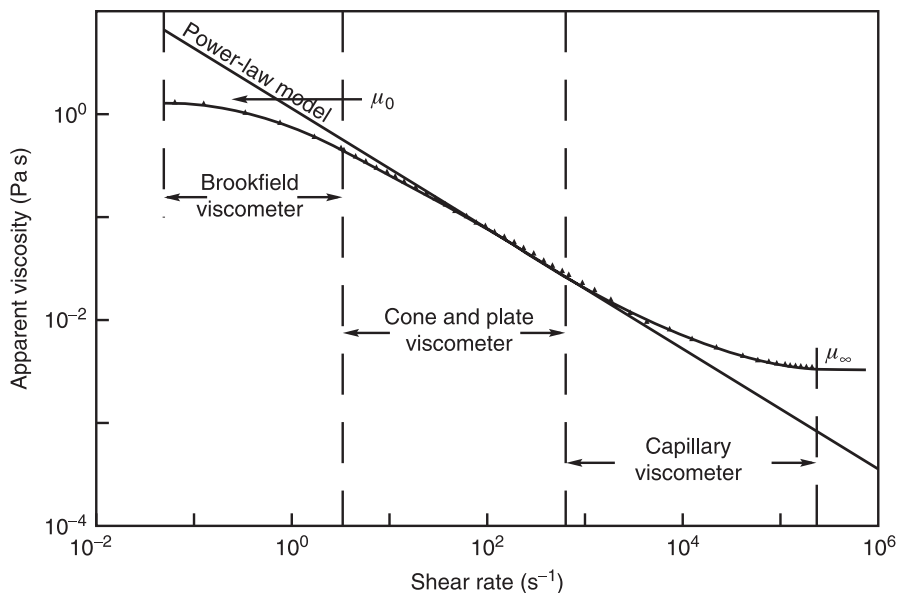


Figura 4-5. Curvas de viscosidad y tipo de reómetro según el rango de velocidad de cizalladura. Fuente [15].

En concreto, el fluido no newtoniano que se empleará en el amortiguador modelado en este trabajo recibe la denominación 15A200PPG400. Esta combinación de cifras y letras hace referencia a una mezcla de poli propilenglicol con peso molecular de 400 g/mol

4. Propiedades de los *shear-thickening-fluids*

con AEROSIL®200, un polvo de sílice ahumada hidrofílica con una superficie específica de $200 \text{ m}^2/\text{gr}$. En concreto, esta mezcla se hace con un porcentaje del 15% en peso de polvo de sílice. Este fluido no newtoniano presenta un comportamiento de *shear-thickening*, tal y como muestra la curva de la Figura 4-6, obtenidas en un reómetro de cono y plato.

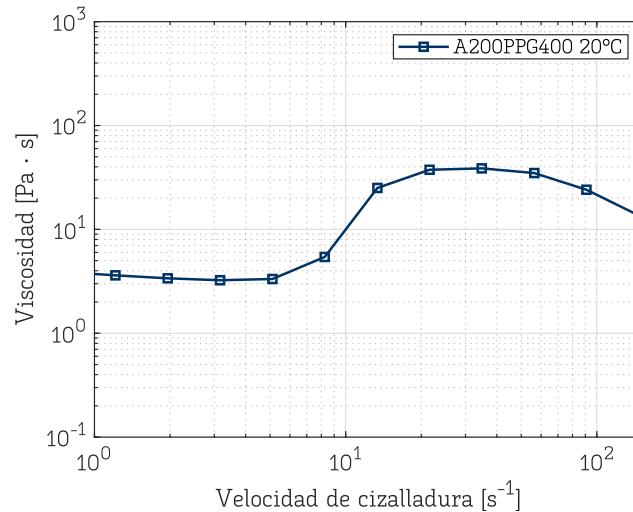


Figura 4-6. Curva viscosidad-velocidad de cizalladura para el fluido de estudio.

4.3. Dependencia con la temperatura

La curva de comportamiento anterior representa el comportamiento del 15A200PPG400 a una temperatura de 30°C . Esta es una temperatura de referencia con la que se suele trabajar en el amortiguador no newtoniano, debido a las condiciones ambientales del laboratorio y a la naturaleza de los ensayos (los ensayos más exigentes conllevan aumentos de esta temperatura). Sin embargo, al igual que la mayoría de fluidos, la viscosidad varía con la temperatura, y en este caso resulta interesante conocer la curva de flujo de nuestro fluido a varias temperaturas, ya que nuestra viscosidad pasa a ser función de 2 variables: velocidad de cizalla y temperatura. La Figura 4-7 muestra la viscosidad del fluido a 20 , 30 y 40°C .

4. Propiedades de los *shear-thickening-fluids*

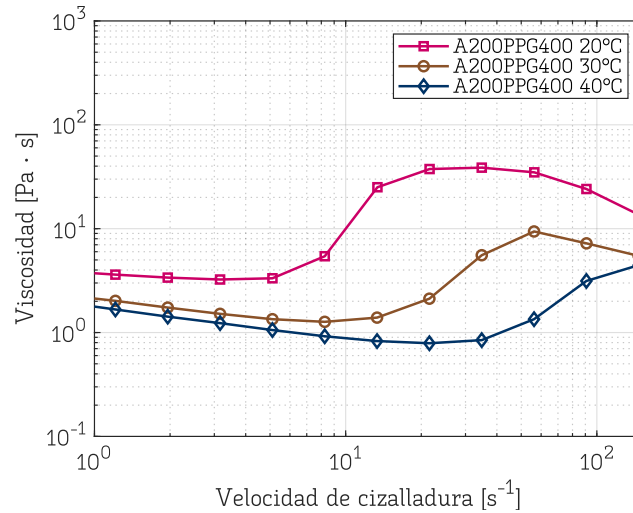


Figura 4-7. Efecto de temperatura en la viscosidad del A200PPG400.

Es evidente la pérdida de viscosidad con la temperatura, fenómeno que ocurre también en los aceites de suspensión de los amortiguadores convencionales. Tanto en estos últimos como en los amortiguadores de fluido no newtoniano, el aumento de la temperatura conlleva una disminución de las fuerzas de amortiguamiento, ya que la caída de la viscosidad hace que las geometrías de nuestro amortiguador dejen de ser tan restrictivas para el fluido. Es por eso por lo que la modelización del amortiguador debe incluir de manera imprescindible la temperatura como variable de entrada. En la sección 6.3 se demostrará este descenso de las fuerzas de amortiguamiento con el aumento de la temperatura.

5. Composición del amortiguador basado en STF

En este apartado se introduce el diseño del amortiguador no newtoniano. Se mostrarán los distintos elementos que lo componen y las geometrías para el ajuste del amortiguamiento. Se recogen también algunas de las pruebas de concepto anteriores realizadas en el Taller 31.

5.1. Elementos del amortiguador

La Figura 5-1 representa el corte de sección del amortiguador no newtoniano por su plano medio. El amortiguador se compone de un eje externo (1), eje interno (2), tapa superior (3), anillos de fijación (4), pistón interno (5), pistón externo (6), tubo de policarbonato (7), pistón flotante (8), tapa inferior (9) y válvula de aire (10). El diámetro interno del tubo de policarbonato es de 34 mm, lo cual muestra la magnitud de las geometrías de esta tipología de amortiguadores.

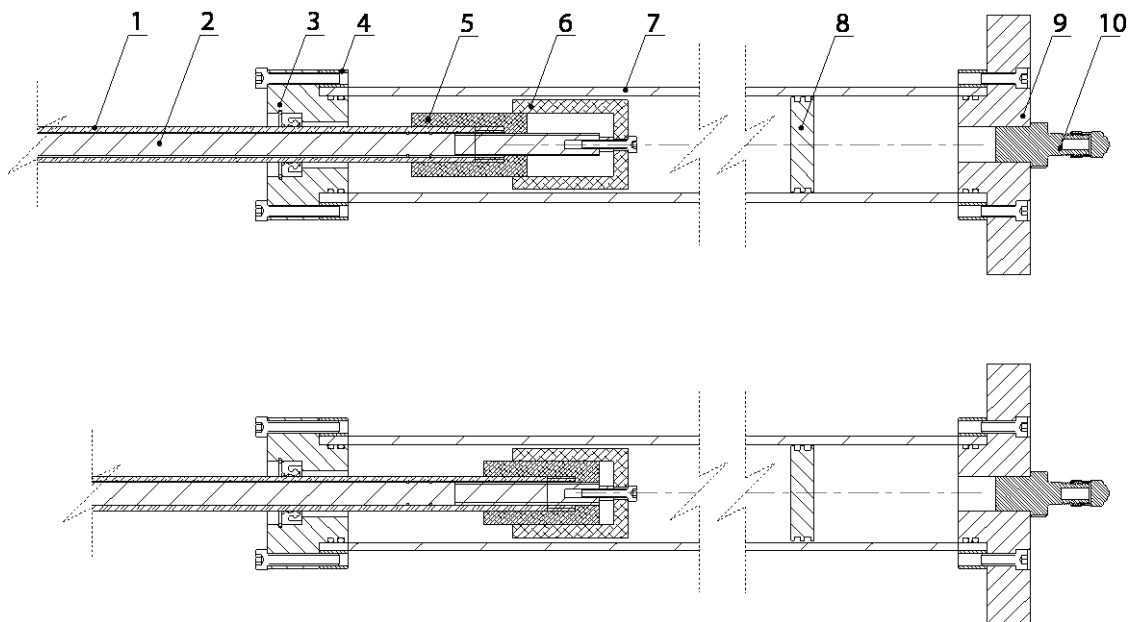


Figura 5-1. Sección del amortiguador no newtoniano

El pistón flotante se encarga de separar la cámara de aire con la cámara de fluido. La cámara de aire, presurizada a través de la válvula, permite ejercer una presión sobre el fluido previa, para evitar la cavitación durante el funcionamiento a alta velocidad. Se ha comprobado experimentalmente que esta presión debe rondar los 4 bares (presión manométrica). La geometría del pistón externo e interno es tal que, partiendo de un cilindro, se corta de manera que un componente pueda deslizarse dentro del otro. La

Figura 5-2 muestra en una vista tridimensional la geometría del pistón, así como las dos regulaciones extremas. Estas regulaciones se consiguen gracias al giro del eje interno, el cual está directamente conectado con el pistón externo.

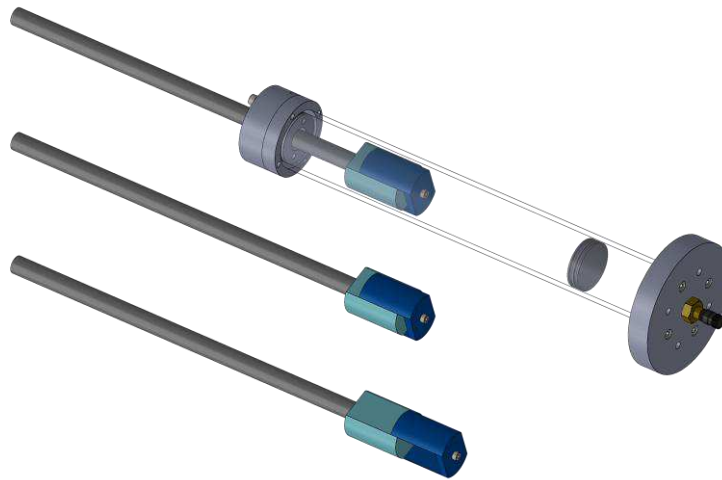


Figura 5-2. Vista tridimensional de las configuraciones del amortiguador.

De esta forma, en la configuración superior, el fluido encontrará caminos de menor resistencia, que conllevarán a menores fuerzas de cizalladura y también a menores diferencias de presión entre la zona alta y baja del amortiguador. Así, se consigue una menor fuerza de amortiguamiento. El caso contrario queda representado por la configuración inferior, donde las trayectorias del fluido son más restrictivas y por tanto aumentan la magnitud de las fuerzas de amortiguamiento.

El comportamiento del amortiguador es prácticamente simétrico. Las mismas fuerzas pueden ser conseguidas tanto en la carrera de extensión como en la de compresión.

5.2. Geometrías del pistón

La geometría regulable de este amortiguador es el resultado de una serie de pruebas anteriores. La Figura 5-3 muestra una geometría variable según la dirección del flujo, que permite comportamientos asimétricos del amortiguador. La Figura 5-4 muestra otra opción similar, basada en la deflexión de una pequeña lámina de carbono. Para ambos casos, existen una serie de faldas acoplables al pistón (Figura 5-5), que tienen como objetivo aumentar la fuerza de amortiguamiento cuando la dirección de excitación del amortiguador es la de mayor amortiguamiento (esto ocurre normalmente durante el tramo de extensión del amortiguador).

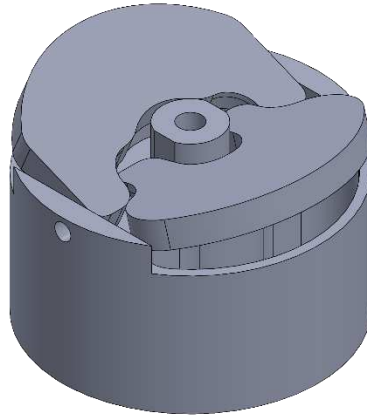


Figura 5-3. Geometría variable a extensión y compresión

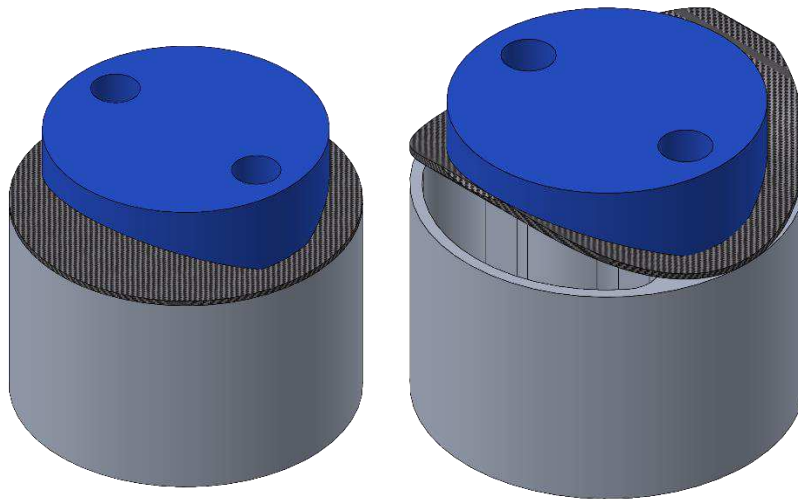


Figura 5-4. Izquierda: Geometría variable a extensión. Derecha: Geometría variable a compresión.

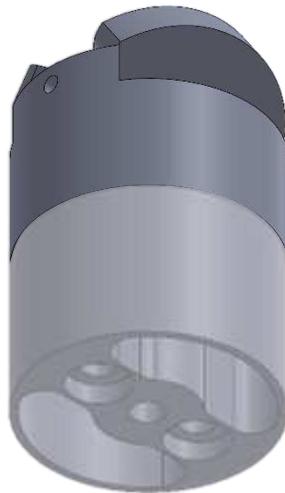


Figura 5-5. Introducción de falda para aumentar la fuerza de amortiguamiento.

6. Validación experimental: ensayos del amortiguador STF

En este apartado se presentará en primer lugar la máquina de ensayos vertical con la que se probará el amortiguador STF. Se comentarán sus características más importantes. A continuación, se hará una planificación de los ensayos, en base a los objetivos que hemos establecido para nuestro modelo. Finalmente, se mostrarán los resultados de dichos ensayos, haciendo énfasis en los más relevantes.

6.1. Máquina de ensayos vertical

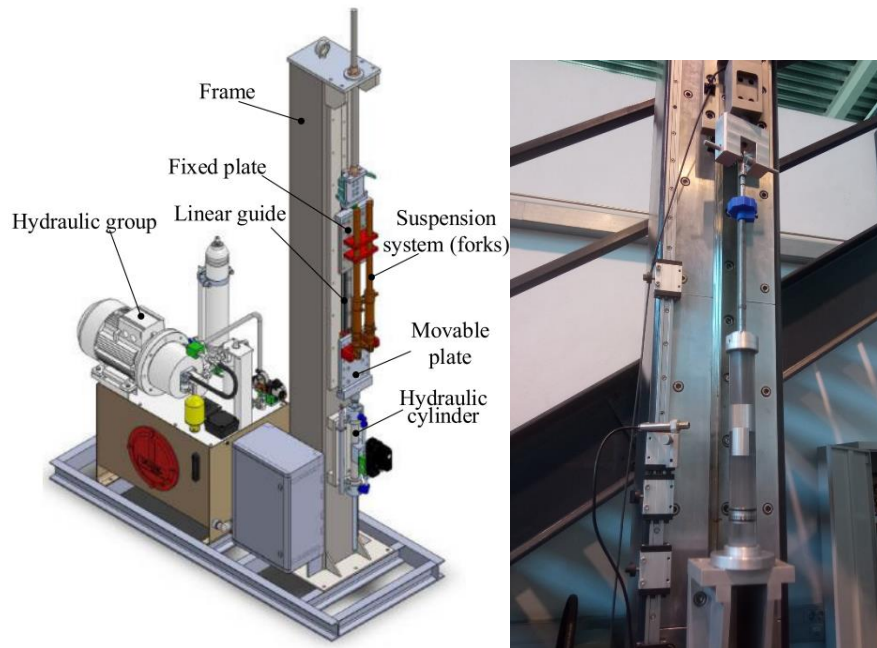
La máquina de ensayos vertical en la que se realizan las pruebas del amortiguador ha sido desarrollada por el grupo de investigación del Taller 31. Esta máquina permite ensayar neumáticos, sistemas completos de amortiguación como la horquilla de una motocicleta, etc. La excitación se genera por medio de un actuador hidráulico, comandado por una servo-válvula. Las principales características del banco se recogen en la siguiente ficha:

| Parámetros | Valor |
|--|-------------------------------|
| Fuerzas máximas medibles (Tracción-compresión) | ±10 kN |
| Rango de velocidades | Desde 0.05 mm/s hasta 2.1 m/s |
| Recorrido máximo | 350 mm |
| Rango de frecuencias de trabajo | Desde 0 a 25 Hz |
| Frecuencia del bucle de control | 1 kHz |
| Frecuencia de grabación máxima | 10 kHz |
| Resolución del sistema DAQ | Hasta 24 bits |

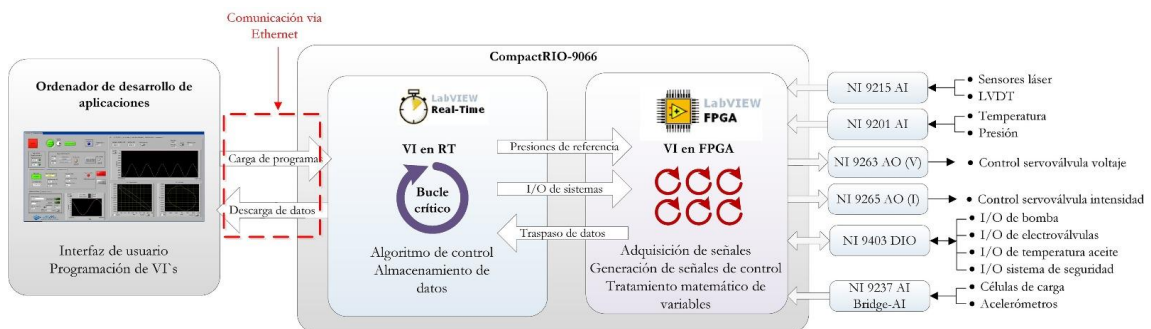
Tabla 1. Principales características del banco de ensayos.

La Figura 6-1 muestra a la izquierda un render 3D de la máquina de ensayos; a la derecha el amortiguador no newtoniano ensamblado en la misma.

6. Validación experimental: ensayos del amortiguador STF



El banco de ensayos se comanda a través de una interfaz gráfica programada en *LabView*, usando el sistema de adquisición de datos *CompactRio-9066*. Este sistema combina un procesador con una lógica programable FPGA, que minimiza los tiempos necesarios para la ejecución de tareas como la adquisición de señales, generación de señales de control o tratamiento matemático de variables. El siguiente esquema (Figura 6-2) refleja el funcionamiento de la interfaz y sistema de adquisición:



6.2. Planificación de los ensayos

El objetivo principal del modelo que se presenta en este Trabajo de Fin de Máster es representar de la manera más fiel posible las fuerzas de amortiguamiento del amortiguador basado en fluidos no newtonianos (STF). Es necesario captar propiedades no lineales como la histéresis, pero también la influencia de parámetros que varíen

notablemente la fuerza de amortiguamiento. Estos parámetros son la regulación y la temperatura.

En los apartados posteriores se buscará relacionar los parámetros de nuestro modelo con la temperatura y con la regulación. Sin embargo, para ver de manera clara la influencia de cada uno de ellos, es importante tratar de aislarlos en nuestros ensayos. Se proponen por tanto los siguientes ensayos:

- Barrido de temperatura entre 25 y 30°C con regulación de amortiguamiento máximo.
- Barrido de temperatura entre 25 y 30°C con regulación de amortiguamiento intermedia.
- Barrido de temperatura entre 25 y 30°C con regulación de amortiguamiento mínimo.

La realización de cada uno de los ensayos procederá como se comenta a continuación. En primer lugar, se excitará el amortiguador hasta conseguir que la temperatura del fluido se eleve hasta 25°C. Esta temperatura se mide a través de un sensor NTC (en inglés, *Negative Temperature Coefficient*) que se encuentra en el interior del amortiguador. Seguidamente se introducirá una excitación senoidal de 20 mm de amplitud y 1 Hz de frecuencia, y se grabarán las fuerzas de amortiguamiento hasta que la temperatura alcance los 30°C. Si fuera necesario, se esperará entre ensayos para que el amortiguador baje su temperatura para el resto de las configuraciones.

Otro aspecto a configurar de manera previa a los ensayos es la presión en la cámara de aire del amortiguador. Esta, como se comentó anteriormente, se establece en 4 bares para evitar los efectos de la cavitación, los cuales son mayores a bajas temperaturas debido a las altas viscosidades del fluido que causan grandes diferenciales de presión.

El modelo se construirá únicamente a partir del ensayo de máximo amortiguamiento y mínimo amortiguamiento. El ensayo intermedio servirá como punto de validación de nuestro modelo, y nos permitirá ajustar los detalles del modelo.

6.3. Resultados de los ensayos

En primer lugar, vamos a hacer énfasis en la variación de fuerza y temperatura respecto al tiempo. La Figura 6-3 recoge los ensayos mostrando estas variables. La escala usada en las gráficas de fuerza-tiempo no permite distinguir claramente el ensayo senoidal, ya que el tiempo de ensayo es de 360 segundos. No obstante, se puede apreciar que todos los ensayos muestran una tendencia decreciente de la fuerza, que va de la mano con un aumento de temperatura durante la prueba. Además, ambas tendencias buscan estabilizarse en la parte final. Otro aspecto que es posible notar es que, para mismos tiempos de ensayo, las configuraciones de mayor amortiguamiento consiguen elevar su temperatura más que las de bajo amortiguamiento. Todos estos aspectos deberán ser recogidos en nuestro posterior modelado, por lo que la identificación previa de los mismos es vital para abordarlos.

El amortiguador cubre un rango de fuerzas entre 130 y 245 N aproximadamente. El comportamiento de este es bastante simétrico, aspecto que como veremos nos beneficiará durante el modelado. Es importante notar que las fuerzas que se recogen en los ensayos también contemplan la parte elástica introducida por la cámara de aire. Sin embargo, ensayos a baja velocidad han demostrado que la influencia de estas fuerzas es irrelevante. También se concluye que la fricción del amortiguador oscila entre los ± 15 N.

6. Validación experimental: ensayos del amortiguador STF

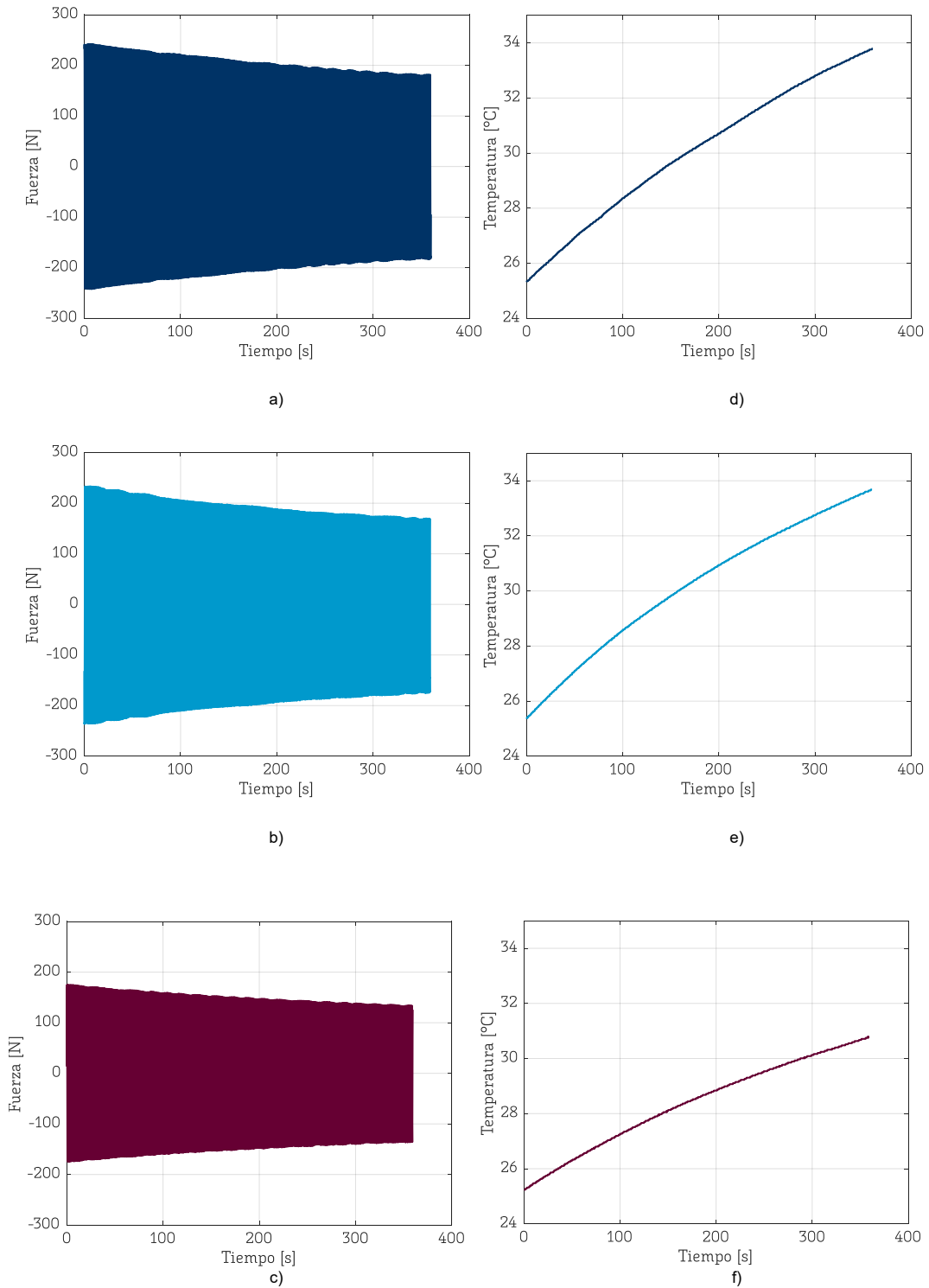


Figura 6-3. a),b),c) Gráficas de fuerza-tiempo para máximo, medio y mínimo amortiguamiento. d),e),f) Gráficas de temperatura-tiempo para las respectivas configuraciones

6. Validación experimental: ensayos del amortiguador STF

Si analizamos las curvas de fuerza-velocidad, podremos observar el fenómeno de histéresis del amortiguador, el cual se introdujo en la sección 3.2. No obstante, esta histéresis queda muy reducida gracias a la presencia de la cámara presurizada. La Figura 6-4 recoge los resultados. La transparencia del trazo permite ver como las zonas más marcadas son en las que el amortiguador se encuentra más tiempo (menor fuerza de amortiguamiento, parte final del ensayo). Los colores más tenues indican lo contrario (mayor fuerza de amortiguamiento, parte inicial del ensayo). El tramo final y el tramo inicial quedan marcados con otro tono.

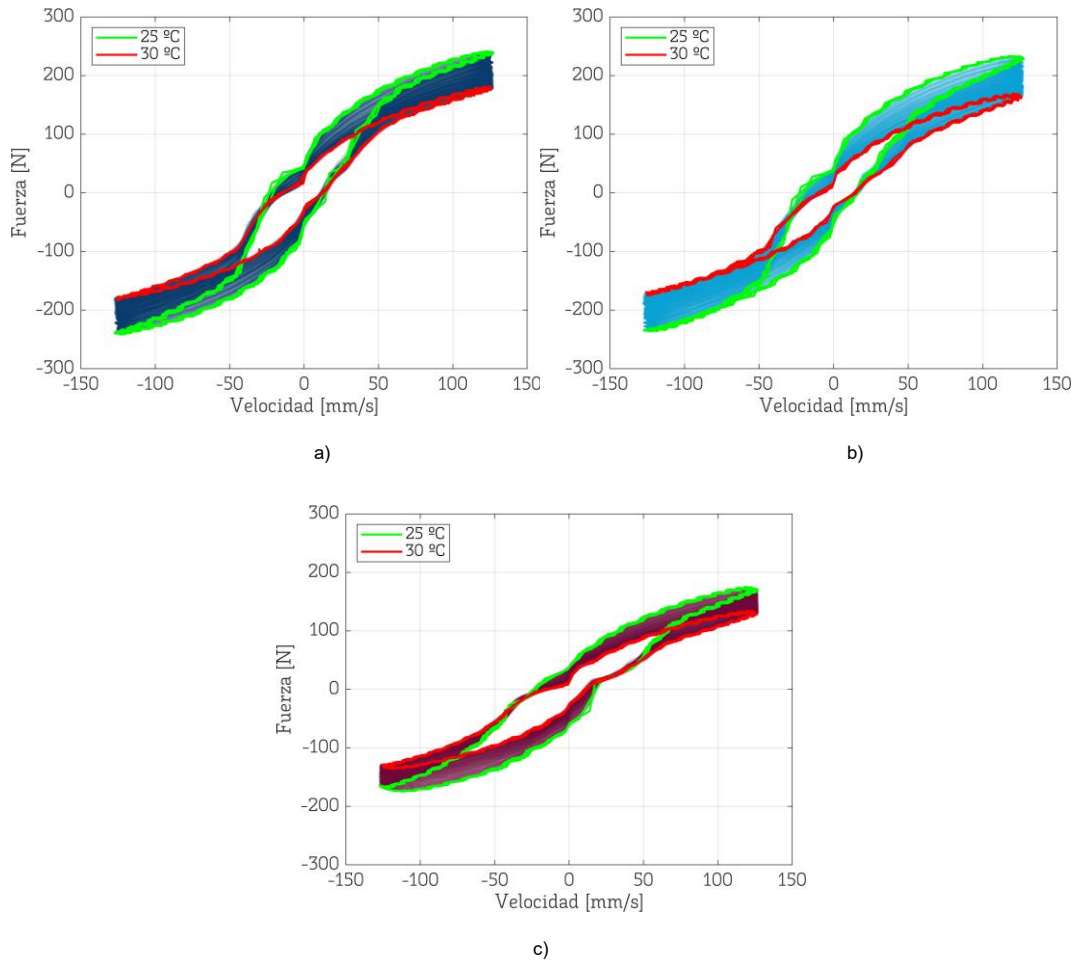


Figura 6-4. a),b),c) Gráficas fuerza-velocidad para máximo, medio y mínimo amortiguamiento

7. Modelado del amortiguador

En esta sección se mostrarán las opciones disponibles a la hora de modelar el comportamiento del amortiguador. Se clasificarán los modelos y se comentarán sus ventajas, inconvenientes o casos de aplicación. Finalmente, se hará énfasis en el modelo escogido para este Trabajo de Fin De Máster: el modelo de *Bouc-Wen*.

7.1. Tipos de modelo

A la hora de buscar un modelo para representar el comportamiento de nuestro sistema, debemos tener en cuenta cuál es la finalidad del mismo: aplicar técnicas de control basado en modelos, simplificar modelos de mayor nivel como un modelo multicuerpo, etc. En base a esta finalidad, debemos ser capaces también de establecer qué margen de error podemos tolerar. Ningún modelo será capaz de reproducir a la perfección el sistema real. Por otro lado, un modelo muy preciso puede ser demasiado costoso computacionalmente, haciendo que no podamos cumplir nuestra finalidad (p.ej aplicación de técnicas de control en tiempo real).

Partiendo de estas premisas, podemos entrar a evaluar las principales tipologías de modelos que se aplican en los amortiguadores: modelos físicos y modelos fenomenológicos. Los modelos físicos predicen el comportamiento de nuestro sistema en base a unas leyes físicas que pueden estar basadas en la geometría y características del fluido del amortiguador. Por ejemplo, podríamos tener en cuenta la información de las curvas de flujo del fluido no newtoniano (sección 4.2) para determinar las fuerzas de amortiguamiento, conociendo las geometrías (sección 5.2). Este es el caso de modelos analíticos o basados en herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD).

Por otro lado, los modelos fenomenológicos buscan estimar el comportamiento del amortiguador a través de una serie de parámetros, con significado físico o no, que se ajustan mediante datos experimentales. En esta categoría encontramos modelos como el de *Bingham* o *Bouc-Wen*. En concreto, el modelo de *Bouc-Wen* sido ampliamente utilizado para la caracterización y control de amortiguadores magnetoreológicos [4] y basados en STF [3]. Sin embargo, este último tenía una configuración de amortiguamiento fija, y no contemplaba los efectos de la temperatura.

El modelo de *Bouc-Wen* se elige en este trabajo ya que el departamento en el que se desarrolla la investigación muestra experiencia con el mismo, demostrando en numerosos trabajos una gran fidelidad con los resultados obtenidos a través de ensayos.

Además, presenta una fácil implementación en entornos como *Simulink*, como veremos más tarde.

7.2. Modelo de *Bouc-Wen*

Una representación esquemática del modelo de *Bouc-Wen* es la que se presenta en la Figura 7-1. Este modelo consigue representar una gran variedad de comportamientos con histéresis. Las ecuaciones que recogen la dinámica de este modelo son:

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \quad [2]$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad [3]$$

La variable z es conocida como la variable evolucionaria, que introduce el comportamiento con histéresis en el sistema.

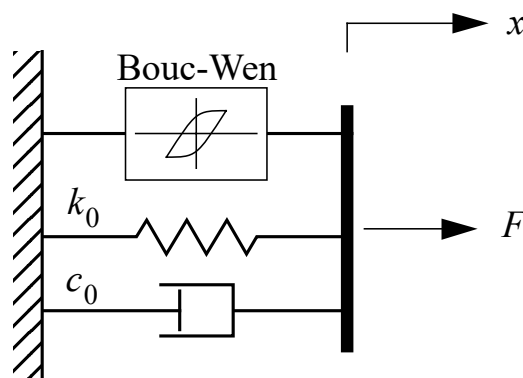


Figura 7-1. Modelo de *Bouc-Wen*. Fuente [4]

Uno de los inconvenientes de este modelo es que no es capaz de captar con suficiente precisión la zona conocida como *roll-off*. Esta región se puede visualizar en una gráfica de fuerza-velocidad como la de la Figura 7-2. En el entorno de velocidad 0, que se asocia al movimiento en los extremos del rango disponible del amortiguador, el modelo de *Bouc-Wen* sobreestima las fuerzas que aparecen en el amortiguador, mientras que en la realidad las fuerzas decaen de manera súbita.

7. Modelado del amortiguador

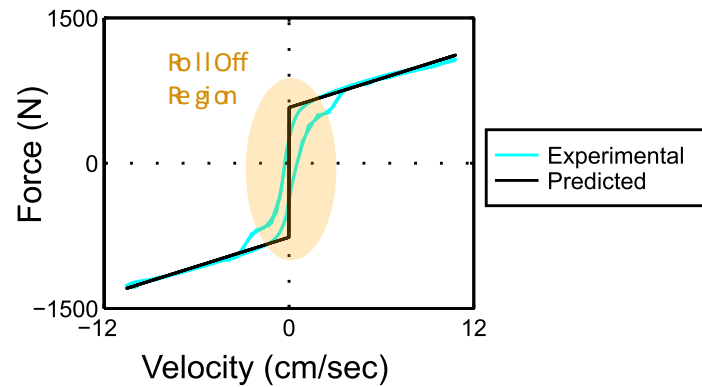


Figura 7-2. Gráfica fuerza-velocidad para un amortiguador magnetoreológico, mostrando ajuste entre datos experimentales y del modelo de Bouc-Wen. Fuente [4]

Es por eso por lo que más tarde aparece el que se conoce como modelo de *Bouc-Wen* modificado o modelo de *Spencer*. Este modelo se recoge mediante el siguiente esquema (Figura 7-3):

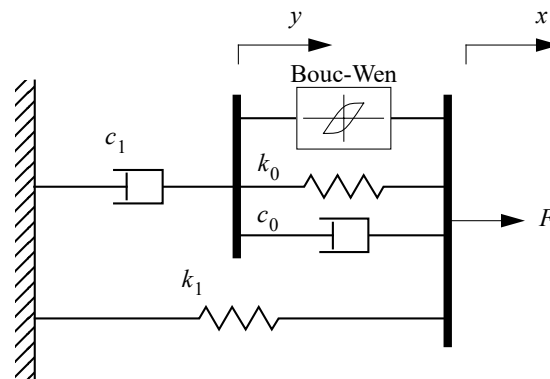


Figura 7-3. Modelo de Bouc-Wen modificado. Fuente [4]

Las ecuaciones que rigen su comportamiento son:

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad [4]$$

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} \{ \alpha z + c_0 \dot{x} + k_0(x - y) \} \quad [5]$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad [6]$$

Donde:

- α, β, γ y A son parámetros que se asocian a la forma de la curva de amortiguamiento.
- k_1 es la rigidez del acumulador de nuestro amortiguador (cámara de aire), cuya fuerza resultante dependerá de x_0 .
- c_1 hace referencia al amortiguamiento a bajas velocidades.

7. Modelado del amortiguador

- c_0 hace referencia al amortiguamiento a altas velocidades.
- k_0 es una rigidez de control.

La determinación de estos parámetros es llevada a cabo normalmente a través de distintos procesos de optimización global multivariable. La función de coste buscará reducir las diferencias entre la salida estimada y la real. En concreto, para este problema, resultan útiles las técnicas de optimización no basadas en gradiente, como pueden ser los algoritmos genéticos o el método de *Nelder-Mead*. En caso de usar técnicas basadas en gradiente, como las que veremos más tarde, será necesario calcularlo numéricamente mediante evaluaciones de la función de coste.

8. Estimación de los parámetros del modelo de *Bouc-Wen*

Tal y como se acaba de introducir en la sección anterior, la estimación de los parámetros del modelo de *Bouc-Wen* modificado es llevada a cabo a través de un proceso de optimización global multivariable. Esto implica que en ocasiones podamos obtener soluciones con resultados similares, pero con conjuntos de parámetros muy variados, debido a la presencia de múltiples mínimos locales en la función de coste. Este fenómeno afecta directamente a nuestro objetivo: la búsqueda de tendencias con la temperatura y el ajuste del amortiguador para su posterior implementación.

Para evitar el problema anterior, se llevará a cabo un primer análisis de los parámetros que influyen en las variables de estudio (temperatura y ajuste). Posteriormente, se detallará el orden y configuración de las optimizaciones que serán lanzadas y, finalmente, se explicará como se realizan dichas optimizaciones desde el entorno de *Parameter Estimator*.

8.1. Parámetros de interés

Para conseguir desarrollar un modelo que contemple el efecto de la temperatura y del ajuste del amortiguador, necesitamos conocer cómo varían los parámetros de nuestro modelo en función de dichas variables. Sin embargo, si lo que pretendemos es optimizar todos los parámetros para distintos casos de temperatura y ajuste de amortiguamiento, nos encontraremos en la tesitura anterior. Lejos de encontrar la influencia de cada variable en nuestro modelo, lo que habremos construido es un modelo que se adapta de manera razonable a todos los casos que hemos optimizado, pero que no se comportará de manera fiel a la realidad en los casos intermedios. Lo que buscamos es definir una serie de parámetros de interés, que sean los que varíen de acuerdo con alguna función de la temperatura o del ajuste.

En la literatura [4], se aplica esta técnica para determinar la influencia de la corriente aplicada en las fuerzas de amortiguamiento de un amortiguador magnetoreológico. Como parámetros de interés se escogen α y c_1 , los cuales se asocian a los esfuerzos de fluencia y viscosidad a baja velocidad. Mayores esfuerzos de fluencia se asocian a una mayor fuerza de amortiguamiento, por lo que estas variables están directamente relacionadas. La viscosidad a baja velocidad se asocia a las fuerzas de amortiguamiento a baja velocidad. Por tanto, resulta lógico considerar que estas variables dependan de la corriente aplicada en un amortiguador magnetoreológico, donde lo que se espera es

un efecto directo en las fuerzas de amortiguamiento. Este método presentó buenos resultados para este amortiguador, por lo que se aplicará una metodología similar para el amortiguador no newtoniano.

En el amortiguador no newtoniano, el análogo de la corriente de control es el ajuste de amortiguamiento. En función de este ajuste que varía las geometrías de restricción del fluido, se obtienen mayores o menores fuerzas de amortiguamiento. No obstante, también podemos considerar que la temperatura tiene un efecto similar, ya que como se ha observado en los ensayos, las temperaturas altas se asocian a fuerzas de amortiguamiento más bajas. Por tanto, como parámetros de interés para nuestro modelo seguiremos considerando α y c_1 , que serán los que varíen en función de la temperatura.

8.2. Procedimiento para la identificación de parámetros

Considerando que α y c_1 van a ser los únicos parámetros que varíen con la temperatura, tenemos que establecer una estrategia para que, durante el proceso de optimización, las variaciones en estos parámetros se deban principalmente al efecto de la temperatura, y no a la existencia de otro mínimo local.

Para ello, partiendo de los ensayos de máximo y mínimo amortiguamiento detallados en la sección 6.2, se propone una división de los mismos en distintos tramos de estudio. Estos tramos tendrán una duración de 10 segundos, y se tomarán en puntos discretos del ensayo, en los que la temperatura haya cambiado en 1 °C. El rango discreto de temperaturas que estudiaremos será de 25 a 30°C. Así, pasamos de tener un ensayo de 360 segundos a tener 6 ensayos de 10 segundos, a distintas temperaturas. En cada uno de estos tramos, se considerará que la temperatura se mantiene constante, y será igual a la media de temperaturas durante todo el tramo. Esta consideración es aceptable, teniendo en cuenta la dinámica de la temperatura.

El proceso anterior se aplica al ensayo de máximo y mínimo amortiguamiento. Para la identificación de los parámetros se propone lo siguiente. En el primer tramo (25°C), se realiza una optimización de todos los parámetros del modelo de *Bouc-Wen*: α , β , A , k_1 , c_1 , c_0 , k_0 , γ , n . Esta optimización establecerá un punto de partida para los siguientes tramos, donde se permitirá únicamente la variación de α y c_1 . De esta forma, se acota el espacio disponible para la optimización, dificultando la convergencia a otro mínimo local. Además, las diferencias entre el modelo optimizado en el primer tramo y los valores del ensayo en el segundo tramo tendrán diferencias mucho menores, lo cual refuerza el aspecto anterior y reduce además los tiempos de optimización. A modo de resumen, la Figura 8-1 muestra la primera parte del proceso de identificación de parámetros.

8. Estimación de los parámetros del modelo de *Bouc-Wen*

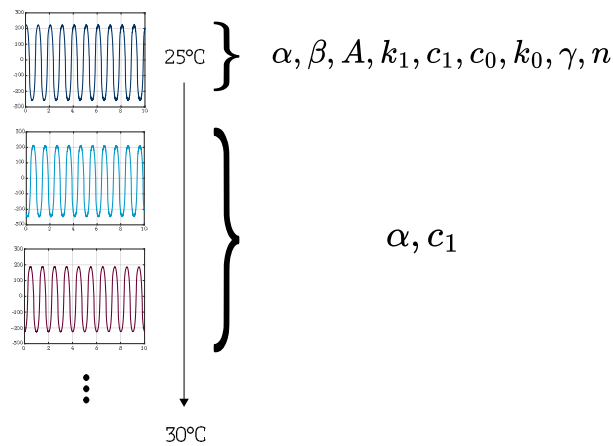


Figura 8-1. Esquema del proceso de identificación de parámetros

Tras todo el proceso anterior, contaremos con los siguientes conjuntos de parámetros:

- Configuración de máximo amortiguamiento: 6 conjuntos
- Configuración de mínimo amortiguamiento: 6 conjuntos

Con estos datos, podemos analizar la variación de α y c_1 con la temperatura, y establecer ajustes de distintos tipos entre ellos (polinómicos, exponenciales, etc). En la sección 9.1 se mostrarán los resultados tras aplicar esta metodología.

Todo el procedimiento anterior permite analizar la influencia de la temperatura en cada parámetro, para una configuración de amortiguamiento determinada. En la sección 9.2, se construirá el modelo final donde los parámetros α y c_1 dependerán tanto de la temperatura como de la configuración de amortiguamiento.

8.3. Desarrollo del modelo de Simulink

Simulink es una extensión del paquete de software que proporciona *MATLAB*. Es una herramienta que se utiliza principalmente para la modelización y simulación de sistemas dinámicos de distinta naturaleza. La principal ventaja que ofrece es el modelado gráfico mediante diagramas de bloques. Esto nos permitirá implementar fácilmente las ecuaciones ([4],[5],[6]) del modelo de *Bouc-Wen* modificado, pero también usar la extensión de optimización *Parameter Estimator*, la cual se presenta en la siguiente sección.

Las siguientes figuras muestran de forma detallada la construcción del modelo. La entrada de nuestro sistema será un desplazamiento, el cual se introduce en metros. Además, el modelo de *Bouc-Wen* funciona para representar comportamientos de amortiguadores simétricos (mismo comportamiento en extensión y compresión). Por tanto, de cara a optimizar con los datos procedentes de los ensayos, se buscará que la

8. Estimación de los parámetros del modelo de *Bouc-Wen*

fuerza máxima y la mínima tengan un valor absoluto similar, ajustando el offset de los datos experimentales.

Modified Bouc-Wen

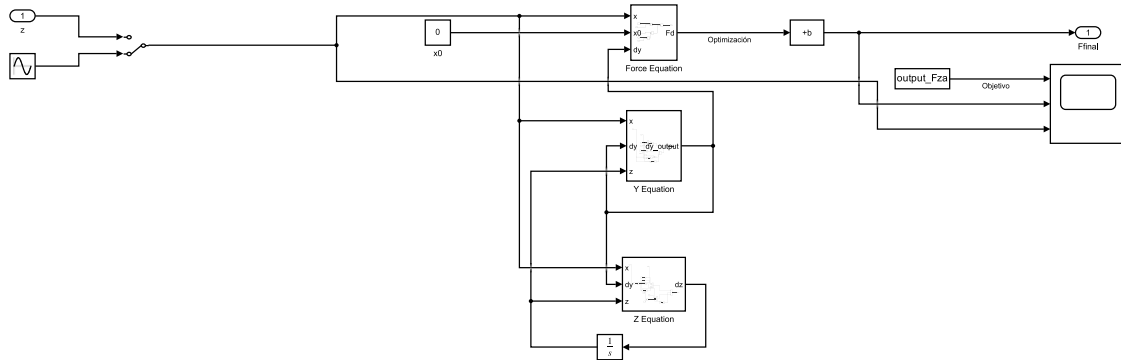


Figura 8-2. Diagrama de bloques general para el modelo de *Bouc-Wen*

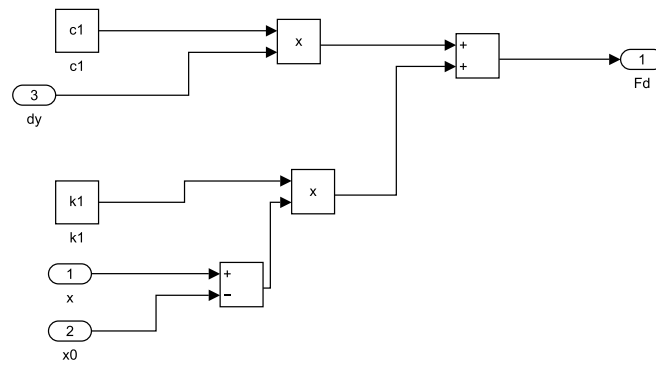


Figura 8-3. Diagrama de bloques para la ecuación [4].

8. Estimación de los parámetros del modelo de *Bouc-Wen*

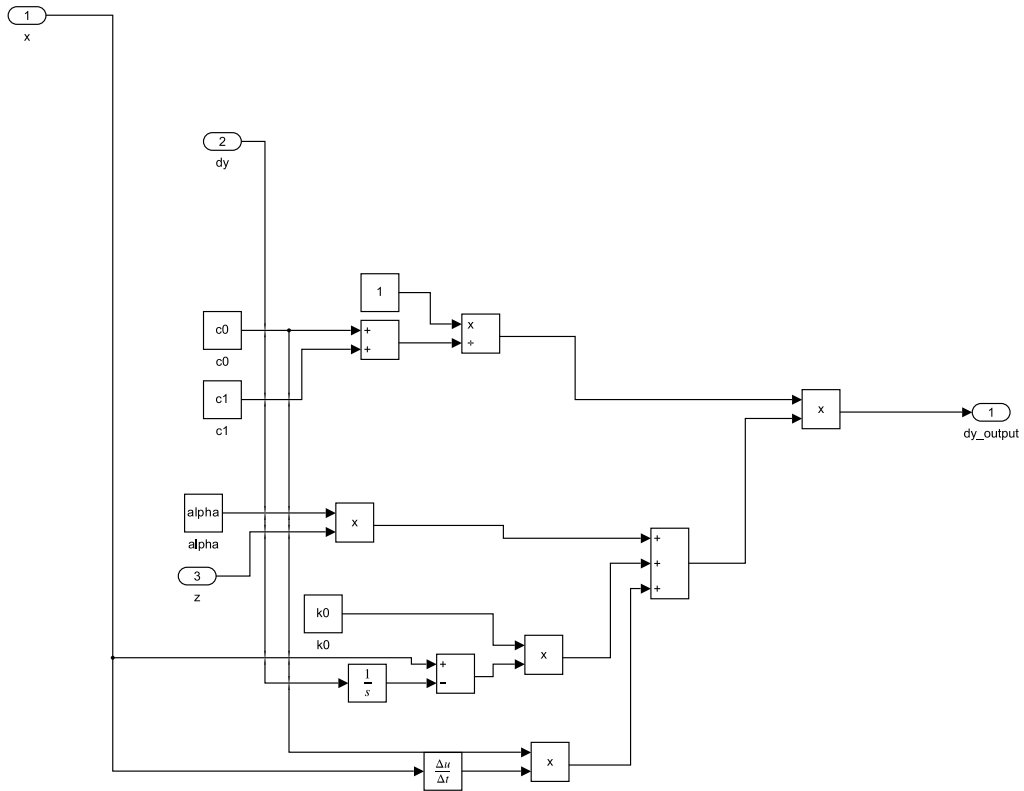


Figura 8-4. Diagrama de bloques para la ecuación [5].

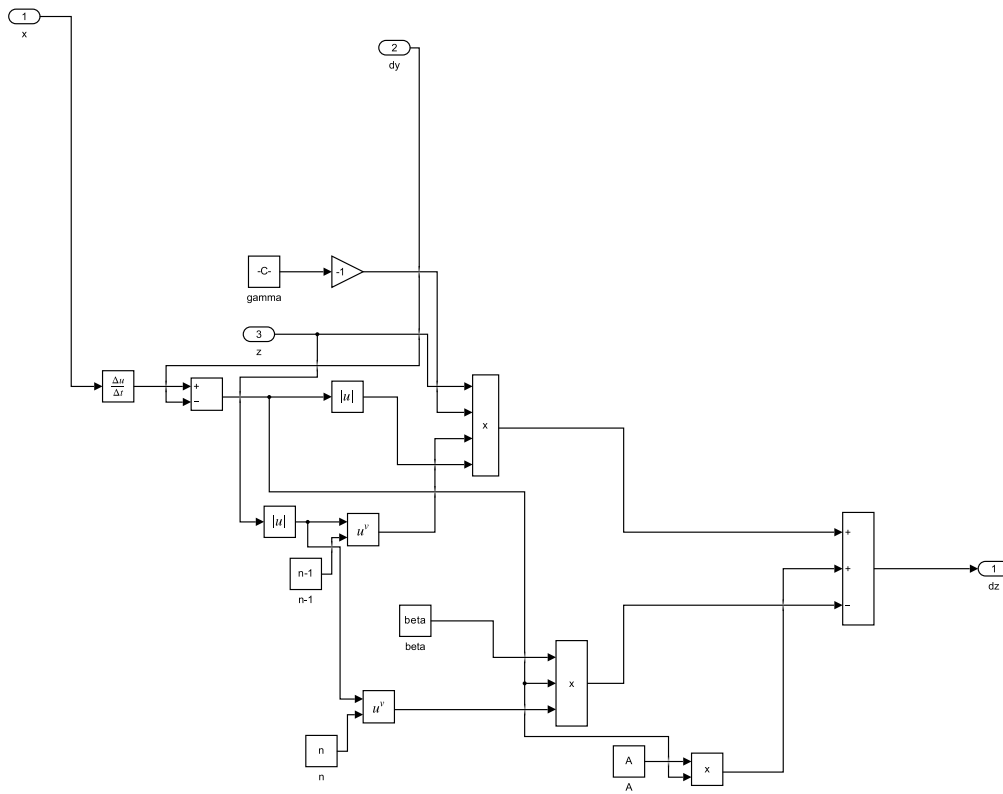


Figura 8-5. Diagrama de bloques para la ecuación [6]

8. Estimación de los parámetros del modelo de *Bouc-Wen*

Tras construir el modelo, es necesario comprobar los ajustes del *Solver* [12]. El *Solver* es un programa que aplica un método numérico para la resolución de las ecuaciones diferenciales del modelo que hemos implementado a través de los bloques. Al tratarse de métodos numéricos, estas ecuaciones se resuelven en pequeños pasos de tiempo, que son conocidos como *timesteps*. Un buen ajuste de este paso de tiempo es necesario para capturar la dinámica del sistema. Así, existen *Solvers* que admiten variaciones en el paso de tiempo (*variable-step*) o pasos de tiempo predefinidos (*fixed-step*). Además, en función de la naturaleza de nuestro sistema de ecuaciones, podemos contar con un sistema de ecuaciones puramente diferenciales o sistemas de ecuaciones diferenciales algebraicas (en inglés *Differential Algebraic Equations – DAE*). Este último tipo de ecuaciones es común por ejemplo en la resolución de sistemas mecánicos de varios grados de libertad con restricciones. Junto a todo lo anterior, existe también la distinción entre problemas definidos como *stiff* o *non-stiff*. Los problemas *stiff* se diferencian de los *non-stiff* en que la dinámica del sistema requiere de pasos de tiempo muy pequeños para conseguir capturar el comportamiento del modelo y funcionar de una manera estable. La selección por tanto del *Solver* puede llevarse a cabo mediante la información proporcionada por la Figura 8-6.

| The solver type is | | The system has | | Continuous states | |
|--------------------|---------------------|----------------------|---|------------------------------|---|
| | | Only discrete states | The system is an ordinary differential equation (ODE) | | The system has differential algebraic equations (DAE) |
| Fixed-Step | Fixed Step Discrete | ode3 | | ode14x | |
| | | Variable Step | Variable Step Discrete | The model is stiff ode15s | The model is non-stiff ode45 |

Figura 8-6. Procedimiento automático para la selección del *Solver*. Fuente: es.mathworks.com.

Todo lo anterior es un pequeño resumen que sirve como guía para conocer la influencia de cada parámetro a la hora de escoger un *solver*. No obstante, el propósito de este Trabajo de Fin de Máster no es profundizar en este aspecto, por lo que a continuación se presentan una serie de parámetros que, tras numerosas simulaciones, presentan un buen funcionamiento.

| Parámetros | Configuración / Valor |
|----------------------------|-----------------------|
| Tipo de <i>Solver</i> | <i>Variable-step</i> |
| <i>Solver</i> | ode15s (stiff/NDF) |
| Paso de tiempo máximo (s) | 0.001 |
| Paso de tiempo mínimo (s) | 1e-100 |
| Paso de tiempo inicial (s) | 1e-5 |
| Tolerancia relativa | 1e-3 |

Tabla 2. Configuración del *Solver* para el modelo de *Bouc-Wen*

8.4. Herramienta de optimización. *Parameter Estimator*

Las optimizaciones desarrolladas en este trabajo se basan en la utilización de la herramienta *Parameter Estimator*, la cual forma parte del paquete *Simulink Design Optimization*. Esta herramienta permite calibrar los parámetros del modelo y evaluar distintas condiciones de operación con el objetivo de alcanzar un comportamiento previamente definido. Aunque cuenta con una interfaz gráfica que facilita su uso, esta presenta ciertas limitaciones. Por ello, se ha optado por complementar su aplicación gráfica con el empleo de código. Todos los procedimientos y scripts implementados se fundamentan en la información obtenida en [12] y [16].

a) *Definición de los Experiment*

Parameter Estimator emplea el concepto de *Experiment* para formular problemas de optimización en modelos desarrollados con *Simulink*. Dentro de un *Experiment*, se especifican las variables de entrada y salida del modelo. A partir de esta configuración, el sistema analiza cómo responden las salidas en función de los valores de entrada, ajustándolos progresivamente hasta satisfacer los criterios que se definan posteriormente. En este trabajo, se utilizará la interfaz gráfica para la creación y configuración de los *Experiments*.

b) *Definición de los parámetros a estimar*

En un *Experiment*, se seleccionan los parámetros que serán modificados durante el proceso de optimización. Estos pueden configurarse como continuos o discretos, y en ambos casos es posible definir límites superior e inferior, así como un valor inicial. Para

el modelo de *Bouc-Wen*, los parámetros correspondientes a cada optimización se han establecido en la sección 8.1.

c) *Definición de la función de coste*

Establecidos cuales van a ser los parámetros de nuestra optimización, así como la señal objetivo, es momento de definir nuestra función de coste. Para un conjunto de parámetros seleccionados, existe una diferencia entre la salida del modelo simulado y la salida objetivo, definida como $e(t)$, que son los residuales.

$$e(t) = y_{ref}(t) - y_{sim}(t) \quad [7]$$

Donde:

- y_{ref} es la salida que hemos definido durante la configuración del *Experiment*
- y_{sim} es la salida del modelo simulado, con el conjunto de parámetros seleccionado

Esta función de coste será minimizada por alguno de los métodos que veremos a continuación. Por defecto, existen dos funciones de coste preestablecidas:

- Suma de errores al cuadrado o *SSE*, donde la función de coste $F(x)$ tiene la siguiente expresión:

$$F(x) = \sum_{t=0}^{t_N} e(t) \cdot e(t) \quad [8]$$

Donde N es el número de datos de tiempo, al cual le corresponde el mismo número de datos y_{ref} o y_{sim} .

- Suma del error absoluto o *SAE* (no confundir con *Society of Automotive Engineers*), donde $F(x)$ se asigna como:

$$F(x) = \sum_{t=0}^{t_N} |e(t)| \quad [9]$$

Podemos definir otra función de coste personalizada, pero solo mediante el uso de código.

d) *Selección del método de optimización*

Nuestro objetivo en este punto es minimizar la función de coste. Para ello, existen numerosos métodos (definidos también como *Solvers*), pero dentro de los problemas de estimación de parámetros, el más recomendado es el *Nonlinear Least Squares* o

lsqnonlin. Este método busca ajustar el comportamiento de la función de coste, con el objetivo de minimizarla, mediante varias evaluaciones del modelo con un conjunto de parámetros. Mediante dichas evaluaciones, computa un gradiente, aunque también es posible introducirlo entre los argumentos de la función si es conocido. En nuestro caso, al no conocer la forma de la función de coste, no se especifica.

Dentro de este método, se encuentran varios algoritmos, pero el usado es el *trust region*. Este algoritmo toma las evaluaciones que acabamos de comentar, e intenta aproximar un modelo simplificado en el entorno de los parámetros que se han introducido. Con este modelo simplificado, intenta realizar un paso en la dirección que minimice el error cuadrático, escogiendo otros parámetros para evaluar el modelo y así conseguir ajustar el comportamiento de la función de coste. Este pequeño paso lo realiza dentro de lo que se conoce como una región de confianza. Esta es una zona en la que la aproximación del modelo simplificado es suficientemente válida a priori. Tras este paso, pueden ocurrir dos casos:

- Se consigue minimizar el valor devuelto por la función de coste.
- La función de coste no decrece o incluso aumenta.

De esta forma, el algoritmo va reajustando los modelos y las regiones en las que se mueve.

9. Resultados finales y verificación del modelo.

En este apartado se mostrarán en primer lugar los resultados de aplicar el proceso de optimización comentado en la sección anterior a los datos procedentes de los ensayos. Tras esto, se verificará el ajuste del modelo a los datos reales, a través de varias pruebas. Finalmente, se realizará una serie de ensayos en un rango de velocidades fuera del usado para la optimización del modelo, y se compararán las señales del modelo con las de la realidad.

9.1. Resultados de la optimización de parámetros

Siguiendo los pasos establecidos en la sección 8.2, se obtienen los resultados que se muestran a continuación:

a) Configuración de máximo amortiguamiento

Tomando el primero de los puntos de estudio que hemos definido previamente (ensayos de 10 segundos con temperatura constante obtenida a partir de la media de temperaturas), el conjunto de parámetros que minimiza el error es el siguiente (Tabla 3):

| A | α | β | c_0 | c_1 | γ | k_0 | k_1 | n |
|--------|----------|----------|---------|---------|-----------|-------|-------|------|
| 190.76 | 1665.60 | 12743.15 | 1336.64 | 5119.49 | 602524.62 | 0.00 | 0.00 | 3.27 |

Tabla 3. Conjunto de parámetros del modelo de Bouc-Wen para el primer punto de estudio (Máximo amortiguamiento)

Partiendo de esta semilla, se lanzan el resto de las optimizaciones a distintas temperaturas, variando únicamente las variables α y c_1 . De esta forma, se obtienen los resultados que se muestran a continuación en la Tabla 4.

| Temp. [°C] | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
|------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Parámetro | | | | | | |
| α | 1665.60 | 1600.03 | 1545.79 | 1676.83 | 1439.63 | 1355.17 |
| c_1 | 5119.49 | 5162.63 | 4788.66 | 3577.07 | 4151.20 | 4014.08 |

Tabla 4. Evolución de los parámetros α y c_1 con la temperatura (Máximo amortiguamiento)

A simple vista, se puede apreciar que el punto de estudio asociado a la temperatura de 28°C no sigue la misma tendencia que el resto de puntos. Si dejamos de lado la

9. Resultados finales y verificación del modelo

información de este punto, se puede observar que un ajuste exponencial mediante la herramienta *Curve Fitter* de *MATLAB* proporciona una buena aproximación a los datos. La Figura 9-1 refleja lo anterior:

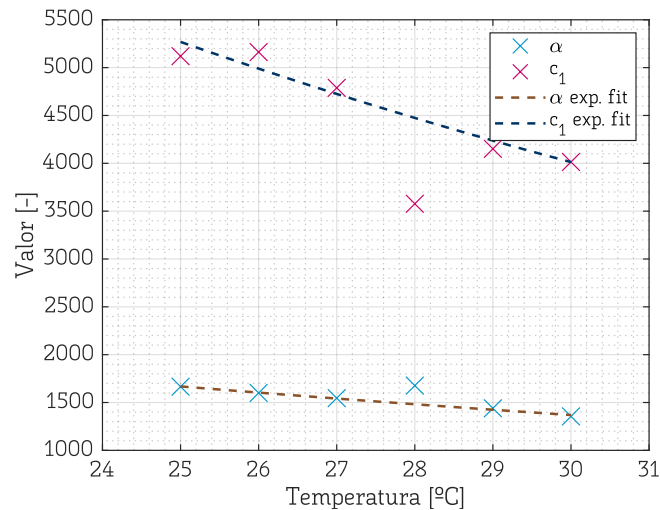


Figura 9-1. Ajuste de los datos experimentales por medio de dos exponenciales (Máximo amortiguamiento)

Los ajustes exponenciales vienen dados por la siguiente expresión ([10]):

$$f(T) = a \cdot e^{b \cdot T} \quad [10]$$

Donde los coeficientes a y b para cada parámetro son:

- **Parámetro α :** $a = 4477; b = -0.03949$
- **Parámetro c_1 :** $a = 20570; b = -0.05448$

Estos ajustes se tomarán como punto de partida para la optimización final. Esta optimización tendrá como objetivo minimizar las diferencias entre el ensayo real y el ensayo a través del modelo de *Bouc-Wen*, modificando los parámetros a y b de un ajuste exponencial como el que se ha mostrado en la ecuación [10], y tomando el resto de parámetros de la optimización inicial ($\beta, A, k_1, c_0, k_0, \gamma, n$ - Tabla 3). Ahora, nuestro modelo de *Bouc-Wen* en *Simulink* tomará como entrada la temperatura del ensayo y, a partir de la misma, aplicará las expresiones de la ecuación [10] para determinar los parámetros α y c_1 . Las modificaciones se muestran en la Figura 9-2 y Figura 9-3.

9. Resultados finales y verificación del modelo

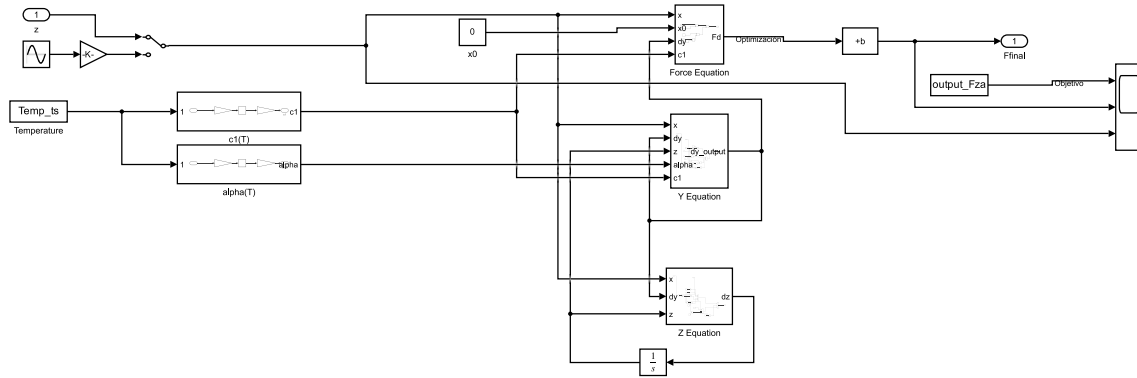


Figura 9-2. Diagrama de bloques general para el modelo de Bouc-Wen con modificación para entrada de temperatura.

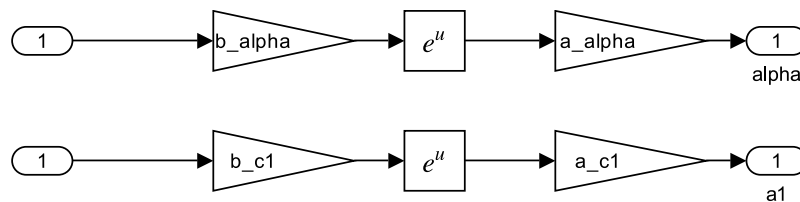


Figura 9-3. Diagrama de bloques para la implementación de la ecuación [10].

En esta optimización se realizará una simulación de los 360 segundos de ensayo. No obstante, al reducirse de manera considerable el número de parámetros a optimizar (de 9 a 2), el coste computacional no será excesivo. Los coeficientes que minimizan las diferencias entre el modelo y los ensayos tras la optimización son:

- **Parámetro α :** $a = 4737.40$; $b = -0.04119$
- **Parámetro c_1 :** $a = 27632.42$; $b = -0.06569$

Para verificar el ajuste del modelo, se grafica la evolución de la fuerza contra el tiempo, así como un diagrama fuerza-velocidad, tanto para los datos de salida del modelo como para los datos reales del ensayo. Esto se muestra en la Figura 9-4 y Figura 9-5, respectivamente.

9. Resultados finales y verificación del modelo

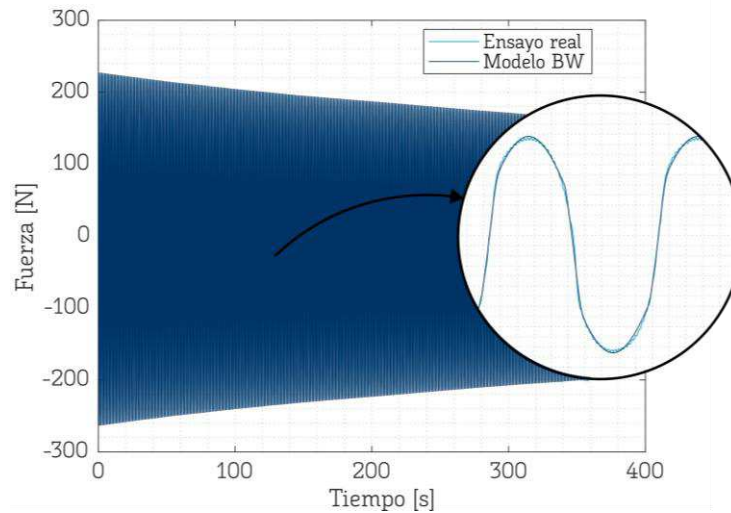


Figura 9-4. Gráfica fuerza-tiempo comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Máximo amortiguamiento).

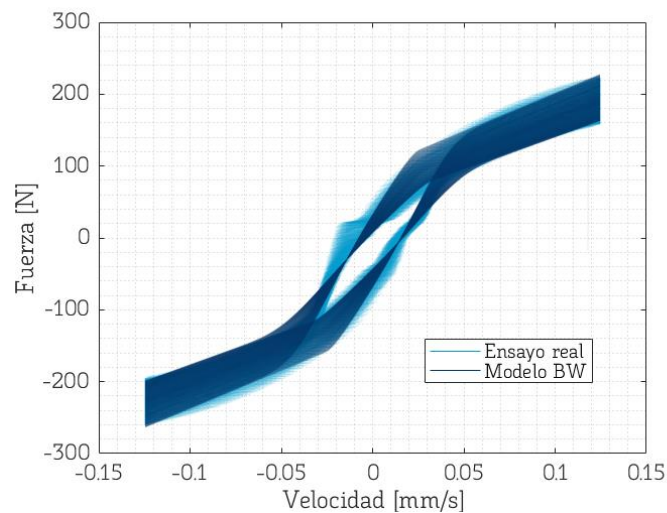


Figura 9-5. Gráfica fuerza-velocidad comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Máximo amortiguamiento).

El modelo realiza una predicción de las fuerzas bastante acertada, captando además el fenómeno de histéresis con precisión.

b) Configuración de mínimo amortiguamiento

El procedimiento seguido en la sección anterior es aplicado de manera similar para los datos asociados a la configuración de mínimo amortiguamiento. El conjunto de parámetros para el primer punto de estudio (25°C) queda recogido en la Tabla 5.

| A | α | β | c_0 | c_1 | γ | k_0 | k_1 | n |
|--------|----------|----------|---------|---------|-----------|--------|-------|------|
| 114.00 | 1189.50 | 15499.68 | 1141.62 | 2706.73 | 488593.46 | 271.33 | 48.37 | 3.46 |

9. Resultados finales y verificación del modelo

Tabla 5. Conjunto de parámetros del modelo de Bouc-Wen para el primer punto de estudio (Mínimo amortiguamiento).

La evolución de α y c_1 con la temperatura se recoge en la Tabla 6. De nuevo, se aplica un ajuste exponencial a los valores de los parámetros obtenidos, en función de la temperatura (Figura 9-6).

| Temp. [°C] | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
|------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| α | 1189.50 | 953.21 | 856.23 | 905.40 | 964.79 | 850.73 |
| c_1 | 2706.73 | 3413.64 | 3329.10 | 2610.66 | 2086.96 | 2081.75 |

Tabla 6. Evolución de los parámetros α y c_1 con la temperatura (Mínimo amortiguamiento).

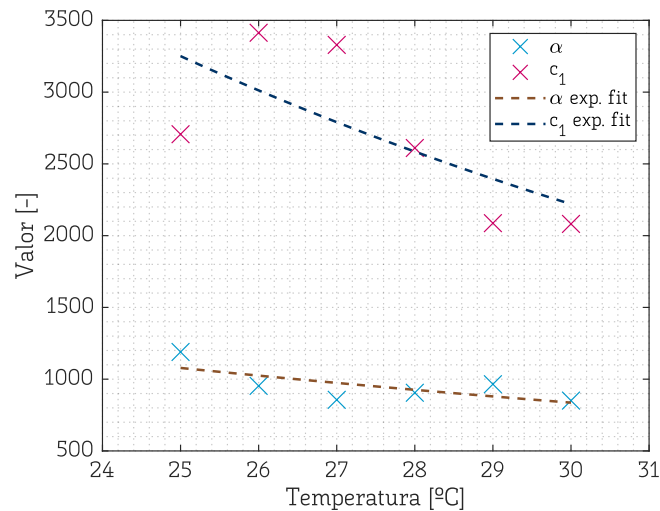


Figura 9-6. Ajuste de los datos experimentales por medio de dos exponenciales (Mínimo amortiguamiento).

Como se puede apreciar, en este caso el ajuste inicial no captura de manera fiel la tendencia real. No obstante, se usará como punto de partida para la optimización. Los coeficientes para estos ajustes, según la ecuación [10] son:

- **Parámetro α :** $a = 3839; b = -0.0508$
- **Parámetro c_1 :** $a = 21899; b = -0.0763$

Finalmente, tal y como en el caso anterior, se lanza una optimización con el modelo de Bouc-Wen configurado con la entrada de temperatura del ensayo (Figura 9-2). Los coeficientes que minimizan las diferencias entre el modelo y el ensayo son:

- **Parámetro α :** $a = 3576.26; b = -0.0413$
- **Parámetro c_1 :** $a = 21610.64; b = -0.0846$

De nuevo, se muestran las gráficas de fuerza-tiempo (Figura 9-7) y fuerza-velocidad (Figura 9-8), comparando el modelo con los ensayos.

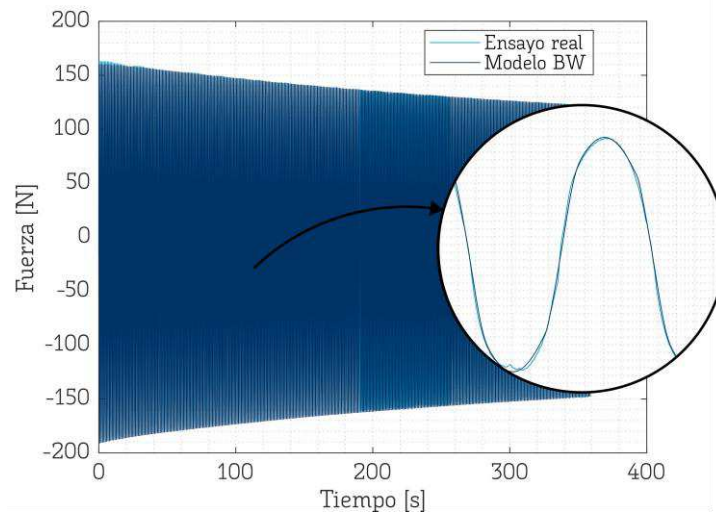


Figura 9-7. Gráfica fuerza-tiempo comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Mínimo amortiguamiento).

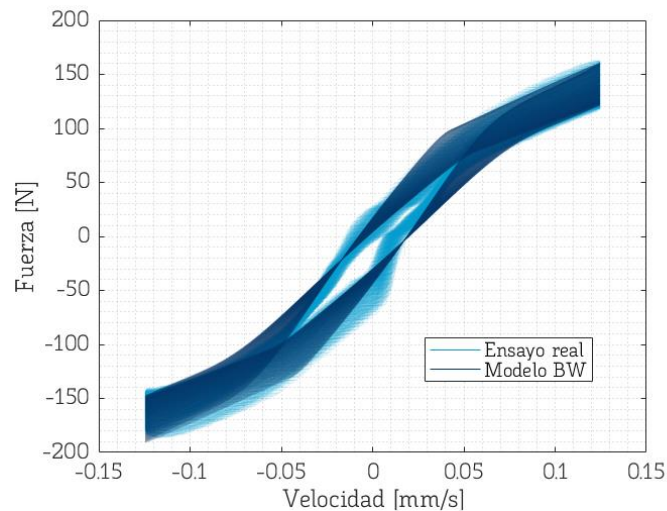


Figura 9-8. Gráfica fuerza-velocidad comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Mínimo amortiguamiento).

9.2. Construcción y resultados del modelo final

Tras definir la influencia de la temperatura en los parámetros α y c_1 para cada una de las configuraciones de amortiguamiento por separado, es momento de construir el modelo final de *Bouc-Wen*, que tendrá como entradas la temperatura del ensayo y el ajuste de amortiguamiento. Para ello, se lleva a cabo el desarrollo en *Simulink* de un modelo de *Bouc-Wen* cuyos parámetros se definen en base a *2D Look-Up Table*, para el caso de parámetros en los que afecta la temperatura, o *1D Look-Up Table* para el resto de los parámetros. Una *Look-Up Table* no es más que una tabla donde se

9. Resultados finales y verificación del modelo

consultan una serie de datos precalculados, en función de una serie de entradas: temperatura y/o configuración de amortiguamiento. La construcción de estas tablas se realizará en base a los datos calculados previamente. Los datos intermedios se calcularán a través de interpolaciones lineales. El modelo final presenta el siguiente diagrama de bloques (Figura 9-9). Este modelo introduce la variable de configuración de amortiguamiento como un valor porcentual entre 0 y 100 (mínimo y máximo amortiguamiento, respectivamente).

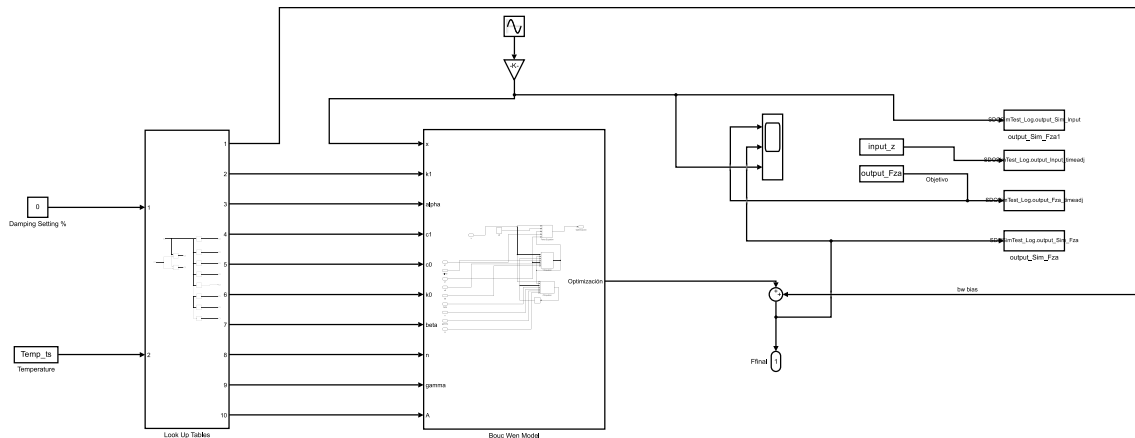


Figura 9-9. Diagrama de bloques general para el modelo de Bouc-Wen con entrada de temperatura y configuración de amortiguamiento.

Los bloques asociados a las *Look-Up Table* nos permiten analizar de manera gráfica, por ejemplo, cuál es el valor de un parámetro como α ante una entrada de temperatura y configuración de amortiguamiento. La Figura 9-10 muestra, para el caso comentado, la interfaz de edición.

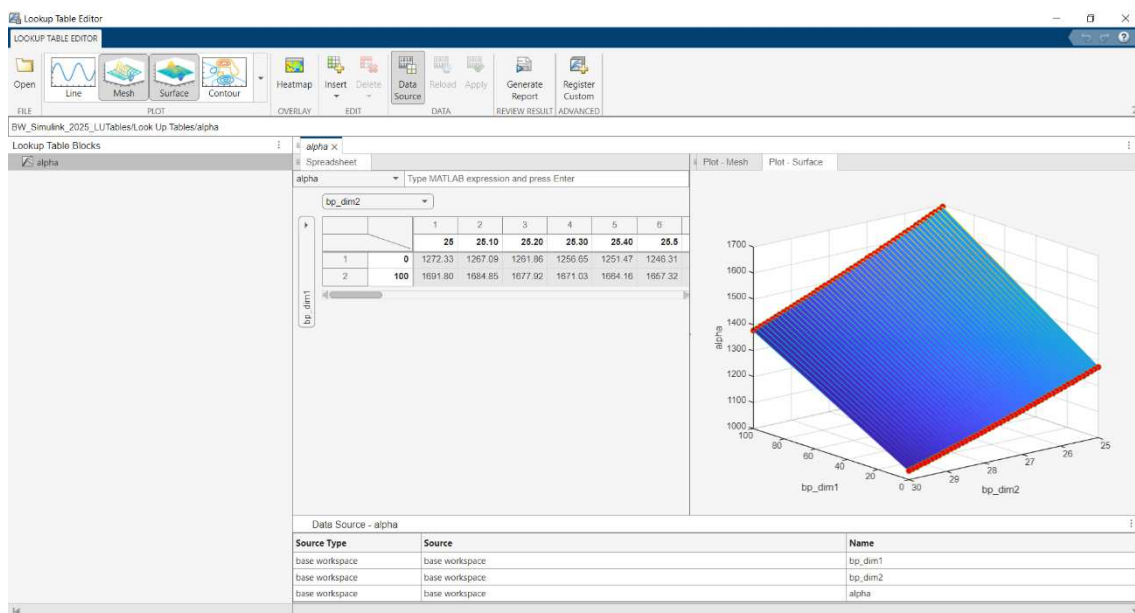


Figura 9-10. Herramienta Look-Up Table Editor para el parámetro α .

9. Resultados finales y verificación del modelo

La construcción de estas *Look-Up Table* se realiza a través de dos vectores que contienen lo que se denominan *breakpoints*. Estos son los distintos valores discretos de cada entrada para los cuales se ha determinado el valor de la variable de salida. En este caso, solo se han estimado los parámetros para máximo y mínimo amortiguamiento. Por otro lado, la temperatura se puede evaluar en tramos más pequeños a los ensayos, ya que los parámetros se relacionan con la misma a través de una función matemática continua.

Una vez construido el modelo, se introducen los datos de excitación y temperatura del ensayo con la configuración de amortiguamiento intermedia, tal y como se acordó en la sección 6.2. Tras correr la simulación, los resultados obtenidos son los que se muestran en la Figura 9-11 y Figura 9-12.

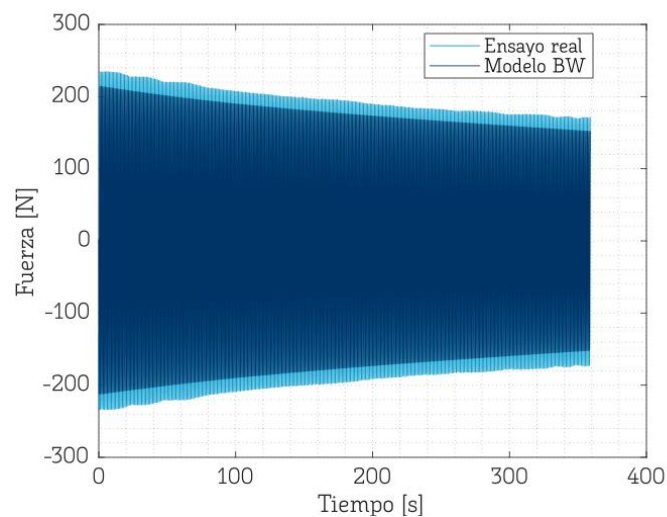


Figura 9-11. Gráfica fuerza-tiempo comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Medio amortiguamiento).

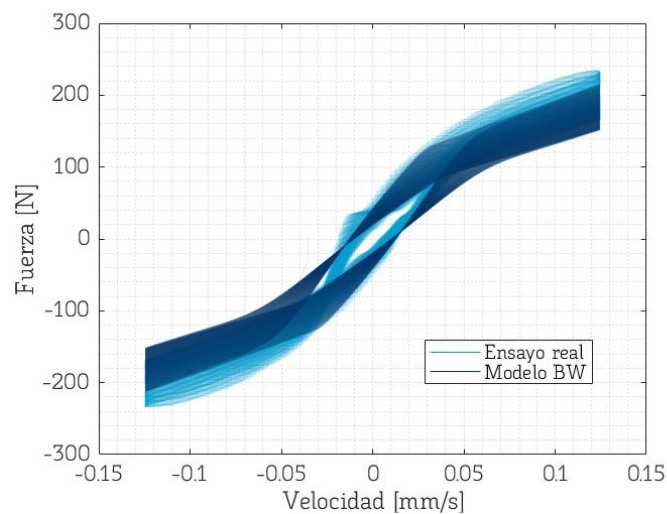


Figura 9-12. Gráfica fuerza-velocidad comparativa entre el ensayo real y el modelo de Bouc-Wen (Medio amortiguamiento).

El modelo presenta un peor ajuste a las condiciones intermedias en comparación con las opciones de amortiguamiento extremas ensayadas. Esto era de esperar, ya que el ajuste de datos se ha realizado en los extremos (configuraciones de máximo y mínimo amortiguamiento). No obstante, se calcula a continuación el valor del error cuadrático medio normalizado (en inglés *NRMSE* – *Normalized Root Mean Square Error*) para evaluar el ajuste del modelo a las distintas condiciones ensayadas. La expresión para calcular el *NRMSE* viene dada por la ecuación [11]. Esta es la expresión que MATLAB aplica a la hora de comparar el ajuste de modelos tras la aplicación de métodos de identificación de sistemas [17].

$$NRMSE = 100 \left(1 - \frac{\|y - \hat{y}\|}{\|y - \bar{y}\|} \right) \quad [11]$$

Donde y es el registro de fuerza medido en el ensayo, \hat{y} es el registro de fuerza procedente de la simulación y \bar{y} es la media de y . La Tabla 7 muestra el *NRMSE* para cada uno de los ensayos:

| | Amortiguamiento mínimo | Amortiguamiento intermedio | Amortiguamiento máximo |
|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|
| <i>NRMSE</i> (%) | 95.29 | 87.66 | 96.04 |

Tabla 7. Evaluación del ajuste del modelo a las distintas condiciones por medio del parámetro *NRMSE*.

9.3. Implementación en modelo multicuerpo de motocicleta

Tal y como se adelantó en la sección 2.2, la simulación de modelos multicuerpo permite analizar la respuesta dinámica de sistemas mecánicos complejos, suponiendo una representación muy cercana a la realidad si, durante la construcción del modelo, se han seleccionado de manera correcta los parámetros relevantes en su comportamiento. De esta forma, los modelos multicuerpo son una herramienta muy potente en el desarrollo de nuevas piezas y técnicas de control aplicadas al mundo de la automoción, suponiendo además una alternativa poco costosa frente a los ensayos reales. No obstante, estos últimos siempre serán necesarios, ya que nuestro modelo jamás será capaz de capturar todos los detalles de la dinámica de nuestro sistema.

En esta sección se introduce un modelo multicuerpo de motocicleta derivado del presentado en [12]. Este modelo permite analizar el comportamiento de una motocicleta de competición frente a distintas maniobras y entornos. A continuación, se muestran alguno de los aspectos más relevantes del modelo.

a) Descripción mecánica del modelo

El modelo de motocicleta utilizado se ha desarrollado en *Simscape Multibody*. *Simscape* es una extensión de *Simulink* que permite elaborar modelos multicuerpo mediante diagramas de bloque. De esta forma, se facilita la importación de distintas geometrías desarrolladas en software CAD, así como el establecimiento de los distintos pares cinemáticos que restringen los grados de libertad de nuestro sistema. La Figura 9-13 muestra un diagrama de bloques general de la motocicleta, que recoge sus partes principales.

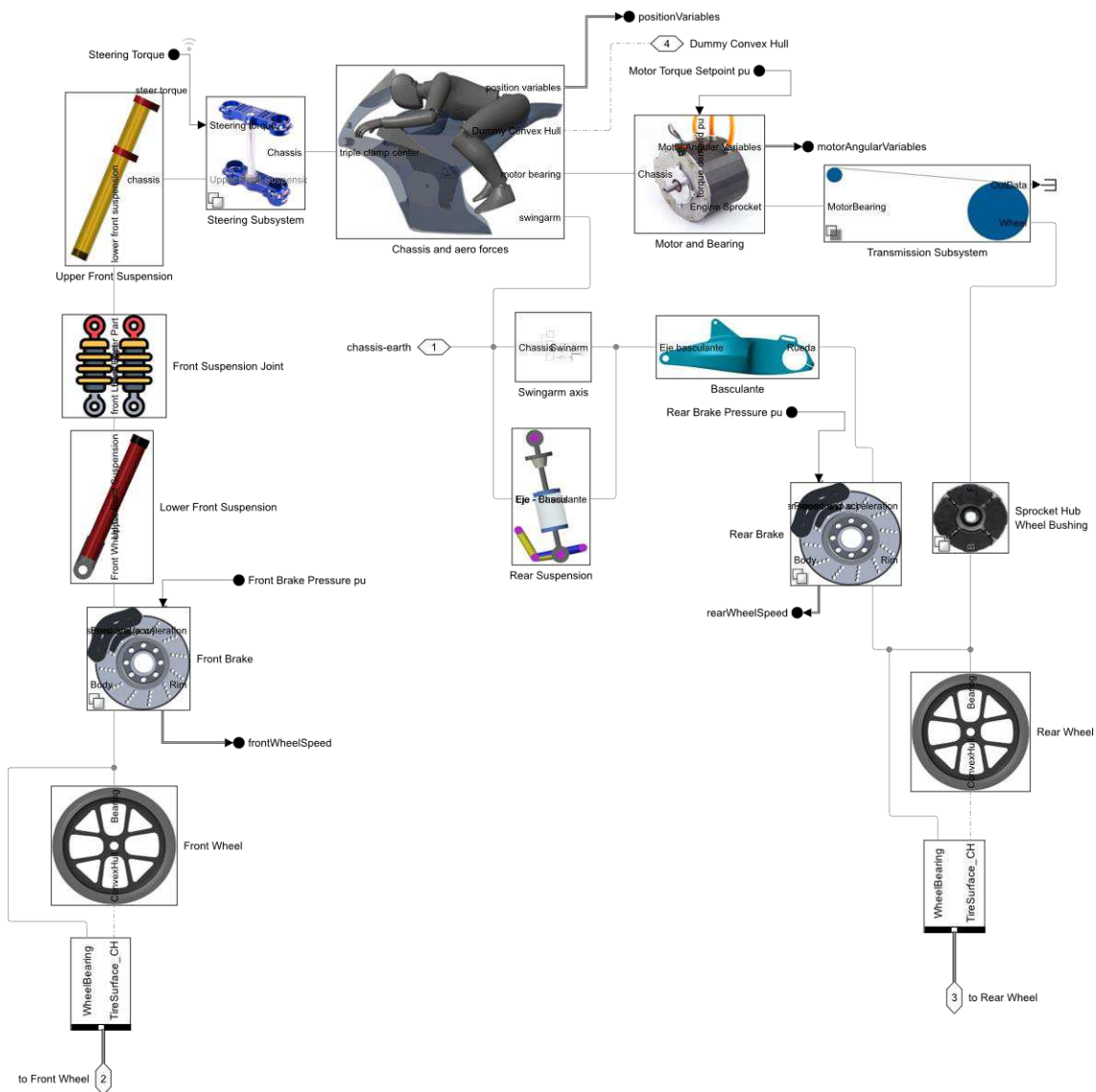


Figura 9-13. Diagrama de bloques general del modelo multicuerpo de motocicleta.

Por lo general, todos los cuerpos de la motocicleta se distribuyen en los siguientes grupos principales:

- **Rueda delantera:** conjunto llanta-neumático. También incluye disco de freno.

- **Tren delantero:** compuesto por los distintos componentes de la suspensión delantera de la motocicleta, así como elementos asociados a la dirección (manillares, tijas).
- **Chasis:** estructura principal sobre la que se sostienen componentes como el motor, batería y subchasis.
- **Tren trasero:** compuesto por el basculante y mecanismo de suspensión trasera (en su defecto, únicamente el amortiguador).
- **Rueda trasera:** conjunto llanta-neumático. Se introducen también disco de freno y plato para la transmisión por cadena (en simulación, transmisión por correa flexible).

Todos estos grupos se pueden observar ya ensamblados en la Figura 9-14. Se muestran también los sistemas de referencia asociados a los pares cinemáticos impuestos entre los conjuntos principales mencionados. Todos los pares cinemáticos de la figura son pares de revolución.

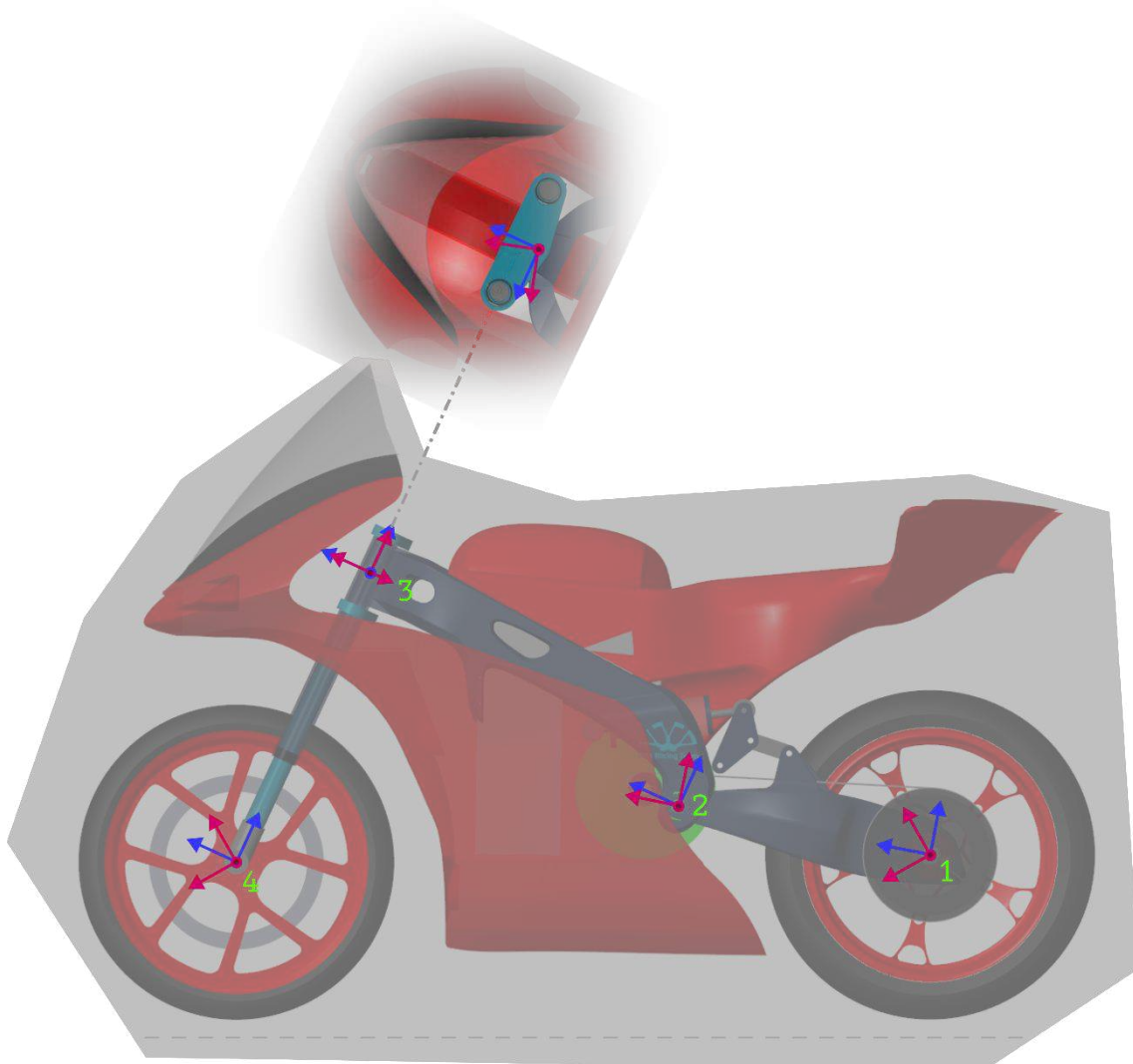


Figura 9-14. Vista lateral del modelo multicuerpo de motocicleta ensamblado. Sistemas de referencia para la definición de pares cinemáticos.

Todos los sólidos que componen el modelo se consideran sólidos rígidos, a excepción de los neumáticos. La geometría de estos se define a partir de las medidas del fabricante de neumáticos (*Dunlop Moto3 Race Tires*). La interacción entre los neumáticos y el entorno en el que la motocicleta se simula es realizada por medio de un bloque *Spatial Contact Force*. Este bloque conecta las geometrías de los neumáticos con la superficie de contacto, imponiendo dos modelos [18]:

- **Modelo *Smooth Spring-Damper*:** Por medio de una rigidez y un amortiguamiento se calcula la fuerza de contacto entre el neumático y el pavimento, usando las distancias de penetración entre ambos cuerpos, su primera derivada y una función de suavizado.
- **Modelo *Smooth Stick-Slip*:** Este modelo determina una fuerza de fricción entre dos cuerpos por medio de la velocidad relativa entre ellos. Se define un

coeficiente de rozamiento estático y dinámico, así como una velocidad relativa crítica, en la cual se alcanza el coeficiente de rozamiento estático. De nuevo, se aplica una función de suavizado. La Figura 9-15 representa la variación del coeficiente.

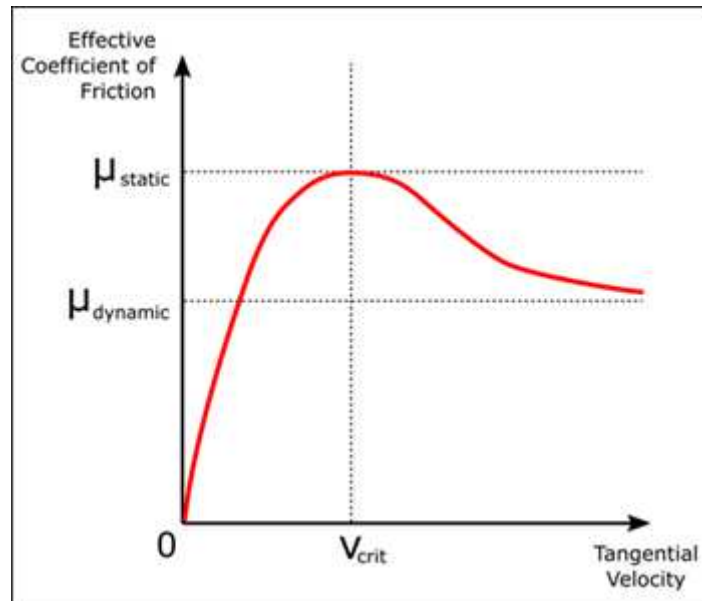


Figura 9-15. Variación del coeficiente de fricción en función de la velocidad tangencial relativa. Fuente [18].

El subsistema que nos interesa para este trabajo es el correspondiente al sistema de suspensión delantero. La mecánica interna de la horquilla de la motocicleta viene dada por una rigidez y un amortiguamiento. El amortiguamiento, en nuestro caso, vendrá dado por el modelo modificado de *Bouc-Wen* construido en este trabajo. Un par prismático será el encargado de restringir el movimiento entre las botellas y las barras que componen la horquilla delantera. De este par prismático, extraemos el incremento de posición con respecto a la posición de equilibrio. Este incremento de posición, en metros, será la entrada del modelo elaborado en la sección anterior (Figura 9-9). Por otro lado, la salida del modelo de *Bouc-Wen* se tratará como una fuerza externa, que se aplica en el par prismático mencionado anteriormente. La Figura 9-16 muestra la conexión entre bloques final para la implementación del modelo de amortiguador no newtoniano.

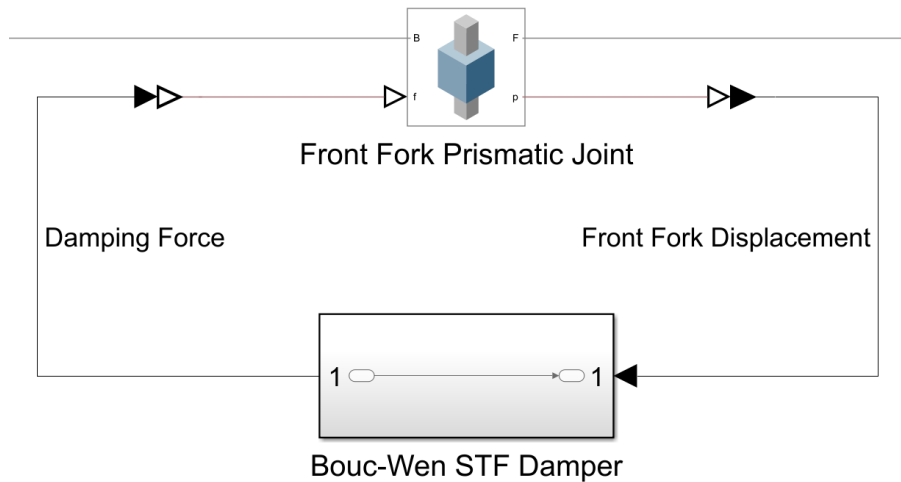


Figura 9-16. Esquema de funcionamiento del par prismático asociado a la horquilla delantera de la motocicleta.

b) Descripción del control del modelo

El modelo de motocicleta cuenta con dos entradas principales: par aplicado sobre el eje de dirección y par aplicado en el motor. El par aplicado en el motor es función de las revoluciones a las que se encuentra el mismo, así como de la solicitud por parte del piloto o sistema de control de velocidad. En el modelo que nos ocupa, se maneja la velocidad del vehículo por medio de un control PID (proporcional, integral, derivativo). Por otro lado, el par aplicado sobre el eje de dirección es el encargado de que la motocicleta lleve a cabo las maniobras en el espacio. Estas maniobras pueden conseguirse a través de distintas técnicas de control donde se establece, por lo general, el ángulo objetivo de inclinación del tren trasero de la motocicleta con respecto al firme (conocido en inglés como *roll angle*) o bien una trayectoria dada por una serie de puntos. La primera técnica es la utilizada en este modelo, debido a que permite una fácil implementación de técnicas de control clásico, como el mencionado PID. Las técnicas de control de trayectorias suelen basarse por lo general en modelos en espacio de estados linealizados a partir de las ecuaciones simbólicas del modelo multicuerpo (*Simscape* no ofrece información de estas ecuaciones). Además, el control del ángulo de inclinación permite asegurar la estabilidad de la motocicleta. La Figura 9-17 muestra el bucle de control para las maniobras.

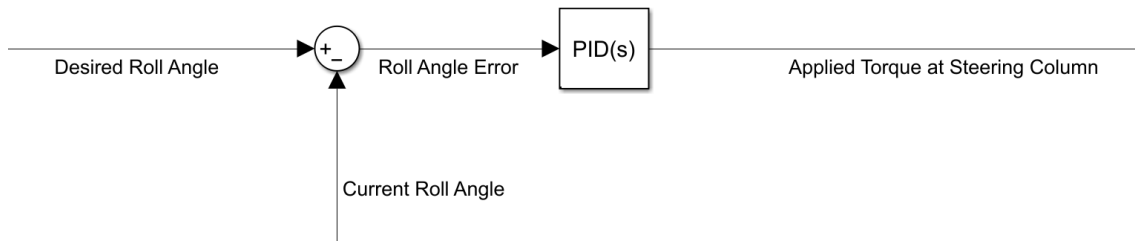


Figura 9-17. Bucle de control para la ejecución de maniobras.

c) Ensayos en el modelo multicuerpo

Para verificar la implementación del modelo de amortiguador no newtoniano en la motocicleta, se llevarán a cabo dos ensayos:

- Frenada desde 15 m/s (54 km/h) hasta parada completa en un firme plano.
- Frenada desde 15 m/s hasta parada con una irregularidad de 10 mm.

Se establecen las referencias para cada uno de los sistemas de control. Para el caso del ángulo de inclinación, se establece en 0° , ya que se trata de una maniobra en el plano. En cuanto a la velocidad, se establece una aceleración inicial de 3 m/s^2 , y una velocidad máxima de 15 m/s. Tras 5 segundos, la velocidad objetivo pasa a ser nula, de tal forma que el control de velocidad tratará de frenar por completo el vehículo.

Durante toda la simulación, se analiza el desplazamiento en la horquilla delantera, así como las fuerzas de amortiguamiento procedentes del modelo de *Bouc-Wen*. La Figura 9-18 ilustra la evolución de ambas señales en el primer escenario. De forma análoga, la Figura 9-19 muestra dicha evolución para el segundo.

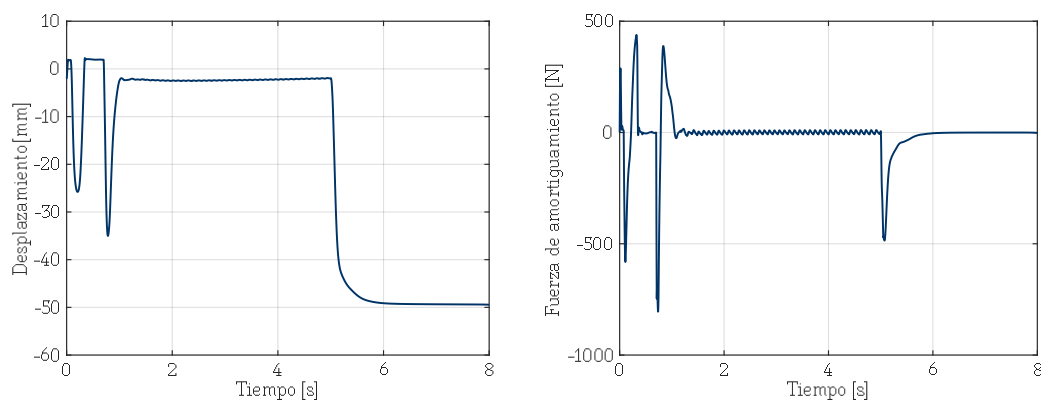


Figura 9-18. Desplazamiento y fuerzas de amortiguamiento en la horquilla delantera para el caso 1 de ensayo multicuerpo.

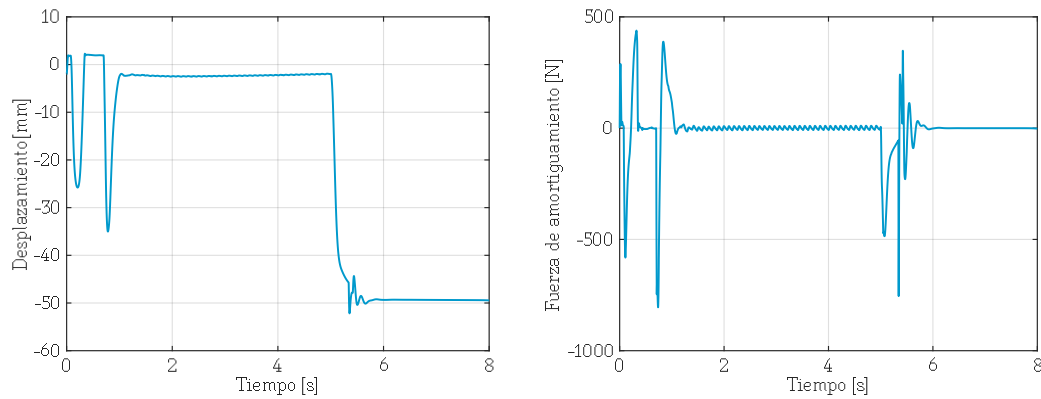


Figura 9-19. Desplazamiento y fuerzas de amortiguamiento en la horquilla delantera para el caso 2 de ensayo multicuerpo.

9.4. Verificación del modelo fuera de las condiciones de ensayo.

En la sección 9.2 se verificó la efectividad del modelo a la hora de reproducir el comportamiento del amortiguador no newtoniano ante una entrada de desplazamiento senoidal. El modelo es capaz de captar los fenómenos de histéresis, así como estimar las fuerzas que aparecen durante el ensayo con precisión. La influencia de la temperatura y del ajuste es tomada además en cuenta, dando lugar a un modelo completo del amortiguador no newtoniano.

No obstante, las condiciones de ensayo anteriores son muy específicas, lo cual no nos asegura la fiabilidad del modelo fuera de las mismas. Por este motivo, en esta sección se lleva a cabo un ensayo en el que la señal de entrada es la generada por el modelo multicuerpo de motocicleta, presentado en la sección anterior. Esta señal presenta un caso práctico de implementación del amortiguador en un vehículo, reproduciendo dos condiciones cotidianas que se dan a la hora de su manejo.

Este tipo de ensayos suele realizarse mediante plataformas que implementan la metodología *Hardware in the loop (HiL)*. Esta metodología implica el cálculo en tiempo real de la dinámica de un sistema, donde el comportamiento de uno de los componentes de dicho sistema es medido directamente en el componente real, en lugar de modelarlo. La Figura 9-20 muestra el flujo de información para cada instante de tiempo de simulación.

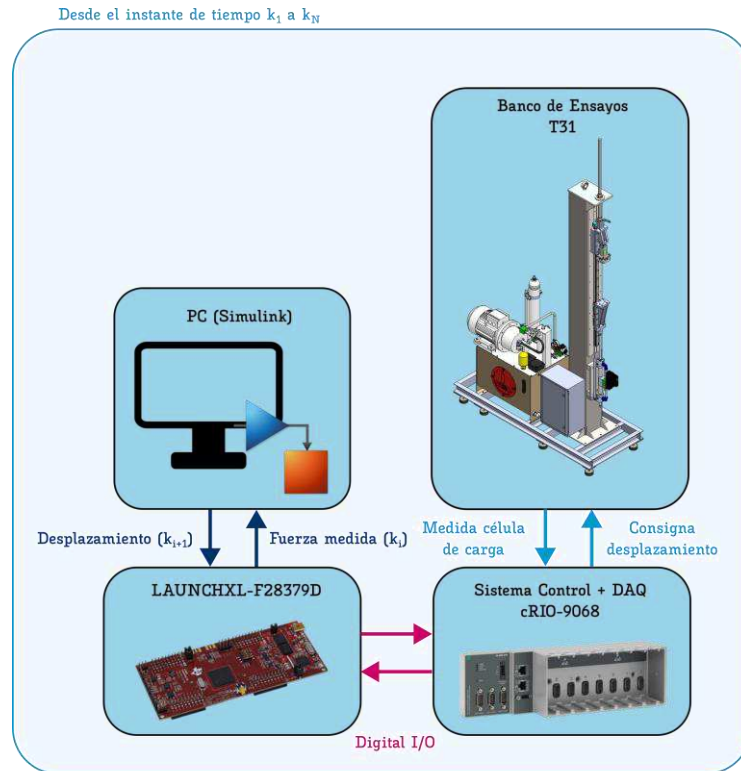


Figura 9-20. Esquema metodología HiL

En nuestro caso, esta metodología conllevaría una simulación del modelo multicuerpo de motocicleta donde, para cada instante de tiempo, el banco de ensayos recibiría la señal de desplazamiento del amortiguador y devolvería la fuerza de amortiguamiento del mismo, calculándose la dinámica de la motocicleta en función de esta información para el instante de tiempo siguiente.

La metodología *HiL* requiere de una dinámica suficientemente veloz en la máquina de ensayos con la que estemos trabajando, así como una comunicación rápida y segura. Además, los modelos simulados necesitan ser lo suficiente livianos computacionalmente como para permitir la ejecución en tiempo real. Dado que, a fecha de entrega del Trabajo de Fin de Máster, no se cuenta con los recursos necesarios para la aplicación de esta metodología, se optará finalmente por introducir como consigna en la máquina de ensayo las señales de desplazamiento grabadas en la sección anterior a través del modelo multicuerpo. Además, a efectos de verificación del modelo, nos interesa únicamente analizar las diferencias entre modelo y amortiguador real para una misma entrada.

Para introducir en la máquina de ensayos el perfil de desplazamiento de la Figura 9-18 y Figura 9-19, se hace uso de la placa de desarrollo LAUNCHXL-F28379D, de *Texas Instruments*. Esta incorpora un microcontrolador de la serie C2000™, frecuente en

9. Resultados finales y verificación del modelo

aplicaciones automotrices que requieren de ejecución en tiempo real. La Figura 9-21 muestra una imagen de la placa de desarrollo.

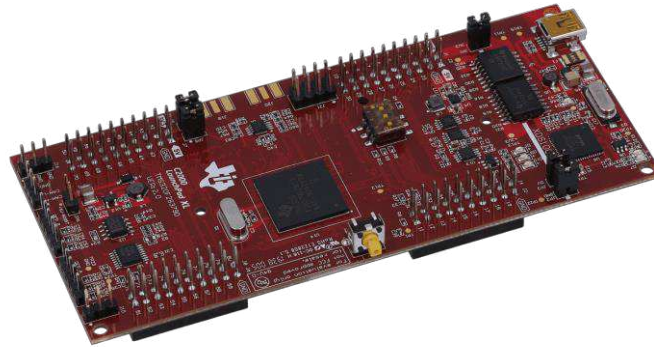


Figura 9-21. Placa de desarrollo LAUNCHXL-F28379D. Fuente [19]

Una de las ventajas principales que ofrece esta placa de desarrollo es la programación del microcontrolador a través de *Simulink*. Esto facilita la implementación de los ensayos, mediante un diagrama de bloques como el que se muestra en la Figura 9-22.

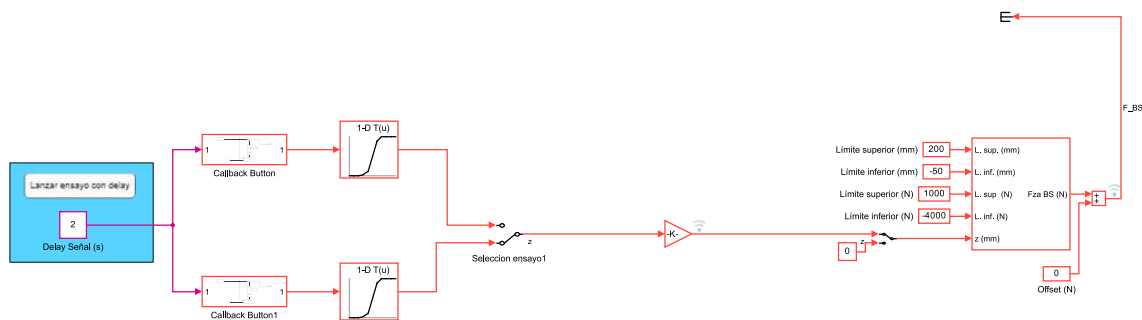


Figura 9-22. Diagrama de bloques para la realización del ensayo por medio de la placa LAUNCHXL-F28379D.

A través del bloque *1-D Look Up Table*, se introducen los datos del ensayo, relacionando de manera unívoca los datos de tiempo y desplazamiento de la señal. Estos datos se desfazarán en el tiempo durante la simulación, para permitir repetir o intercambiar los ensayos. Mediante un botón *Callback Button*, se introducirá dicho retraso en los datos de la *Look Up Table*.

La aplicación de *Simulink* se ejecuta mediante la opción *Monitor and Run*, de tal forma que, durante el tiempo de ejecución, se puede actuar sobre el diagrama de bloques, variando entradas o valores de determinadas variables. A la hora de lanzar el ensayo, se graban los datos de desplazamiento y fuerza procedentes de la máquina de ensayos.

A continuación, se muestran los resultados de desplazamiento y fuerza de amortiguamiento para cada una de las condiciones. La Figura 9-23 muestra el caso de

9. Resultados finales y verificación del modelo

frenada sin irregularidad. La Figura 9-24 muestra el caso contrario. Se superponen las señales de desplazamiento originales y las grabadas por el sensor de desplazamientos de la máquina.

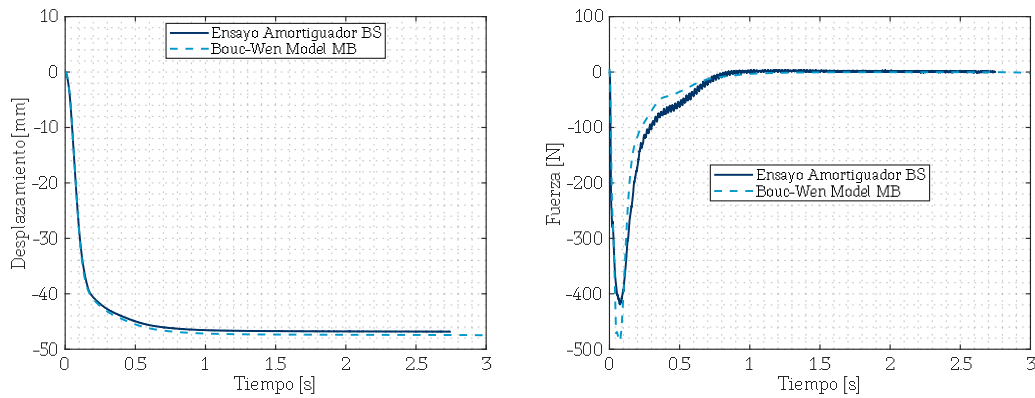


Figura 9-23. Comparación de los desplazamientos (Izquierda) y de la fuerza de amortiguamiento (Derecha) entre el ensayo real y el modelo multicuerpo. Caso 1.

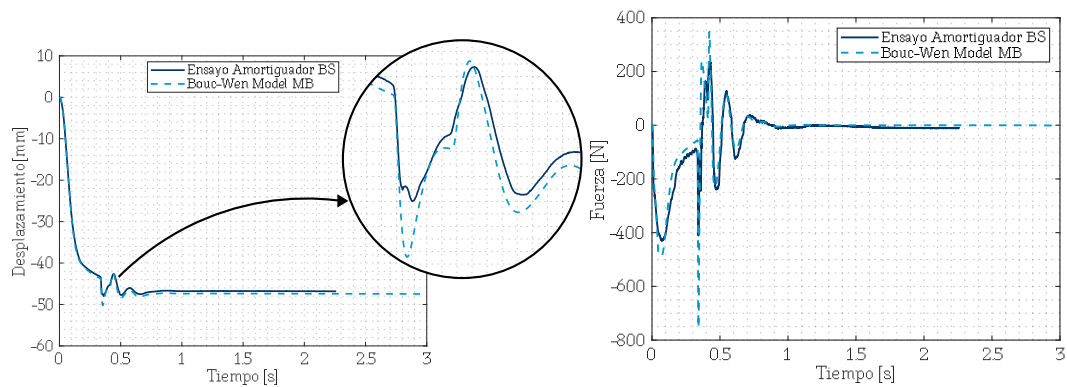


Figura 9-24. Comparación de los desplazamientos (Izquierda) y de la fuerza de amortiguamiento (Derecha) entre el ensayo real y el modelo multicuerpo. Caso 2.

En la zona con zoom, se pueden observar diferencias entre las señales de desplazamiento. Estas se deben principalmente a la dinámica del banco de ensayos, y a la configuración del control PID del mismo. Para evitar que estas diferencias nos influyan a la hora de comparar el modelo y el amortiguador, se llevan a cabo simulaciones del modelo de *Bouc-Wen* para las entradas de desplazamiento medidas en la máquina.

Finalmente, la Figura 9-25 y Figura 9-26 muestran las fuerzas de amortiguamiento para el amortiguador y para el modelo, superpuestas en cada uno de los casos.

9. Resultados finales y verificación del modelo

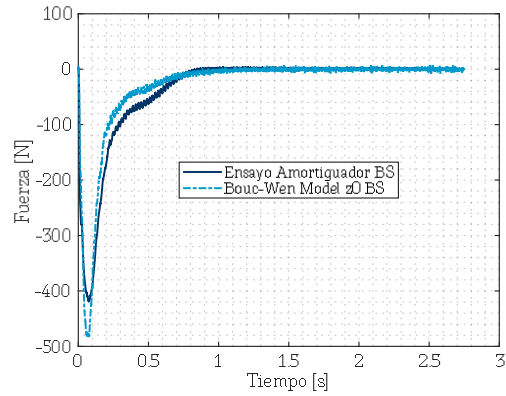


Figura 9-25. Comparación entre la fuerza de amortiguamiento obtenida del ensayo real y la procedente del modelo de Bouc-Wen, para la misma entrada de desplazamiento. Caso 1.

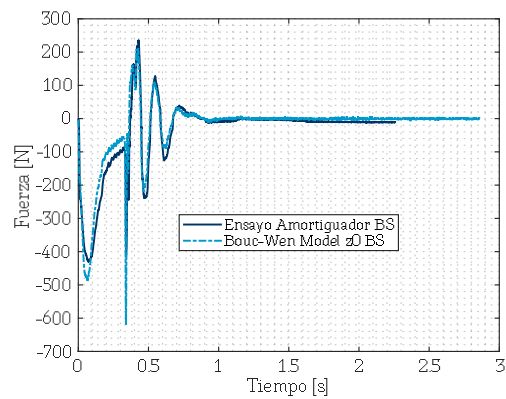


Figura 9-26. Comparación entre la fuerza de amortiguamiento obtenida del ensayo real y la procedente del modelo de Bouc-Wen, para la misma entrada de desplazamiento. Caso 2.

De nuevo, se calcula el error cuadrático medio normalizado, para cada uno de los ensayos.

| | Ensayo 1 | Ensayo 2 (Irregularidad) |
|------------------|----------|-----------------------------|
| NRMSE (%) | 78.11 | 71.09 |

Tabla 8. Evaluación del ajuste del modelo a los ensayos de frenada por medio del parámetro NRMSE.

10. Conclusiones

En este Trabajo de Fin de Grado se han presentado de manera introductoria las principales características de los sistemas de suspensión actuales, abordando los elementos que los componen, así como las distintas tipologías existentes y más usadas hoy en día.

Además, se ha hecho énfasis en las características asociadas a los amortiguadores basados en fluidos no newtoniano. Se han explicado de manera breve las diferencias entre los distintos tipos de fluidos que encontramos en los amortiguadores, mostrando las propiedades de algunos fluidos comunes, así como del fluido finalmente empleado en el amortiguador de estudio. La influencia de parámetros como la temperatura ha sido reflejada también en el análisis de las propiedades reológicas del mismo.

El diseño del amortiguador no newtoniano con configuraciones de amortiguamiento variable ha sido presentado, facilitando la posterior comprensión de su funcionamiento. Las geometrías previamente estudiadas por el departamento han sido comentadas de manera complementaria.

Se ha detallado el proceso de selección de los ensayos del amortiguador, presentando en primer lugar la máquina de ensayos vertical. Los ensayos escogidos han permitido la posterior disposición de un conjunto de datos para el proceso de desarrollo y optimización del modelo de amortiguador.

Los tipos de modelos dinámicos de amortiguador más comunes han sido comentados. La elección del modelo de *Bouc-Wen* modificado ha sido justificada. Su posterior desarrollo mediante el uso de la herramienta de optimización multivariable *Parameter Estimator* ha sido descrito.

Tras la construcción del modelo, este ha sido evaluado en distintas condiciones de funcionamiento. En primer lugar, se ha medido su ajuste a los datos experimentales en las condiciones de los ensayos realizados en la primera etapa del trabajo. El ajuste se ha evaluado mediante el error cuadrático medio normalizado. La adaptación del modelo a las distintas casuísticas de temperatura y ajuste de amortiguamiento es excelente en las condiciones de configuración de amortiguamiento máxima y mínima. En la configuración intermedia, los resultados son más que aceptables, teniendo en cuenta que en ningún momento se han usado los datos experimentales para reajustar el modelo. Finalmente, el modelo ha sido evaluado fuera de las condiciones ensayadas, mediante una señal generada a través de un modelo multicuerpo de motocicleta. Los resultados, de nuevo, siguen siendo satisfactorios, llegando a la conclusión de que el

10. Conclusiones

modelo reproduce de manera fiel el comportamiento del amortiguador, teniendo en cuenta efectos de temperatura, configuración de amortiguamiento e histéresis.

11. Líneas futuras

Este Trabajo de Fin de Máster se limita al desarrollo del modelo de amortiguador no newtoniano por medio del modelo de *Bouc-Wen* modificado. Este modelo sirve como punto de partida para la implementación de sistemas de control semiactivo, como los introducidos en la sección 2.3. Para el desarrollo de los mismos será necesario ampliar el desarrollo del amortiguador, implementando algún tipo de actuación electromecánica que permita una variación de la configuración de amortiguamiento por medio de señales eléctricas. Además, la dinámica de dicha actuación deberá ser tenida en cuenta, restringiendo las capacidades del control que se implemente debido a los retrasos existentes. No obstante, una aplicación de gran interés es la compensación del efecto de la temperatura. Mediante un control con una frecuencia de funcionamiento muy baja, se puede establecer como objetivo mantener la fuerza de amortiguamiento a pesar de los aumentos de temperatura.

Además de lo anterior, de cara a completar el modelo de amortiguador, es interesante desarrollar un modelo que estime la evolución de la temperatura a lo largo de un ensayo. De esta forma se podrían simular distintas condiciones de ensayo de manera más realista.

La síntesis de fluidos con distintas propiedades reológicas es otro campo a investigar, de cara a modificar el comportamiento global del amortiguador o bien el rango de fuerzas de amortiguamiento para un rango de velocidades determinado.

En conclusión, los amortiguadores no newtonianos suponen una apuesta innovadora, existiendo múltiples áreas sin explorar a día de hoy y abriendo la oportunidad a futuras investigaciones.

12. Referencias

- [1] J. A. C. Carrillo, J. J. C. Aguilar, P. U. Gómez, E. C. Acosta, J. P. Fernandez, M. G. A. Vargas, J. M. V. García y F. J. R. Hernández, «Dispositivo Amortiguador para Vehículos». España Patente ES2955102A1, 22 Abril 2022.
- [2] P. L. Rodríguez, D. Á. Mántaras, C. J. V. Álvarez y C. Vera, Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento dinámico, Paraninfo, 2004.
- [3] P. Urda, J. Pérez, E. Carabias, J. A. Cabrera y J. J. Castillo, «Design and testing of a steering damper for motorcycles based on a shear-thickening fluid,» *Smart Materials & Structures*, 2022.
- [4] B. Spencer, S. Dyke, M. Sain y J. Carlson, «Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper,» *Journal of Engineering Mechanics*, 1997.
- [5] «Taller 31. Vehicle Dynamics Lab,» [En línea]. Available: <https://taller31.uma.es/>.
- [6] M. A. Vargas, J. P. Fernández, I. S. Andrades, J. A. C. Carrillo y J. J. C. Aguilar, «Modeling of the Influence of Operational Parameters on Tire Lateral Dynamics,» *Sensors*, vol. 22, 2022.
- [7] E. C. Acosta, J. J. C. Aguilar, J. A. C. Carrillo, J. M. V. García y M. G. A. V. Javier Pérez Fernández, «Modeling of Tire Vertical Behavior Using a Test Bench,» *IEEE Access*, vol. 8, 2020.
- [8] J. A. C. Carrillo, J. J. C. Aguilar, P. U. Gómez, E. C. Acosta, J. P. Fernandez, M. G. A. Vargas, J. M. V. García y F. J. R. Hernández, «Dispositivo Amortiguador para Vehículos». España Patente P202230367, 22 Abril 2022.
- [9] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename y L. Dugard, Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles, Elsevier, 2011.
- [10] F. Aparicio Izquierdo, C. Vera Alvarez y V. Díaz López, Teoría de los vehículos automóviles, Madrid, 2001.
- [11] R. Jazar, Vehicle Dynamics : Theory and Application, Springer.
- [12] A. E. Zamudio, Trabajo de Fin de Grado: Modelado Tridimensional y Optimización Dinámica con Enfoque en la Suspensión Trasera.

- [13] P. T. a. L. Parks, Race Techs - Motorcycle Suspension Bible, 2010.
- [14] J. C. Dixon, The Shock Absorber Handbook, 2007.
- [15] R. Chhabra y J. Richardson, Non-Newtonian Flow and Applied Rheology, 2008.
- [16] MathWorks, Simulink® Design Optimization™, 2023.
- [17] MathWorks, «Compare identified model output with measured output,» [En línea]. Available: <https://es.mathworks.com/help/ident/ref/compare.html>.
- [18] MathWorks, «Spatial Contact Force,» [En línea]. Available: <https://es.mathworks.com/help/sm/ref/spatialcontactforce.html>.
- [19] Texas Instruments, «LAUNCHXL-F28379D LaunchPad™,» [En línea]. Available: <https://www.ti.com/tool/LAUNCHXL-F28379D>.
- [20] J. A. Carrillo, J. J. Cabrera-Aguilar, P. Castillo-Gómez, E. Urda-Acosta, J. Carabias-Fernández, M. Pérez-Vargas, J. M. Gonzalo-Alcázar, F. J. Velasco-Hernández y J. Rubio, «Shock absorber device for vehicles». España Patente ES2955102A1, 22 Abril 2022.