



UNIVERSIDAD  
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL  
PIRHUA

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYO DE AMORTIGUADORES

Marcoantonio Alamo-Viera

Piura, marzo de 2019

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Alamo, M. (2019). *Diseño y construcción de un banco de ensayo de amortiguadores* (Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](#)

**U N I V E R S I D A D   D E   P I U R A**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**



**“Diseño y construcción de un banco de ensayo de amortiguadores”**

Tesis para optar el Título de  
Ingeniero Mecánico-Eléctrico

**MARCOANTONIO VÍCTOR ALAMO VIERA**

Asesor: Dr. Ing. Miguel Buenaventura Castro Sánchez

Piura, marzo 2019



**A Dios Misericordioso y a la Santísima Virgen María,  
por siempre iluminar mi camino;  
a mis amados padres, porque siempre están a mi lado;  
a mis hermanos, mi enamorada y amigos, porque hacen mi vida mejor;  
y a mis profesores, por tantas enseñanzas.**



## Prólogo

Desde que se inventaron los primeros vehículos, los grandes fabricantes han realizado encomiables esfuerzos por desarrollar nuevos sistemas que brinden mayor seguridad y comodidad a los pasajeros. Uno de los sistemas en los que se han realizado avances muy importantes es en el sistema de suspensión, el cual no solo trata de evitar que las vibraciones originadas por la forma irregular del camino, se transmitan a los pasajeros que se encuentran dentro del vehículo, sino que también debe proporcionar estabilidad a lo largo de toda la marcha del vehículo por cualquier tipo de terreno, sin olvidar el confort del pasajero.

La presente tesis sienta los precedentes para la utilización futura de un sistema de suspensión muy particular a la que se conoce como suspensión semiactiva. Este tipo de suspensiones se encuentran colocados en algunos modelos especiales de casas fabricantes de vehículos ya que por su complejidad de fabricación y costo del sistema de suspensión no se le encuentra en vehículo de circulación estándar, por lo que el presente trabajo, comienza con el estudio de los sistemas de suspensión, dentro de ellos, los de tipo semiactivo, señalando sus diferencias con respecto a un sistema pasivo, el cual se encuentra en la mayoría de los vehículos que circulan en nuestro país. También se ha tratado de realizar un análisis de su comportamiento en base a métodos de modelación y análisis, antes de introducirnos al objetivo principal de esta tesis: la construcción de un banco didáctico de ensayo de amortiguadores.

En la fase de construcción del banco de ensayo se analizan distintos elementos, como los de accionamiento, elementos de control y elementos de adquisición de datos. Para esta última instancia se ha utilizado el sistema embebido Arduino Uno para adquirir las distintas señales de sensores. La construcción del banco se la realizó utilizando como base la estructura metálica de una prensa hidráulica que se encuentra en el laboratorio de Mecánica de la Universidad de Piura. Por último, se realizaron pruebas de funcionamiento tanto de la parte funcional del banco de ensayos, como de un amortiguador convencional que forma parte de un sistema de suspensión pasiva, que como se estudiará en los capítulos posteriores cuenta con una constante de rigidez o dureza única de diseño.

Se espera que esta investigación sea de gran utilidad para los lectores y que sienta precedentes para la realización de nuevas investigaciones y pruebas en este campo de la ciencia, pues la Industria automotriz seguirá creciendo a pasos agigantados y surgirán nuevas ideas y proyectos para dotar al vehículo de mejores prestaciones de seguridad y confort para los pasajeros.

Finalmente, me gustaría agradecer al Dr. Miguel Castro, por su ayuda y amistad brindada en toda mi carrera profesional. Sin su confianza, el desarrollo de este trabajo no habría sido posible. También quiero dar gracias a todo equipo de trabajo del Laboratorio de Mecánica porque siempre se mostraron totalmente dispuestos a brindarme sus consejos y sugerencias. Para el Sr. Walter Elera y el Sr. Carlos Vásquez, un especial agradecimiento también por ayudarme en el montaje final del banco de ensayo de amortiguadores.

Por último, quiero extender mi profundo agradecimiento a Taller de Servicios Ordinola E.I.R.L. por su apoyo en la fabricación de las piezas metálicas del banco de ensayos.

## **Resumen**

Se ha construido un banco de ensayo de amortiguadores didáctico y funcional en el Laboratorio de Mecánica de la Universidad de Piura, con el propósito sentar las bases para un análisis de sistemas de suspensión con amortiguadores más complejos y modernos, capaces de variar su rigidez o dureza para ofrecer un comportamiento más efectivo frente a distintas condiciones geográficas, sin alejarse del compromiso entre estabilidad y confort del vehículo.

Primero se ha realizado una breve reseña sobre los distintos tipos de sistemas de suspensión que existen, así como los materiales inteligentes que están revolucionando diferentes industrias. Posteriormente se realiza el desarrollo del modelo matemático del sistema de suspensión y la simulación respectiva en la herramienta SIMULINK de MATLAB, citando en todo momento diversos artículos científicos publicados en revistas de reconocido prestigio para consolidar un estado del arte bien trabajado.

Finalmente se presenta el diseño y construcción de un banco de ensayo de amortiguadores que, con la configuración y dispositivos adecuados, permite obtener la curva característica del amortiguador, que corresponde básicamente a su constante de amortiguación.



## Índice general

Prólogo .....	v
Resumen .....	vii
Índice general .....	ix
Introducción.....	1
Capítulo 1: Los Sistemas de Suspensión: Fundamentos Teóricos .....	3
1.1 El sistema de suspensión: aspectos generales.....	4
1.2 El cuerpo humano ante las vibraciones: percepción y tolerancia .....	7
1.3 Historia y evolución de los sistemas de suspensión .....	10
1.4 Elementos de un sistema de suspensión .....	14
1.4.1 Elementos elásticos .....	14
1.4.1.1 Resortes de ballesta .....	14
1.4.1.2 Barras de torsión.....	15
1.4.1.3 Resortes helicoidales .....	16
1.4.1.4 Resortes elastoméricos .....	17
1.4.2 Barras estabilizadoras .....	17
1.5 Clasificación de los sistemas de suspensión .....	19
1.5.1 Según la geometría .....	19
1.5.1.1 Suspensión rígida o de eje rígido (“ <i>beam axle</i> ”).....	19
1.5.1.2 Suspensión semirrígida .....	20
1.5.1.3 Suspensión independiente .....	21
1.5.2 Según el sistema de control .....	27
1.5.2.1 El sistema de suspensión pasiva.....	27
1.5.2.2 El sistema de suspensión activa .....	28
1.5.2.3 El sistema de suspensión semiactiva.....	29
1.5.3 Otros tipos de suspensión .....	30
1.5.3.1 El sistema de suspensión hidroneumática .....	31
1.5.3.2 El sistema de suspensión neumática.....	33

Capítulo 2: Modelación matemática y simulación .....	35
2.1 Modelo de un cuarto de vehículo.....	35
2.1.1 Representación del modelo mediante la función de transferencia .....	37
2.1.1 Representación del modelo mediante ecuaciones de estado .....	38
2.2 Modelos matemáticos de un amortiguador MR.....	39
2.2.1 Revisión de modelos.....	40
2.3 Simulación del modelo de un cuarto de vehículo .....	44
Capítulo 3: Diseño en software CAD y construcción del banco de ensayo .....	53
3.1 Aspectos generales.....	53
3.2 Tipos de bancos de ensayo.....	54
3.2.1 Bancos de ensayo servo-hidráulicos.....	54
3.2.2 Bancos de ensayo electromecánicos.....	56
3.3 Diseño del banco de ensayo .....	57
3.3.1 Propuesta de diseño de la estructura básica.....	57
3.3.2 Propuesta de diseño del sistema de generación de movimiento.....	59
3.3.2.1 Generación de movimiento .....	59
3.3.2.2 Transmisión de movimiento.....	61
3.4 Construcción banco de ensayo.....	63
Capítulo 4: Sistema de adquisición de datos .....	75
4.1 Análisis previo de los componentes del sistema.....	75
4.2 Comunicación con la computadora.....	83
4.2.1 Configuración del módulo <i>bluetooth</i> : HC – 05 .....	86
4.2.1.1 Interfaz de configuración de comandos AT .....	86
4.2.2 Comunicación <i>bluetooth</i> entre el Arduino UNO y la computadora portátil..	90
4.3 Obtención y representación de datos .....	90
4.3.1 Proyectos de soporte .....	90
4.3.1.1 Envío de datos mediante módulo <i>bluetooth</i> HC – 05 para Arduino .....	90
4.3.1.2 Medición de distancias con sensor HC – SR04.....	92
4.3.1.3 Medición de fuerza con celda de carga U2A - HBM.....	93
4.3.1.4 Arduino y Matlab para tratamiento y representación de señales .....	95
4.3.2 Proyecto final.....	98
Capítulo 5: Experimentación y resultados.....	101
5.1 Procedimiento para el ensayo .....	101
5.1.1 Consideraciones generales.....	102
5.1.2 Variaciones en el sistema de excitación .....	102
5.1.2.1 Ensayo a baja frecuencia .....	102
5.1.2.2 Ensayo a media frecuencia.....	103

5.1.2.3	Ensayo a alta frecuencia .....	103
5.2	Análisis y evaluación .....	103
5.3	Obtención y representación de resultados .....	104
	Conclusiones.....	109
	Bibliografía.....	111
	Apéndice A.....	117
	Anexo 1 .....	121
	Anexo 2 .....	123
	Anexo 3 .....	127
	Anexo 4 .....	133
	Planos .....	141



## **Introducción**

Esta tesis busca sentar las bases para la implementación de un tipo de tecnología que utiliza un elemento amortiguador semiactivo de tipo magnetorreológico (MR para futuras menciones), que ya se ha demostrado, mejora las prestaciones y características de comportamiento de una suspensión en diversas aplicaciones que vienen, desde hace unos años, tomando mayor fuerza e importancia. Fue necesario el diseño y construcción de un banco de ensayo de amortiguadores que, con la configuración y dispositivos adecuados, es posible obtener la curva característica del amortiguador.

Para alcanzar un óptimo diseño del banco de pruebas es necesario tener en cuenta las características físicas y la configuración funcional de todos los elementos que lo compondrán y, sobre todo, la dinámica del amortiguador en funcionamiento.

El primer paso consistirá en realizar un modelo preliminar de la estructura, el cual servirá como base para la distribución de todos los demás elementos y sistemas que intervendrán en el banco de ensayos, cuidando siempre las necesidades de funcionamiento del mismo.

Esta estructura deberá soportar el amortiguador y el sistema de sujeción, el elemento vibrante, el sistema de generación de movimiento y el sistema de adquisición de datos que será expuesto más a detalle en el capítulo siguiente.

Posteriormente, para conseguir el diseño virtual final, se analizaron variadas configuraciones mecánicas con el afán de encontrar la funcionalidad de los aspectos que se establecen para este banco de ensayo de amortiguadores, remarcando sus ventajas y desventajas para llegar al diseño final del mismo.

En el capítulo 1, se da una explicación general acerca de los sistemas de suspensión y sus fundamentos teóricos. En el capítulo 2, se desarrolla el modelo matemático de un sistema de suspensión pasiva, de un sistema de suspensión semiactiva y además se realiza una revisión de los modelos más utilizados para representar el comportamiento de un amortiguador MR. En el capítulo 3 se modela la geometría del banco de ensayos (soporte base y piezas mecánicas) y la posterior fabricación de las piezas metálicas que lo componen y, por último, el ensamblaje sobre la prensa hidráulica que se escogió como soporte estructural del banco de ensayo. En el capítulo 4, se expone detalladamente todo el proceso de desarrollo del sistema de adquisición de datos, el cual consta de un conjunto de elementos electrónicos que permiten, en este caso, la lectura de señales tanto de desplazamiento y de

fuerza en el amortiguador puesto a prueba en el banco de ensayos. En el capítulo 5, se expone el procedimiento experimental que se ha aplicado a un amortiguador monotubo de uso regular en motocicleta. En los ensayos, se tomaron lecturas de las señales en un amortiguador sometido a una entrada senoidal de amplitud y frecuencia establecidas. Finalmente se exponen las conclusiones a las que se llegó con el desarrollo de esta tesis.

# Capítulo 1

## Los Sistemas de Suspensión: Fundamentos Teóricos

Una de las partes fundamentales del sistema de suspensión de un vehículo automóvil es el amortiguador, el cual se encarga de absorber las irregularidades del terreno sobre el cual se desplaza, de tal manera que aumente el confort de los pasajeros y la estabilidad del vehículo manteniendo los neumáticos siempre en contacto con la superficie. En resumen, la funcionalidad de estos elementos de suspensión se encierra en la siguiente lista:

- Reduce el impacto de las fuerzas que se generan por las irregularidades de la superficie de desplazamiento.
- Mantiene una correcta alineación de los neumáticos y su adherencia al terreno, para de esta manera asegurar el control direccional del vehículo.
- Mantiene, junto con el resto de elementos de un sistema de suspensión, la altura
- Influye directamente en la capacidad de soportar carga de un vehículo.

Por otro lado, la suspensión en general, se entiende normalmente como la conexión física que existe entre las “masas<sup>1</sup>” que componen a un vehículo, que son:

- Masa suspendida: conformada por los elementos que son soportados por el chasis o bastidor, es decir, aquellos que no se encuentran en contacto directo con el terreno.
- Masa no suspendida: conformada por el resto de elementos del sistema de suspensión, específicamente los componentes del sistema de freno y los neumáticos que evidentemente no están suspendidos, sino que se encuentran en contacto con el terreno.

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento elástico que se comprime y expande entre la masa suspendida y la no suspendida en el momento en el que el neumático encuentra una interrupción en el camino para evitar que se transmita el movimiento por completo. No obstante, este elemento tenderá a recuperar su forma inicial dada su naturaleza elástica; por lo que es inevitable la generación de oscilaciones en la masa suspendida, lo cual sin duda afecta la comodidad del pasajero. Además, la estabilidad también se verá involucrada, pues si las oscilaciones son de una amplitud significativa se pueden ocasionar que pierda el contacto entre las ruedas y el pavimento.

---

<sup>1</sup> Este término hace referencia la separación de los elementos que componen un vehículo en dos partes bien diferenciadas: los que están en contacto con el terreno o superficie de contacto, y los que no.

De esta manera surge la importancia del otro elemento que conforma el sistema de suspensión, el amortiguador, que como elemento disipador se encarga de transformar la energía potencial acumulada por el resorte en calor. Con esto se consigue un mayor confort o mayor estabilidad o ambas, dependiendo del tipo de suspensión y sus prestaciones. En otras palabras, se podría decir que dos variables inversamente proporcionales como son el confort y la estabilidad, dependen claramente del amortiguador.

En los apartados que siguen en este capítulo se describen los elementos que componen un sistema de suspensión convencional, prestando mayor importancia a los amortiguadores. También se clasifican los sistemas de suspensión según la geometría de sus componentes, y los sistemas de suspensión alternativos que cada vez tendrán mayor presencia en el mercado.

### **1.1 El sistema de suspensión: aspectos generales**

La función principal de un sistema de suspensión en un automóvil es absorber las vibraciones generadas por las irregularidades del terreno por el cual se desplaza, mientras mantiene los neumáticos siempre en contacto con la superficie. Existen dos variables muy importantes a tener en cuenta en un sistema de suspensión: el confort y la estabilidad.

El confort está relacionado con el aislamiento del chasis o bastidor con respecto a las imperfecciones de la superficie de rodamiento. Por su parte, la estabilidad se define por el agarre de los neumáticos con el suelo, lo cual se traduce en un alto grado de seguridad en el desplazamiento (Worden & Tomlinson, 2001) (Luque, 2004). El problema radica en el hecho de que ambas variables son inversamente proporcionales, es decir, que si se aumenta el confort se reduce la estabilidad del vehículo y viceversa (Goncalves, 2001) (Alberdi Urbieto, 2003) (Pichardo, 2010) (CESVIMAP, 2010) (Cuesta Ferrer, 2003).

El sistema de suspensión, en términos generales está conformado por una serie de elementos elásticos que tiene lugar entre la masa suspendida y la masa no suspendida:

- Masa suspendida: hace referencia a los componentes del vehículo que son soportados por el chasis, tales como el motor, la carrocería, otros elementos de confort y los pasajeros, entre otros.
- Masa no suspendida: por lo general se compone del resto de elementos que no incluye la masa suspendida como el sistema de freno, los neumáticos, palieres, etc.

Los elementos que componen tanto la masa suspendida como la masa no suspendida, y su disposición en el vehículo, se pueden observar en la figura 1.

Por otro lado, los sistemas de suspensión tienen otras funciones a parte de las anteriormente mencionadas, tales como:

- Asegurar la correcta maniobrabilidad del vehículo al mantener adecuadamente la posición de los neumáticos.
- Actuar sobre las fuerzas longitudinales (aceleración y frenado) y fuerzas laterales (en situaciones de giro), que se transmiten desde las ruedas.
- Oponerse al balanceo del chasis o bastidor (carrocería en general).

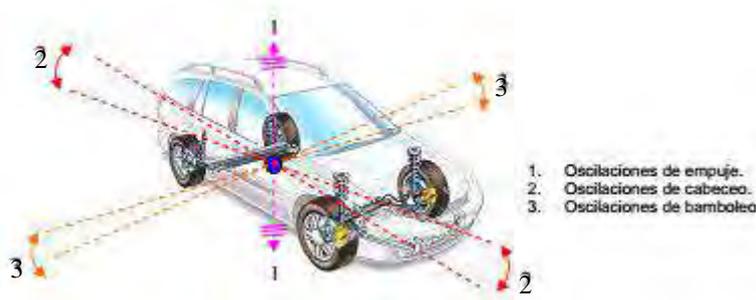


**Figura 1.** Sistema de suspensión delantera y trasera de un auto Jaguar XF.  
Fuente: PFC – Diseño de una suspensión para vehículo (Chacón Hernando, 2009).

En general, existen distintos tipos de oscilaciones que determinan el momento en el que la suspensión vehicular entra en funcionamiento, ya que cuando estas oscilaciones son pequeñas, son los neumáticos los que las absorben sin problemas. No obstante, cuando las irregularidades son considerablemente grandes, el sistema de suspensión elástica entra en acción.

De esta manera, es posible diferenciar tres tipos de oscilaciones más conocidas que son generadas por una conducción defectuosa, por las propias irregularidades del terreno o simplemente por una carga mal distribuida. En la lista que se presenta a continuación están contenidos los tipos de oscilaciones que existen, y en la figura 2 se aprecia una descripción gráfica de los mismos:

- *Oscilaciones de cabeceo*, son las que se generan en las situaciones de frenado brusco.
- *Oscilaciones de bamboleo*, son las producidas cuando se toma una curva a alta velocidad.
- *Oscilaciones de empuje*, son las que tienen lugar cuando el vehículo se traslada por un terreno ondulado o accidentado.



**Figura 2.** Tipos de oscilaciones del cuerpo de un vehículo.  
Fuente: Amortiguador magnetorreológico (Guzmán Mayorga, 2007).

Una suspensión debe tener dos características fundamentales para que sea posible alcanzar los objetivos anteriormente señalados: la elasticidad y la amortiguación.

En primer lugar, la elasticidad depende principalmente del peso suspendido y del elemento elástico que compone al sistema de suspensión. Ambos parámetros caracterizan en primera instancia a las oscilaciones y su frecuencia ( $f$ ) producidas en el vehículo, y se deben

tener en consideración cuando se realiza el diseño de un sistema de suspensión, ya que pueden resultar incómodas e incluso perjudiciales, tanto para los pasajeros del vehículo como para la parte física del mismo.

Además, si en un vehículo se incrementa la compresión producida en los propios amortiguadores a causa del peso del vehículo en reposo, entonces aumentará el periodo de oscilación (T), que es la inversa de la frecuencia. Esto está directamente relacionado con el confort y la seguridad del pasajero (en cuanto menor sea la rigidez del resorte que se monte, mayor será el periodo de oscilaciones, pues es mayor la compresión del resorte), por lo cual debe tenerse en cuenta.

**Tabla 1.** Valores de periodo y frecuencia de oscilación de la suspensión.

Periodo de oscilación (T)	Frecuencia (Hz)	Confort del pasajero	Nivel de tolerancia física
0.2	5	Muy malo	Intolerable
0.4	2.5	Muy malo	Intolerable
0.5	2	Suspensión seca (sport)	Por poco tiempo tolerable
0.9	1.11	Confortable	Indefinidamente tolerable
1	1	Confortable	Indefinidamente tolerable
1.26	0.8	Muy confortable	Tendencia al mareo

**Fuente:** La suspensión en el automóvil (Chacón Hernando, 2009).

Se ha calculado el periodo de oscilación T, en función de los valores de compresión de los amortiguadores en estático. Además, se incluye la sensación producida en los ocupantes del vehículo. Toda esta información se expone en la tabla 1, de la cual se puede extraer la siguiente conclusión: al emplear las frecuencias de oscilaciones más rápidas, las aceleraciones verticales que sufre el cuerpo resultan intolerables en una utilización prolongada del vehículo, pero sí aumentaría la seguridad y estabilidad del mismo. En consecuencia, estas características son utilizadas únicamente en los vehículos de competición, pues se trata de usos cortos por parte de personas previamente bien entrenadas físicamente.

Por otro lado, si se reduce la frecuencia de oscilación a un valor menor a 1 Hz, los pasajeros llegarían a sentir mareo (algo similar a la sensación producida por un barco). Por esto no es recomendable sobrepasar este valor de frecuencia mínima.

De esta manera, los sistemas de suspensión deben tener unas frecuencias de oscilación comprendidas entre un rango 0.5 y 1 segundos (1 – 2 Hz), el cual corresponde al balanceo normal del cuerpo humano cuando camina (Chacón Hernando, 2009). Entonces, cuando se diseña un sistema de suspensión para mejorar sus características de estabilidad y confort, se deben tener en cuenta otros parámetros importantes como la resonancia y la amortiguación, a parte de la elasticidad y el amortiguamiento, que ya se mencionaron anteriormente en este capítulo.

- a) *Resonancia*, es el fenómeno que se presenta cuando la frecuencia de la masa suspendida es igual a la frecuencia de las oscilaciones generadas por el terreno sobre el cual se desplaza el vehículo. Esto ocasiona, en teoría, que la amplitud se llegue a amplificar de

manera infinita, lo cual de hecho no es compatible con las variables de confort y de seguridad que se busca conseguir en todo vehículo. Para evitar las consecuencias de este fenómeno, es necesaria la implementación de un amortiguador que disipe la energía potencial que se acumula en el elemento elástico que también compone el sistema de suspensión.

- b) *Amortiguación elástica*, se mide en función del valor de la amortiguación que posea el vehículo con respecto a la amortiguación crítica<sup>2</sup>. En la siguiente tabla 2 se muestran los valores porcentuales correspondientes a la amortiguación crítica en relación a la amortiguación total del vehículo.

**Tabla 2.** Características de un sistema de suspensión en función de la amortiguación crítica.

Tipos de suspensión <sup>3</sup>	Compresión (%)	Extensión (%)	Amortiguación crítica (%)
Confortable	25 – 30	75 – 70	15 – 25
Semi-deportivo	30 – 35	70 – 65	25 – 30
Deportivo	40 – 45	60 – 65	30 – 35
Competición	50 – 60	50 – 40	35 – 40

**Fuente:** La suspensión en el automóvil (Chacón Hernando, 2009).

En general, cuando el valor de amortiguación de un sistema de suspensión llegar a ser muy cercano al valor crítico, el automóvil será menos confortable pero más estable y seguro, y viceversa, dado que ambas variables (confort y estabilidad) son inversamente proporcionales.

Además, es posible concluir de la tabla anterior que cuando el porcentaje de amortiguación crítica es menor, la amortiguación del vehículo se encuentra en el otro extremo, lo cual indica que permite algunas oscilaciones que lo hacen más confortable, pero menos controlable y con menor posibilidad de ser empleado en un vehículo tipo deportivo.

En la figura 3, la curva en línea continua corresponde a la oscilación producida en un sistema de masa – resorte con constante de rigidez  $K$ . Por su parte, la línea discontinua representa la curva de amortiguación crítica como bien se observa en la figura.

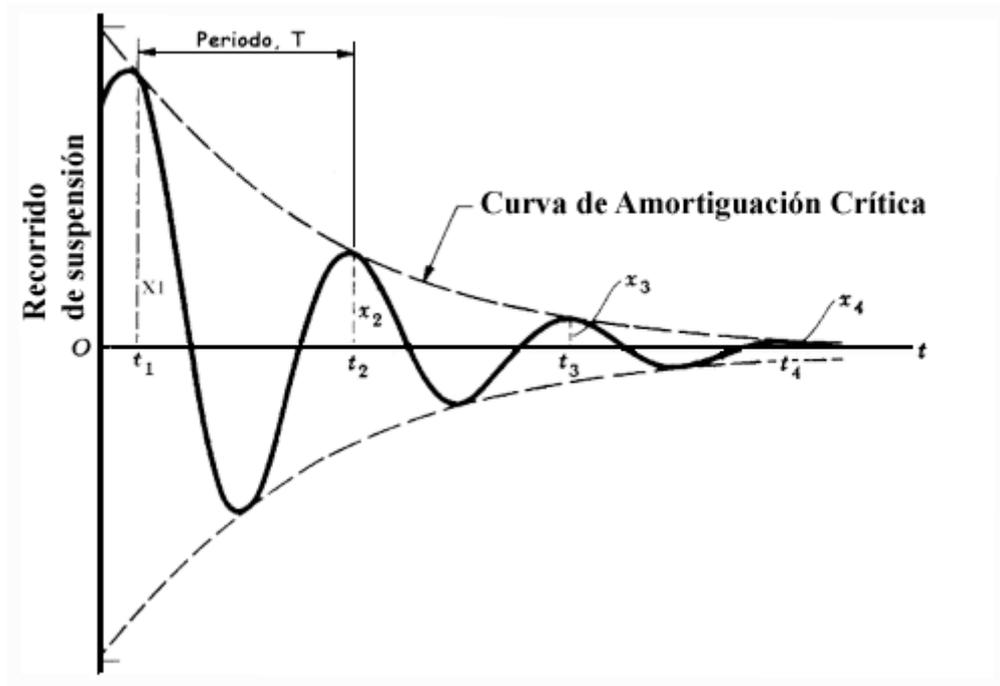
## 1.2 El cuerpo humano ante las vibraciones: percepción y tolerancia

A la fecha muchas investigaciones realizadas han logrado dar a conocer los rangos de frecuencias de vibraciones a los que el cuerpo humano responde negativamente, con síntomas como el malestar, fatiga, entre otros, cuando se moviliza en un vehículo.

Lógicamente, se corre el riesgo de que alguna zona del cuerpo entre en resonancia con la frecuencia de estímulo; sin embargo, esto también varía en cada cuerpo ya que no todos responden de la misma manera ante las vibraciones.

<sup>2</sup> La amortiguación es crítica cuando ante la compresión de la suspensión hasta el límite de carrera y se suelta espontáneamente, la amortiguación evita que se produzca una nueva oscilación debido a que la fuerza que genera el amortiguador es mayor a la energía potencial que se acumula en el resorte durante el proceso de compresión.

<sup>3</sup> Según la comodidad del vehículo o automóvil.



**Figura 3.** Curva característica de un sistema masa - resorte y su correspondiente curva de amortiguación crítica.

Fuente: Amortiguación crítica, km 77 sitio Web.

Entonces, si se brinda un enfoque principal al confort de los pasajeros, se tendría que hacer referencia a cada parte de nuestro organismo que posee una frecuencia de resonancia donde la transmisibilidad alcanza su mayor valor. De esta manera, se sabe que el cuerpo humano es sensible a vibraciones cuya frecuencia de oscilación está dentro del rango de 0 a 25 Hz. En la tabla 3 se mencionan algunas zonas del cuerpo humano y sus correspondientes rangos de frecuencias de resonancia. Además, en la figura 4 se indican otros rangos para otras zonas del cuerpo humano.

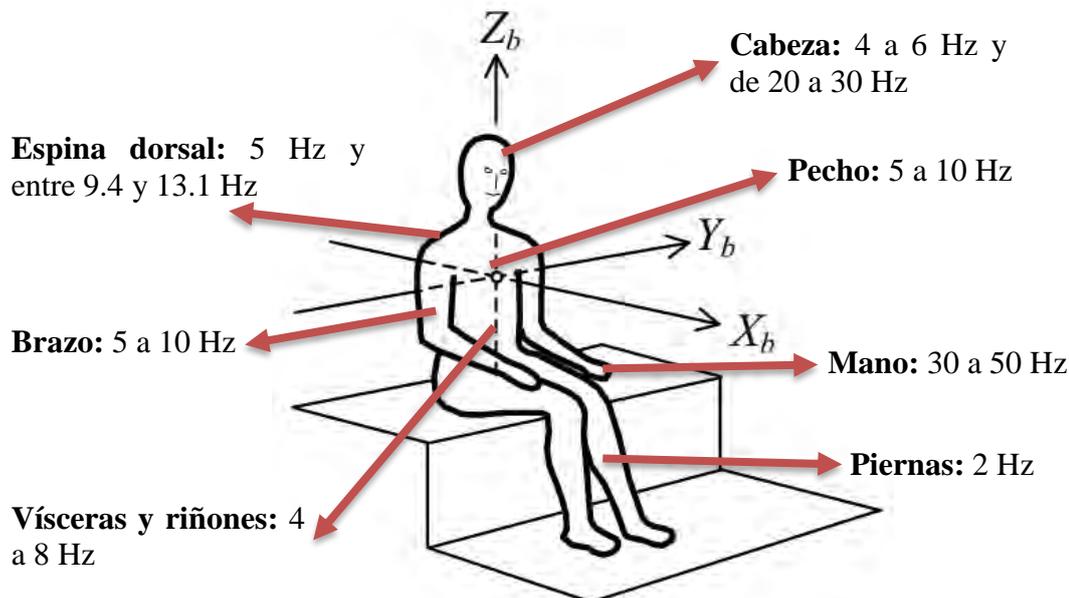
**Tabla 3.** Valores de frecuencia de resonancia para algunas partes del cuerpo humano.

Zona del cuerpo	Frecuencia de resonancia
Conjunto tórax-abdomen (Águila, 1997)	3 – 6 Hz
Espina dorsal (Teschke, et al., 1999)	Alrededor de los 5 Hz 9.4 – 13.1 Hz
Cabeza (Fontanillo Castaño, 2006)	4 – 6 Hz 20 – 30 Hz
Vísceras y riñones (Fontanillo Castaño, 2006)	4 – 8 Hz

**Fuente:** Índice de desempeño. Control de una suspensión semiactiva (Félix Herrán, 2006).

Algunas organizaciones internacionales son las que se encargan de estudiar estos niveles de confort para los pasajeros de un vehículo. Es así como surge la necesidad de establecer estándares como la ISO (*International Organization for Standardization*) en su norma ISO 2631 (ISO, 1989) o la BS – *British Standard Institution* en su norma BS 6841. A través de estos estándares se establecen límites de transmisibilidad, criterios que de hecho no son únicos; por ejemplo, en (Poussot Vassal, et al., 2005) la transmisibilidad máxima aceptable que se maneja entre ambas masas es de 1.8. Otro caso conocido es el de *Janeway*, cuyo criterio se encuentra en la sección de anexos de (Gillespie, 1992), en el cual se incluye

una gráfica de la respuesta ante vibraciones verticales con límites que no deben superarse para no salir del estado de confort.



**Figura 4.** Frecuencias de resonancia de algunas zonas del cuerpo humano.  
Fuente: Marco Teórico. Índice de desempeño (Félix Herrán, 2006).

Por otro lado, se tiene la variable de estabilidad del vehículo, que al igual que el confort ha sido blanco de numerosos estudios, lo cuales han terminado reflejándose en varios estándares en el mercado. Estos estudios se basan principalmente en las relaciones de transmisibilidad en el dominio de la frecuencia definidas por (Sename, et al., 2002). En general se han fijado dos objetivos de control que influyen directamente en las variables de confort del pasajero y la estabilidad del vehículo, siendo estas especificaciones de desempeño, las que se exponen a continuación:

- Confort a baja frecuencia (0 – 5 Hz). Esta situación se consiguió excitando el sistema con una entrada de tipo senoidal de amplitud  $\pm 10mm$  variando la frecuencia entre 0 y 10 Hz. Lo que se busca en este caso es una estrategia de control que se capaz de reducir al máximo el impacto que las irregularidades del terreno generan en el chasis. En análisis se realiza en el dominio de la frecuencia, expresando la relación de transmisibilidad en dB (Sename, et al., 2002).
- Estabilidad (8 – 15 Hz). Se busca reducir en al menos 6 dB la magnitud de las oscilaciones generadas en la llanta con respecto a las irregularidades del terreno sobre el cual se desplaza el vehículo. En esta situación se emplea la misma señal de entrada del caso anterior, cubriendo el rango de frecuencias de interés.

Estos criterios se toman en consideración para realizar la comparación respectiva con los resultados obtenidos en esta tesis, ya que lo que se busca es poder reducir lo más que se pueda las relaciones de transmisibilidad, tanto de la masa suspendida como las de la masa no suspendida, dentro de los rangos especificados anteriormente para una suspensión pasiva.

### 1.3 Historia y evolución de los sistemas de suspensión

Los sistemas de suspensión fueron apareciendo en los inicios de la industria automotriz, conforme las necesidades se hacían más especiales y específicas (Alonso Pérez, 2008) (Hernández Valencia, 2007).

En las primeras fabricaciones, los vehículos no eran nada cómodos y los caminos empedrados de la época significaban una tortura para los pasajeros de estos vehículos antiguos, que además eran generalmente de tracción animal. Todas estas características, tanto del terreno como del vehículo en sí, se traducían en considerables impactos que se transmitían de manera directa a los ocupantes de los vehículos.

Es así como nacen las ideas de acolchonar los asientos y colocar resortes en ellos, las cuales no tuvieron mucho éxito. Incluso se pensó en colgar dentro del vehículo una especie de habitáculo mediante cuatro correas, de tal manera que el pasajero no se encontrara en contacto directo con la superficie sobre la cual se desplazaba. Como era de esperarse, se logró aislar parcialmente las oscilaciones; sin embargo, el habitáculo se mecía y bamboleaba sin control, lo cual adicionaba al problema anterior, mareo en los ocupantes.

No obstante, es con este sistema que surge la idea de un sistema de suspensión utilizando elementos elásticos. Entonces, conforme iban evolucionando y haciéndose más eficientes las ideas, su concepto se hacía más amplia e iba abarcando más elementos del vehículo hasta lograr dividirse en lo que a la fecha se conoce como masa suspendida y masa no suspendida.

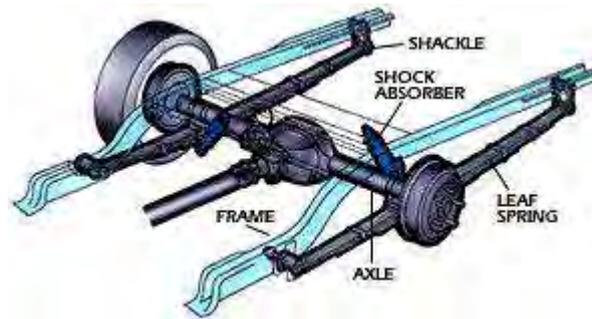
La primera gran evolución en los sistemas de suspensión fue la incorporación de las ballestas que separaban los ejes de la carrocería. Esto mejoró considerablemente la variable de confort del vehículo de la época.

Hasta 1898 las primeras suspensiones eran simples ballestas como la que se aprecia en la figura 5.



**Figura 5.** Ballesta primitiva.  
Fuente: Suspensión Vehicular.  
Universidad Militar Nueva Granada

Aunque aún se siguen empleando, pero solo como elemento elástico en conjunto con modernos amortiguadores telescópicos. No obstante, su uso se restringe a vehículos pesados, tales como camiones, camionetas todo terreno e incluso algún vehículo deportivo de renombre como el Chevrolet Corvette, cuyo esquema de suspensión se aprecia en la figura 6.



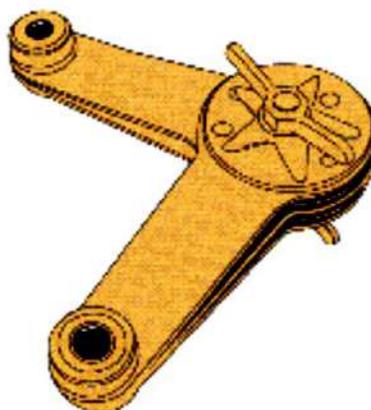
**Figura 6.** Ballestas como elemento elástico de un sistema de suspensión.

Fuente: Fuente: Suspensión Vehicular.  
Universidad Militar Nueva Granada

Entre 1898 y 1899 se comienzan a instalar los primeros amortiguadores que consistían en dos brazos simples unidos por un tornillo con un disco de fricción entre ellos, como el que se observa en la figura 7. Lo que se conseguía era regular la resistencia apretando o aflojando el tornillo. Este modelo se empieza a fabricar a partir de invenciones para bicicletas y como respuesta a la necesidad de amortiguar las oscilaciones que creaban las ballestas.

Lógicamente este tipo de amortiguadores no duraban mucho tiempo funcionando y de hecho no lo hacían eficientemente. Por esto se pueden mencionar algunas desventajas de los amortiguadores de fricción frente a los amortiguadores hidráulicos:

- El amortiguador permanece bloqueado si no se supera la fuerza de fricción, quedando el automóvil prácticamente sin suspensión.
- Su fuerza amortiguadora disminuye en lugar de aumentar con la velocidad, que es lo deseable.
- Su eficiencia y comportamiento se ve alterado por el desgaste.
- Se requiere de mayor mantenimiento y cambio de piezas por desgaste periódico.
- Es por estas razones que los amortiguadores de fricción en locomoción ya no se utilizan.



**Figura 7.** Amortiguador de fricción.

Fuente: Función de la suspensión.  
Ballestas Barcelona Website.

Por último, la industria se ha impuesto el uso de amortiguadores hidráulicos, cuya fuerza de amortiguación se incrementa en cuanto aumenta la velocidad.

Han existido varios tipos de amortiguadores hidráulicos entre los que se pueden mencionar los giratorios y los de pistón; sin embargo, su uso no es tan marcado como el de los de tipo telescópico (Alberdi Urbietta, 2003).

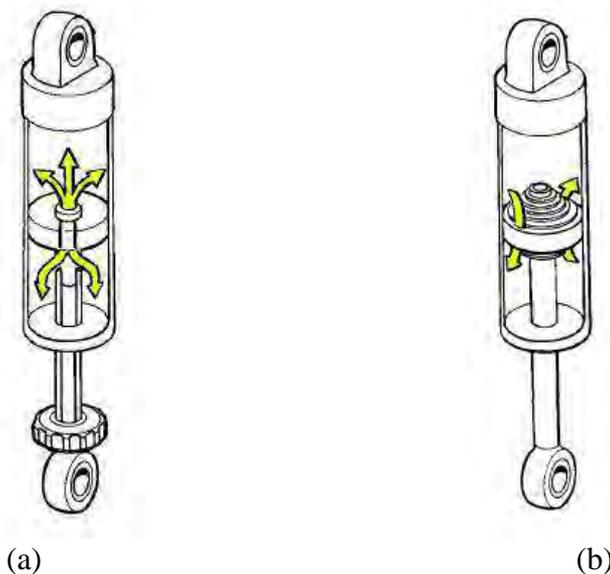


**Figura 8.** Amortiguador hidráulico telescópico actual.

Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbietta, 2003).

Este tipo de amortiguadores está constituido por un pistón que trabaja dentro de un cilindro con aceite. Sobre el pistón existen una serie de orificios y unas válvulas pre comprimidas que permiten el paso de aceite de una parte a otra del pistón cuando la presión supera un valor establecido. El paso permanente que aseguran los orificios fijos (excepto cuando se trata de un amortiguador monotubo regulable, para los que la regulación suele consistir en la variación del tamaño del orificio) que permiten el flujo del caudal.

Por otro lado, las válvulas de apertura funcionan cuando se ejerce una determinada presión sobre ellas. La apertura de la válvula se incrementa en función del aumento de presión que se ejerza.



**Figura 9.** (a) Flujo de aceite a través del paso permanente;  
(b) Flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión.

Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbietta, 2003).

Actualmente se está dando mucha cabida a un nuevo tipo de amortiguador, del cual se pretende hacer un estudio más profundo en los informes posteriores; sin embargo, a continuación, se explica un poco su funcionamiento y porqué está revolucionando el campo de la suspensión:

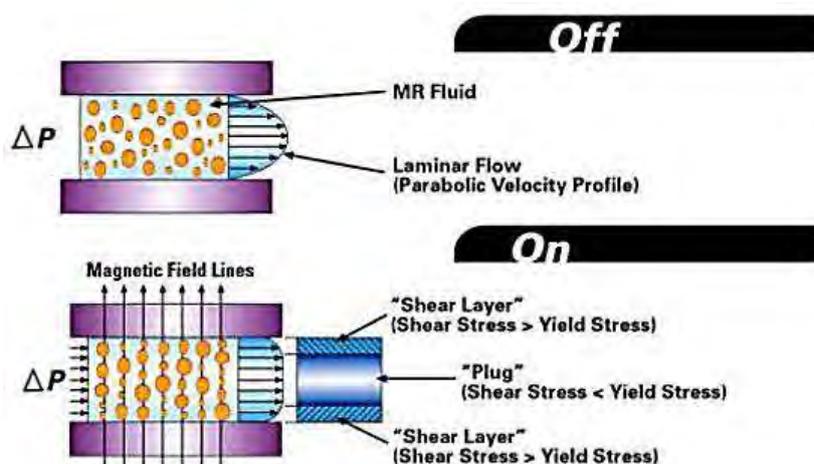
### Amortiguadores Magnetorreológicos:

El americano Willis Winslow trabaja durante los años 40 en fluidos que cambian sus propiedades reológicas (la reología es el estudio de los principios físicos que regulan el movimiento de los fluidos) si se les aplica una corriente eléctrica.

En la misma época, otro americano llamado Jacob Rainbow parece ser el primero que estudia fluidos controlables mediante un campo magnético. Las propiedades de los fluidos electroreológicos y magnetorreológicos son distintas; por lo que se refiera a la aplicación industrial en el automóvil, los magnetorreológicos tienen la ventaja de que pueden funcionar a mayor temperatura y presión. Además, los electroreológicos necesitan una tensión mayor y son más sensibles a la contaminación.

El fluido que utiliza el sistema MagneRide es una suspensión no coloidal, con partículas de hierro con un tamaño de algunas micras en un hidrocarburo sintético; lo fabrica Lord Corporation. Sin la presencia de un campo magnético, las partículas de hierro están dispersas al azar en el seno del fluido. A medida que aumenta el campo magnético, el fluido se vuelve fibroso y su estructura llega a ser casi plástica. En la página de Lord Corporation (LORD Corporation, 2015) se puede ver un vídeo muy ilustrativo sobre cómo cambia el fluido ante un campo magnético.

Las reacciones del fluido al pasar por los orificios del amortiguador cambian con la diferencia de viscosidad. Cuando no está magnetizado, hay una gran diferencia de velocidad entre las partículas que están próximas a las paredes del orificio, y las que fluyen rodeadas de otras partículas de fluido (Alberdi Urbieto, 2003). En la figura 10 se puede apreciar un esquema muy representativo sobre las reacciones que se producen dentro de un amortiguador magnetorreológico.



**Figura 10.** Reacciones producidas por la magnetización del fluido magnetorreológico dentro del amortiguador.

Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbieto, 2003).

## 1.4 Elementos de un sistema de suspensión

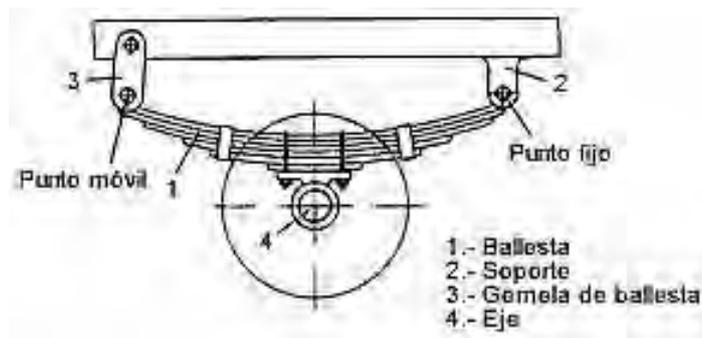
### 1.4.1 Elementos elásticos

Se trata generalmente del resorte, que es el elemento sobre el cual descansa toda la masa suspendida del vehículo. Se encarga, además, de absorber toda la energía que se genera cuando el desplazamiento del neumático es vertical. Lógicamente, después del estímulo que lo hace deformar, recupera su posición inicial.

En las próximas líneas se hará un repaso de los distintos tipos de elementos elásticos comúnmente utilizados en los sistemas de suspensión, analizando sus características de acuerdo a criterios básicos como capacidad de carga a soportar, control del movimiento de ruedas, capacidad de absorción de energía y requerimientos de espacio.

#### 1.4.1.1 Resortes de ballesta

Están conformados por un conjunto de láminas, denominadas “hojas”, de acero elástico y resistente.



**Figura 11.** Unión de la ballesta al bastidor o eje de la rueda.

Fuente: Curso de Sistemas de Suspensión – Aficionados a la mecánica *Website*.

Tal como se observa en la figura 11, la primera hoja es la llamada hoja maestra (M). Ésta es la más larga de las hojas y termina en dos encorvaduras donde se colocan los bujes que sirven para articularla con el chasis del vehículo. La segunda hoja suele tener la misma longitud de la primera; mientras que el tamaño de las demás va disminuyendo y son más curvadas.

Todas las hojas se mantienen alineadas mediante abrazaderas. La rigidez de las ballestas es lineal con respecto al desplazamiento del neumático; por lo tanto, su constante de rigidez se calcula según el tipo de ballesta y su diferente configuración.

La flexión en las ballestas hace que produzca una fricción entre las láminas que la componen, es decir, se disipa energía permitiendo un cierto grado de amortiguamiento. No obstante, esta fricción suele producir desgaste y oxidación en las hojas de las ballestas, efectos se van haciendo más agresivos y que evidentemente determinan un amortiguamiento poco constante a lo largo del tiempo. Ésta es la principal razón por la cual la función de las ballestas se

ha terminado por ceder a los dispositivos específicamente diseñados para esto: los amortiguadores.

Por otro lado, las ballestas ocupan gran espacio para sus movimientos, por lo que no son muy eficientes; sin embargo, han sido utilizadas como brazos de control en la suspensión independiente de vehículos ligeros. Otros puntos negativos para las ballestas son la combinación de cargas que puede resultar muy problemática, y su alto paso en la mayoría de configuraciones.

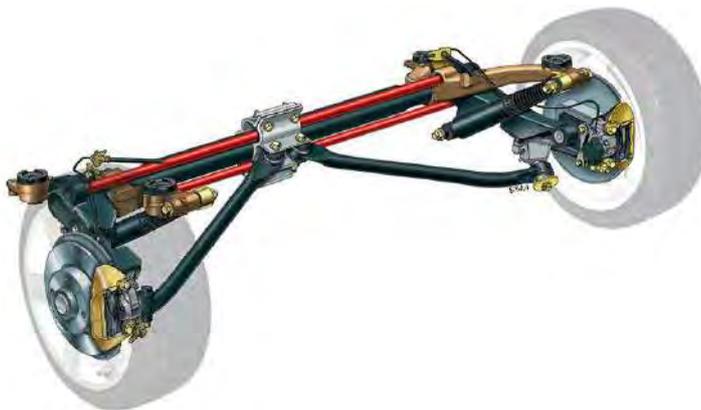
Actualmente, las ballestas tienden a tener menor cantidad de hojas, las cuales son además menos curvadas. Incluso, dada la revolución en la ciencia de los materiales, hoy existen ballestas de una sola hoja, característica que supera el problema del peso excesivo, la fricción entre hojas. No obstante, presentan algunos inconvenientes constructivos, de sobretensiones y de coste excesivo.

#### 1.4.1.2 Barras de torsión

Este sistema está compuesto principalmente de una barra de acero anclada por un extremo al chasis y por el otro a la suspensión. Este otro extremo suele llamarse extremo libre, pues gira sobre su propio eje cuando el neumático sube y baja, originando una torsión elástica en la barra, que vuelve a su posición inicial en cuanto cese el estímulo, que bajo ninguna circunstancia debe superar el límite elástico del material porque causaría una deformación permanente en la barra. Es importante saber que estos elementos poseen una rigidez lineal con respecto al producto del desplazamiento de su brazo de palanca por el ángulo de torsión de la barra.

Las barras de torsión más empleadas son las de sección transversal circular, aunque también existen con forma oval y rectangular. Este tipo de elementos no requiere de un diseño muy exigente, basta con que sea tan rígido como para poder transmitir eficientemente la carga recibida.

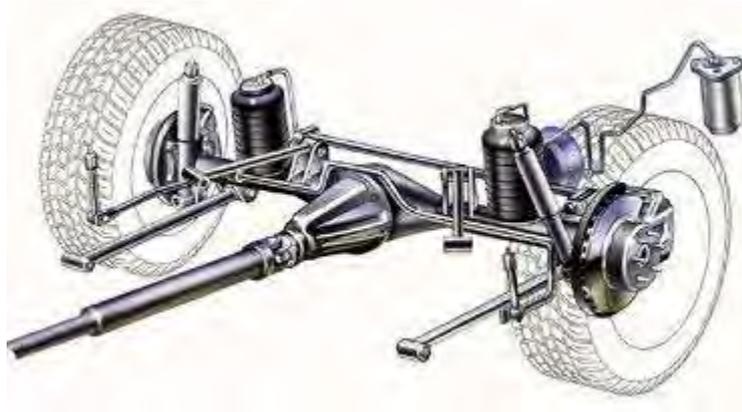
Para su instalación son necesarios anclajes muy fuertes, rodamientos y en algunos casos un brazo palanca que ejerza torsión en la barra. Se pueden distinguir dos esquemas de disposición de las barras de torsión:



**Figura 12.** Barra de torsión de disposición transversal.  
Fuente: Km77.com Website.

- Transversal, que tal como se aprecia en la figura 12 (suspensión de un Peugeot 206 RC modelo del año 2004), es accionada directamente por los brazos tirados. En otro tipo de disposiciones será necesario otro tipo de brazo de palanca u otra conexión para realizar la torsión, lo cual hace más complejo el sistema.

- Longitudinal, que suele contar con dobles triángulos. El extremo libre de la barra de torsión suele unirse al triángulo superior o inferior, mientras que el otro extremo se articula con el chasis, como se observa en la figura 13.



**Figura 13.** Barra de torsión de disposición longitudinal.

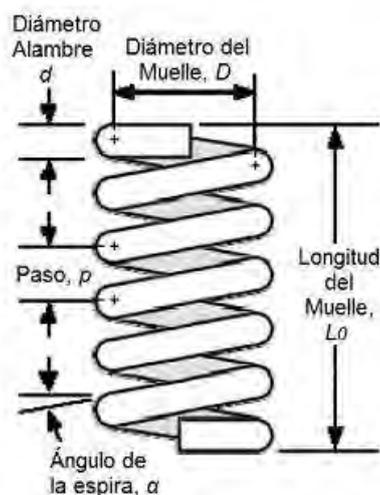
Fuente: Backpackers.com *Website*.

Estos elementos poseen una capacidad mayor de absorción de energía a comparación de las ballestas, las cuales, como ya se explicó anteriormente, solo disipan energía mediante fricción. Según la variable del peso, especialmente el de la masa no suspendida, el uso de las barras de torsión es más recomendado como elemento de suspensión.

#### 1.4.1.3 Resortes helicoidales

Básicamente consisten en un alambre arrollado como espiral, el cual trabaja a torsión cuando el espiral se comprime longitudinalmente. Su sección transversal puede ser constante o decreciente a lo largo de su longitud.

La constante de rigidez de este elemento elástico es proporcional a la deflexión longitudinal del resorte. Esto quiere decir que dicha constante está en función del número de espiras, su diámetro, diámetro del alambre y el material del que está fabricado, características que se puede apreciar en la figura 14.



**Figura 14.** Características principales de un resorte helicoidal.  
Fuente: Ingemecánica-Tutorial Website.

La forma y requerimientos desplazamiento lo convierten en el acompañamiento ideal de los amortiguadores telescópicos. Los resortes helicoidales tienen también un poder de absorción elástica de energía, que es prácticamente igual al de una barra de torsión, con la diferencia que no sufren pérdidas por fricción en los rodamientos, pues no los necesita. Se podrían fabricar resortes helicoidales con rigidez variable empleando básicamente dos métodos: la reducción progresiva del diámetro del alambre o la separación entre espiras.

#### 1.4.1.4 Resortes elastoméricos

Se trata de elementos de caucho o gomas que, aunque no sean de uso extenso como elementos elásticos principales, su participación en otro tipo de sistemas es efectiva. Dado que tienen propiedades interesantes, se utilizan normalmente para aislar pequeñas oscilaciones en los asientos de los muelles de suspensión. También se utilizan como topes para separar algunos elementos que componen el sistema de suspensión con el chasis. Por esta razón, la combinación de los resortes elastoméricos, como el que se aprecia en la figura 15, con los muelles de suspensión, derivan en un sistema elástico de rigidez variable.

#### 1.4.2 Barras estabilizadoras

Son las llamadas barras antibalanceo, que es precisamente su función principal. Técnicamente, las barras estabilizadoras se encargan de minimizar o controlar el balanceo del vehículo en curvas, lo cual evidentemente ayuda a mantener a las ruedas siempre en contacto con la superficie de rodadura.

No obstante, se pueden definir tres efectos que tienen las barras estabilizadoras:

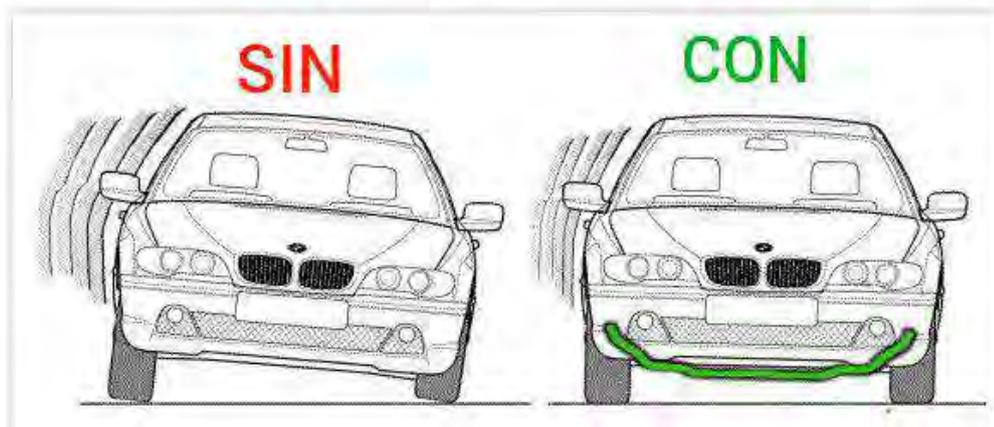
- Ejercen una resistencia contra el balanceo gracias a sus conexiones a ambos lados del sistema de suspensión.

- b. Influyen en la transmisión de pesos en una curva (por ejemplo, en la figura 16 se nota la diferencia entre un vehículo con y sin barra estabilizadora.).
- c. Hacen las veces de muelle en ocasiones.



**Figura 15.** Soportes Antivibratorios  
Caucho-Metal: Resortes elastoméricos.  
Fuente: AMC MECANOCAUCHO  
*Website.*

Este sistema de barra estabilizadora consiste en una barra que generalmente es de acero y está unida en sentido transversal al chasis del vehículo de tal manera que pueda girar sobre su eje. Además, tiene en cada extremo una biela que se articula con las ruedas, la misma que en ocasiones es una sola pieza con los extremos doblados.



**Figura 16.** Esquema de un vehículo con barra estabilizadora (derecha) y sin barra estabilizadora (izquierda).  
Fuente: Fierros clásicos *Website.*

Una barra estabilizadora trabaja a torsión, producida por la diferencia de movimiento vertical entre los neumáticos de un mismo eje, que están conectados por la barra estabilizadora. La torsión en la barra causa una disminución de la transferencia de peso entre las ruedas. En la figura 16 se puede observar el esquema de un vehículo con y sin ella. Al igual que en otros elementos de suspensión, existen barras estabilizadoras cuya constante de rigidez se puede variar en función de la posición del anclaje de la biela con la rueda. También se podría variar a partir del momento de inercia de la sección transversal al plano de giro de la biela o extremo de la barra

estabilizadora. A este último tipo de sistema se le conoce como “*blades*” o “de cuchillas”.

## 1.5 Clasificación de los sistemas de suspensión

Como en cualquier otro caso, la clasificación de los sistemas de suspensión se puede realizar atendiendo varios criterios, tales como, la geometría, los componentes que la conforman, el elemento amortiguador que utilizan y hasta el sistema de control que emplean (Chacón Hernando, 2009). No obstante, en este informe se tendrán en cuenta el primero y el último criterio mencionado.

### 1.5.1 Según la geometría

Bajo este criterio se acogen tres grupos bien diferenciados: las suspensiones rígidas, las semirrígidas y las independientes (Chacón Hernando, 2009) (Pichardo, 2010).

Primero se diferenciarán dos grupos fundamentales: los sistemas dependientes o de eje rígido, que son aquellos en los que el movimiento de una rueda afecta a la otra; y los sistemas independientes, en los que no sucede lo mismo.

#### 1.5.1.1 Suspensión rígida o de eje rígido (“*beam axle*”)

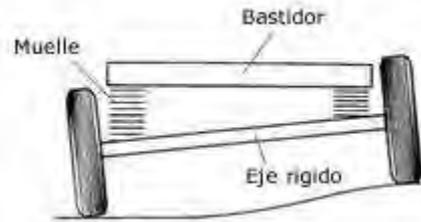
Este tipo de sistema de suspensión es también conocido como sistema dependiente, pues las ruedas del mismo eje están unidas por un elemento rígido (normalmente una barra). Y es por la rigidez de este elemento que todo el movimiento que experimenta una rueda se transmite a la otra del mismo eje. Esto hace que ambas ruedas tengan el mismo ángulo de caída y si se trata de las ruedas delanteras, la misma dirección también. Asimismo, en la tabla 4 se mencionan las principales ventajas y desventajas de la suspensión de eje rígido:

**Tabla 4.** Principales ventajas y desventajas de un sistema de suspensión de eje rígido.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> <li>• El balanceo de la carrocería en una curva no afecta el ángulo de caída, manteniendo siempre el alineamiento de las ruedas, gracias a la conexión rígida entre ellas.</li> <li>• Son ideales para vehículos con gran capacidad de carga por su alta robustez.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La masa suspendida tiene mayor peso, debido a la presencia del eje rígido y además del diferencial, en caso de tratarse de uno motriz.</li> <li>• Debido a la conexión que existe entre ambas ruedas, la adaptación individual de cada una con respecto al suelo se ve afectada.</li> <li>• No es posible realizar un ajuste del sistema, por lo que el alineamiento no puede ser corregido con facilidad.</li> </ul>

**Fuente:** Elaboración propia con información de (Ruiz Pérez, 2009).

En la figura 17 se muestra como cuando una rueda se eleva, afecta directamente a la otra rueda del eje. Esto se debe a que el eje va fijado al bastidor; por lo tanto, la inclinación del eje se transmite a todo el vehículo.



**Figura 17.** Esquema de una suspensión de eje rígido.

Fuente: Aficionados a la mecánica Website.

Entre las ventajas de los ejes rígidos también se puede destacar su sencillez de diseño, por ende, su menor coste tanto de diseño y fabricación; no producen variaciones notables en los parámetros de la rueda (caída, avance, etc.). Este sistema se emplea principalmente en vehículos industriales, autobús, camiones y vehículos de todo terreno. En la figura 18 se puede observar la representación esquemática de un sistema de suspensión rígida del eje trasero de un vehículo (tracción delantera).



**Figura 18.** Esquema simplificado de una suspensión de eje rígido.  
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).

### 1.5.1.2 Suspensión semirrígida

Este tipo de suspensiones se diferencian de las primeras en el hecho de que, aunque las ruedas están unidas entre sí como en el eje rígido, las oscilaciones provocadas por las irregularidades del terreno se transmiten de forma parcial en este caso.

Asimismo, existe un tipo de suspensión semirrígida conocida como suspensión con “eje de Dion”, donde las ruedas van unidas mediante soportes articulados al grupo diferencial. Entonces se transmite el giro a las ruedas a través de dos semiejes (palieres) como es el caso de las suspensiones

independientes. Ambas ruedas se encuentran unidas, a su vez, mediante un tubo de Dion, permitiendo a la suspensión realizar deslizamientos longitudinales limitados por unos brazos, longitudinales también, que acompañan a la suspensión. Su ventaja frente a la suspensión rígida es que se disminuye la masa no suspendida debido al poco peso del tubo de Dion; sin embargo, son poco utilizados actualmente, por el costo elevado que le demanda el poseer elementos elásticos de tipo muelle helicoidal.

La figura 19 muestra el esquema de una suspensión semirrígida con “Eje de Dion”.



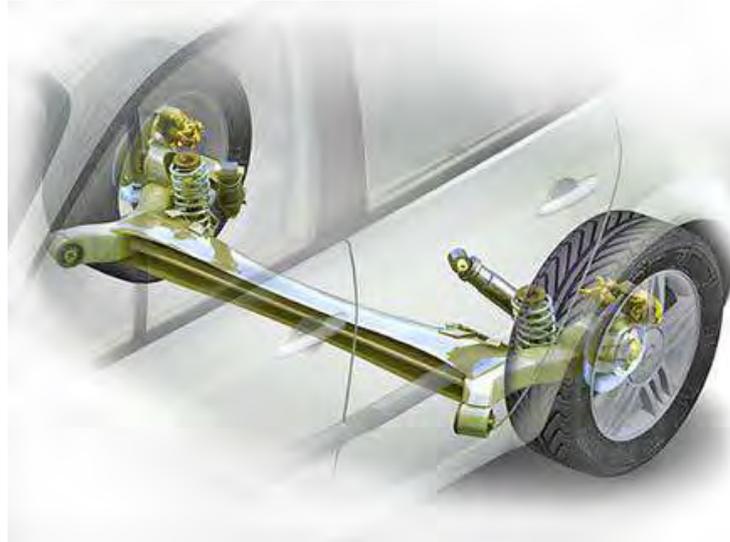
**Figura 19.** Esquema simplificado de una suspensión semirrígida con "Eje de Dion".  
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).

Por otro lado, “el eje torsional” es un tipo de suspensión semirrígida muy empleada en las suspensiones traseras, en vehículos de tracción delantera. Tiene forma de “U”, razón por la cual puede deformarse elásticamente hasta un cierto ángulo cuando una de las ruedas sobrepasa algún obstáculo.

A continuación, se muestra en la figura 20 una suspensión semirrígida montada en el eje posterior de un vehículo de tracción delantera:

### 1.5.1.3 Suspensión independiente

En esta clasificación, la suspensión es independiente para cada rueda, lo que se refleja en el hecho de que las oscilaciones no se transmiten de unas a otras. Esta configuración resulta ser la mejor opción desde el punto de vista del confort y la estabilidad, ya que reduce de forma independiente las oscilaciones generadas por las irregularidades de terreno en cada rueda, sin transmitirse a la otra del mismo eje. En figura 21 se muestra el esquema de una suspensión independiente.



**Figura 20.** Suspensión trasera semirrígida de eje torsional.  
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).



**Figura 21.** Esquema de una suspensión independiente de tipo McPherson.  
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).

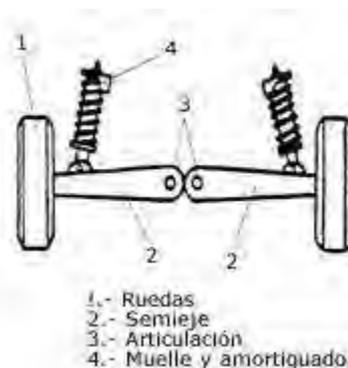
La principal ventaja que se puede destacar de este tipo de suspensión es que posee menor peso de la masa no suspendida en comparación con otros tipos de suspensión, razón por la cual las oscilaciones transmitidas al chasis son de menor magnitud. De esta manera, la primera consideración que se debe tener en cuenta en el diseño de la suspensión independiente es garantizar que las variaciones de caída y el ancho de cada rueda (ruedas directrices) sean pequeñas para conseguir una dirección más segura del vehículo.

No obstante, entre las desventajas de este tipo de suspensión se pueden mencionar su mayor costo, la mayor complejidad del sistema y los problemas que se presentan para cargas elevadas.

Dentro de esta clasificación existen varios tipos de suspensión, entre los que se pueden mencionar la suspensión de eje oscilante, de brazos tirados, McPherson, de paralelogramo deformable y multibrazo.

- Suspensión oscilante

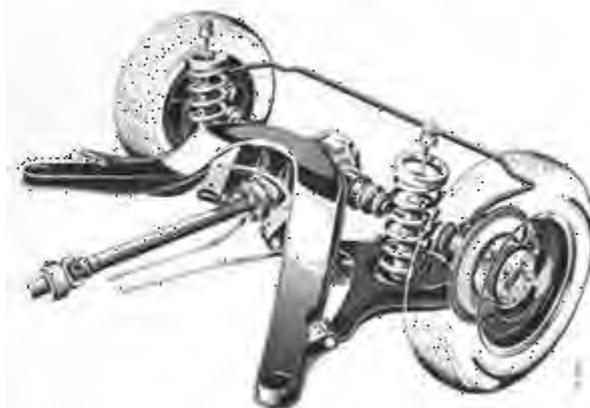
Este tipo de suspensión tiene la peculiaridad de que el conjunto (elemento de rodadura (1) y el semieje (2)) oscila alrededor de una articulación (3) próxima al plano medio longitudinal del vehículo. Además, este sistema no puede ser empleado como eje directriz dado que en el movimiento oscilatorio de sus semiejes varía notablemente la caída de las ruedas en las curvas. Este sistema consta también de un conjunto muelle-amortiguador telescópico (4), tal como se observa en la figura 22.



**Figura 22.** Componentes de una suspensión de eje oscilante.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Chacón Hernando, 2009).

Existe una variante de este sistema que la conforma una sola articulación y es empleado por Mercedes Benz en sus modelos 220 y 300. Presenta la ventaja de que el pivote de giro está a menor altura que en el caso de la suspensión de eje oscilante de dos articulaciones. Ver figura 23.



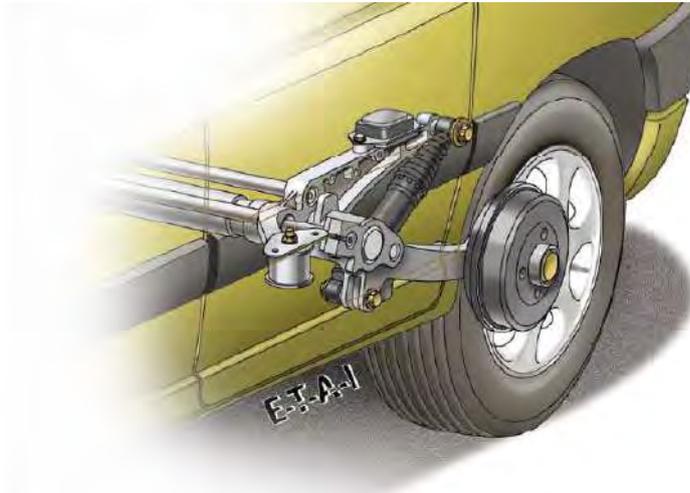
**Figura 23.** Suspensión independiente de eje oscilante.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente, 2010).

Un desplazamiento de tipo axial en el árbol de transmisión es permitido por la articulación cuando a través de ella se mueve uno de los palieres mientras que el otro oscila con el mecanismo diferencial.

- Suspensión de brazos tirados o arrastrados

En este caso la suspensión se caracteriza por tener dos elementos de soporte, mejor conocidos como “brazos”, dispuestos longitudinalmente y unidos por un lado al bastidor y por el otro a la rueda, la cual es tirado o arrastrada por un elemento longitudinal que pivota en el anclaje de la carrocería. En la figura 24 se muestra una suspensión trasera de brazos tirados.



**Figura 24.** Suspensión clásica de brazos arrastrados.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).

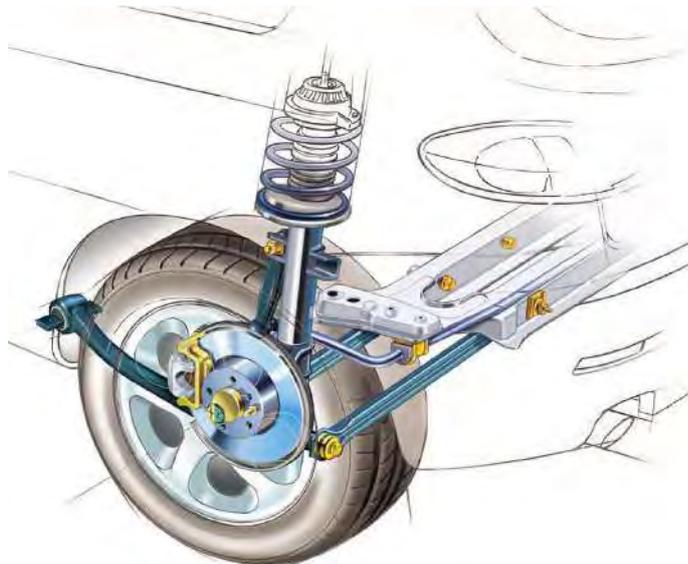
Asimismo, este tipo suspensión ofrece ciertas variantes como “brazos semi-arrastrados”, que tiene la ventaja de no necesitar estabilizadores longitudinales ya que este componente lo posee el mismo brazo o soporte. Las variaciones de caída y de vía dependen de la posición e inclinación de los brazos, lo cual permite que se varíe en el transcurso de la marcha, la caída y el avance de las ruedas mejorando de esta manera la estabilidad del vehículo.

- Suspensión McPherson

Se caracteriza por la unión solidaria del amortiguador con el buje de la rueda, con lo cual el movimiento del bastidor en relación a la rueda tiene la misma dirección que el eje perpendicular del amortiguador. Este sistema fue desarrollado por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford. Se ha convertido en uno de los sistemas más empleados en el tren delantero; aunque también es posible utilizarlo en el tren posterior.

Entre sus ventajas destaca su facilidad de fabricación y mantenimiento con un bajo costo de producción, el reducido espacio que ocupa y el bajo consumo de gasolina. En la figura 25 se muestra un sistema

de suspensión independiente de tipo McPherson colocado en el eje trasero de un modelo Alfa Romero 147.



**Figura 25.** Sistema de suspensión McPherson de un modelo Alfa Romero 147.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).

Es importante mencionar que un condicionamiento importante es la resistencia de la carrocería en los puntos donde se fijan los amortiguadores y los muelles, para asegura la adecuada y necesaria absorción de los esfuerzos transmitidos por la suspensión.

- Suspensión de paralelogramo deformable

Es también conocida como suspensión por trapecio articulado o suspensión de triángulos superpuestos. Junto con el sistema de suspensión McPherson, es la más utilizada en un gran número de automóviles, tanto en el tren delantero como en el tren posterior.

En este tipo de suspensión, el denominado paralelogramo está conformado por dos brazos transversales, la mangueta de la rueda y el propio bastidor. En la figura 26 se observa una suspensión de paralelogramo deformable de un vehículo Mercedes Benz SLS-AMG.

- Suspensión multibrazo o multilink

Es la evolución de los sistemas de suspensión de paralelogramo deformable que se explicó en el punto anterior. Se diferencian principalmente en que los elementos de guía de las suspensiones multibrazo o multilink pueden contar con anclajes elásticos (manguitos de goma). Es por esta variante que en este caso se pueden modificar tanto los parámetros fundamentales de la rueda como la caída o la convergencia, cuidando en todo momento mantener la adecuada estabilidad del vehículo.



**Figura 26.** Sistema de suspensión de paralelogramo deformable de un Mercedes Benz.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).



**Figura 27.** Sistema de suspensión multibrazo del eje delantero de un Audi A6.

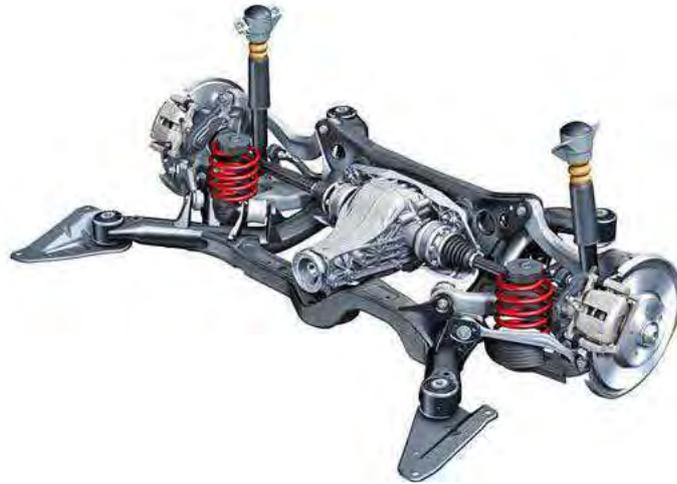
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).

En la figura 27 se muestra un sistema de suspensión multilink colocado en el tren delantero de un auto, marca Audi modelo A6.

Por otro lado, las suspensiones multibrazo se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Suspensiones multibrazo con elementos de guía transversales u oblicuos (funcionamiento similar al de las suspensiones de paralelogramo deformable).
- Suspensiones multibrazo que también disponen de brazos guía longitudinal (funcionamiento similar al de la suspensión de ruedas tiradas por brazos longitudinales).

En la figura 28 se muestra un sistema de suspensión multibrazo colocado en el eje trasero de un vehículo de tracción en las cuatro ruedas.



**Figura 28.** Sistema de suspensión multilink en el eje trasero de un vehículo.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , 2010).

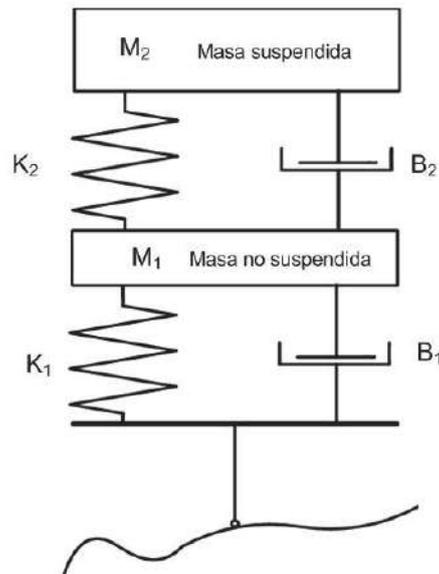
## 1.5.2 Según el sistema de control

Los sistemas de suspensión también se clasifican teniendo en cuenta el tipo de control que ejercen sus parámetros. De esta manera, existe: la suspensión pasiva, cuyos parámetros son predeterminados, no es regulable automáticamente. La suspensión activa, por su parte, cuenta con un actuador que adiciona la energía necesaria para que la respuesta pueda cambiar dependiendo de las distintas condiciones superficiales del terreno. Finalmente, la suspensión semiactiva permite la regulación del coeficiente de amortiguación (rigidez) sin la necesidad de contar con un actuador que inyecte energía al sistema, lo cual lo convierte en el sistema suspensión más empleado actualmente.

### 1.5.2.1 El sistema de suspensión pasiva

Este tipo de sistema de suspensión no recibe algún tipo de estímulo energético externo. Simplemente almacena energía en los resortes y la disipan mediante amortiguadores convencionales. Además, como ya se mencionó antes, sus parámetros son fijos y responden al compromiso entre las propiedades de la carga, el confort y el terreno de trabajo.

En la figura 29 se muestra un sistema de suspensión pasiva en donde  $M_2$  es la masa suspendida (chasis),  $M_1$  es la masa no suspendida (neumático),  $K_2$  es la rigidez de la suspensión,  $K_1$  es la rigidez del neumático,  $B_2$  es el coeficiente de amortiguamiento de la suspensión y  $B_1$  es el coeficiente de amortiguamiento del neumático.



**Figura 29.** Esquema de un sistema de suspensión pasiva.

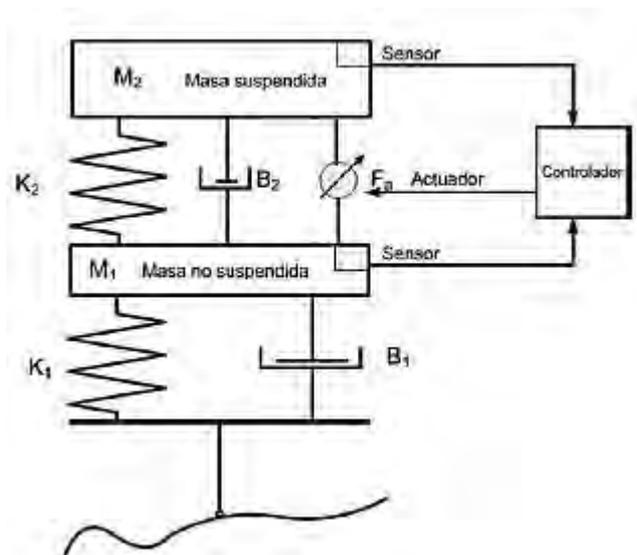
Fuente: Clasificación de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, et al., 2013).

Es en este tipo de suspensión en que se presentan problemas relacionados con la maniobrabilidad y el confort, especialmente cuando se modifica el coeficiente de amortiguamiento (Sharp & Hassan, 1986); así como problemas en la disminución de la carrera de trabajo de la suspensión al aumentar la carga estática.

### 1.5.2.2 El sistema de suspensión activa

A diferencia del anterior, el sistema de suspensión activa requiere de una fuerza externa que proviene de un actuador que además se encarga de almacenar y disipar la energía. Otra diferencia está en que sus parámetros sí pueden ser regulados mediante el empleo de sensores y controladores. En la figura 30 se muestra un esquema de este tipo de sistema de suspensión.

Siendo la fuerza que entrega el actuador, la principal característica de los sistemas de suspensión activa, no es ilógico pensar que ha sido tema de investigación en este campo, pudiéndose mencionar la existencia de diferentes clases de actuadores: neumáticos (Bhandari & Subramanian, 2010) electromecánicos (Gysen, et al., 2009) y electro-hidráulicos (Xinjie & Shengjin, 2009).

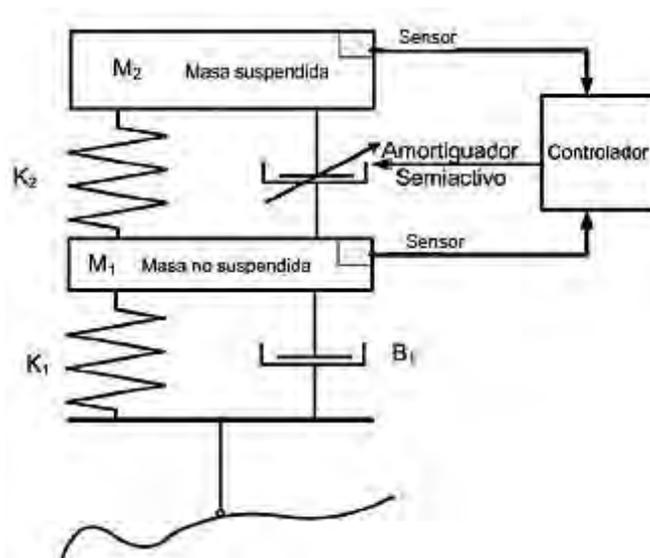


**Figura 30.** Esquema de un sistema de suspensión activa.  
Fuente: Clasificación de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, et al., 2013).

### 1.5.2.3 El sistema de suspensión semiactiva

La suspensión semiactiva tiene una característica peculiar: cuenta con amortiguadores cuyo coeficiente de amortiguamiento puede ser modificado a través de algún tipo de control externo. Por lo general se suele reconocer que este tipo de suspensiones controlan las frecuencias bajas con elementos activos; y las altas, con elementos activos.

Entonces, en cuanto al esquema, se diferencia del sistema activo en el hecho de que ya no cuenta con un actuador, sino simplemente un amortiguador regulable. Este nuevo esquema se aprecia en la figura 31:



**Figura 31.** Esquema de una suspensión semiactiva.  
Fuente: Clasificación de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, et al., 2013).

Como variables para el control de la suspensión semiactiva suele considerarse: la relación de posición (Fisher & Iserman, 2004), la caída de presión en una trayectoria (resistencia hidráulica) (Redfield, 1990), el producto entre la velocidad relativa de la suspensión y la velocidad absoluta de la masa suspendida (Zhang, et al., 2009).

Por otro lado, las no-linealidades de los amortiguadores semiactivos generan un ruido audible conocido como chattering que es el reflejo de un comportamiento discontinuo de la fuerza. Este ruido se puede eliminar a partir de modificaciones del algoritmo de control (Miller & Nobles, 1990) (Cheng, et al., 2008). Asimismo, la suspensión semiactiva es empleada usualmente en vehículos ligeros y su rendimiento en trenes es comparable al de una suspensión activa (Shiao, et al., 2010).

En el campo de las suspensiones semiactivas, el primer sistema que apareció fue uno basado en el uso de amortiguadores con electroválvulas, pero su tiempo de respuesta era demasiado elevado. En la actualidad un nuevo tipo de suspensión ha surgido: aquel basado en amortiguadores magnetorreológicos, los cuales son capaces de modificar su viscosidad en un tiempo relativamente pequeño con la finalidad de variar la dureza del amortiguador.

Asimismo, se explican brevemente otros sistemas de suspensión semiactiva que han sido desarrollados internamente por algunas marcas conocidas de vehículos:

- El sistema *Airmatic Dual Control* de Mercedes Benz, el cual actúa sobre la rigidez del amortiguador y del muelle. Bajo condiciones normales de conducción, el muelle funciona con su volumen de aire máximo, ofreciendo una amortiguación blanda.
- El sistema *Four-C (Continuously Controlled Chassis Concept)* del Volvo s60 R. Se trata de una amortiguación regulable electrónicamente que puede variar muy rápidamente la dureza de cada amortiguador. En la figura 32 se muestra una representación del sistema *Four-C* integrado en un Volvo S60 R.
- El sistema *CATS (Computer Active Technology Suspension)*, es un tipo de suspensión instalada en los modelos de autos deportivos más conocidos de Jaguar, que consigue ajustar automáticamente la dureza de los amortiguadores a través de una regulación electrónica en función de lecturas de sensores.

### 1.5.3 Otros tipos de suspensión

Existen otros tipos de suspensión que no cuentan con la clásica disposición muelle helicoidal (resorte) – amortiguador telescópico. Aunque se trata de suspensiones particulares y de escasa presencia en el mercado. Se detallará en este caso la suspensión hidroneumática y la suspensión neumática.



**Figura 32.** Sistema *Four-C* del Volvo S60 R.

Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbietta, 2003).

### 1.5.3.1 El sistema de suspensión hidroneumática

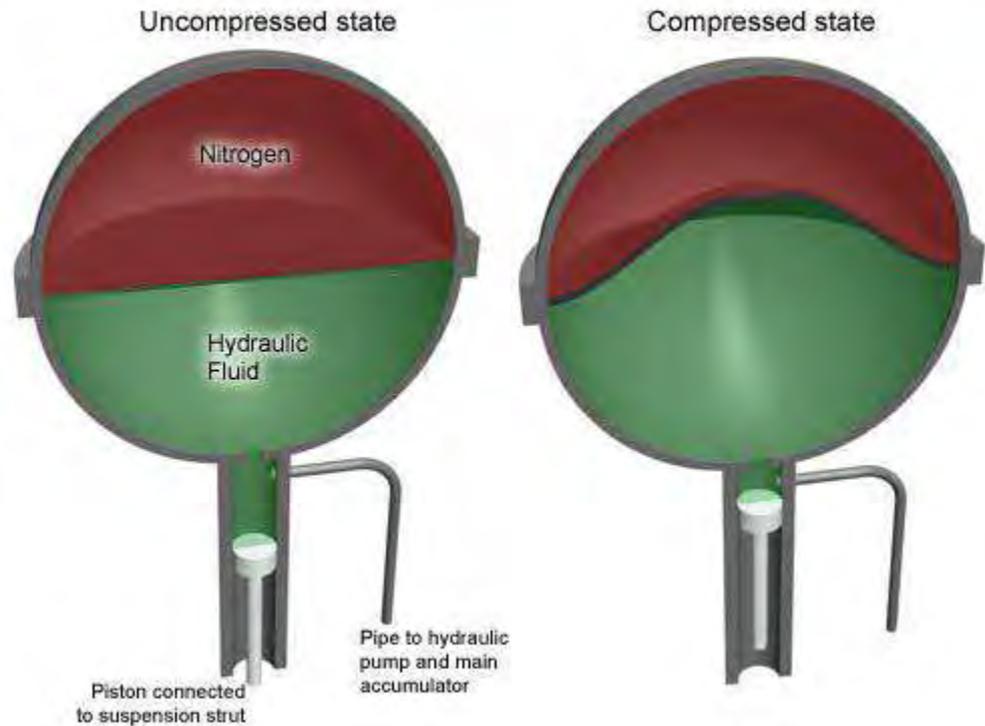
No tiene mucho que ver con los sistemas de suspensión convencionales, pues se basa en esferas que sustituyen al conjunto muelle-amortiguador. Estas esferas contienen aire y un fluido separados por una membrana. Entonces el líquido, empujado por una bomba de alta presión, forma parte de un circuito hidroneumático que une los cuatro extremos del vehículo.

De esta manera, cuando una de las ruedas encuentra un obstáculo, aumenta la presión del líquido y a través de la membrana comprime el aire, que luego se vuelve a expandir, reemplazando las funciones de muelle y amortiguador. Ver figura 33.

El sistema hidroneumático presenta algunas ventajas, entre las que se pueden mencionar la posibilidad de nivelar el vehículo y ajustar la rigidez de la suspensión (Alberdi Urbietta, 2003).

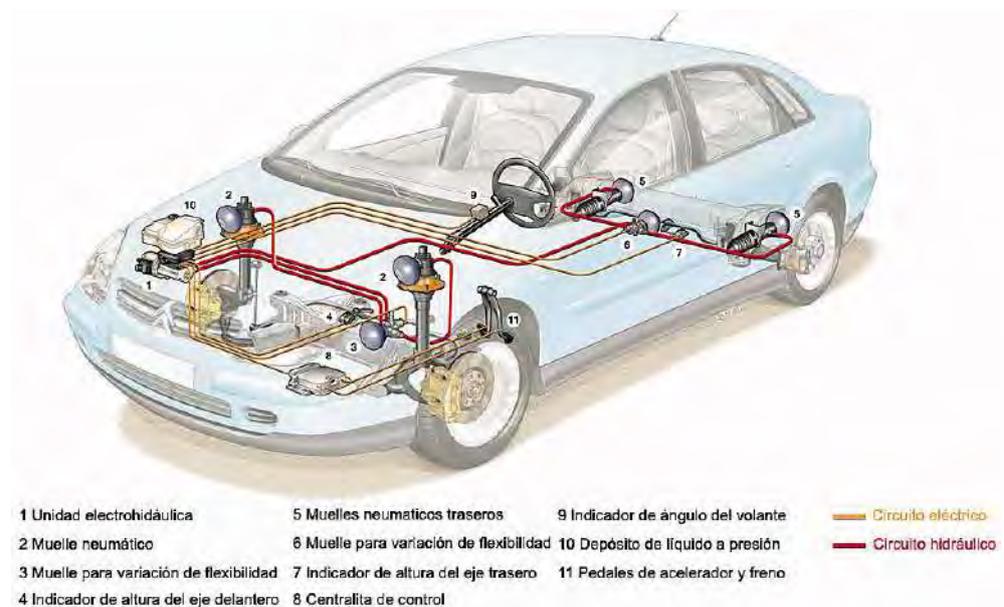
La más reciente evolución de este tipo de suspensión es la Hidractiva III+ que optimiza entre el confort y el comportamiento de la ruta adaptándose a los diferentes contextos de conducción. Esta suspensión permite dos estados de dureza y de amortiguación para permitir una adecuación óptima a las irregularidades del terreno. De esta manera, los sensores del vehículo (ángulo del volante, aceleración, frenado y desplazamiento de las ruedas entre otros) permiten el control en tiempo real de los saltos entre estados suave y duro. Asimismo, un modo Sport está disponible para seleccionar de manera voluntaria un comportamiento más dinámico, pero atendiendo más la estabilidad de la carrocería que el confort del vehículo.

También, la suspensión Hidractiva III+ permite controlar la altura del chasis en tiempo real, con una bajada automática del vehículo cuando se conduce en autopista, con la finalidad de mejorar su aerodinámica.



**Figura 33.** Funcionamiento del sistema de suspensión hidroneumático.  
Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbieto, 2003).

Este tipo de suspensión de Citroën se encuentra disponible en el modelo C5 y C5 Tourer. A continuación, se muestra en la figura 34, los elementos de la suspensión en un C5.



**Figura 34.** Elementos de un sistema de suspensión Hidractiva III+ de Citroën montado en un modelo C5.

Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbieto, 2003).

### 1.5.3.2 El sistema de suspensión neumática

Este tipo de suspensión se emplea hace poco, teniendo especial acogida en los vehículos de alta gama. Su funcionamiento está basado en las propiedades que ofrece el aire sometido a presión, pues reemplaza al resorte mecánico (muelle, ballesta o barra de torsión) por un cojín o fuelle de aire con la capacidad de variar su rigidez (Alberdi Urbietta, 2003).

Entre las ventajas que ofrece este sistema se pueden destacar el hecho de adaptar la altura del chasis en función de las necesidades de la marcha, variar su amortiguación ante las vibraciones, su elevada flexibilidad y la autorregulación del sistema, lo cual permite que el chasis y la superficie de la carretera se mantengan siempre separados una distancia constante.

En la figura 35 se presenta un ejemplo de un modelo de vehículo en el que se implementa un sistema de suspensión neumático.



**Figura 35.** Componentes de la suspensión neumática de un Audi A8.  
Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbietta, 2003).



## Capítulo 2

### Modelación matemática y simulación

Cuando se diseña y desarrolla una suspensión, existen varias etapas que deben atenderse ordenadamente y siempre validando cada una de ellas para evitar que posibles errores se propaguen hasta pasos posteriores. De esta manera, una vez realizada la conceptualización, se procede a la modelación del proceso en estudio.

En este capítulo se desarrolla un modelo de un cuarto de vehículo con un amortiguador magnetorreológico, con la finalidad de que al finalizar este capítulo se cuente con un modelo semiactivo para su posterior estudio de las estrategias de control del sistema de suspensión. El modelo en cuestión se basa en principios físicos, por lo que representará con mucha precisión el comportamiento de una suspensión semiactiva. De hecho, el objetivo de esta tarea será obtener esquemas de control de suspensiones que permitan establecer un equilibrio favorable entre el confort del pasajero y la estabilidad del automóvil, las cuales son las variables necesarias para realizar cualquier análisis de la suspensión.

Además, este capítulo empieza con un breve análisis de un modelo pasivo de dos grados de libertad para representar un cuarto de vehículo. Luego se presenta el desarrollo detallado de la simulación del modelo de un cuarto de vehículo. La simulación ha sido realizada en MATLAB, que como se sabe es un software de lenguaje interpretado basado en el álgebra matricial, el cual ha evolucionado y crecido gracias al apoyo de muchos usuarios, llegando a convertirse en una herramienta instructora básica para diversas aplicaciones y cursos avanzados en el campo de la ingeniería, incluso en otras áreas, ya que permite realizar operaciones típicas de cálculo numérico, problemas de formulación matricial, estadística y optimización entre otras. Asimismo, es importante la aplicación al estudio, simulación y diseño de sistemas dinámicos y estrategias de control. MATLAB cuenta principalmente con dos herramientas: el editor de interfaces de usuario GUIDE, y la plataforma de simulación multidominio Simulink, que es en la que se realiza la simulación del modelo.

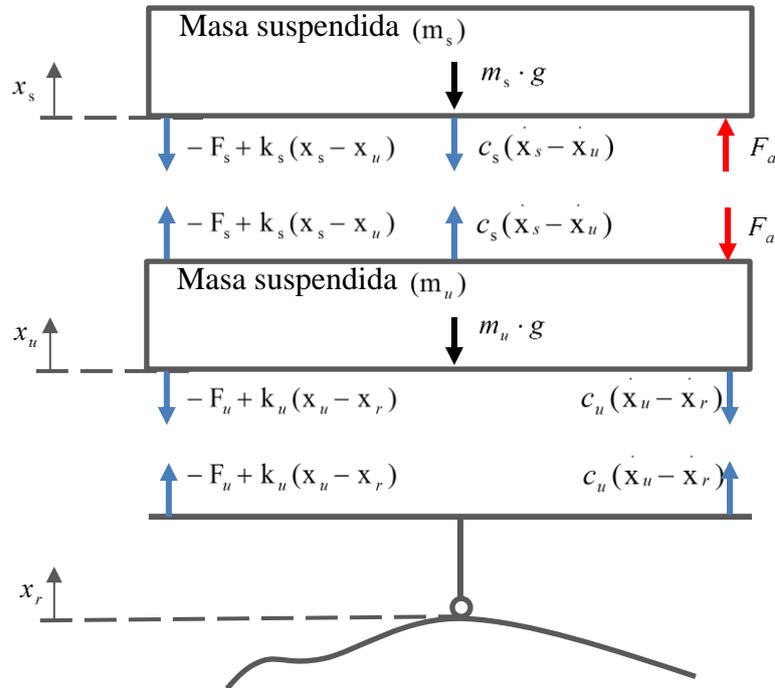
No obstante, MATLAB cuenta con *toolbox* y *blocksets* para Simulink, los cuales permiten expandir sus prestaciones.

#### 2.1 Modelo de un cuarto de vehículo

En casi todas las publicaciones referidas al estudio y diseño de sistemas de suspensión activa suele utilizarse el modelo de un cuarto de vehículo (Hrovat, 1990), el cual representa adecuadamente el problema del control de las variaciones de carga sobre las

ruedas del vehículo y las fuerzas que aparecen en el sistema de suspensión, tal como se muestra en la figura 36.

Todas las variables utilizadas para desarrollar el modelo matemático se describen en la tabla 5.



**Figura 36.** Esquema de un modelo de un cuarto de vehículo.  
Fuente: Adaptado de (Hurel Ezeta, et al., 2013).

**Tabla 5.** Variables del Modelo de un cuarto de vehículo.

Símbolo	Descripción	Unidades
$x_r$	Irregularidades del camino	m
$x_u$	Desplazamiento vertical del neumático	m
$x_s$	Desplazamiento vertical del chasis	m
$F_a$	Fuerza del actuador	N
$F_u$ y $F_s$	Fuerzas iniciales de los resortes	N

**Fuente:** Modelo de un cuarto de vehículo (Hurel Ezeta, et al., 2013).

Se conoce que los resortes tienen las siguientes fuerzas iniciales cuando el sistema se encuentra en la posición de equilibrio:

$$\begin{aligned} F_u &= (m_s + m_u) g; \\ F_s &= (m_s) g \end{aligned} \quad (1)$$

Donde  $g$  representa la aceleración de la gravedad.

Aplicando la Segunda Ley de Newton a las masas suspendida (chasis) y no suspendida (neumático) que se muestran en la figura 36, se obtiene:

$$m_s \ddot{x}_s = F_a - c_s \left( \dot{x}_s - \dot{x}_u \right) - \left( -F_s + k_s (x_s - x_u) \right) - m_s g \quad (2)$$

$$m_u \ddot{x}_u = -F_a + c_s \left( \dot{x}_s - \dot{x}_u \right) + \left( -F_s + k_s (x_s - x_u) \right) - m_u g - c_u \left( \dot{x}_u - \dot{x}_r \right) - \left( -F_u + k_u (x_u - x_r) \right) \quad (3)$$

Luego se simplifican las ecuaciones (2) y (3) considerando (1). De esta manera se logran eliminar las fuerzas gravitacionales:

$$m_s \ddot{x}_s = F_a - c_s \left( \dot{x}_s - \dot{x}_u \right) - \left( k_s (x_s - x_u) \right) \quad (4)$$

$$m_u \ddot{x}_u = -F_a + c_s \left( \dot{x}_s - \dot{x}_u \right) + \left( k_s (x_s - x_u) \right) - c_u \left( \dot{x}_u - \dot{x}_r \right) - \left( k_u (x_u - x_r) \right) \quad (5)$$

De esta manera, (4) y (5) vienen a ser la ecuación diferencial de la masa suspendida y de la masa no suspendida, respectivamente. Estas ecuaciones describen el comportamiento de dichas masas cuando se analiza la cuarta parte de un vehículo.

### 2.1.1 Representación del modelo mediante la función de transferencia

Para obtener la función de transferencia, primero se debe aplicar la transformada de Laplace a las ecuaciones (4) y (5) que se obtuvieron en el apartado anterior. De esta manera, si se consideran las condiciones iniciales igual a 0, se obtiene:

$$(m_s s^2 + c_s s + k_s) x_s(s) - (c_s s + k_s) x_u(s) = 0 \quad (6)$$

$$(m_u s^2 + c_a s + k_a) x_u(s) - (c_s s + k_s) x_s(s) - (c_u s + k_u) x_r(s) = 0 \quad (7)$$

Donde  $c_a = c_u + c_s$  y  $k_a = k_u + k_s$ . Expresando de forma matricial el sistema de ecuaciones anterior, resulta:

$$\begin{bmatrix} m_u s^2 + c_a s + k_a & -(c_s s + k_s) \\ -(c_s s + k_s) & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_u(s) \\ x_s(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (c_u s + k_u) x_r(s) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Posteriormente, aplicando la regla de Cramer, es posible determinar  $x_u(s)$  y  $x_s(s)$ , resultando:

$$x_u(s) = \frac{\begin{bmatrix} m_u s^2 + c_a s + k_a & (c_u s + k_u) x_r(s) \\ -(c_s s + k_s) & 0 \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} m_1 s^2 + c_a s + k_a & -(c_s s + k_s) \\ -(c_s s + k_s) & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{bmatrix}} \quad (9)$$

$$x_s(s) = \frac{\begin{bmatrix} (c_u s + k_u) x_r(s) & -(c_s s + k_s) \\ 0 & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} m_u s^2 + c_a s + k_a & -(c_s s + k_s) \\ -(c_s s + k_s) & m_s s^2 + c_s s + k_s \end{bmatrix}} \quad (10)$$

Finalmente, considerando las irregularidades del terreno como entrada del sistema y los desplazamientos verticales, tanto del chasis como del neumático, se obtienen las siguientes funciones de transferencia del sistema, a partir de las ecuaciones (9) y (10):

- Función de transferencia de la masa suspendida

$$\frac{x_u}{x_r} = \frac{c_u c_s s^2 + (c_u k_s + c_s k_u) s + k_u k_s}{m_u m_s s^4 + E s^3 + F s^2 + (c_u k_s + c_s k_u) s + k_u k_s} \quad (11)$$

- Función de transferencia de la masa no suspendida

$$\frac{x_s}{x_r} = \frac{((c_u s + k_u)(m_s s^2 + (c_s s + k_s)))}{m_u m_s s^4 + E s^3 + F s^2 + (c_u k_s + c_s k_u) s + k_u k_s} \quad (12)$$

Donde:

$$E = m_s c_u + m_s c_s + m_u c_s \quad (13)$$

$$F = k_u m_s + k_s m_s + c_u c_s + m_u k_s \quad (14)$$

### 2.1.1 Representación del modelo mediante ecuaciones de estado

Para determinar el sistema de ecuaciones de estado, primero se define:

$$\text{Estados: } x = \begin{bmatrix} x_s - x_u \\ \bullet \\ x_s \\ x_u - x_r \\ \bullet \\ x_u \end{bmatrix}$$

$$\text{Entradas: } u = \begin{bmatrix} \bullet \\ x_r \\ F_a \end{bmatrix}$$

$$\text{Salidas: } y = \begin{bmatrix} x_s - x_u \\ \bullet \\ x_s \end{bmatrix}$$

Donde cada término:  $(x_s - x_u)$  es la deflexión de la suspensión,  $\dot{x}_s$  es la velocidad vertical del chasis,  $(x_u - x_r)$  es la deflexión del neumático,  $\dot{x}_r$  es la velocidad vertical producida por las irregularidades del camino,  $\dot{x}_u$  es la velocidad vertical del neumático y  $\ddot{x}_s$  es la aceleración vertical del chasis.

Las ecuaciones diferenciales que gobiernan la dinámica del sistema, bajo la representación en matrices de estados, quedan:

$$\frac{d}{dt}x(t) = Ax(t) + Bu(t)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t)$$

Siendo las matrices A, B, C y D definidas por las ecuaciones (15) y (16):

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_u}{m_u} & -\frac{c_u + c_s}{m_u} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_s} \\ -1 & 0 \\ \frac{c_u}{m_u} & -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_s} \end{bmatrix}. \quad (16)$$

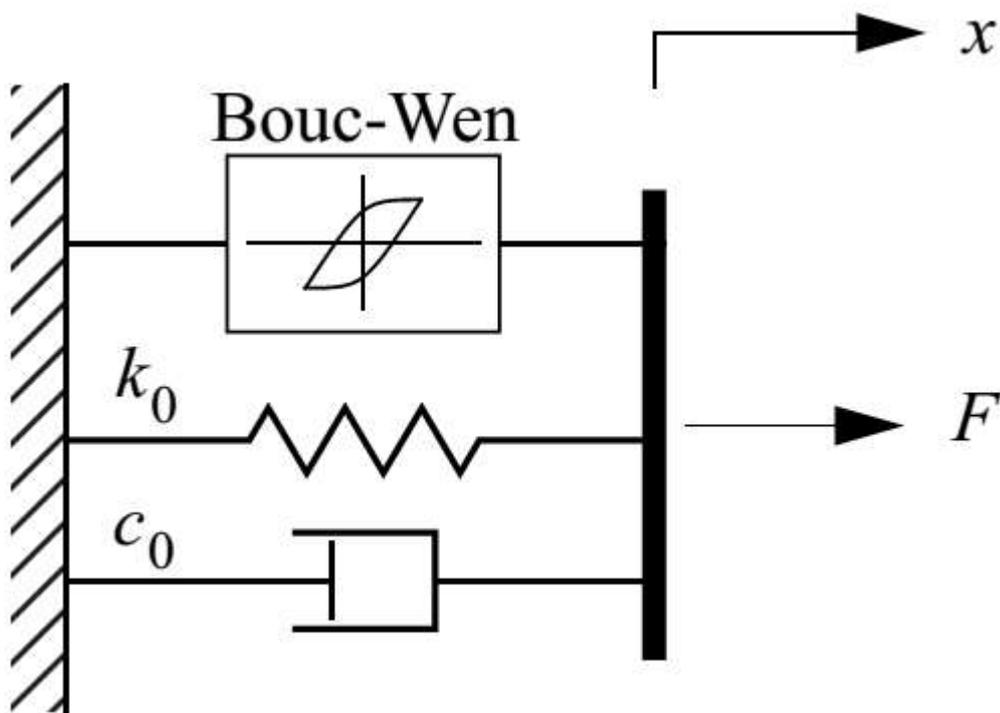
## 2.2 Modelos matemáticos de un amortiguador MR

En los capítulos anteriores se ha presentado toda la información referente a los sistemas de suspensión y a los materiales inteligentes. Además, se ha descrito el funcionamiento de un amortiguador MR.

En esta sección del capítulo se realiza una revisión de los modelos matemáticos más comúnmente empleados para definir el comportamiento de un amortiguador MR. En general se puede decir que dentro de estos modelos se encuentran el modelo plástico no lineal de Bingham, el bi-viscoso no lineal, y el bi-viscoso histérico no lineal, siendo los dos primeros modelos cuasi-estacionarios que no consideran la histéresis que experimenta el amortiguador MR, y el tercero, un modelo dinámico que si considera en sus fórmulas este fenómeno. Se puede decir que el modelo de Spencer (Spencer Jr., et al., 1996) o también llamado modelo de Bouc Wen modificado, es a la fecha el modelo que mejor representa el comportamiento bi-viscoso y el ciclo de histéresis del amortiguador (Oviedo Gutierrez, 2010).

### 2.2.1 Revisión de modelos

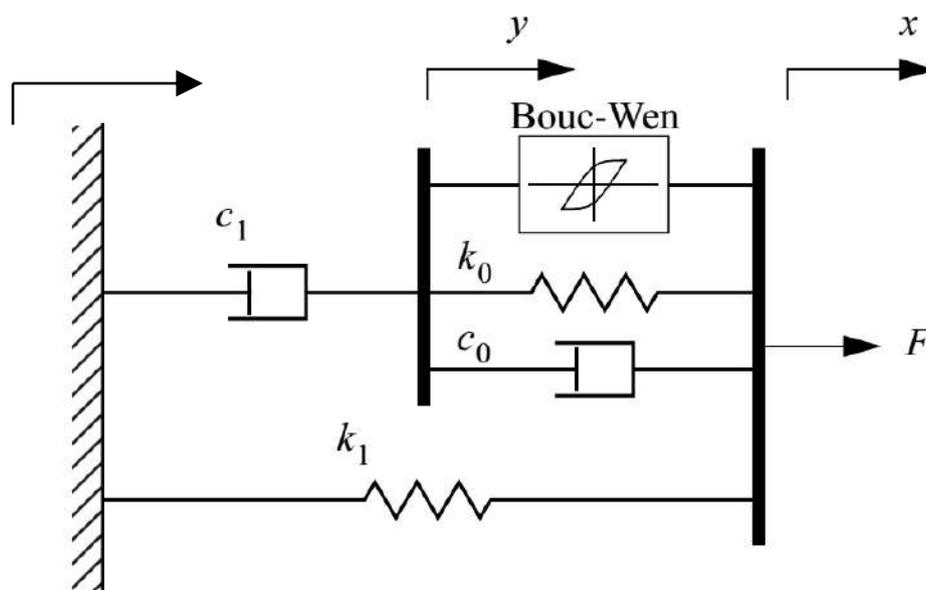
Se han realizado varios trabajos con respecto a la modelación de amortiguadores magnetorreológicos y en (Spencer Jr., et al., 1996) se encuentra un compendio de modelos que han representado la naturaleza reológica no-lineal de este tipo de amortiguadores. Desde los primeros modelos como el de Bingham (Spencer Jr., et al., 1996) para amortiguadores que contenían fluido controlable, pasando por el modelo propuesto por (Gamota & Filisko, 1991), hasta el modelo de Bouc-Wen (Wen, 1976) que originalmente se desarrolló para representar el comportamiento de sistemas estructurales sometidos a una acción de carga dinámica que presentaban histéresis, pero que en años posteriores se extendió su aplicación para modelar amortiguadores con comportamiento histérico (Gervais, 2001). En la figura 37 se presenta el modelo de un amortiguador magnetorreológico propuesto por Wen.



**Figura 37.** Modelo mecánico de un amortiguador MR propuesto por Bouc-Wen.  
Fuente: Revisión de modelos de un amortiguador MR (Spencer Jr., et al., 1996).

Se pueden identificar las siguientes variables en la figura 37:  $f$  es la fuerza de salida del amortiguador MR,  $x$  es el desplazamiento del amortiguador,  $c_0$  es el coeficiente de amortiguamiento pasivo,  $k_0$  es la constante de rigidez del amortiguador, *Bouc-Wen* es el elemento que representa el fenómeno de histéresis, el cual está determinado por  $\alpha z$ , donde  $\alpha$  es un parámetro en función del comportamiento histérico y  $z$  corresponde a una fuerza restauradora que depende del desplazamiento del amortiguador en el tiempo según (Wen, 1976). El modelo de Bouc-Wen ha sido la base para el desarrollo de otros modelos de mayor complejidad, tales como el de (Loh, et al., 2005), quienes desarrollaron un modelo de amortiguador MR aplicando técnicas adaptables de identificación en línea.

Luego se mejoró el modelo de Bouc-Wen, de tal manera que se logró representar con mayor exactitud la dinámica no lineal del amortiguador MR. Este modelo fue propuesto por Spencer en (Spencer Jr., et al., 1996), donde corrige el problema que tenía el modelo de Bouc-Wen, el cual carecía de elementos que representaran la rigidez  $k_1$  del amortiguador, y el acumulador presente en este tipo de amortiguadores y que proporciona una fuerza de soporte natural. Además, incluye el efecto de amortiguamiento  $c_1$  que se produce por el gas presurizado que contiene el acumulador.



**Figura 38.** Modelo de un amortiguador MR propuesto por Spencer.  
Fuente: Revisión de modelos de un amortiguador MR (Spencer Jr., et al., 1996).

En la figura 38 se presenta el modelo de Spencer<sup>4</sup>, donde  $x$  y  $x_0$  son los desplazamientos de las masas involucradas en el sistema. En las líneas que siguen se presentarán las ecuaciones que definen la dinámica de este modelo.

$$f = c_0(\dot{x} - \dot{y}) - k_0(x - y) - k_1(x - x_0) + \alpha z \quad (17)$$

En la ecuación (17), la variable  $z$ , como ya se mencionó, hace referencia a una fuerza restauradora presente en los componentes con el fenómeno de histéresis; y  $\alpha$  es una constante, que junto con la variable anterior son definidas con mayor detalle en (Wen, 1976).

$$\dot{y} = \left[ \frac{1}{c_0 + c_1} \right] \left[ \alpha z + k_0(x - y) + c_0 \dot{x} \right] \quad (18)$$

El desplazamiento parcial relativo  $y$  de la barra rígida es gobernado por la ecuación (18).

<sup>4</sup> También es conocido como el modelo de Bouc-Wen modificado o mejorado

Finalmente, la dinámica de la variable evolutiva  $z$  se define con la ecuación (19), en la cual se trabaja con un  $n=2$  pues se trata de una no linealidad dura según (Wen, 1976).

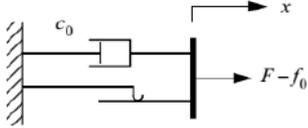
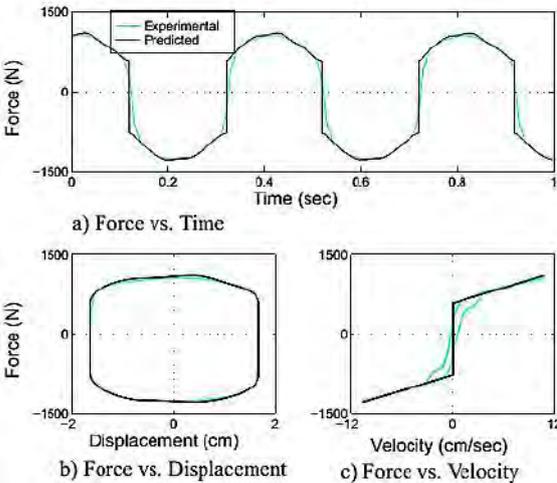
$$\dot{z} = -\gamma \left| \dot{x} - \dot{y} \right| z |z|^{n-1} - \beta \left( \dot{x} - \dot{y} \right) (z^n) + A \left( \dot{x} - \dot{y} \right) \quad (19)$$

Por otro lado, se sabe que existen otros modelos que también representan el comportamiento de un amortiguador MR, como el que desarrolló (Montiglio, et al., 2004) o el que fue presentado por (Guerra, et al., 2006). Se tratan de un modelo de caja negra integrada por múltiples términos polinomiales que fueron obtenidos mediante herramientas estadísticas. Específicamente, el modelo de Niño tiene una estructura autorregresiva exógena y no lineal, lo cual permite además una identificación de tipo recursiva en tiempo real.

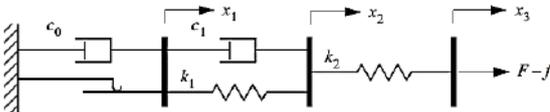
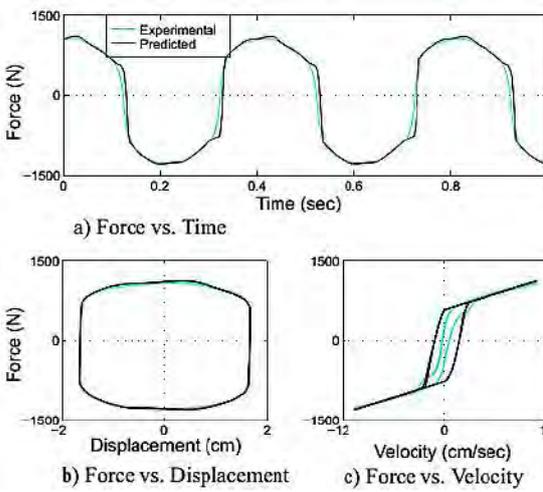
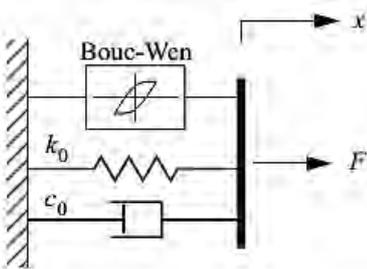
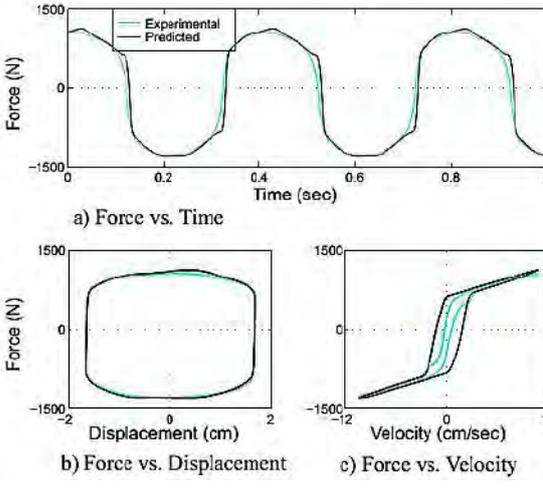
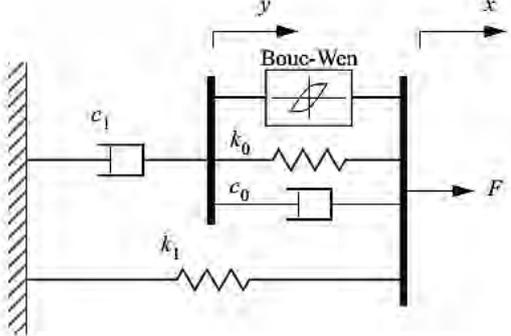
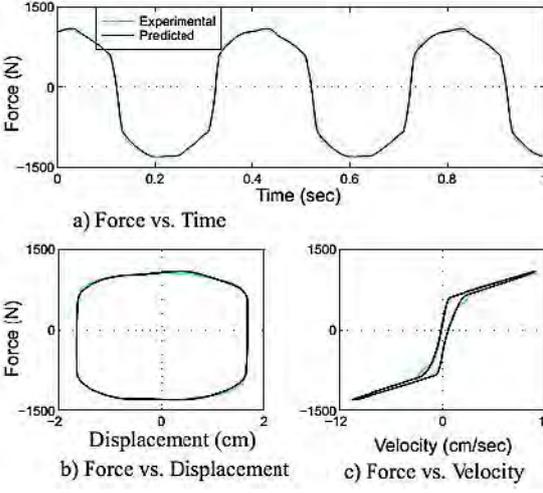
Hace algunos años, (Stancioiu, et al., 2004), logró modelar la dinámica de un amortiguador MR empleando algoritmos genéticos. (WangMiao & Chen, 1976) hizo otro estudio innovador utilizando redes neuronales recurrentes. En este artículo científico se comparan resultados experimentales del amortiguador con aquellos obtenidos de la simulación del modelo, lo cual le permitió validar su modelo.

Por su parte, el trabajo desarrollado en (Spencer Jr., et al., 1996) incluye la simulación de los principales modelos mecánicos que fueron mencionados al inicio de esta sección. Entonces, a manera de resumen se presenta la tabla 6 que contiene los resultados obtenidos en su trabajo de investigación, y los errores calculados en cada gráfica (Fuerza vs. Tiempo, Fuerza vs. Desplazamiento y Fuerza vs. Velocidad) entre los entre los resultados obtenidos de la simulación y los resultados experimentales, en la tabla 8.

**Tabla 6.** Revisión de los modelos mecánicos de un amortiguador magnetorreológico.

ESQUEMA DEL MODELO	GRÁFICAS COMPARATIVAS
 <p><b>Modelo propuesto por Bingham de un amortiguador fluido controlable</b> (Stanway, et al., 1985)</p>	 <p>a) Force vs. Time</p> <p>b) Force vs. Displacement</p> <p>c) Force vs. Velocity</p>

**Tabla 7. (continuación)** Revisión de los modelos mecánicos de un amortiguador magnetorreológico.

ESQUEMA DEL MODELO	GRÁFICAS COMPARATIVAS
 <p><b>Modelo propuesto por Gamota y Filisko</b> (Gamota &amp; Filisko, 1991)</p>	 <p>a) Force vs. Time</p> <p>b) Force vs. Displacement</p> <p>c) Force vs. Velocity</p>
 <p><b>Modelo propuesto por Bouc-Wen de un amortiguador MR</b> (Wen, 1976)</p>	 <p>a) Force vs. Time</p> <p>b) Force vs. Displacement</p> <p>c) Force vs. Velocity</p>
 <p><b>Modelo mecánico propuesto por Spencer de un amortiguador MR</b> (Spencer Jr., et al., 1996)</p>	 <p>a) Force vs. Time</p> <p>b) Force vs. Displacement</p> <p>c) Force vs. Velocity</p>

**Fuente:** Elaboración propia con información extraída de (Spencer Jr., et al., 1996).

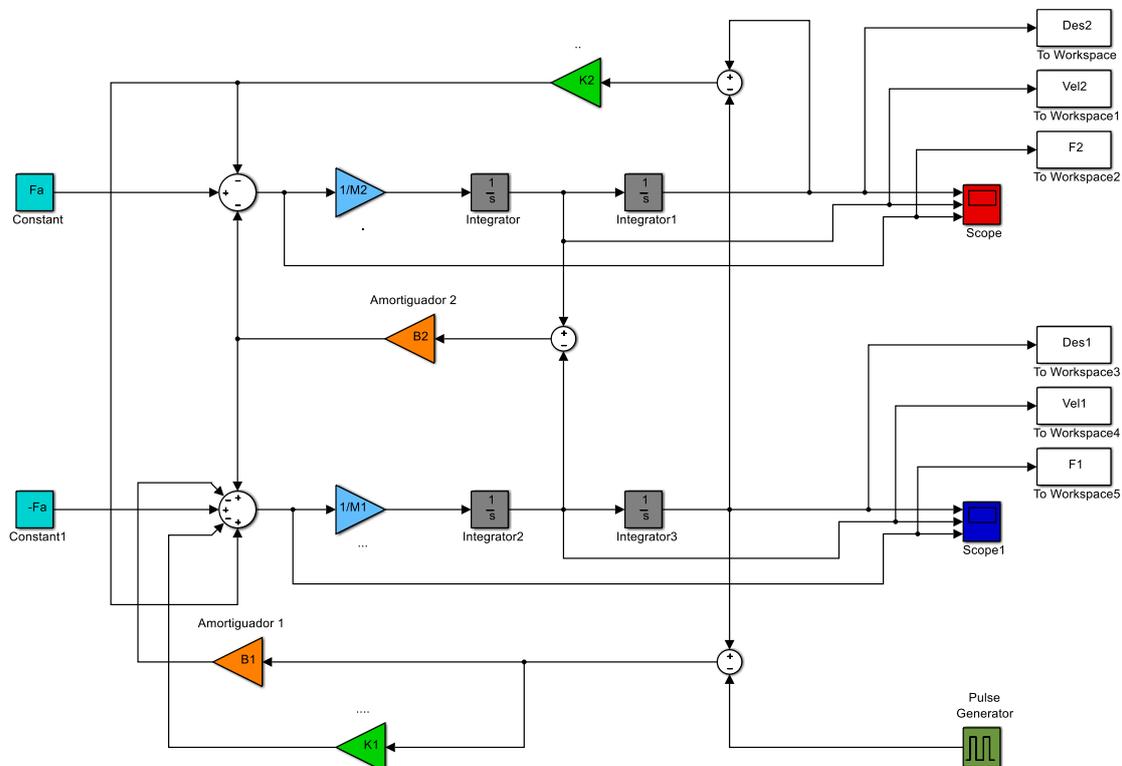
**Tabla 8.** Módulo de los errores calculados para los modelos de un amortiguador MR.

Modelo	Error <sub>Fvs,t</sub>	Error <sub>Fvs,x</sub>	Error <sub>Fvs,x'</sub>
Bingham	0.154	0.0398	0.133
Gamota y Filisko	0.196	0.0717	0.300
Bouc-Wen	0.167	0.0585	0.135
Spencer	0.0351	0.0228	0.0445

**Fuente:** Tabla de errores extraída de (Spencer Jr., et al., 1996).

### 2.3 Simulación del modelo de un cuarto de vehículo

El modelo matemático del sistema de suspensión efectuado con el programa Simulink se muestra en la figura 39. Es importante mencionar que las gráficas de respuesta han sido obtenidas para una suspensión pasiva, es decir, aquella en la que la fuerza del actuador es nula ( $F_a = 0$ ). Esto facilita la validación del modelo físico-matemático.



**Figura 39.** Diagrama de bloques del modelo de un sistema de suspensión en *Simulink*.

Fuente: Elaboración propia.

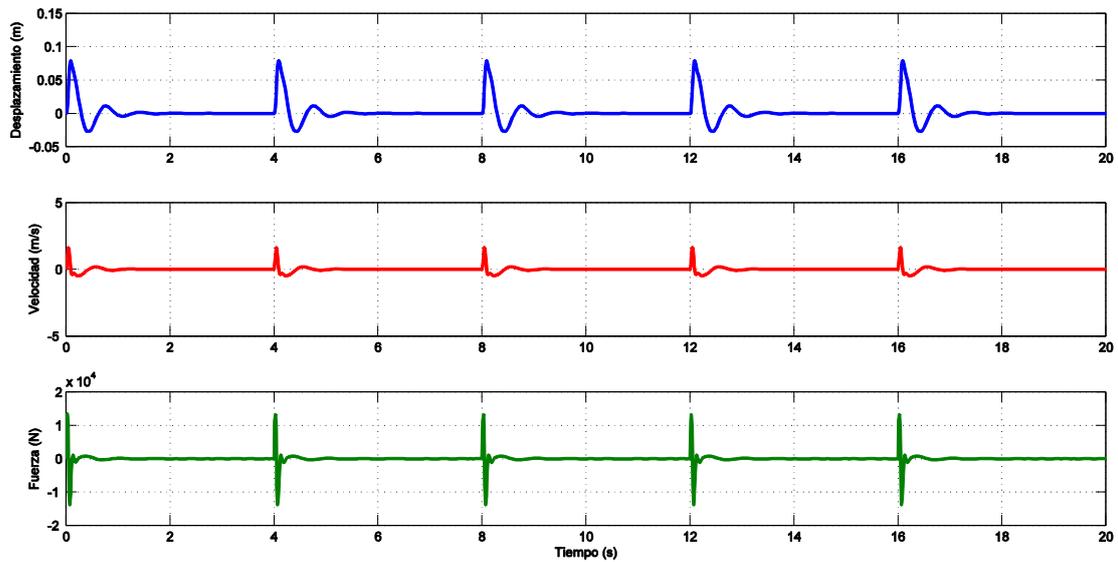
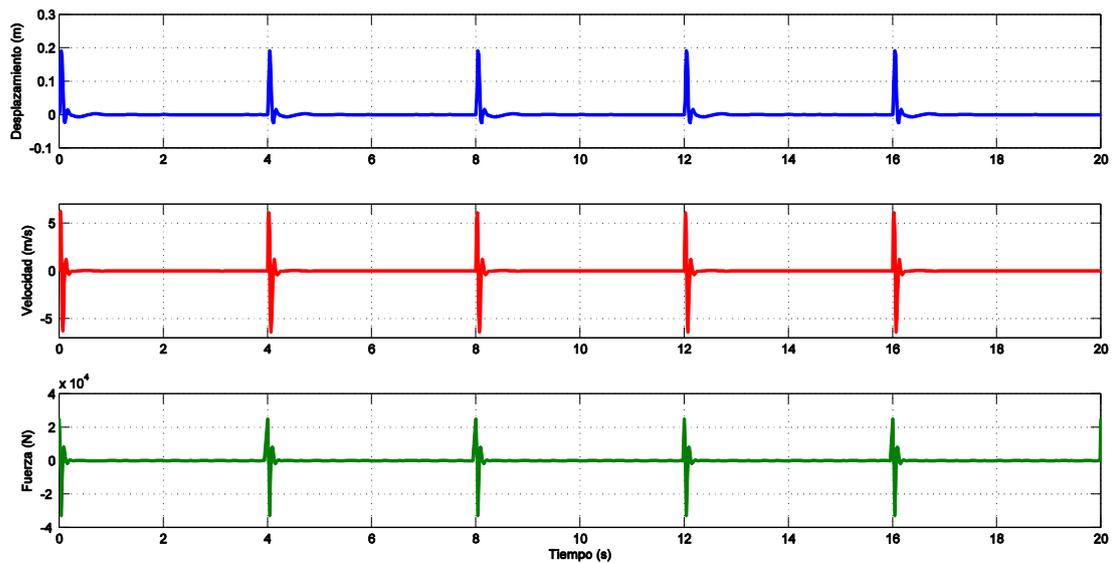
En la tabla 9 se presentan los valores que se han empleado para realizar la simulación del modelo.

En figura 40 se observan las gráficas correspondientes al desplazamiento, velocidad y fuerza tanto de la masa suspendida (chasis) como de la masa no suspendida (neumático). Como era de esperar, se nota claramente que la velocidad del chasis es considerablemente menor que la del neumático. Asimismo, se nota el máximo pico fuerza producida en la masa no suspendida supera en unos 10 kN al que se produce en la masa suspendida.

**Tabla 9.** Valores utilizados en la simulación del modelo de un cuarto de vehículo.

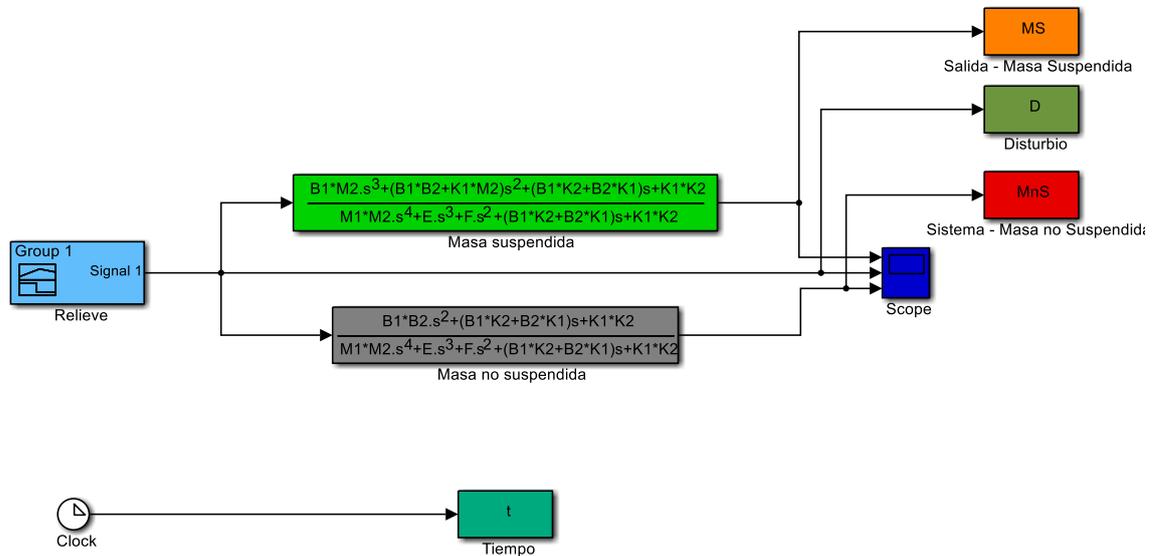
Símbolo	Valor	Unidad
$M_1 (m_u)$	40	kg
$M_2 (m_s)$	250	kg
$K_1 (k_u)$	125000	N/m
$K_2 (k_s)$	28000	N/m
$B_1 (c_u)$	100	N.s/m
$B_2 (c_s)$	2000	N.s/m

**Fuente:** Una revisión de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, et al., 2013).

**(a) Masa suspendida****(b) Masa no suspendida**

**Figura 40.** Gráficas de simulación del desplazamiento, velocidad y fuerza efectuada con *Simulink*.  
Fuente: Elaboración propia.

Por otro lado, se realizó la simulación de las funciones de transferencia obtenidas anteriormente. En la figura 41 se observa el diagrama de bloques construido en *Simulink* correspondiente.



**Figura 41.** Diagrama de bloques de las funciones de transferencia del sistema de suspensión.  
Fuente: Elaboración propia.

Las funciones de transferencia que se obtuvieron se muestran a continuación en las ecuaciones (20) y (21):

$$\frac{x_s}{x_r} = \frac{25000s^3 + 3.145 \times 10^7 s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9}{10000s^4 + 605000s^3 + 3.957 \times 10^7 s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9} \quad (20)$$

$$\frac{x_u}{x_r} = \frac{200000s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9}{10000s^4 + 605000s^3 + 3.957 \times 10^7 s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9} \quad (21)$$

De esta manera, se pudo representar el desplazamiento del chasis (masa suspendida) y del neumático (masa no suspendida) frente a una señal de tipo onda cuadrada, en la figura 42. Para la simulación se emplearon los valores presentados en la tabla 9.

Asimismo, en la figura 43 se muestra la ganancia para la respuesta en frecuencia obtenida a partir de la representación en espacios de estados del sistema. También se puede observar en dicha figura que un primer modo de vibración corresponde a una frecuencia de 1.45 Hz. Esto representa el movimiento de ambas masas en fase, donde el sistema se comporta como si los dos resortes funcionaran en serie.

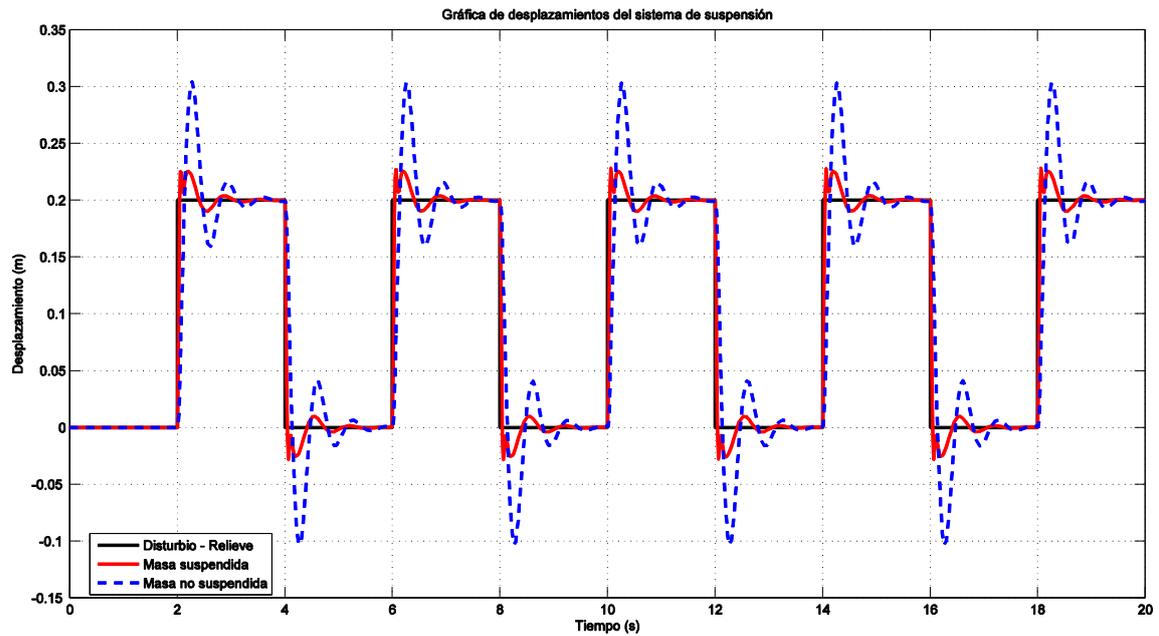


Figura 42. Simulación del sistema de suspensión con funciones de transferencia.  
Fuente: Elaboración propia.

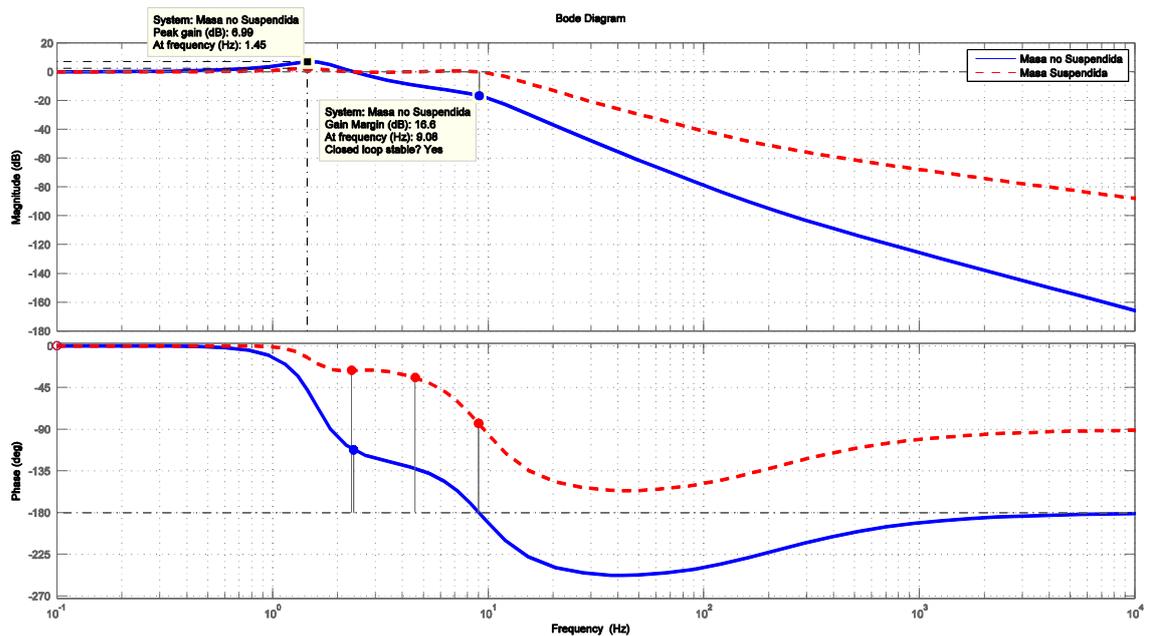
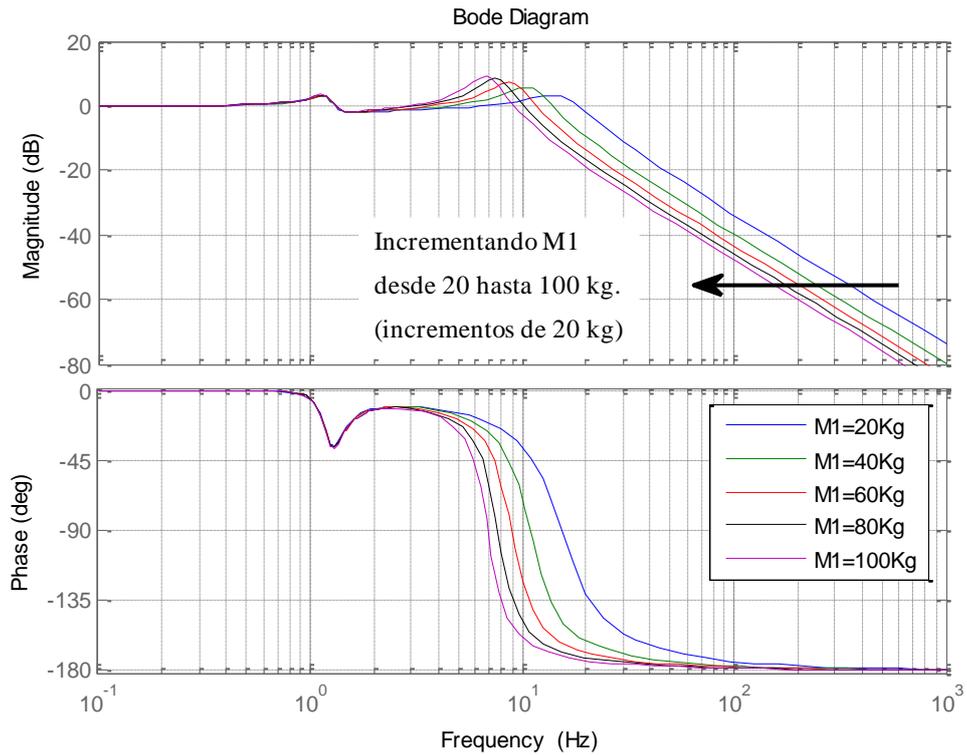


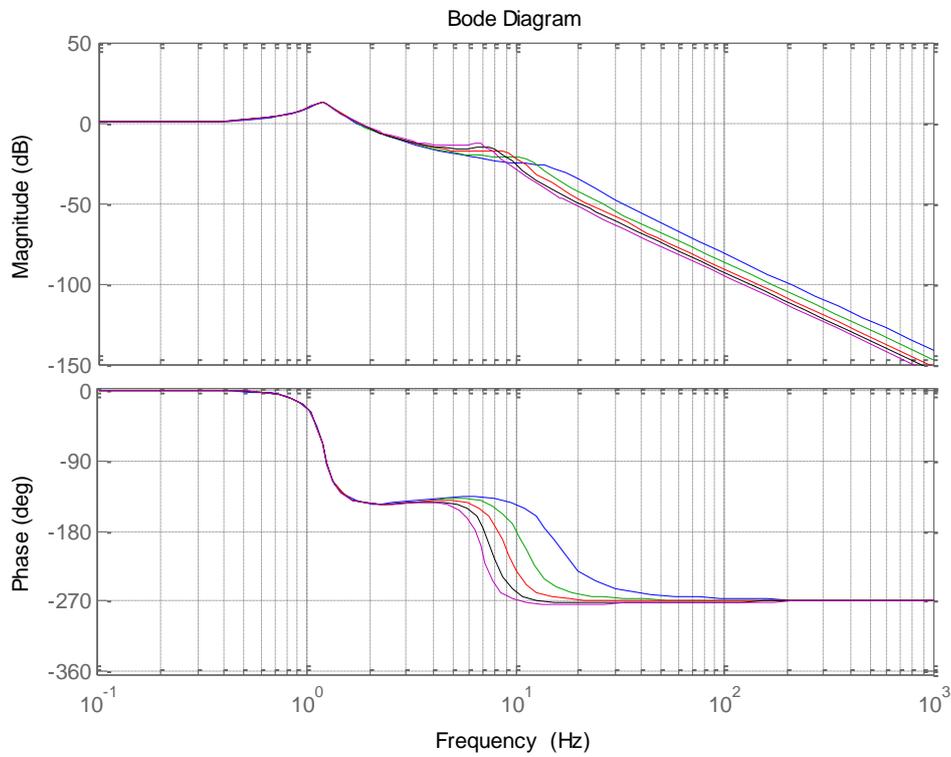
Figura 43. Respuesta en frecuencia del sistema.  
Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, el segundo modo de vibración ocurre a una frecuencia de 9.08 Hz debido al movimiento de las masas en fases opuestas. Esto equivale a que los dos resortes funcionen en paralelo.



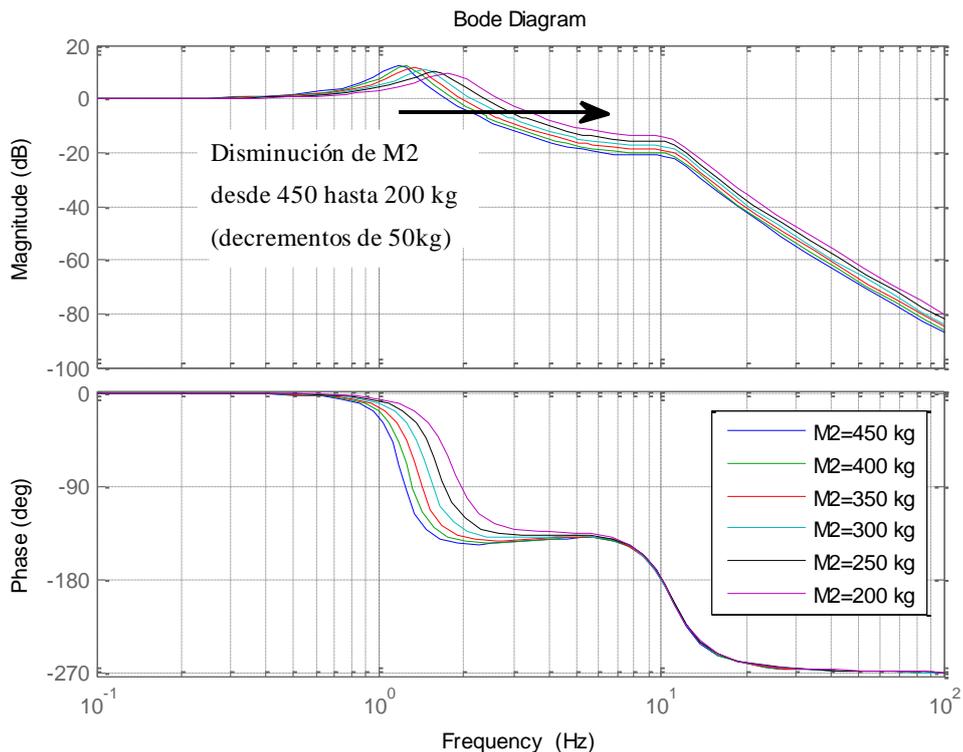
**Figura 44.** Diagrama de Bode de las respuestas de la masa suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, incrementando el valor de la masa no suspendida (M1 o  $\mu$ ).

Fuente: Elaboración propia.



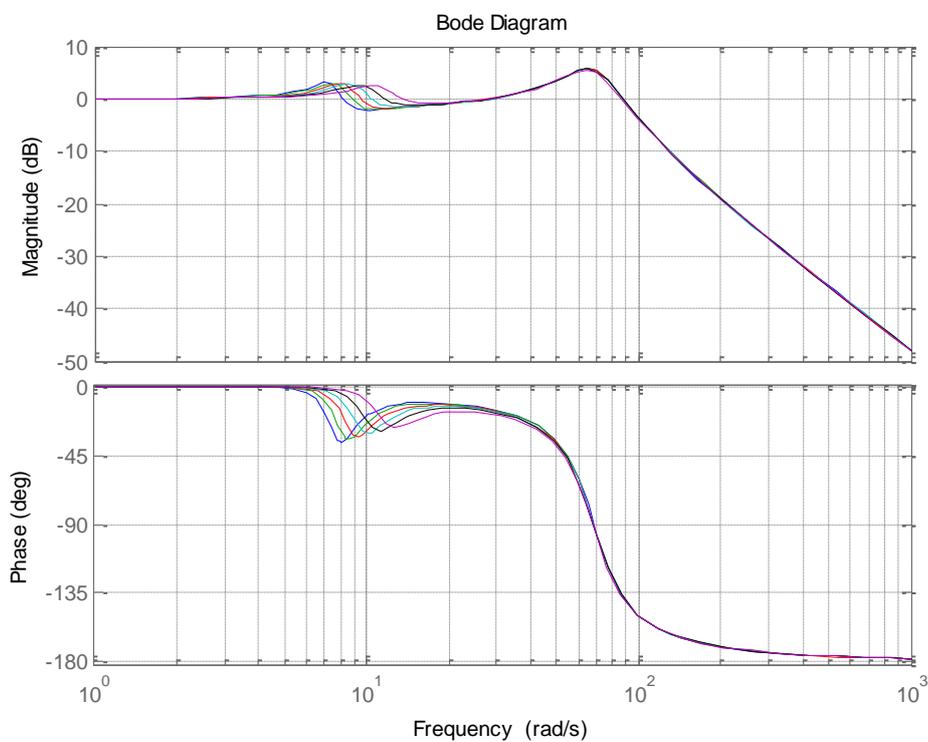
**Figura 45.** Diagrama de Bode de las respuestas de la masa no suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, incrementando el valor de la masa no suspendida (M1 o  $\mu$ ).

Fuente: Elaboración propia.



**Figura 46.** Diagrama de Bode de las respuestas de la masa no suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, reduciendo el valor de la masa suspendida ( $M_2$  o ms).

Fuente: Elaboración propia.



**Figura 47.** Diagrama de Bode de las respuestas de la masa suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, reduciendo el valor de la masa suspendida ( $M_2$  o ms).

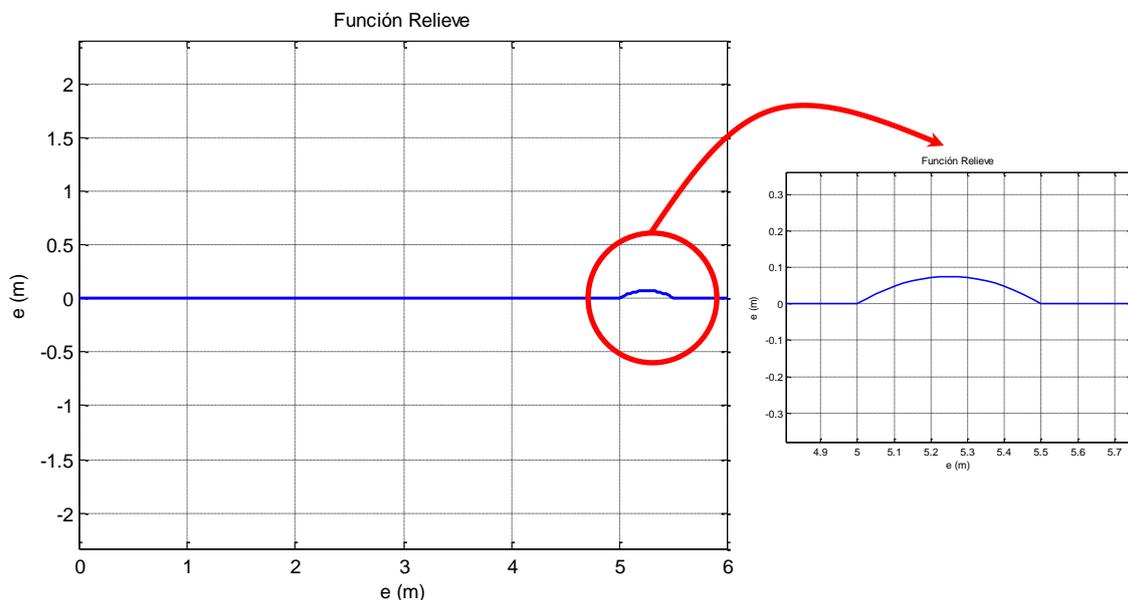
Fuente: Elaboración propia.

Recordando que, aunque en general, se prefiere un modelo de vehículo completo para representar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión; éste también se puede modelar como una perturbación equivalente a una fuerza que actúa sobre las más del vehículo (suspendida y no suspendida) pero considerándolas como la cuarta parte de sus valores originales. A esto se le conoce como el modelo de un cuarto de vehículo y es el modelo sobre el que se ha desarrollado el modelo y se ha realizado la simulación respectiva.

De esta manera, en los siguientes diagramas de Bode (obtenidos con los datos de simulación de la tabla 9) se puede observar que el aumento de la masa no suspendida, como se muestra en la figura 44 y 45; y la disminución de la masa suspendida, como se muestra en la figura 46 y 47, conduce a un aumento en la respuesta dentro del rango de frecuencias entre 2 y 10 Hz, lo cual disminuye el aislamiento de los disturbios de la carretera y la comodidad de los pasajeros. Por lo tanto, la suspensión debe ser diseñada para una máxima relación de masa suspendida-masa no suspendida, mientras se reduce la masa total del vehículo (Gysen, et al., 2009).

### Irregularidades del terreno

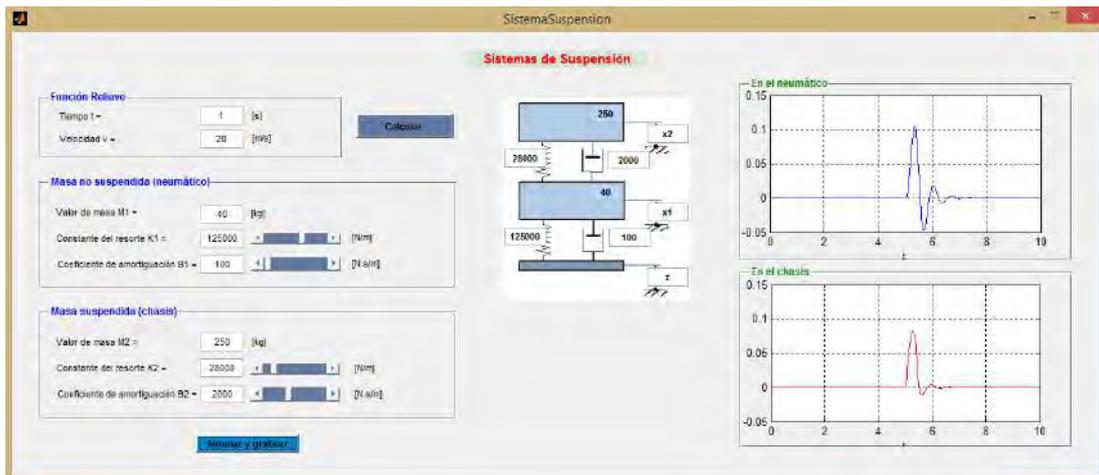
Por lo general para realizar un ensayo de la simulación del sistema se escoge como escenarios un bache o un rompe muelle, que nos permita validar la eficiencia y proximidad a la realidad de nuestro modelo que, aunque no incluya las no linealidades de un vehículo real, sirve mucho para el estudio de la dinámica y ha permitido hasta el día de hoy una evolución importante en este campo. Para poder estudiar mejor la influencia de una entrada correspondiente a la condición del terreno, como la que se muestra en la figura 48, se desarrolló una interfaz gráfica del usuario, que por sus siglas en inglés se conoce como: GUI.



**Figura 48.** Función Relieve - Condición de entrada.

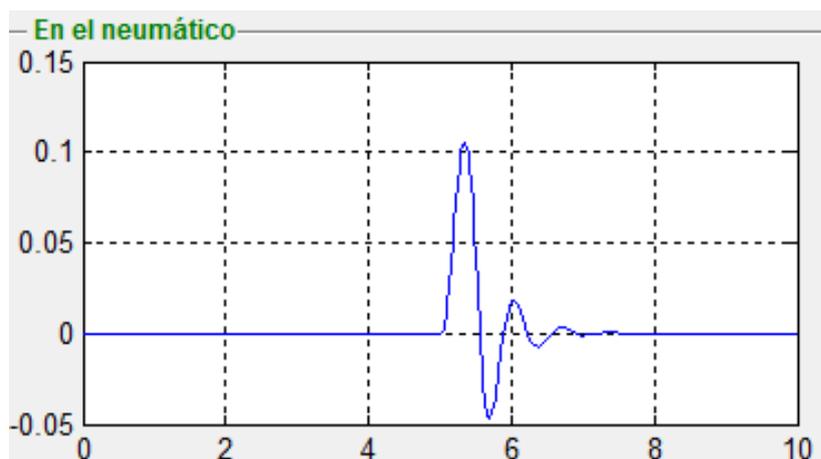
Fuente: Elaboración propia.

La GUI desarrollada genera una la función de entrada a partir del tiempo y la velocidad con la que se desea pasar el rompe muelle. Además, se requieren los datos para la simulación del sistema de suspensión. Para el caso que se muestra en la figura 49 se emplearon los datos de simulación de la tabla 9.

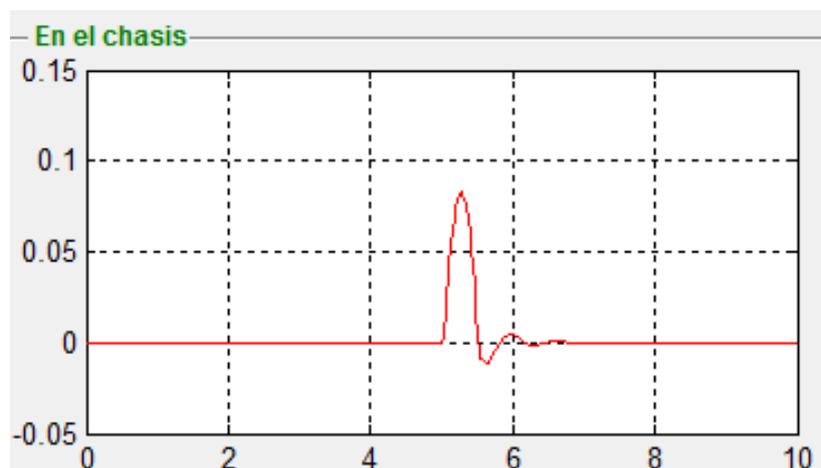


**Figura 49.** GUI del Sistema de Suspensión.  
Fuente: Elaboración propia.

Las señales correspondientes al desplazamiento de la masa no suspendida (neumático o rueda) y de la masa suspendida (chasis) se muestran en las figuras 50 y 51, respectivamente.



**Figura 50.** Desplazamiento de la masa no suspendida.  
Fuente: Elaboración propia.



**Figura 51.** Desplazamiento de la masa suspendida.  
Fuente: Elaboración propia.



## Capítulo 3

### Diseño en software CAD y construcción del banco de ensayo

En este capítulo, se pretende realizar un análisis de las generalidades que envuelven el trabajo desarrollado en la investigación. De esta manera, se dan a conocer los procedimientos que permiten el diseño de un banco de ensayo de amortiguadores por medio de un software CAD muy conocido: SOLIDWORKS y su posterior construcción.

Primero se modela la geometría del banco de ensayos (soporte base y piezas mecánicas). No fue necesario simular las cargas de trabajo para verificar el seguro y correcto funcionamiento del sistema, dado que se empleó como base una prensa hidráulica del Laboratorio de Mecánica de la Universidad, la cual soporta más de 2 toneladas fuerza. Finalmente, se pasa la fabricación de las piezas que componen al banco de ensayo de amortiguadores.

De la misma manera, el resultado final obtenido de la prueba en el banco de ensayos construido permitió demostrar la utilidad del sistema y su buena capacidad de respuesta. En este capítulo se expone detalladamente todo el proceso de diseño de las piezas metálicas del banco de ensayo y su posterior construcción y ensamblaje sobre la prensa hidráulica.

#### 3.1 Aspectos generales

Básicamente, de acuerdo a la central de potencia y movimientos que permite, existen dos tipos de bancos de ensayo, también conocidas por los fabricantes como diagramadoras:

- Servo-hidráulicos: La potencia es suministrada por uno o varios actuadores hidráulicos. Se trata de los bancos de ensayo más comunes.
- Electromecánicas: La potencia proviene de un motor eléctrico que acciona algún sistema mecánico de transmisión de potencia.

En este capítulo se exponen brevemente las principales características de algunos bancos de ensayo, prestando especial interés a los del tipo electromecánico, pues es de este tipo de bancos del que se ha partido para el diseño que se empleará para realizar las pruebas experimentales. No obstante, es importante mencionar que no existe normativa nacional o internacional o internacional establecida relacionada a los ensayos de amortiguadores, sino que es cada fabricante el que establece sus propios criterios de prueba y análisis. Esto hace

posible que la fabricación de un banco de ensayo sea más fácil y ajustable a nuestras necesidades.

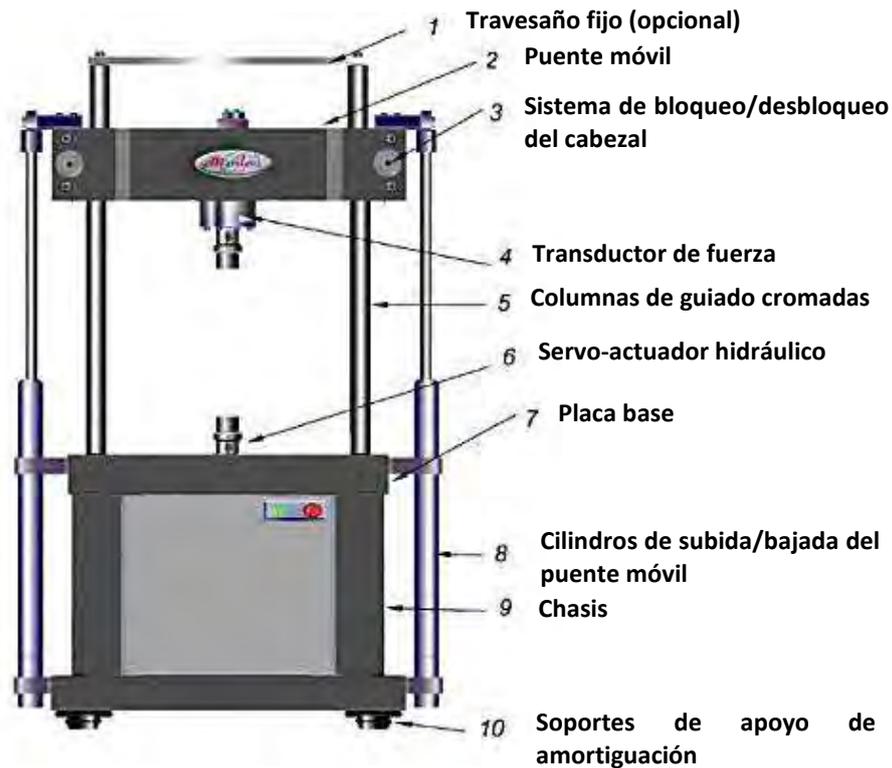
### 3.2 Tipos de bancos de ensayo

En las próximas líneas se mencionarán algunos modelos de bancos de ensayo, sus modos de operación y algunas características importantes.

#### 3.2.1 Bancos de ensayo servo-hidráulicos

Estas máquinas cuentan con uno o más actuadores hidráulicos que proporcionan más fuerza que las de tipo electromecánica. Son muy versátiles pues permiten realizar ensayos de fatiga y dinámicos, parte de los más comunes ensayos a tracción y compresión.

En la figura 52 se aprecia un esquema donde se mencionan los elementos que componen a un banco de ensayo de tipo servohidráulico, particularmente de la serie EFH de Microtest®.



**Figura 52.** Banco de ensayo servo-hidráulico de la serie EFH de Microtest®.

Fuente: Adaptado de MICROTEST, S.A.

Las empresas fabricantes de estos bancos de ensayos ofrecen la posibilidad de realizar modificaciones constructivas al producto con la finalidad que pueda adaptarse a las necesidades del usuario, pudiendo de esta manera, ser utilizados para otros fines como ensayos estáticos de materiales, tal como se puede apreciar en la figura 53.



**Figura 53.** Bastidor de 1500 kN con mordazas acopladas para el ensayo de metales.  
Fuente: MICROTTEST, S.A.

Incluso existen empresas como IST® que, añadiendo mayor versatilidad a estas máquinas, ofrecen un conjunto de diseños exclusivos con características especiales dependiendo de la necesidad del demandante. Una de las más resaltantes es la posibilidad de orientar el marco de ensayo desde la posición vertical tradicional hasta una posición totalmente horizontal, como se muestra en la figura 54.



**Figura 54.** Banco de ensayo de amortiguadores basada en la MSP Standard Series de IST®.  
Fuente: IST, S.A.

Asimismo, es importante mencionar que MTS® viene realizando importantes contribuciones en este campo de ensayos desde 1966. Posee un catálogo con infinidad

de soluciones con posibilidad de adaptaciones constructivas según la necesidad del cliente para optimizar los diseños y mejorar la productividad.

Por otro lado, la característica fundamental de los bancos de ensayo servo-hidráulicos es su capacidad de carga, el cual abarca un amplio rango que va desde los 15 kN (los más sencillos) hasta los 1500 o 2000 kN (los más potentes). También ofrecen la posibilidad de trabajo con frecuencias de excitación comprendidas entre los 0.1 Hz hasta los 1000 Hz, como las que proveen los bancos de IST® con sus modelos de muy alta frecuencia VHF (ver figura 55).



**Figura 55.** Banco de ensayo de muy alta frecuencia 7D de IST®.  
Fuente: IST, S.A.

### 3.2.2 Bancos de ensayo electromecánicos

En esta categoría se encuentran aquellas máquinas cuya central de potencia consta de un motor eléctrico que, conectado a algún tipo de sistema mecánico de transmisión de potencia, transforma el movimiento rotacional en un movimiento vertical (lineal). Para ciertas aplicaciones su uso se hace ineficiente debido a que suministra menor potencia que los bancos de ensayo servo-hidráulicos.

Dentro de este tipo de bancos se puede mencionar el que es puesto en el mercado por la empresa MecaDyn. En la figura 56 se aprecia este banco que tiene la capacidad de modificar la velocidad de giro del volante para simular sus diferentes condiciones de uso.



**Figura 56.** Banco de ensayo de amortiguadores de la empresa MecaDyn® 101.  
Fuente: MecaDyn®.

### 3.3 Diseño del banco de ensayo

Se debe tener en cuenta ciertos requerimientos necesarios, que son la base de las que se parte para el diseño del banco:

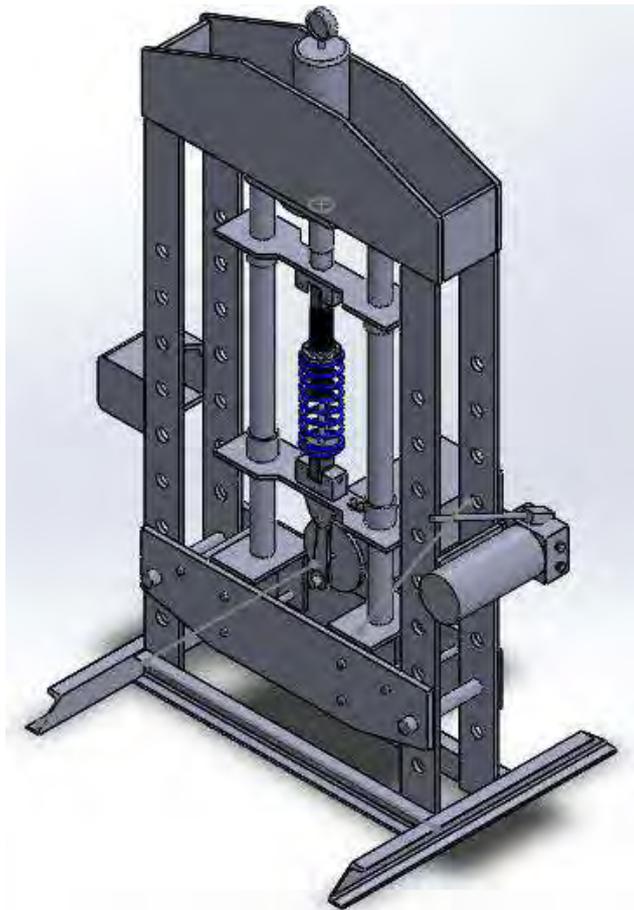
- Se espera poder regular la velocidad de funcionamiento con la finalidad de poder manejarnos dentro del rango de oscilaciones de 0 a 25 Hz, que es en el que trabaja el sistema de suspensión.
- Debe ser capaz de soportar la carga que se le suministre sin presentar fallas.
- Debe ser de fácil montaje y desmontaje de los elementos funcionales que se coloquen en el banco de ensayos.
- Debe estar construido con materiales comerciales, que permitan su sustitución sin problemas.

#### 3.3.1 Propuesta de diseño de la estructura básica

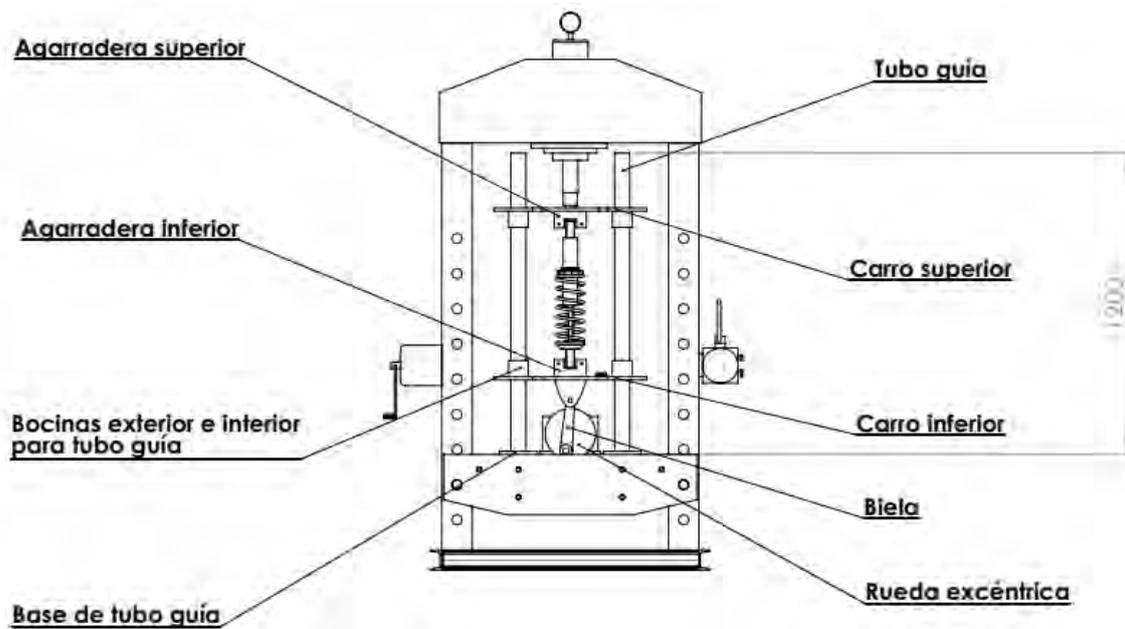
Con el fin de aprovechar los materiales con los que se cuenta en el laboratorio de mecánica, para el diseño del banco se parte una prensa hidráulica a la cual se le adaptarán las piezas necesarias para lograr que esté apto para las aplicaciones requeridas de experimentación.

Asimismo, se puede asegurar que la estructura metálica será capaz de soportar los esfuerzos y cargas que se le aplique al amortiguador. Incluso las dimensiones de la prensa son las adecuadas para un rápido y sencillo montaje y desmontaje de las piezas de adaptación.

En la figura 57 se muestra el diseño final en 3D realizado en el programa Solid Works. También se puede apreciar en la figura 58, la vista frontal del banco de ensayos donde se señala cada una de las piezas que lo componen.



**Figura 57.** Banco de ensayo – Diseño final.  
Fuente: Captura de pantalla – elaboración propia.



**Figura 58.** Piezas para adaptación de banco de ensayo de amortiguadores.  
Fuente: Elaboración propia. Unidades en mm.

Los planos de las piezas fabricadas se adjuntan en la sección final de esta tesis (Planos), así como un conjunto de imágenes correspondientes a vistas representativas del diseño realizado en SolidWorks (Apéndice A).

### **3.3.2 Propuesta de diseño del sistema de generación de movimiento**

Como ya se ha mencionado, será necesario de un sistema que realice el movimiento para la excitación del amortiguador, es decir, que transforme el movimiento rotacional en un movimiento vertical. De esta manera, se sabe que existen varias maneras de realizar el movimiento que genere la excitación del amortiguador, dentro de las cuales se pueden mencionar el accionamiento de pistones tanto neumáticos como hidráulicos, así como también el accionamiento por medio de motores eléctricos.

Por otro lado, es importante también tener en cuenta el tipo de transmisión del movimiento que se empleará.

#### **3.3.2.1 Generación de movimiento**

Como ya se sabe, existen algunas alternativas de diseño que pueden ir desde la utilización de elementos hidráulicos, neumáticos hasta motores eléctricos, de los cuales existe una gran gama de opciones en el mercado.

- **Utilización de un sistema hidráulico**

En este caso el fluido de trabajo es aceite que a una determinada presión genera una gran fuerza de salida aprovechando la propiedad de incompresibilidad de los fluidos. Tiene como principal ventaja el poder generar grandes fuerzas, en este caso para el accionamiento del amortiguador.

Este sistema requiere de ciertos elementos para su funcionamiento (ver figura 59):

- a) Depósito
- b) Bomba de presión
- c) Válvulas de distribución
- d) Pistón de accionamiento hidráulico
- e) Mangueras de alimentación y retorno

Sin embargo, este sistema también presenta desventajas, tales como que el sistema requiere de cierta complejidad para alcanzar la rapidez que se necesita en este tipo de aplicaciones, lo cual hace que su costo sea elevado, terminando en una desventaja más.



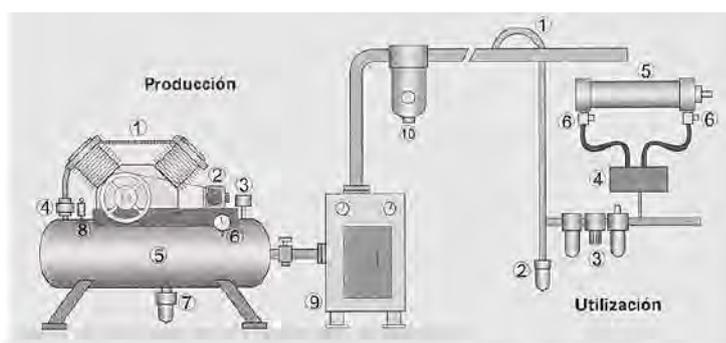
**Figura 59.** Esquema básico de un sistema hidráulico.

Fuente: Página Web Ingemecánica – Sistemas hidráulicos de transmisión de potencia.

- **Utilización de un sistema neumático**

A diferencia del anterior, un sistema neumático (ver figura 60) emplea un tipo de gas almacenado a una elevada presión, necesaria para accionar un cilindro neumático que genera la fuerza de empuje hacia un elemento que la requiera. El aire suele ser el fluido más empleado en este tipo de sistemas, el cual debe ser debidamente almacenado en un depósito a una presión elevada. Su respuesta es rápida y presenta el siguiente esquema básico:

- Filtro de aire
- Compresor de aire
- Tanque de almacenamiento
- Válvulas de purga y decantadores
- Válvulas de presión límite
- Válvulas de distribución
- Cilindro neumático



**PRODUCCIÓN Y TRATAMIENTO DE AIRE**

- COMPRESOR.
- MOTOR ELÉCTRICO.
- PRESOSTATO.
- VÁLVULA ANTIRETORNO.
- DEPÓSITO.
- MANÓMETRO.
- PURGA AUTOMÁTICA.
- VÁLVULA DE SEGURIDAD.
- SECADOR DE AIRE REFRIGERADO.
- FILTRO DE LÍNEA.

**CIRCUITO DE UTILIZACIÓN**

- TOMA DE AIRE.
- PURGA AUTOMÁTICA.
- UNIDAD DE ACONDICIONAMIENTO DELAIRE.
- VÁLVULA DIRECCIONAL.
- ACTUADOR.
- CONTROLADORES DE VELOCIDAD.

**Figura 60.** Esquema básico de un sistema neumático.

Fuente: Página Web – Automatización neumática.

Como desventaja más resaltante se puede mencionar que este sistema no es capaz de generar grandes fuerzas en comparación al sistema hidráulico. Se requeriría mayor cantidad de elementos y un tanque de almacenamiento sumamente grande para poder obtener los mismos resultados. Por último, los elementos que lo componen son también de costo elevado en el mercado.

- **Utilización de motores eléctricos**

Esta opción consiste en colocar un motor eléctrico, que de hecho es muy utilizado en aplicaciones de generación de movimiento. A diferencia de los sistemas anteriores, la utilización de un motor eléctrico necesita de pocos componentes para su funcionamiento. Además, en el mercado existe una amplia gama de motores de distintas revoluciones, potencias y precios. Es una buena opción a emplear, dado que es posible controlarlo fácilmente con un variador de frecuencia, lo cual es conveniente para obtener mejores resultados en la experimentación.



**Figura 61.** Motores eléctricos de distintas características.  
Fuente: Página Web – Automatización neumática.

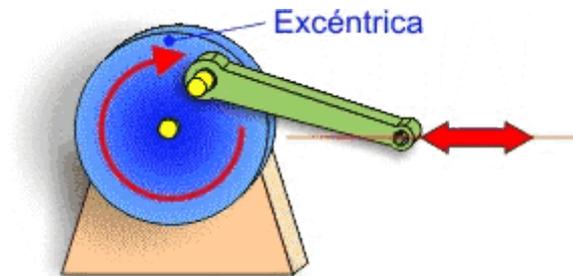
En la tabla 10 se resumen las ventajas y desventajas principales de los sistemas anteriormente expuestos, con la finalidad de encontrar la combinación más adecuada para nuestras necesidades.

Se optó por la adquisición de un motor eléctrico con reductor, para realizar las primeras pruebas, dado que no requiere de mayor número de elementos para su funcionamiento. Se tiene pensado implementar un variador de frecuencia en lugar de la caja reductora.

### **3.3.2.2 Transmisión de movimiento**

Ahora es necesario determinar la manera en la que se transmitirá el movimiento hasta el amortiguador. En este caso se cree conveniente la utilización de una rueda excéntrica y una biela, de tal forma que se pueda transformar el movimiento rotacional que genera el motor en un movimiento vertical que suministre la fuerza necesaria al amortiguador.

Se escoge una rueda excéntrica para realizar el movimiento vertical porque permite que el sistema pueda funcionar de forma suave y sin cambios bruscos que puedan generar golpes en el sistema, es decir, vibraciones en el banco.



**Figura 62.** Figura de una rueda excéntrica y biela.  
Fuente: Página Web – Mecanismo biela/manivela.

**Tabla 10.** Cuadro comparativo de sistemas de generación de movimiento.

SISTEMA	VENTAJA	DESVENTAJA	FACTIBILIDAD
<b>Hidráulico</b>	Genera grandes fuerzas aprovechando la propiedad de incompresibilidad de su fluido de trabajo (aceite).	Requiere de una cantidad considerable de elementos de alto costo para su funcionamiento.	Negativa
<b>Neumático</b>	Es de acción rápida y suele usarse solo aire como fluido de trabajo.	No genera grandes fuerzas. Requiere de elementos de alto costo y en algunos casos de grandes dimensiones. Sus elementos muchas veces son difíciles de conseguir en el mercado local.	Negativa
<b>Motor eléctrico</b>	Es de acción rápida. Existe una amplia gama de motores de distintas características en el mercado. Es de fácil instalación y funcionamiento. Es posible regular su velocidad con ciertos implementos de control como un variador de frecuencia.	Requiere elementos de protección para el motor.	Positiva (para aplicación en este caso)

### 3.4 Construcción banco de ensayo

El proceso constructivo empezó con la fabricación de cada una de las piezas que se diseñaron.

Primero se prepararon plantillas para poder cortar a la medida exacta tanto el carro superior como el carro inferior (ver figura 63). Una vez realizado el corte externo se procede a realizar los agujeros por los cuales correrán los tubos guía del banco de ensayos, resultando como se observan en la figura 64. Después se procede a soldar las bocinas en los agujeros guía (ver figura 65) con la finalidad de incrementar el área de contacto con los tubos y reducir el riesgo que de los carros superior e inferior se desvíen y atasquen en su recorrido.



**Figura 63.** Carro superior (solo corte periférico) de banco de ensayo de amortiguadores.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 64.** Carro superior (con agujeros guía) de banco de ensayo de amortiguadores.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 65.** Carro superior (con bocinas soldadas) de banco de ensayo de amortiguadores.  
Fuente: Captura fotográfica propia.

Adicionalmente se suelda una pieza con forma de media luna, en una de las caras del carro inferior, la cual servirá para conectar con el sistema de transmisión (biela – rueda excéntrica). También se debe verificar que las bocinas hayan sido soldadas correctamente, es decir, a la misma altura. Esto se comprueba fácilmente utilizando un nivel de mano como el que se aprecia en la figura 66.



**Figura 66.** Verificación del correcto nivel de bocinas soldadas en carro superior e inferior.  
Fuente: Captura fotográfica propia.

Posteriormente se fabrican el resto de piezas metálicas como las bases del tubo guía que tienen forma de “U” invertida (ver figura 67) y sobre las cuales se montan los tubos guía. Estos tubos son de hierro y tienen 2 ½” de diámetro exterior. Se les realiza un refrentado en el torno (ver figura 68) para conseguir una acabado liso como se observa en la figura 69.



**Figura 67.** Base tipo U para tubo guía.  
Fuente: Captura fotográfica propia.

El resto de piezas se fabricaron según las medidas de diseño: la biela (ver figura 70), la rueda excéntrica (ver figura 71), el soporte preparado para sostener el motor empleado para generar el movimiento del sistema (ver figura 72) y las agarraderas

superior e inferior en las cuales se aseguran ambos extremos del amortiguador en análisis. Estas piezas se sueldan a los carritos superior e inferior del banco de ensayo.



**Figura 68.** Refrentado de tubos guía en torno.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 69.** Acabado listo en tubos guía de hierro.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 70.** Biela preparada para mecanismo de transmisión de movimiento.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 71.** Rueda excéntrica preparada para mecanismo de transmisión de movimiento.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 72.** Soporte base de motor eléctrico empleado para generar el movimiento oscilatorio en el sistema.

Fuente: Captura fotográfica propia.

Antes de realizar el montaje final del banco de ensayo en la prensa hidráulica, se realiza una presentación anticipada (ver figura 73) para verificar que los tubos guía queden correctamente alineados y así poder asegurar que tanto el carrito superior como el inferior se desplacen sin problemas.

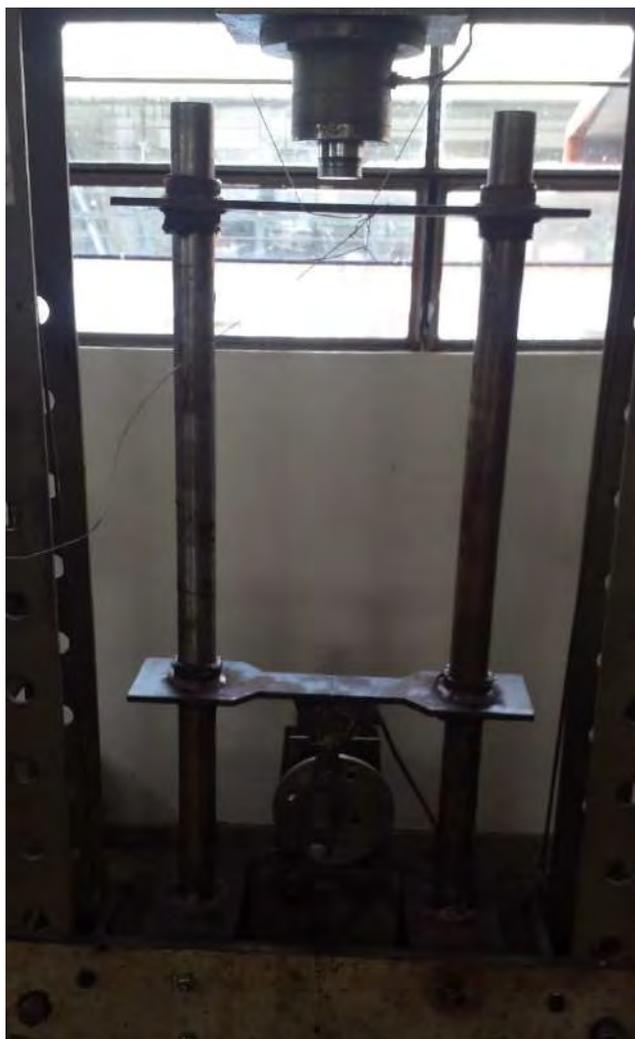


**Figura 73.** Presentación de piezas fabricadas y verificación de alineación correcta de tubos guía.

Fuente: Captura fotográfica propia.

Una vez realizado el montaje de las piezas fabricadas, banco de ensayo queda, en primera versión, como se aprecia en la figura 74. En este momento se contaba con un motorreductor de 0.18 kW de potencia (ver figura 75), que, a pesar de su baja potencia, ofrecía un buen torque, pero no era lo suficientemente grande para realizar la experimentación sin inconvenientes. Se hizo necesario entonces, poder conseguir un motor de mayor potencia. Ahora se emplea un motor trifásico de 1 kW y 1800 RPM (ver figura 76). Dado que no es necesario excitar el sistema a altas revoluciones se conectó un variador de frecuencia para reducir sus RPM. Como era de esperarse, a medida que se reducía la frecuencia de trabajo, el par mecánico se reducía también.

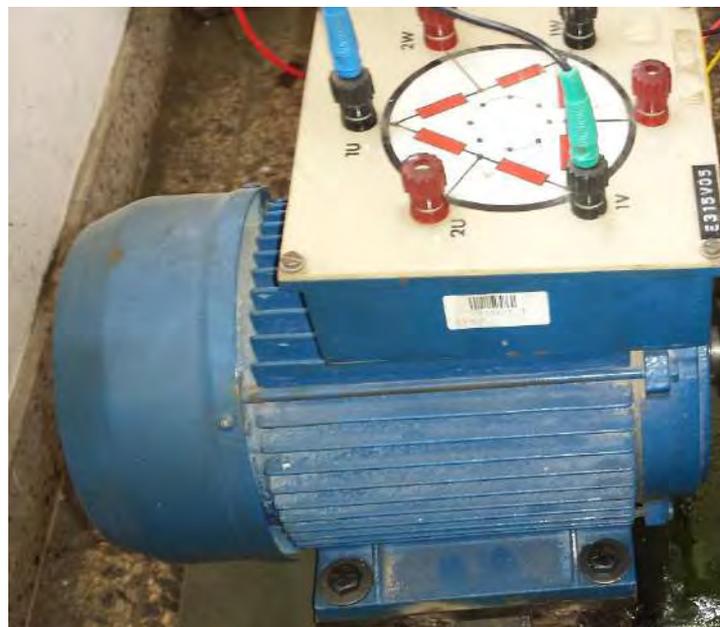
Por esta razón se adaptó el reductor del primer motorreductor al nuevo motor trifásico, para lo cual se tuvo que fabricar un acople adaptador, cuya geometría se trabajó en el torno y fresadora (ver figura 77). Este acople tiene un extremo tipo hembra para conectar con el eje del motor trifásico, y el otro extremo tiene dientes helicoidales para conectar con el reductor. El proceso de fabricación del acople termina con un tratamiento térmico de temple y revenido (ver figura 78) para poder alcanzar la proporción de dureza y resistencia deseada en la pieza, que resulta en la que se aprecia en la figura 79.



**Figura 74.** Banco de ensayo de amortiguadores – versión 1.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 75.** Motorreductor de 0.18 kW (910/48).  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 76.** Motor trifásico de 1 kW y 1800 RPM.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 77.** Proceso de fabricación de acople adaptador de motorreductor.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 78.** Tratamiento térmico de temple y revenido en acople fabricado para motorreductor.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 79.** Acople terminado, listo para instalar en motorreductor.  
Fuente: Captura fotográfica propia.

Finalmente, se pasó de un banco de ensayo en su versión 2 (ver figura 80), a una versión 3 y final que fue con la que ya se pudieron realizar las pruebas experimentales eficientemente (ver figura 81).



**Figura 80.** Banco de ensayo de amortiguadores – versión 2.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 81.** Banco de ensayo de amortiguadores – versión 3 final.  
Fuente: Captura fotográfica propia.

En la última versión de banco de ensayo se muestra un tablero preparado para sostener la caja de adquisición de datos y el variador de frecuencia, como se muestra en la figura 82. La caja de adquisición de datos cuenta con 03 entradas físicas: la señalada con un círculo de color verde corresponde a la entrada de alimentación de la tarjeta con componentes electrónicos que se describe a detalle en el capítulo 04; la señalada con un círculo de color rojo corresponde a la conexión realizada con el sensor ultrasonido montado sobre el carrito inferior del banco de ensayo. Por último, la entrada señalada con un círculo de color azul corresponde a la conexión con la celda de carga (ver figura 84), utilizada para medir la fuerza con la que se comprime el resorte en análisis. El funcionamiento y proceso de adquisición de datos por bluetooth se explica a detalle en el capítulo 04 de esta tesis.

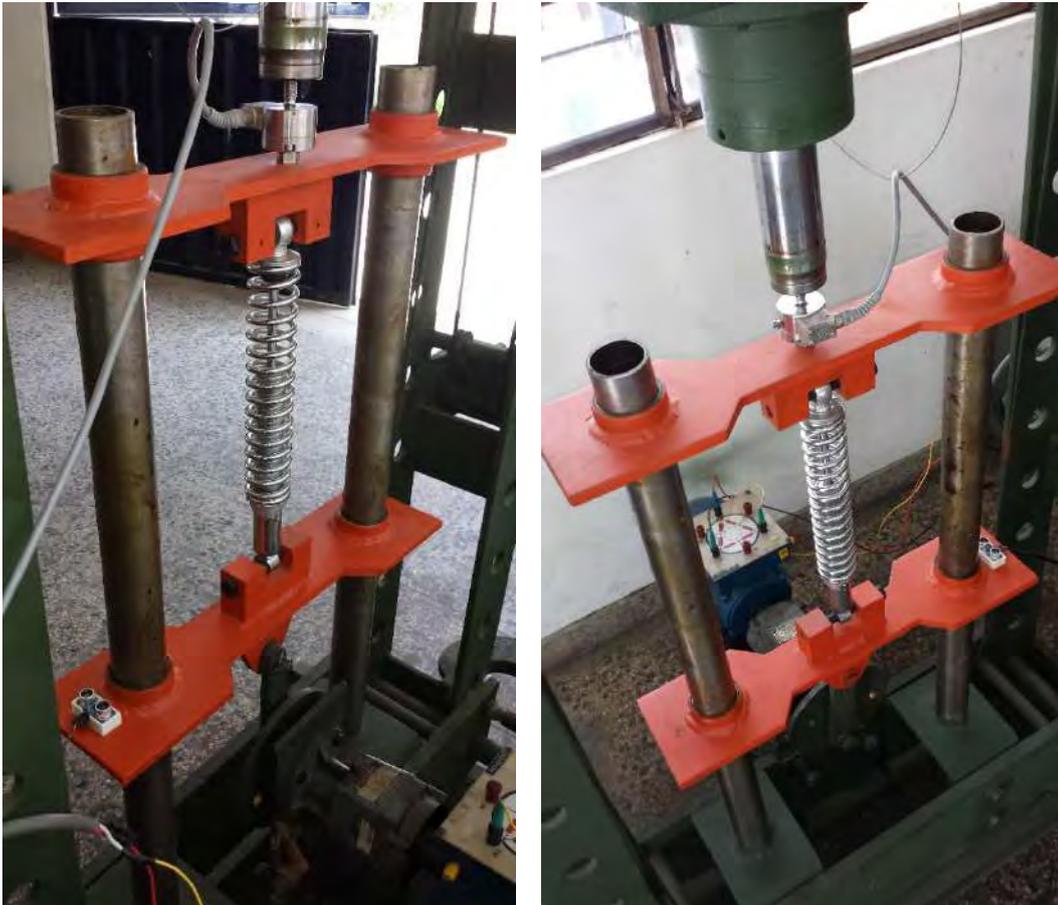
Finalmente, es importante mencionar que se diseñó y fabricó en la impresora 3D del laboratorio de mecánica, un conector adaptador para la celda de carga y una base soporte para el sensor de ultrasonido (ver figura 85), con la finalidad de conseguir una conexión más efectiva y segura.



**Figura 82.** Banco de ensayo de amortiguadores – tablero accionamiento y de adquisición de datos.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 83.** Banco de ensayo de amortiguadores en funcionamiento.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 84.** Banco de ensayo de amortiguadores – vista de sensores conectados.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



**Figura 85.** Banco de ensayo de amortiguadores – versión 3 final.  
Fuente: Captura fotográfica propia.



## Capítulo 4

### Sistema de adquisición de datos

En este capítulo se expone detalladamente todo el proceso de desarrollo del sistema de adquisición de datos, el cual consta de un conjunto de elementos electrónicos que permiten, en este caso, la lectura de señales tanto de desplazamiento y de fuerza en el amortiguador puesto a prueba en el banco de ensayos. Es importante mencionar que se busca comunicar los datos de lectura mediante conexión *bluetooth* desde un Arduino UNO hacia la computadora donde se recogerán en MATLAB, a fin de poder trabajar con ellos.

La finalidad de la adquisición de datos es la medición de un fenómeno físico o eléctrico (señales analógicas) mediante la utilización de los sensores adecuados. De esta manera la adquisición de datos basada en PC requiere una combinación correcta de hardware modular, software de aplicación y lógicamente una PC para realizar medidas. Por lo tanto, cada sistema de adquisición de datos se diferencia por los elementos que lo componen dependiendo de sus requerimientos de aplicación; sin embargo, todos comparten la meta en común de adquirir, analizar y presentar la información.

El propósito de este capítulo es el de realizar un sistema que finalmente pueda mostrar las gráficas generadas por el funcionamiento del banco didáctico de estudio de amortiguadores. Lo que se busca es poder observar el comportamiento de un amortiguador, para luego poder ampliar el campo de estudio a un sistema de suspensión completo y en realizar el análisis en distintos tipos de condiciones del terreno o superficie.

#### 4.1 Análisis previo de los componentes del sistema

Para el desarrollo del capítulo se empezará definiendo algunos términos y conceptos que facilitarán el entendimiento de los procesos que se han realizado. Actualmente existen muchos sistemas embebidos con distintas características. La elección de un sistema específico se realiza en base a varias consideraciones como por ejemplo la aplicación para la cual será utilizada, el costo, la capacidad de memoria, entre otras. De esta manera, se cree conveniente el uso de la plataforma de hardware Arduino UNO para la integración de las funciones de adquisición de datos provenientes de los sensores empleados para las mediciones; así como las tarjetas electrónicas para comunicación con la PC o de conversión analógico – digital. Incluso se explica cómo se procesarán y presentarán los datos de una manera práctica y amigable, sin dejar de lado la calidad de los resultados.

Entonces, los elementos que componen el sistema de adquisición de datos son:

- Arduino UNO

Es una plataforma de hardware libre que consta de una placa con un microcontrolador y un entorno de desarrollo, diseñada para facilitar el uso de la electrónica en proyectos multidisciplinares (Reas & Fry, 2009).

Las especificaciones de este modelo de placa Arduino se detallan en la tabla 11 (Wikipedia® - Arduino, 2015):

**Tabla 11.** Especificaciones técnicas y geométricas de la placa Arduino UNO.

<b>Microcontrolador</b>	ATmega328
<b>Voltaje del sistema</b>	5 V
<b>Frecuencia de reloj</b>	16 MHz
<b>Digital I/O</b>	14
<b>Entradas analógicas</b>	6
<b>PWM</b>	6
<b>UART</b>	1
<b>Memoria Flash</b>	32 Kb
<b>Interfaz de programación</b>	USB vía ATmega16U2
<b>Largo</b>	68.6 mm
<b>Ancho</b>	53.4 mm
<b>Peso</b>	25 g

**Fuente:** Elaboración propia.

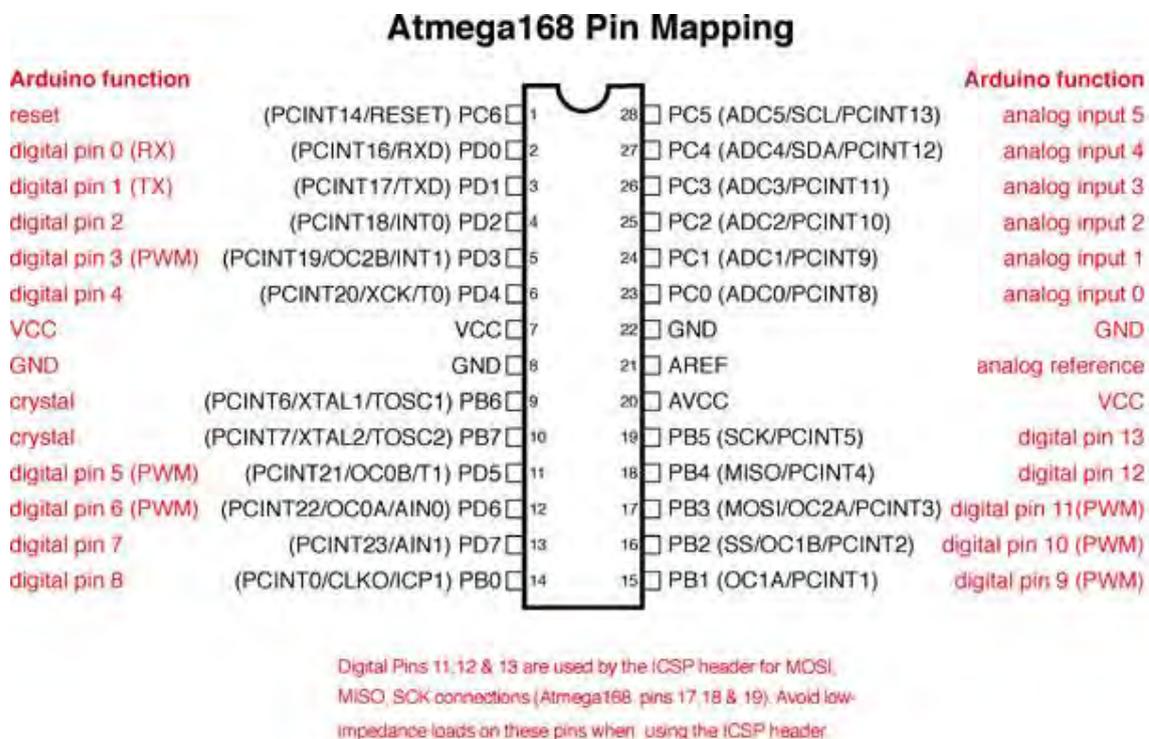
El Arduino Uno puede ser programado con *Arduino Software (IDE)* que se puede descargar de la página Web oficial de la plataforma. Dentro de sus prestaciones físicas, esta placa cuenta con un fusible reajutable que protege a los puertos USB del ordenador con el cual se trabaja, de posibles cortocircuitos y sobrecorriente; sin embargo, la mayoría de las portátiles ya cuentan con su propia protección interna, con lo cual el fusible de la placa significaría únicamente una protección adicional. En la figura 86 se muestra dos placas de Arduino: UNO y Genuino.



**Figura 86.** Arduino/Genuino UNO.

**Fuente:** Arduino Webside.

Esta placa puede ser alimentada a través de la conexión USB o con una fuente de alimentación externa, la cual se selecciona automáticamente. También es importante conocer el mapeo de pines con el que cuenta su microcontrolador ATmega328<sup>5</sup>, el cual se observa en la figura 87 (Arduino Website, 2015):



**Figura 87.** Esquema de asignación de pines de los microcontroladores ATmega168/328 de Arduino.

Fuente: Arduino Website.

“Uno” significa uno en italiano y su nombre fue elegido para conmemorar el lanzamiento del software Arduino (IDE) 1.0, la cual fue la versión de referencia que ha evolucionado con el tiempo, perteneciendo ahora a una larga lista de placas actuales y de mayores prestaciones.

Finalmente, su bajo costo termina de convertirla en una alternativa tentadora y suficiente para los requerimientos del proyecto realizado.

- Sensor de ultrasonido HC-SR04

Este sensor utiliza el sonar para determinar la distancia a un objeto, tal como los murciélagos o los delfines. Ofrece una excelente detección sin la necesidad de establecer contacto con la superficie, con alta precisión y lecturas estables a partir dentro del rango de 2 cm a 400 cm. Además, su operación no se ve afectada por la luz solar, pero se ve afectada por algunos materiales blandos difíciles de detectar como la tela que son acústicamente difíciles de detectar. Es un módulo que incorpora dos transductores de ultrasonido para el objetivo ya mencionado; sin embargo, su característica más destacada es quizá, su bajo costo de adquisición, lo cual lo ha hecho muy popular; así como su facilidad de uso (por las

<sup>5</sup> La asignación de pines para el microcontrolador ATmega8, 168 y 328 es idéntico.

librerías que ya han sido creadas) y portabilidad. En la tabla 12 se presentan sus principales características técnicas y geométricas.

**Tabla 12.** Especificaciones técnicas y geométricas del sensor de ultrasonido HC-SR04.

<b>Fuente de alimentación</b>	5 Vdc
<b>Corriente de inactividad</b>	< 2 mA
<b>Corriente de trabajo</b>	15 mA
<b>Ángulo eficaz</b>	< 15 °
<b>Rango de alcance</b>	2 cm – 400 cm / 1'' – 13 ft
<b>Resolución</b>	0.3 cm
<b>Ángulo de medición</b>	30 °
<b>Ancho de pulso del disparo de entrada</b>	10 $\mu$ s
<b>Largo</b>	45 mm
<b>Ancho</b>	20 mm
<b>Altura</b>	15 mm

**Fuente:** Elaboración propia.

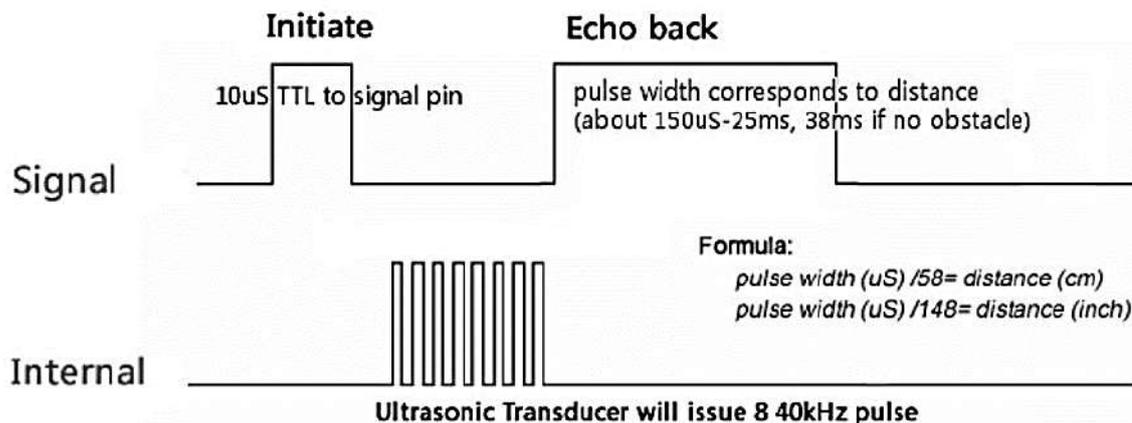
En la figura 88 se presenta una vista anterior y posterior del sensor HC – SR04. En la cara anterior se puede observar la denominación de cada pin como se muestra a continuación:

- VCC = 5 Vdc
- Trig = *Trigger input of sensor*
- Echo = *Echo output of sensor*
- GND = *Ground*



**Figura 88.** Vistas del sensor de ultrasonido HC -SR04: (a) Vista anterior (b) Vista posterior.  
Fuente: *Deal Extreme – DX Wholesale website.*

En la figura 89 se muestra el diagrama de tiempos del sensor. Para iniciar la medición, el pin Trig debe recibir un pulso de alto (5 V) en un tiempo de al menos 10  $\mu$ s; entonces iniciará una transmisión de 8 ciclos de una ráfaga de ultrasonidos a 40 kHz y espera a que dicha ráfaga ultrasónica sea reflejada. De esta manera, cuando el receptor detecta la señal ultrasónica, se establece un paso a alto (5 V) del pin Echo del sensor por un periodo que está en proporción a la separación física, es decir, que para obtener la distancia en que se encuentra el objeto que refleja el sonido, se mide el ancho (Ton) que se encuentra en alto el pin Echo (Cytron Technologies Sdn. Bhd., 2013).



**Figura 89.** Diagrama de tiempos de operación del sensor de ultrasonido HC - SR04.

Fuente: *Robotics Questions/Stack Exchange Website*.

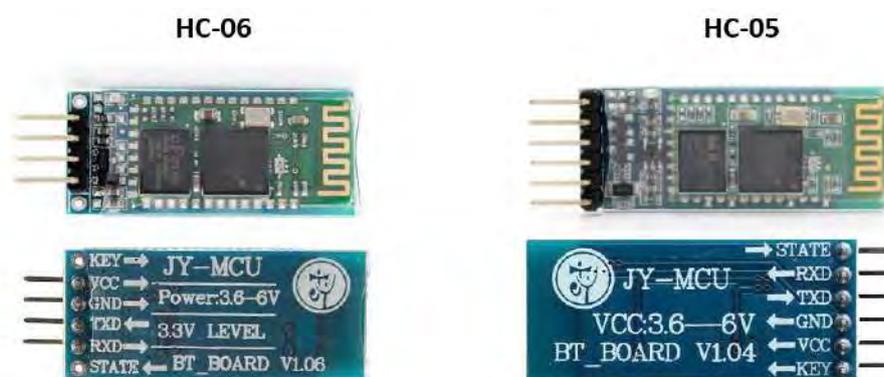
Finalmente, otro de los puntos a favor de este módulo es su garantía de operatividad y buen funcionamiento en condiciones regulares o comunes del ambiente.

- Módulo *Bluetooth* HC – 05

Este módulo es un estándar de comunicación inalámbrica que permite transmitir datos a través de radiofrecuencia en la banda de 2.4 GHz. Existe una amplia variedad de módulos *bluetooth* para usar en distintos proyectos de electrónica; sin embargo, los más empleados son los módulos JY – MCU, por su bajo costo y accesibilidad en el mercado. Además, son módulos pequeños, de bajo consumo de potencia e ideales para agregar la funcionalidad *bluetooth* a la placa Arduino.

Existen dos modelos dentro de este tipo de módulos: el HC – 05 que puede funcionar como “maestro<sup>6</sup>” o “esclavo<sup>7</sup>”; y el HC – 06 que únicamente puede actuar como “esclavo”.

Ambos módulos son similares, salvo algunas conexiones o distribución de los pines, tal como se observa en la figura 90.



**Figura 90.** Vistas anterior y posterior de los módulos Bluetooth: HC-05 y HC-06.

Fuente: *DIyMakers Blog*.

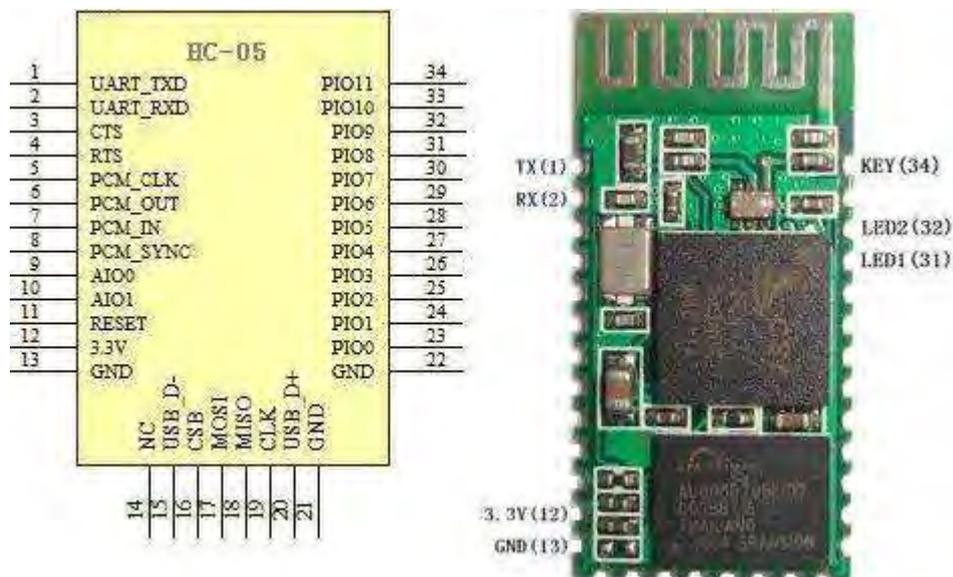
<sup>6</sup> El módulo funcionando como “maestro” significa que es este módulo quien se conecta con un dispositivo.

<sup>7</sup> El módulo en modo “esclavo” hace referencia al hecho de que, en este caso, es el dispositivo quien se conecta al módulo.

Por otro lado, se puede observar que en estos módulos existen los siguientes pines (García & García, s.f.):

- VCC = Alimentación del módulo entre 3.6 V y 6 V.
- GND = *Ground*.
- TXD = Transmisión de datos.
- RXD = Recepción de datos a un voltaje de 3.3 V.
- KEY = Poner a nivel alto para entrar en modo configuración del módulo (únicamente en el modelo HC – 05).
- STATE = Para conectar un led de salida y poder visualizar cuando se comuniquen los datos.

Es importante mencionar que no todos los módulos cuentan con estos pines soldados para simple conexión. Algunas veces se requiere buscar la ficha técnica del módulo para encontrar el esquema de distribución de pines, como el que se muestra en la figura 91. Esto se requiere especialmente cuando se va a realizar la configuración inicial del módulo *bluetooth* mediante comando AT, como se explicará más adelante.



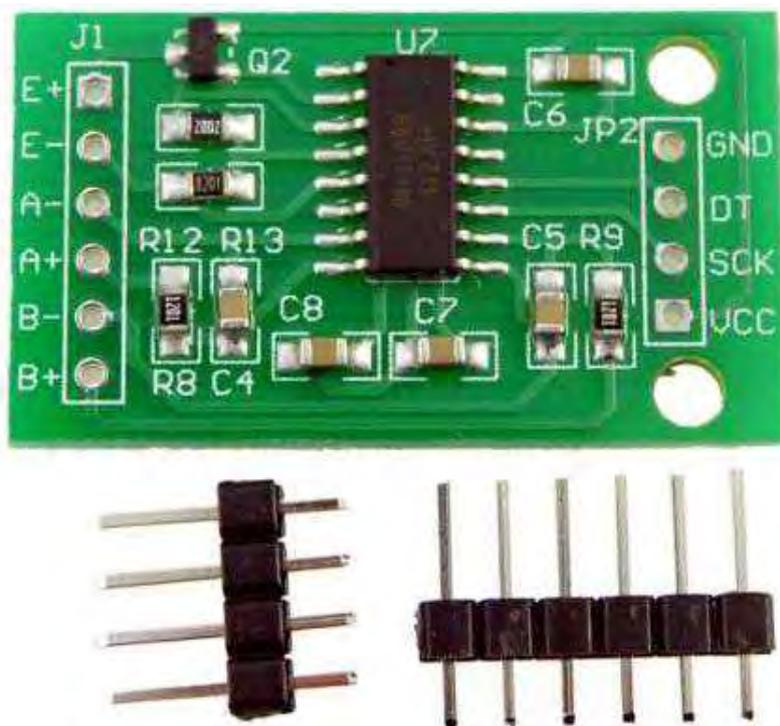
**Figura 91.** Esquema de distribución de pines del módulo bluetooth H -05.

Fuente: ARMmbed *Webside*.

- Módulo HX – 711 ADC (24 bits)

Se trata de un módulo conversor analógico/digital (ADC) de precisión, especialmente diseñado para conectar directamente las celdas de carga. Esto facilita las tareas en el campo de la automatización industrial donde sea necesario medir fuerza o peso.

Este módulo, como el que se muestra en la figura 92 soporta hasta dos celdas de carga y es compatible con Arduino, pues posee una librería de fácil acceso y calibración dependiendo del tipo de celda a utilizar. Además, el ADC posee una rápida respuesta, no es vulnerable al ruido, posee un buen rendimiento y sobre todo fiabilidad.



**Figura 92.** Módulo HX - 711 ADC de precisión de 24 bits para celdas de carga.

Fuente: Electro Pro *Website*.

Sus principales características técnicas y dimensiones se muestran en la tabla 13 y dado su reducido tamaño y capacidad es ampliamente utilizado en la industria mecánica, eléctrica, química, construcción, medicina y muchos otros campos de acción, en los que se utiliza para medir fuerza, presión, desplazamiento o torque, mediante celdas de carga.

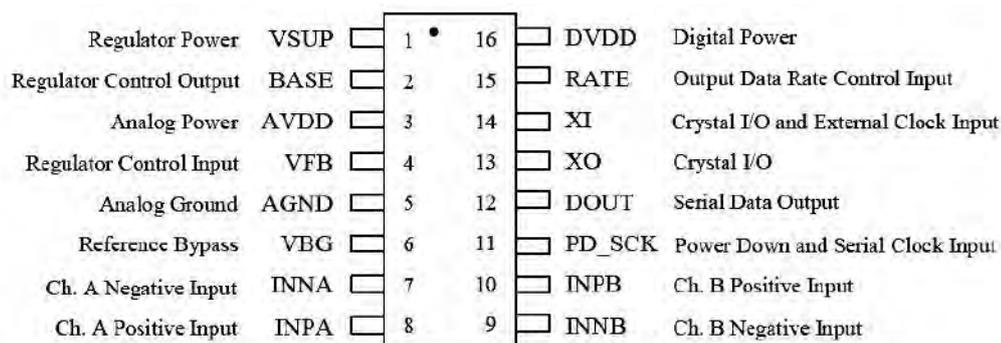
**Tabla 13.** Especificaciones técnicas y geométricas del módulo HX - 711 ADC de 24 bits para celdas de carga.

<b>Voltaje diferencial de entrada<sup>8</sup></b>	$\pm 40$ mV
<b>Exactitud de los datos</b>	24 bits
<b>Frecuencia de muestro</b>	80 Hz
<b>Voltaje de funcionamiento</b>	5 Vdc
<b>Corriente de funcionamiento</b>	< 10 mA
<b>Largo</b>	38 mm
<b>Ancho</b>	21 mm
<b>Altura</b>	10 mm

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, como en el caso del módulo anterior, es necesario contar con la ficha técnica para poder conocer cuál es la distribución de sus pines. Esta distribución se observa en la figura 93 y aparece también en su ficha técnica en la sección de anexos, al igual que la de los demás componentes del sistema de adquisición de datos que en este capítulo se expone.

<sup>8</sup> Tensión de entrada diferencial a Full escala:  $\pm 40$  mV.



**Figura 93.** Esquema de distribución de pines del módulo HX - 711 ADC de 24 bits para celdas de carga.

Fuente: AVIA Semiconductor/Datasheet.

- Celda de carga U2A de HBM

Es una celda de tensión y compresión para cargas medias y pesadas, especialmente utilizada para el pesaje de contenedores suspendidos y para básculas de banda y de dosificación. Se trata de una celda de carga extraordinariamente robusta<sup>9</sup>, por lo cual se recomienda para el pesaje de aditivos en la industria de la construcción (© HBM, s.f.).

Existen varios modelos y clases de precisión; sin embargo, para este proyecto se cuenta con aquel cuya capacidad de carga alcanza 1 tonelada de medición. En la documentación brindada por la compañía en su página Web oficial se mencionan las siguientes especificaciones técnicas y de geometría (© HBM, s.f.), presentadas en la tabla 14:

**Tabla 14.** Especificaciones técnicas y geométricas de la celda de carga U2A de HBM.

<b>Máxima capacidad</b>		1 tonelada
<b>Sensibilidad</b>		2 mV/V
<b>Tolerancia</b>	<b>A tensión</b>	< ± 0.2 %
	<b>A compresión</b>	< ± 0.5 %
<b>Voltaje de excitación de referencia</b>		5 V
<b>Máximo voltaje suministrado</b>		18 V
<b>Rango de temperatura de operación</b>		-30 °C a 120 °C
<b>Material</b>	<b>Cuerpo de medición</b>	Acero inoxidable
	<b>Prensaestopas</b>	Latón niquelado, silicona
	<b>Cubierta del cable</b>	Termoplástico, elastómero
<b>Desplazamiento nominal aproximado</b>		< 0.1 mm
<b>Peso aproximado</b>		0.8 kg
<b>Longitud del cable</b>		3 m
<b>Dimensiones</b>	<b>Diámetro del cuerpo de medición</b>	50 mm
	<b>Altura</b>	72 mm
<b>Tipo de conector</b>		Circuito de seis hilos

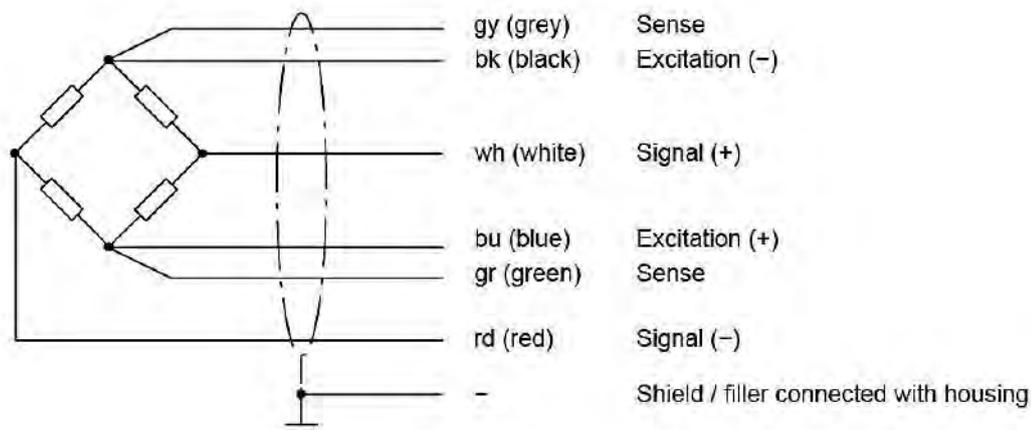
Fuente: Elaboración propia.

<sup>9</sup> Cumple con los requisitos de EMC según EN 45 501.

La celda de carga U2A, como la que se muestra en la figura 94, cuenta con un cable de conexión dispuesto bajo la técnica de “seis hilos”, cuya asignación de cables para la conexión se aprecia en el esquema de la figura 95.



**Figura 94.** Celda de carga U2A - HBM.  
Fuente: Captura fotográfica propia.

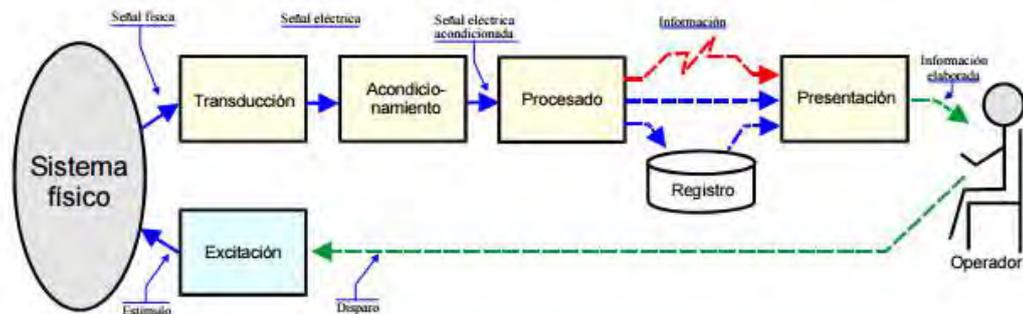


**Figura 95.** Esquema de conexión del circuito de "seis cables" de la celda de carga U2A de HBM.

Fuente: Mounting instructions/ Load Cell U2A-HBM.

## 4.2 Comunicación con la computadora

La finalidad del sistema de adquisición de datos es el poder transformar el medio físico que se está caracterizando en datos que se puedan visualizar y realizar un análisis posterior. En este caso la obtención de datos empieza desde el momento en que el sensor de ultrasonido logra captar el movimiento vertical del amortiguador, y la celda de carga mide la fuerza que se le aplica. Luego viene un trabajo de conversión de señales de analógicas a digitales para poder ser interpretadas por la computadora y visualizadas en ella.



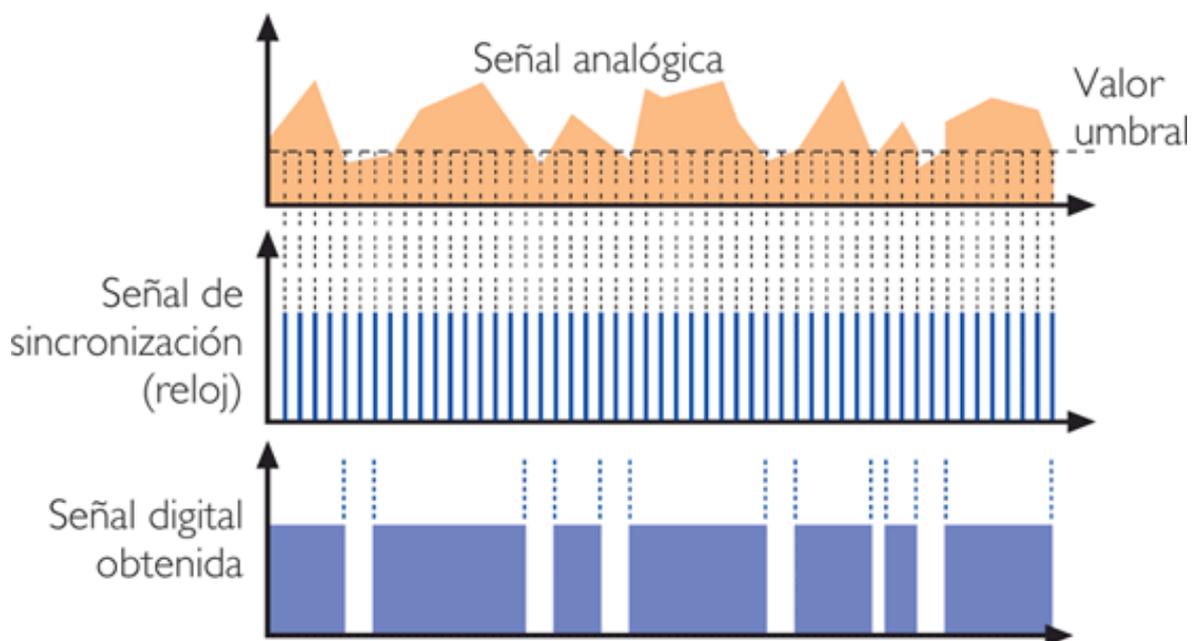
**Figura 96.** Esquema del proceso de adquisición y visualización de datos.  
Fuente: Drake Moyano, José María. "Instrumentación electrónica de comunicaciones".  
Santander 2005.

En la figura 96 se puede apreciar el esquema correspondiente al proceso de adquisición de datos. Se tiene claro cómo funcionan los sensores que se utilizarán, la siguiente etapa sería el acondicionamiento de la señal, para luego pasar recién a la adquisición de la información y presentación de la misma al usuario. En este caso, el acondicionamiento de la señal consistirá en la implementación de un filtro que atenúe el ruido que pueda presentar la señal de medición captada, tanto por el sensor de ultrasonido, como por la celda de carga.

Por otro lado, como se expuso al inicio de este capítulo, la forma de transmisión de datos a la computadora será por medio de comunicación *bluetooth*, usando el módulo correspondiente que ha sido presentado líneas arriba. Lo más importante en esta actividad es la capacidad de muestreo de la entrada analógica. El muestreo permite realizar la conversión de un sistema analógico a uno digital, a lo que se llama: digitalización o conversión analógica digital. Este proceso consiste en realizar de manera periódica, medidas de la amplitud de la señal, redondear sus valores a un conjunto finito de niveles preestablecidos<sup>10</sup>, y registrarlos como valores enteros en una memoria o soporte de cualquier tipo. Finalmente, dentro de este proceso de conversión analógica-digital intervienen estos cuatro conceptos importantes:

- Muestreo: Consiste en tomar muestras de forma periódica de la amplitud de onda de la señal en estudio. Asimismo, se conoce como frecuencia de muestreo a la velocidad con la que se toma una muestra, dicho de otra manera, el número de muestras por segundo que se pueden captar.
- Retención: Las muestras son retenidas para poder evaluar su nivel (cuantificación). Matemáticamente el proceso de retención no se contempla por tratarse de un recurso técnico debido a limitaciones prácticas. Por esta razón carece de modelo matemático.
- Cuantificación: Se mide el voltaje de cada muestra tomada y se asigna un margen de valor de una señal analizada a un único nivel de salida. No es posible tener una versión ideal, siempre habrá añadida una señal indeseada conocida como ruido de cuantificación.
- Codificación: Finalmente se deben traducir los valores obtenidos de la cuantificación a un código binario, que es el más utilizado, aunque existen otros tipos de códigos que también se podrían utilizar.

<sup>10</sup> A estos niveles se les conoce como niveles de cuantificación.



**Figura 97.** Digitalización de una señal analógica.  
Fuente: Wikipedia.

En la figura 97 se puede observar cómo se realiza la conversión de una señal analógica a una digital utilizando el teorema de Nyquist-Shannon<sup>11</sup>, que demuestra que toda la información de una señal contenida en el intervalo temporal entre dos muestras cualesquiera, está descrita por toda la serie de muestras tomadas, siempre y cuando la señal registrada sea de naturaleza periódica (como el sonido) y sus componentes de frecuencia no igualen o superen a la mitad de la tasa de muestreo. La finalidad de presentar esta breve reseña sobre la digitalización es poner en consideración la capacidad de muestreo del sistema embebido a utilizar: el Arduino UNO, que normalmente es de hasta 10 kS/s, es decir, de 10000 muestras por segundo, que no está nada mal para muestrear señales que no varíen demasiado rápido con el tiempo, como ocurre con casi todos los sensores comúnmente utilizado en la industria. No obstante, es posible aumentar la velocidad de muestreo hasta unas 20000 muestras por segundo con un Arduino UNO (© PROMETEC , s.f.), pero se debe puentear la placa y pasar a programar su microcontrolador ATmega 328. Hay formas para hacerlo, pero no es necesario en este caso.

A manera de resumen se presenta en la tabla 15 la decisión tomada con respecto a los elementos seleccionador para establecer la comunicación con la computadora:

**Tabla 15.** Comunicación con la computadora - Sistema de adquisición de datos.

<b>Para la recopilación de datos</b>	Una computadora portátil
<b>Para la transmisión de datos</b>	Comunicación <i>bluetooth</i>
<b>Para el análisis y presentación de datos</b>	MATLAB

**Fuente:** Elaboración propia.

<sup>11</sup> Según el teorema de Nyquist-Shannon, para poder replicar con exactitud la forma de una señal, es necesario que la frecuencia de muestreo sea mayor que el doble de la frecuencia máxima a muestrear.



A continuación, se procede a explicar el *sketch*<sup>13</sup> de la figura 99 que se creó para configurar el módulo mediante comandos AT:

```

HC_05_Config_2
#include <SoftwareSerial.h>

SoftwareSerial serial2(6,7);

void setup()
{
  Serial.begin(9600);
  serial2.begin(38400);

  pinMode(8,OUTPUT);
  digitalWrite(8,HIGH);

  Serial.println("Inicio de comandos AT: ");
}

void loop()
{
  if(Serial.available())
    serial2.write(Serial.read());

  if(serial2.available())
    Serial.write(serial2.read());
}
  
```

Compilado

```

Global variables use 321 bytes (15%) of dynamic memory, leaving
1.727 bytes for local variables. Maximum is 2.048 bytes.
  
```

1 Arduino Uno on COM5

**Figura 99.** *Sketch* correspondiente al código de configuración del módulo bluetooth HC-05.

Fuente: Adaptación de tutorial de configuración/*Geek Factory* México.

1

Se incluye a la librería llamada “*SoftwareSerial*” que es la nos permite emular un segundo puerto serial. Todas las librerías tienen la extensión “.h” al ser guardadas.

2

Se llama a la librería y se nombra al segundo puerto serial emulado como “*serial2*”. Además, se configuran los pines de transmisión y recepción para el PIN 7 y PIN 6, respectivamente. Esta configuración se corresponde con la

<sup>13</sup> Archivo creado en el programa Arduino que contiene las líneas de código. Estos archivos son compilados y subidos a la placa mediante este mismo programa por conexión USB.

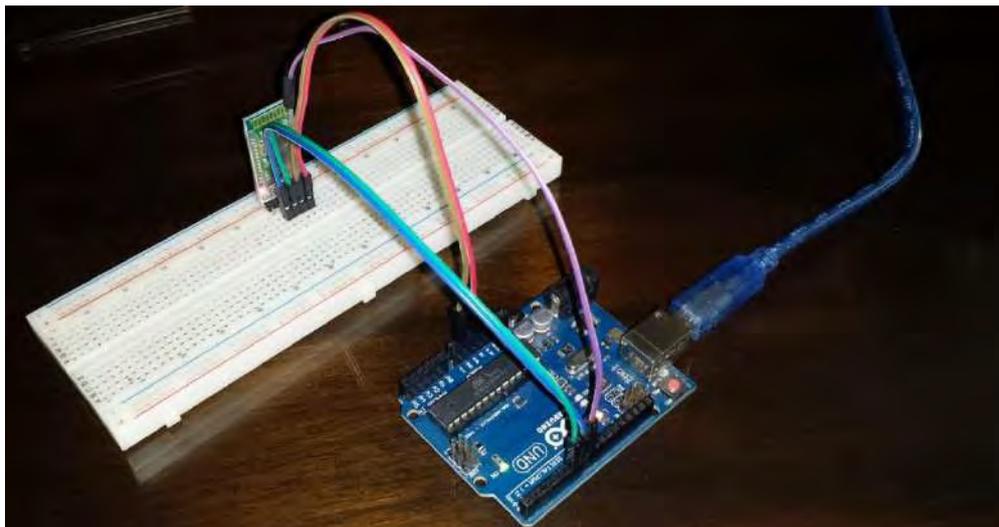
conexión observada en la figura 98, con la siguiente consideración: el pin de transmisión del Arduino va conectado con el pin de recepción del módulo *bluetooth*; y el pin de recepción del Arduino va conectado con el pin de transmisión del módulo *bluetooth*.

- 3 Se configuran los puertos: el puerto serial del Arduino de 9600 baudios y el puerto serial emulado definido a una velocidad de 38400 baudios, porque es a esta velocidad a la que puede trabajar el módulo *bluetooth* para los comandos AT.
- 4 Se habilita como salida y en alto (a 5 V) el PIN 8 del Arduino que va conectado al PIN 34 del módulo *bluetooth* (“key”), para poder desbloquearlo y acceder a los comandos AT.
- 5 Se envía un mensaje de bienvenida que nos indique que ya es posible iniciar la configuración: “Inicio de comandos AT”
- 6 Ya en el bloque principal, se leen los datos del módulo *bluetooth* y se envían al dispositivo serial
- 7 Se configura para que mediante el monitor serial se puedan enviar los comandos al módulo *bluetooth* y que éste sea capaz de enviarnos un mensaje de confirmación.

El código compila correctamente y se carga directamente a la placa Arduino dispuesta como se aprecia en la figura 100.

Por otro lado, se debe tener en cuenta lo siguiente: una vez listas las conexiones, se debe desconectar el pin de alimentación del módulo *bluetooth*, antes de conectar la tarjeta Arduino. Posteriormente se conecta esta tarjeta a la alimentación de 5 V (al puerto USB de la computadora, en este caso) y luego, recién se conecta el pin de alimentación del módulo *bluetooth*. Se sabe que el módulo está listo para ser configurado cuando su led permanece encendido por 3 segundos y luego se apaga por 2 segundos, repitiéndose esto todo el tiempo que dure la configuración, es decir, el tiempo en que permanezca el PIN 34 del módulo *bluetooth* en alto, conectado al PIN 8 del Arduino.

Para poder ingresar los comandos AT que se desean modificar, se procede a abrir el monitor serial, donde se seleccionan las siguientes opciones en las pestañas correspondientes: “Ambos NL & CR” y “9600 baud”. Luego se escribe el comando “AT”, recibiendo la respuesta en pantalla: “OK”, lo cual nos indica que está listo para ser configurado.



**Figura 100.** Circuito físico de conexión para configuración del módulo bluetooth HC-05.

Fuente: Captura fotográfica propia.

La siguiente lista corresponde a una compilación de algunos de los comandos que se consideran importantes a la hora de configurar el módulo *bluetooth* (Rubén, 2014):

- AT  
Comando de verificación, debe recibir la respuesta OK para saber que el módulo está listo para ser configurado.
- AT + ROLE = 1  
Comando para colocar el módulo en modo maestro (*Master*).
- AT + ROLE = 0  
Comando para colocar el módulo en modo esclavo (*Slave*).
- AT + VERSION  
Comando para obtener el firmware.
- AT + UART  
Comando para verificar y modificar la tasa de transmisión.
- AT + NAME = Banco Ensayos  
Comando para verificar y modificar el nombre del dispositivo.

En la sección de anexos se provee una hoja de datos de iTeardStudio<sup>14</sup>, donde se puede encontrar a parte de las características del módulo HC – 05, otros comandos AT documentados.

<sup>14</sup> Compañía dedicada a la venta de productos electrónicos y tecnología innovadora cuya página Web es: <http://imall.itead.cc/>

## 4.2.2 Comunicación *bluetooth* entre el Arduino UNO y la computadora portátil

Una vez configurado el módulo HC – 05, lo que queda es proceder al emparejamiento de nuestro dispositivo *bluetooth* de la computadora con el módulo. Entonces, para conectarse con el módulo *bluetooth* se tiene que añadir como si se tratase de un teléfono móvil o cualquier otro dispositivo *bluetooth*<sup>15</sup> cualquiera. Normalmente se utiliza la clave de emparejamiento 1234 que aparece por defecto. Este procedimiento es muy sencillo y no necesita mayor explicación.

## 4.3 Obtención y representación de datos

Hasta el momento se ha explicado cómo se establece la comunicación entre nuestra placa Arduino UNO y la computadora. Ahora toca detallar el trabajo de programación realizado para poder cumplir el objetivo, que es el poder medir la distancia que se comprime y extiende el amortiguador que se esté analizando y también la fuerza que se le inyecta. De esta manera, para poder llegar al programa final, se creyó beneficioso implementar previamente algunos códigos sencillos que permitieron conocer la sintaxis de programación del Arduino para cada tarea que se necesitaba realizar.

### 4.3.1 Proyectos de soporte

En las próximas líneas se explica cómo se llevó a cabo la implementación de cuatro proyectos con distintas aplicaciones, a partir de los cuales se pudo realizar el programa final que midiera desplazamiento y fuerza aplicada en el amortiguador montado en el banco de ensayos.

#### 4.3.1.1 Envío de datos mediante módulo *bluetooth* HC – 05 para Arduino

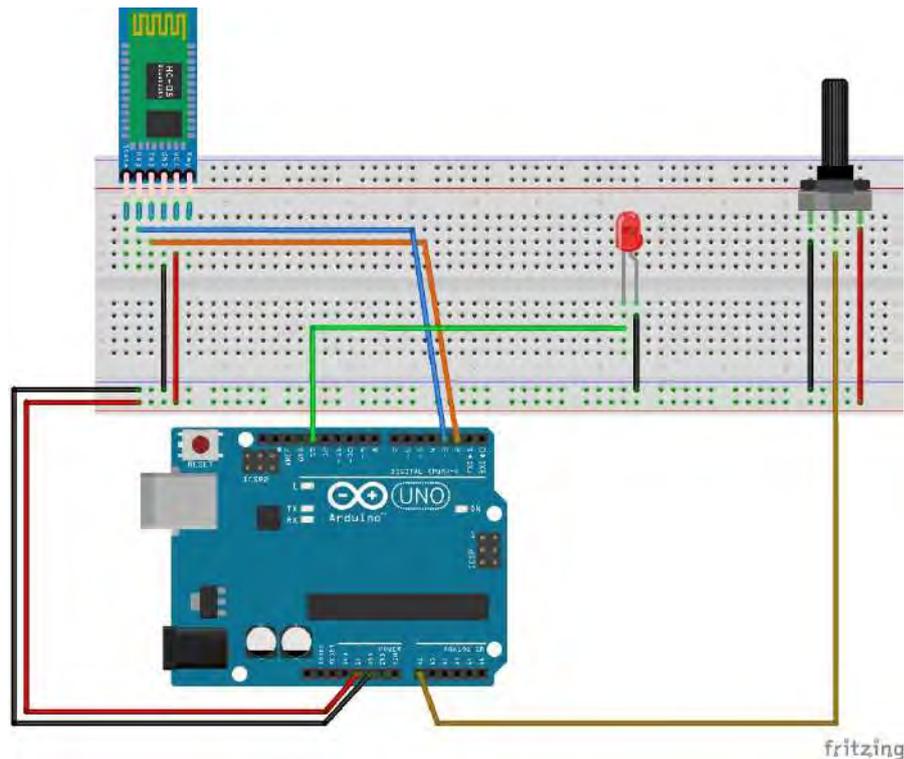
Este proyecto consiste principalmente en transmitir datos del Arduino UNO a la computadora mediante la utilización del módulo *bluetooth* HC – 05. Este módulo se conecta con la placa Arduino empleando comunicación serial, para lo cual se debe incluir en el programa la librería “*SoftwareSerial.h*” que viene incluida en el IDE de Arduino<sup>16</sup>. Con esta librería es posible usar los pines 2 y 3 como RX y TX, respectivamente. Además, es necesario contar con una placa protoboard, un LED y un potenciómetro. Las conexiones son muy sencillas, tal como se aprecia en la figura 101.

Se trata de enviar un valor de 0 a 1023, el cual se obtiene al girar el potenciómetro conectado en el circuito. Estos valores se envían cada segundo y el código implementado se presenta en la figura 102.

---

<sup>15</sup> El módulo *bluetooth* aparecer en la lista de dispositivos disponibles con el nombre que se haya elegido en la configuración de los comandos AT, en este caso, “BancoPruebas”.

<sup>16</sup> IDE (*Integrated Development Environment*) de Arduino es un entorno interactivo de desarrollo que permite programar fácilmente la tarjeta. Se basa en *Processing* y *Wiring*.



**Figura 101.** Esquema de conexión para enviar datos desde el Arduino a la computadora por bluetooth.

Fuente: Elaboración propia en programa Fritzing<sup>17</sup>.

```

Conexi_n_Bluetooth Arduino 1.6.1
Archivo Editar Programa Herramientas Ayuda
Conexi_n_Bluetooth
//Enviar datos con modulo Bluetooth para Arduino http://zygzax.com
#include <SoftwareSerial.h>
SoftwareSerial blue(2, 3);
int pot=0;
void setup(){
  blue.begin(9600);
  blue.println("Conectado");
}
void loop(){
  pot=analogRead(0);
  blue.println(pot);
  delay(100);
}
Compilado
Global variables use 138 bytes (6%) of dynamic memory, leaving
1.910 bytes for local variables. Maximum is 2.048 bytes.
1 Arduino Uno on COM5

```

**Figura 102.** Sketch correspondiente al código para enviar datos a la computadora por comunicación bluetooth.

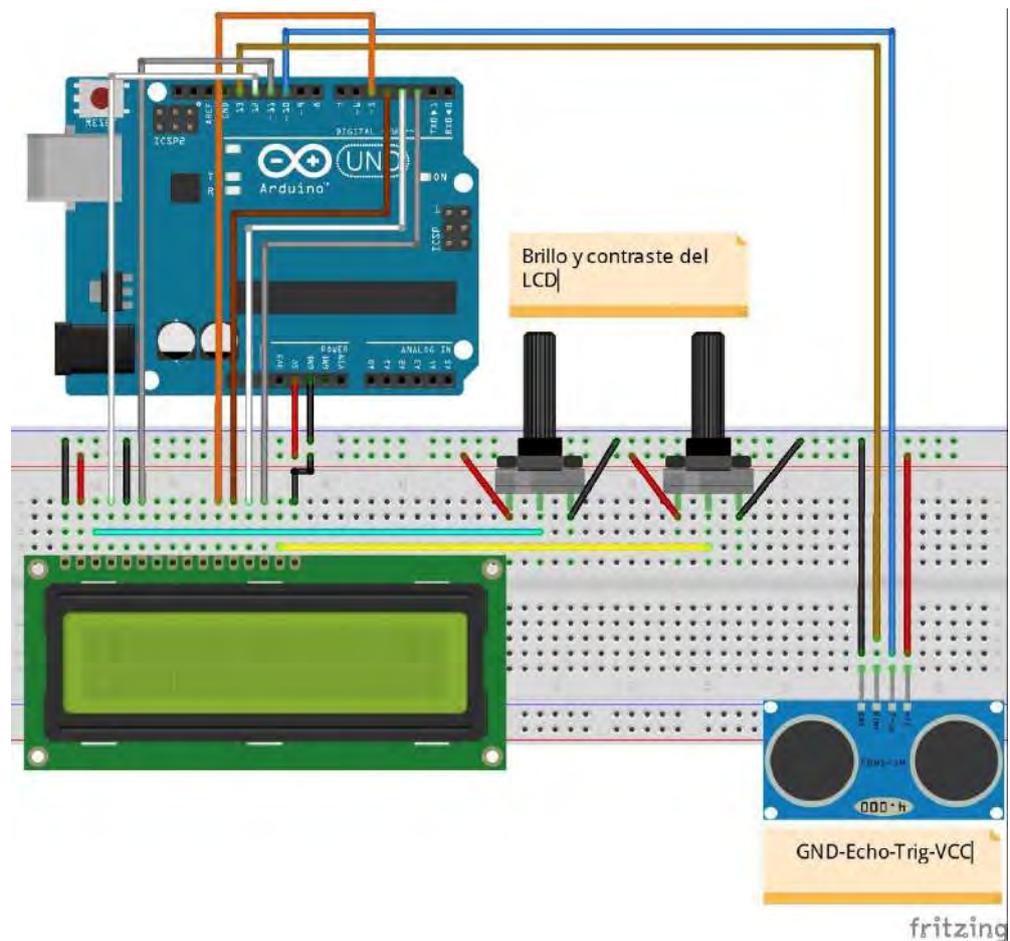
Fuente: Elaborado por ZYGZAX (<http://zygzax.com/>).

<sup>17</sup> Fritzing es un *software* libre empleado para hacer uso creativo de la electrónica. Permite pasar de prototipos a productos finales de manera sencilla.

En el programa de desarrollo de Arduino se debe seleccionar el puerto de serie que corresponda a la comunicación *bluetooth*, para finalmente abrir el monitor serie del IDE, seleccionar “9600 baud”, que corresponde a la tasa de transmisión de datos y poder visualizar la información.

#### 4.3.1.2 Medición de distancias con sensor HC – SR04

Para este proyecto se necesitan los siguientes elementos: una placa protoboard, una tarjeta Arduino UNO, el sensor de ultrasonido HC – SR04, un *display* LCD 16x2 y dos potenciómetros para regular su brillo y contraste.



**Figura 103.** Esquema de conexión para medir distancias usando un sensor de ultrasonido.

Fuente: Elaboración propia en programa Fritzing.

En la figura 103 se puede apreciar cómo se deben realizar las conexiones.

Por otro lado, el código empleado para realizar la medición y mostrarla en la pantalla LCD se muestra en el *sketch* de la figura 104. Asimismo, en la sección de anexos se presenta un compendio de todos los códigos implementados para su fácil verificación y revisión. Esta figura como las anteriores sirve para aseverar que los programas han sido correctamente compilados y grabados en la tarjeta Arduino empleada.

```

HC_SR04_Distance_Display_Final Arduino 1.5.1
Archivo Editar Programa Herramientas Ayuda

HC_SR04_Distance_Display_Final

#include <LiquidCrystal.h> //compuqqq
LiquidCrystal lcd(12, 11, 5, 4, 3, 2);

int trigger=10;
int echo=13;
int maximumRange = 200; // Maximum range needed
int minimumRange = 0; // Minimum range needed
float duration, distance;

void setup()
{
  Serial.begin(9600);
  pinMode(trigger,OUTPUT);
  pinMode(echo,INPUT);
  lcd.begin(16,2);
}

void loop()
{
  digitalWrite(trigger,LOW); //Inicializamos el sensor.
  delayMicroseconds(2);
  digitalWrite(trigger,HIGH); //Comenzamos las mediciones - Enviamos una señal activando la salida trigger durante 10 microsegundos
  delayMicroseconds(10);
  digitalWrite(trigger,LOW);
  duration = pulseIn(echo, HIGH);
  distance = duration/SPEED_OF_SOUND; //Calculate the distance (in cm) based on the speed of sound.
  if (distance >= maximumRange || distance <= minimumRange)
  {
    Serial.println("-1");
  }
  else
  {
    Serial.println(distance);
    lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print(distance);
  }
  delay(100); //Delay 50ms before next reading.
}
}
}

Sketch uses 5,064 bytes (18%) of program storage space. Maximum is 32,256 bytes.
Global variables use 248 bytes (12%) of dynamic memory, leaving 1,800 bytes for local variables. Maximum is 2,048 bytes.

```

**Figura 104.** Sketch correspondiente al código para medir distancias empleando un sensor de ultrasonido.

Fuente: Elaborado por ZYGZAX (<http://zygzax.com/>).

#### 4.3.1.3 Medición de fuerza con celda de carga U2A - HBM

En este caso se utilizó: una protoboard, la placa Arduino UNO, la tarjeta ADC HX – 711 y la celda de carga U2A. La descripción de todas estas componentes se detalla en la primera parte de este capítulo.

En la figura 105 se observa cómo se deben conectar tanto la celda de carga como la tarjeta ADC. En primer lugar, se procede a realizar la calibración de la celda de carga, es decir, establecer la escala que se empleará para realizar la conversión deseada.

Load Cell	HX 711
C -> E+ (HX711)	DT -> A1 (Arduino)
B -> E- (HX711)	SCK -> A0 (Arduino)
D -> B- (HX711)	GND -> GND (Protoboard)
A -> B+ (HX711)	VCC -> VCC (Protoboard)

**Figura 105.** Modo de conexión de las componentes para calibración de celda de carga.

Fuente: Elaboración propia.

El *sketch* que se aprecia en la figura 106 corresponde a la calibración de la celda de carga, la cual comienza con un proceso de destarado. Luego se coloca algún peso conocido para poder establecer una comparación entre la lectura de la tarjeta ADC registrada, y la carga sometida. Este proceso se realizó continuamente en una prensa con cargas que iban incrementando, con la finalidad de que la escala asignada finalmente sea la correcta.

```

CalibrarCelda Arduino 1.6.1
Archivo Editar Programa Herramientas Ayuda
CalibrarCelda $
include "HX711.h"

define DOUT A1
define CLK A0

HX711 loadcell(DOUT, CLK);

oid setup() {
  Serial.begin(9600);
  Serial.print("Lectura del valor del ADC: ");
  Serial.println(loadcell.read());
  Serial.println("No coloque ningún peso sobre la celda de carga");
  Serial.println("Destarando...");
  loadcell.set_scale(); //La escala por defecto es 1
  loadcell.tare(100); //El peso actual es considerado Tara.
  Serial.println("Coloque un peso conocido:");

oid loop() {

  Serial.print("Valor de lectura: ");
  Serial.println(loadcell.get_value(10),0);

  delay(100);

Compilado
Global variables use 353 bytes (17%) of dynamic memory, leaving
1.695 bytes for local variables. Maximum is 2.048 bytes.
1 Arduino Uno on COM5

```

**Figura 106.** *Sketch* correspondiente al código para calibrar la celda de carga U2A de HBM.  
Fuente: Elaboración propia.

Una vez calibrada la celda de carga se procede a probar el código que medirá la fuerza ejercida sobre ella. Este código es básicamente el mismo, con la diferencia de que ahora ya se establece el valor de la escala encontrado. Otra de las diferencias es que se utiliza otra de las funciones de la librería "HX711.h" para mostrar en el monitor serie el valor actual, es decir, la lectura real de la fuerza escalada. Es importante mencionar también que las funciones de esta librería permiten realizar varias mediciones y únicamente presentar el valor promedio de éstas.

#### 4.3.1.4 Arduino y Matlab para tratamiento y representación de señales

Tal como se mencionó en los apartados anteriores, en cualquier proyecto de aplicación práctica, una de las cuestiones de mayor importancia suele ser enlazar la parte teórica como algoritmos de tratamiento de señales, sistemas de control, etc.; con el entorno real.

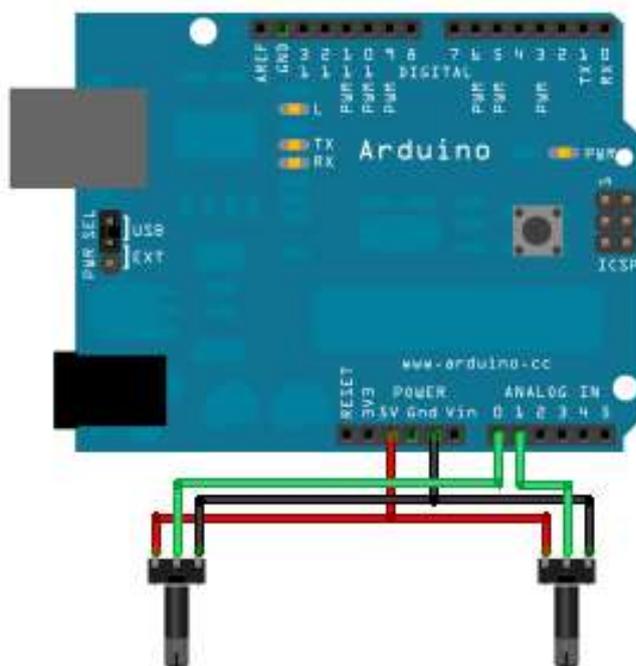
Afortunadamente, hoy se cuenta con sistemas embebidos que permiten realizar esta tarea, para la cual hasta hace no mucho se solía utilizar con una tarjeta DAQ como las de *National Instruments*.

Por otra parte, el análisis y representación de señales es otro punto importante dentro de un sistema global de adquisición de datos. Aquí radica el objetivo de este proyecto, captar una señal analógica de dos sensores (en este caso potenciómetros), que puede ser extensible a una mayor cantidad de los mismos; y transmitirla a Matlab con la finalidad de poder analizarla y trabajarla.

Siguiendo esta línea de trabajo es necesario realizar el siguiente procedimiento:

##### a) Configuración de la tarjeta Arduino

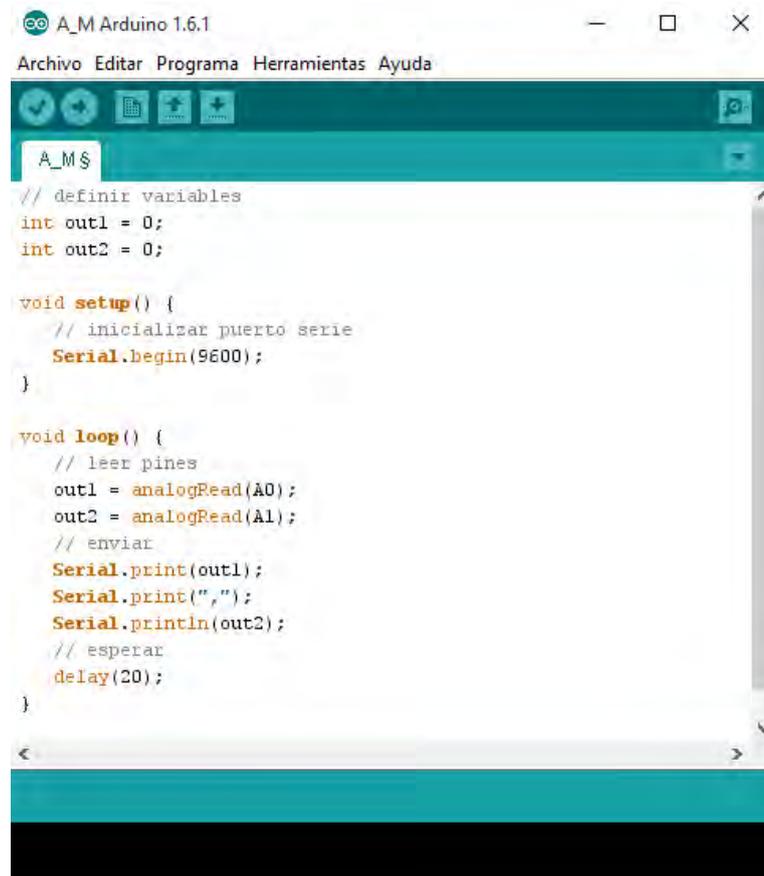
Como primer paso se debe preparar la tarjeta, para lo cual se conectan los potenciómetros entre los pines de +5 V y Gnd, y sus pines centrales a las entradas analógicas A0 y A1 del Arduino, tal como se observa en la figura 107.



**Figura 107.** Esquema de conexión para recepción de señales analógicas desde dos potenciómetros.

Fuente: WE CHOOSE DE THE MOON Webside, elaborado por García Tíscar.

Lo que sigue es programar de tal forma que la tarjeta Arduino recoja la información de A0 y A1 la envíe vía serie, atendiendo el siguiente formato: valor de A0, coma, valor de A1 y se selecciona la opción de retorno de carro + línea nueva, ya que se usa al final la función `Serial.println()`. El código empleado se observa en la figura 108.



```

A_M$
// definir variables
int out1 = 0;
int out2 = 0;

void setup() {
  // inicializar puerto serie
  Serial.begin(9600);
}

void loop() {
  // leer pines
  out1 = analogRead(A0);
  out2 = analogRead(A1);
  // enviar
  Serial.print(out1);
  Serial.print(",");
  Serial.println(out2);
  // esperar
  delay(20);
}

```

**Figura 108.** Sketch del código para recibir una señal analógica de potenciómetros en Arduino.

Fuente: Implementación en IDE, elaborado por Jorge García Tíscar.

## b) Configuración de Matlab

Después de haber configurado el Arduino, los datos se enviarán por la propia conexión USB, simulando un puerto serie. Dado que en este caso el sistema operativo en el que se trabajará es Windows, el puerto elegido será el "COM5".

El primer paso es crear un objeto serie en Matlab y abrirlo para empezar la lectura:

```

%borrar previos
delete(instrfind({'Port'}, {'COM5'}));
%crear objeto serie
s = serial('COM5', 'BaudRate', 9600, 'Terminator', 'CR/LF');
warning('off', 'MATLAB:serial:fscanf:unsuccessfulRead');
%abrir puerto
fopen(s);

```

Posteriormente se prepara la medida, regulando dos parámetros: el tiempo global de la medida y tasa de capturas por segundo. Éste último parámetro se debe estimar; sin embargo, se hará que el programa devuelva el valor real, de manera que pueda ser corregido de inmediato el valor estimado, en caso de estar muy alejado de la realidad.

```
% parámetros de medidas
tmax = 10; % tiempo de captura en s
rate = 33; % resultado experimental (comprobar)
```

Por consiguiente, se prepara la figura en la que se mostrará la señal generada por ambos potenciómetros. Se abre una nueva ventana con nuevos ejes y se crean, además, dos objetos gráficos de tipo línea que se van actualizando a medida que se tienen los datos. Con esto se logra evitar que se sature el Matlab, cosa que si ocurriría si se emplea el comando “plot” dentro del bucle creado.

```
% preparar la figura
f = figure('Name','Captura');
a = axes('XLim',[0 tmax],'YLim',[0 5.1]);
l1 = line(nan,nan,'Color','r','LineWidth',2);
l2 = line(nan,nan,'Color','b','LineWidth',2);

xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Voltaje (V)')
title('Captura de voltaje en tiempo real con Arduino')
grid on
hold on
```

Por otra parte, el núcleo del programa es el bucle correspondiente a la medida, donde se irán leyendo los datos del puerto serie en el formato que se ha explicado en el primer paso. También se irán midiendo el tiempo de ejecución y actualizando los dos objetos línea creados en el paso anterior. En este caso “X” corresponde al tiempo de ejecución y los datos de “Y” serán los voltajes medidos hasta el momento. Se debe tener presente que, al salir del bucle, se imprime el valor de la tasa de capturas por segundo que se había estimado al principio.

```
% inicializar
v1 = zeros(1,tmax*rate);
v2 = zeros(1,tmax*rate);
i = 1;
t = 0;

% ejecutar bucle cronometrado
tic
while t<tmax
    t = toc;
    % leer del puerto serie
    a = fscanf(s,'%d,%d');
    v1(i)=a(1)*5/1024;
    v2(i)=a(2)*5/1024;
```

```

    % dibujar en la figura
    x = linspace(0,i/rate,i);
    set(l1,'YData',v1(1:i),'XData',x);
    set(l2,'YData',v2(1:i),'XData',x);
    drawnow
    % seguir
    i = i+1;
end
% resultado del cronometro
clc;
fprintf('%g s de captura a %g cap/s \n',t,i/t);

```

Finalmente, se guarda la figura creada en formato PDF o cualquier otro formato deseado, se cierra el puerto serie para permitir que pueda ser utilizado por otra aplicación y también se elimina el objeto serie creado en el paso inicial.

```

savefigure('captura_multi','s',[4.5 3],'po','-dpdf')

%% Limpiar la escena del crimen
fclose(s);
delete(s);
clear s;

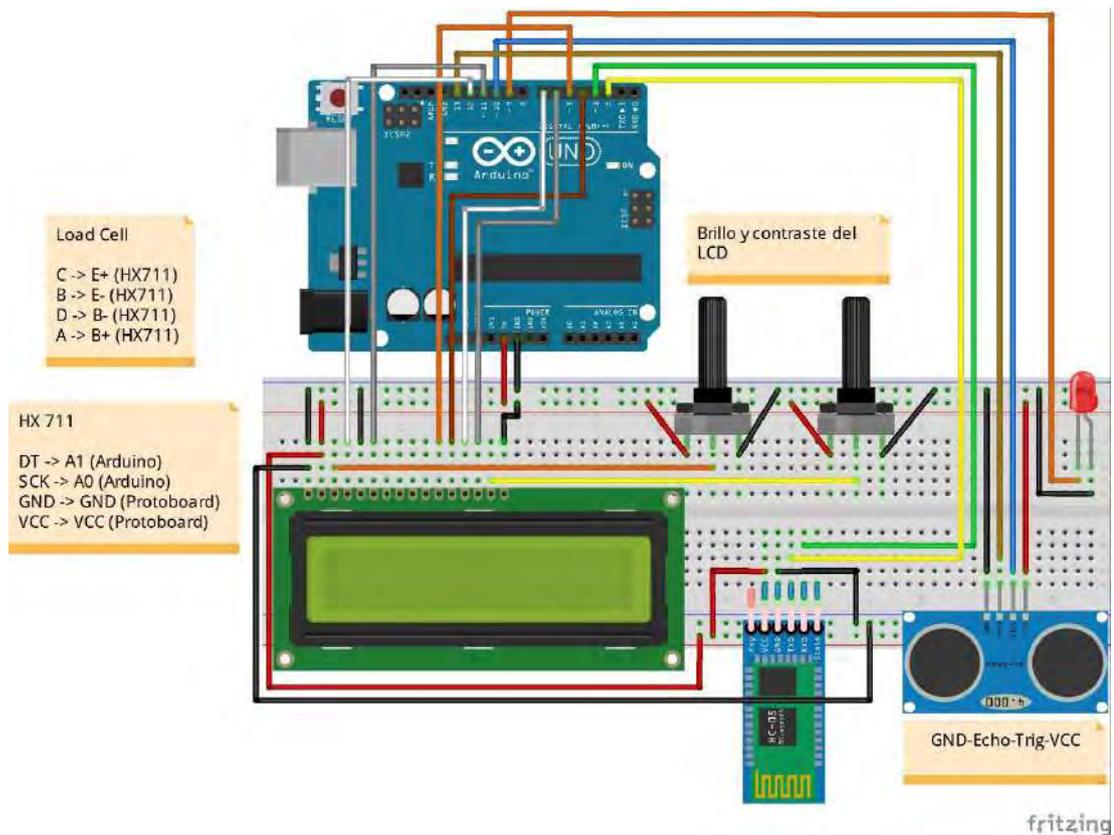
```

### 4.3.2 Proyecto final

En esta sección se presenta el programa final desarrollado. Básicamente consiste en la unión de los proyectos anteriormente implementados por separado. De esta manera, el proyecto final será capaz de medir la distancia que se desplaza el amortiguador haciendo uso del sensor de ultrasonido HC – SR04; y la fuerza, mediante la lectura que se realice con la celda de carga U2A empleando la tarjeta ADC HX – 711. Al igual que en los proyectos anteriores, en la figura 109 se muestra un esquema de las conexiones de los componentes electrónicos empleados.

El proyecto final consta de un *sketch* del código en IDE de Arduino que recoge la lectura de los sensores utilizados y los envía mediante comunicación *bluetooth* a la computadora. Además, se tiene un *script* en Matlab que crea un objeto de la información enviada del Arduino UNO y extrae los datos para que puedan ser analizados, procesados y se puedan generar las gráficas características del amortiguador en tiempo real.

Es importante mencionar ciertos inconvenientes que se tuvieron al inicio de las pruebas, sobre todo con el tema de la comunicación, que pudo ser serial; sin embargo, por una cuestión y comodidad se buscó que la comunicación sea inalámbrica. Este problema pudo ser solucionado y los códigos que se muestran en parte en las figuras pasaron por varias modificaciones hasta llegar a las versiones más completas.



**Figura 109.** Esquema de conexiones del proyecto final para medición de desplazamiento y fuerza en un amortiguador.

Fuente: Elaboración propia en Fritzing.

Por otro lado, dado que los códigos correspondientes a este proyecto son más extensos que los anteriores, se presentan únicamente en la sección de anexos.

Finalmente, se construyó la placa correspondiente al esquema de conexiones diseñado, la cual se hizo tipo *shield* para el Arduino UNO. La placa montada sobre el Arduino se presenta en la figura 110a. En esa figura se puede observar que únicamente falta conectar la pantalla LCDx16 donde se visualizarán los datos para quedar como se aprecia en la figura 110b.



a)



b)

**Figura 110.** a) Placa de componentes electrónicos - b) Pantalla LCDx16 montada en caja de protección.

Fuente: Captura fotográfica propia



## Capítulo 5

### Experimentación y resultados

No existe un protocolo específico para realizar ensayos de caracterización de amortiguadores, motivo por el cual en la primera parte de este capítulo se expone detalladamente el procedimiento a seguir para llevar a cabo la tarea de experimentación en el banco de ensayos construido.

Estos ensayos tienen como propósito la medición de las características principales del amortiguador para así obtener la curva fuerza-velocidad, a partir de la cual se puede visualizar el efecto de la histéresis que es uno de los conceptos que representa la no linealidad en los amortiguadores. Asimismo, se pudo conocer su comportamiento al analizar su respuesta para distintas velocidades de excitación.

De esta manera, el procedimiento que se expondrá a continuación se ha aplicado a un amortiguador monotubo de uso regular en motocicleta. En los ensayos, como ya se ha mencionado en capítulos anteriores, se tomaron lecturas de fuerza y desplazamiento del amortiguador sometido a una entrada senoidal de amplitud y frecuencia establecidas mediante la excentricidad de la rueda excéntrica del sistema de transmisión y la velocidad del motor utilizando un variador de frecuencia, respectivamente.

#### 5.1 Procedimiento para el ensayo

En los capítulos anteriores se presta especial atención al módulo construido para realizar la experimentación necesaria, el cual consta en general de una estructura de metal especialmente acondicionada y un sistema de excitación mecánica (para generar señales senoidales), compuesta por un motor, un reductor mecánico y un conjunto biela-rueda excéntrica.

Por otro lado, se cuenta con un sistema de adquisición de datos explicado a detalle en el capítulo 5. Básicamente consiste en una placa *shield* para Arduino UNO donde se integran los sensores necesarios para captar los datos necesarios que son posteriormente enviados mediante comunicación *bluetooth* hacia la computadora, donde son procesados utilizando el *software* MATLAB.

### 5.1.1 Consideraciones generales

Es indispensable, antes de realizar algún ensayo, comprobar visualmente el estado físico del amortiguador, advirtiendo pérdidas de aceite por defectos en el retén, o algún desajuste en el conjunto resorte-amortiguador.

Luego de haber realizado estas comprobaciones, se procede a colocar el amortiguador en los sujetadores de ambos extremos, teniendo en cuenta si se realiza alguna compresión inicial, dado que este valor debería ser anotado al iniciar el ensayo, en caso de existir.

Los ensayos deberán realizarse en un rango de temperaturas estable, para lo cual se inicia funcionamiento previo del sistema con la finalidad de que el amortiguador alcance su temperatura correcta de trabajo. Cuando ya se hay montado el amortiguador en el banco de ensayos se debe tomar nota del valor de fuerza inicial que marca la celda de carga, la cual debería depender básicamente a una leve pre-compresión que dentro del programa del sistema de adquisición de datos es considerado como una carga de tara.

### 5.1.2 Variaciones en el sistema de excitación

Para determinar las diferentes características del amortiguador se han realizado tres tipos diferenciados de ensayos.

Una vez terminada la fase de precalentamiento del aceite del amortiguador, se procede a excitar el amortiguador con las señales senoidales de amplitud 40 mm y de frecuencias 0.2, 0.5, 1 y 2 Hz que se generan ubicando la biela del sistema en el orificio ubicado a una excentricidad de 40 mm y el potenciómetro del variador de frecuencia en 5, 15, 25 y 50 Hz, respectivamente<sup>18</sup>. De esta manera, es posible garantizar que las velocidades lineales estén dentro de un amplio rango (bajo, medio y alto) de estudio.

Cada rango de frecuencias es ensayado durante unos 300 segundos, pasando al siguiente valor de frecuencia a ensayar sin realizar pausas para evitar la aparición de algún efecto no deseado en el aceite por causa del gradiente de temperatura de trabajo diferenciado. Asimismo, en todos los casos, los datos de fuerza y desplazamiento obtenidos se exportarán a formato de matriz (.mat) en MATLAB para su posterior análisis y presentación de resultados.

#### 5.1.2.1 Ensayo a baja frecuencia

Dentro de este rango se incluye la prueba a 0.2 HZ que equivale a poner el potenciómetro del variador de frecuencia en 5 Hz. Primero se calcula el número de revoluciones por minuto a las que gira el motor trifásico, como se muestra en la ecuación (1).

---

<sup>18</sup> La frecuencia que se elige en el variador de frecuencia permite regular la velocidad final en el eje del motor trifásico, la se reduce mediante un reductor mecánico que se utiliza para poder incrementar el par mecánico que se necesita para accionar el banco de ensayos.

$$n_1 = \frac{60 \times Frecuencia_{red}}{Número_{pares-polos}} = \frac{60 \times (5)}{1} = 300RPM \quad (1)$$

Dado que el reductor tiene una relación de conversión de  $\frac{1}{25.352}$ , la velocidad a la salida del mismo sería la que se muestra en la ecuación (2).

$$n_2 = \frac{300RPM}{25.352} \approx 12RPM \quad (2)$$

Aplicando la conversión correspondiente a la velocidad final calculada se obtiene como resultado que la frecuencia de excitación al sistema sería 0.2 Hz.

### 5.1.2.2 Ensayo a media frecuencia

En este caso se incluye la prueba a 0.5 HZ que equivale a poner el potenciómetro del variador de frecuencia en 15 Hz. Al igual que en el caso anterior se calcula la velocidad del motor trifásico como se muestra en la ecuación (3).

$$n_1 = \frac{60 \times Frecuencia_{red}}{Número_{pares-polos}} = \frac{60 \times (15)}{1} = 900RPM \quad (3)$$

Luego se calcula velocidad a la salida del reductor mecánico como se muestra en la ecuación (4).

$$n_2 = \frac{900RPM}{25.352} \approx 35.5RPM \quad (4)$$

Aplicando nuevamente la conversión correspondiente, se tiene que la frecuencia de excitación en este caso es 0.5 Hz.

### 5.1.2.3 Ensayo a alta frecuencia

Finalmente, en este rango se incluye la prueba a 1 y 2 HZ, lo cual equivale a poner el potenciómetro del variador de frecuencia en 25 y 50 Hz, respectivamente, para lo cual se aplicaron las ecuaciones de los dos casos anteriores, por lo cual ya no se incluyen en este apartado.

## 5.2 Análisis y evaluación

Una vez recogidos los datos de los distintos ensayos, se evalúan las primeras lecturas con la finalidad de filtrar los datos excluyendo aquellas mediciones que sean anormales y no brinden mayor información. No obstante, se debe hacer un análisis de las posibles causas para dichas anomalías en las señales obtenidas.

Por otro lado, se han comparado los valores de fuerza obtenidas en todas pruebas para poder establecer como medida representativa en cada ensayo, el valor medio de la misma,

tanto en compresión como en tensión. Se debe tener en cuenta que es recomendable obviar los primeros ciclos de cada prueba pues es en la etapa inicial donde se observan las principales incoherencias debido a la inercia del sistema que se tiene que vencer para alcanzar las características estables del ensayo.

Se procede también a estimar el valor del coeficiente de amortiguamiento equivalente ( $c_{eq}$ ) en relación de la frecuencia de excitación. Asimismo, se evalúa el efecto de la histéresis también teniendo en cuenta la frecuencia de excitación del amortiguador y la evidente no linealidad que presentan los datos recogidos.

### 5.3 Obtención y representación de resultados

Utilizando el módulo (figura 111) cuyo diseño y construcción se expone en el capítulo 4, y mediante el sistema de adquisición de datos desarrollado ampliamente en el capítulo 5, se obtuvieron los datos necesarios para caracterizar el comportamiento del amortiguador convencional en estudio.

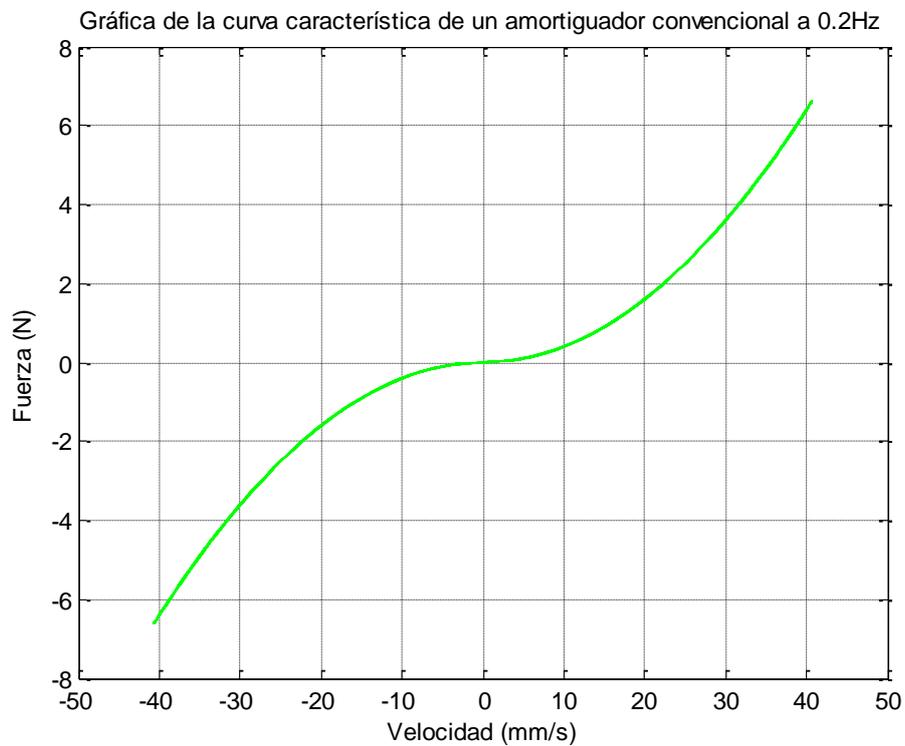
Mediante un código implementado en el sistema embebido Arduino UNO se miden la fuerza y el desplazamiento en el amortiguador utilizando una celda de carga y un sensor de ultrasonido. Tal como se mencionó se toman de entre 4000 a 5000 parejas de datos, entre los que también se encuentran aquellos que representan ruido en la señal y deben ser excluidos de la misma utilizando un filtro adecuado.



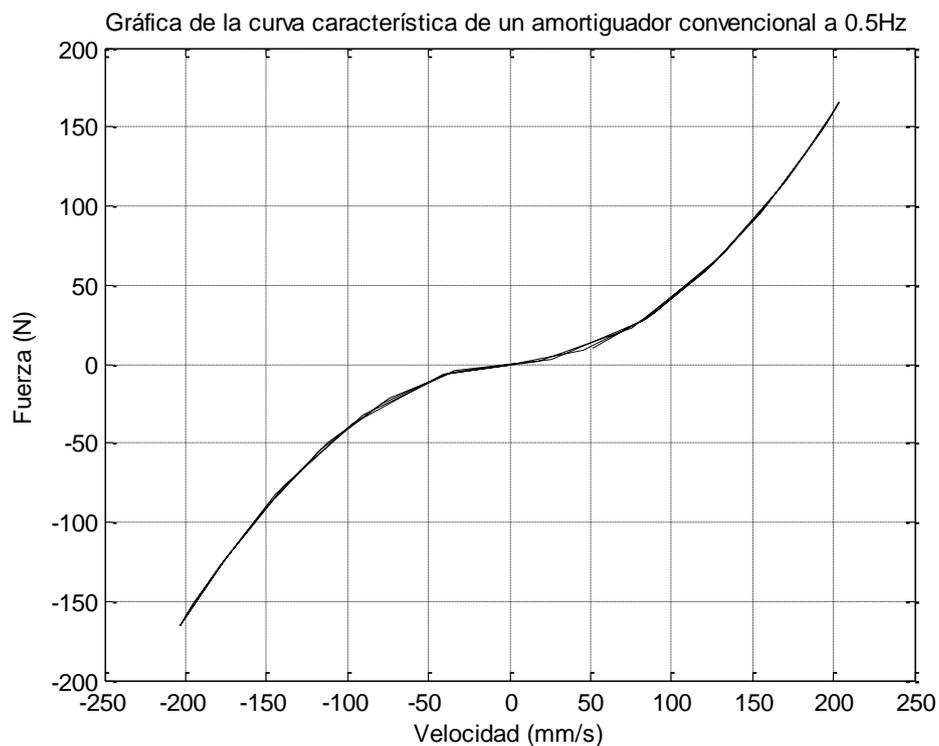
**Figura 111.** Amortiguador montado en el banco de ensayos.

Fuente: Captura fotográfica propia.

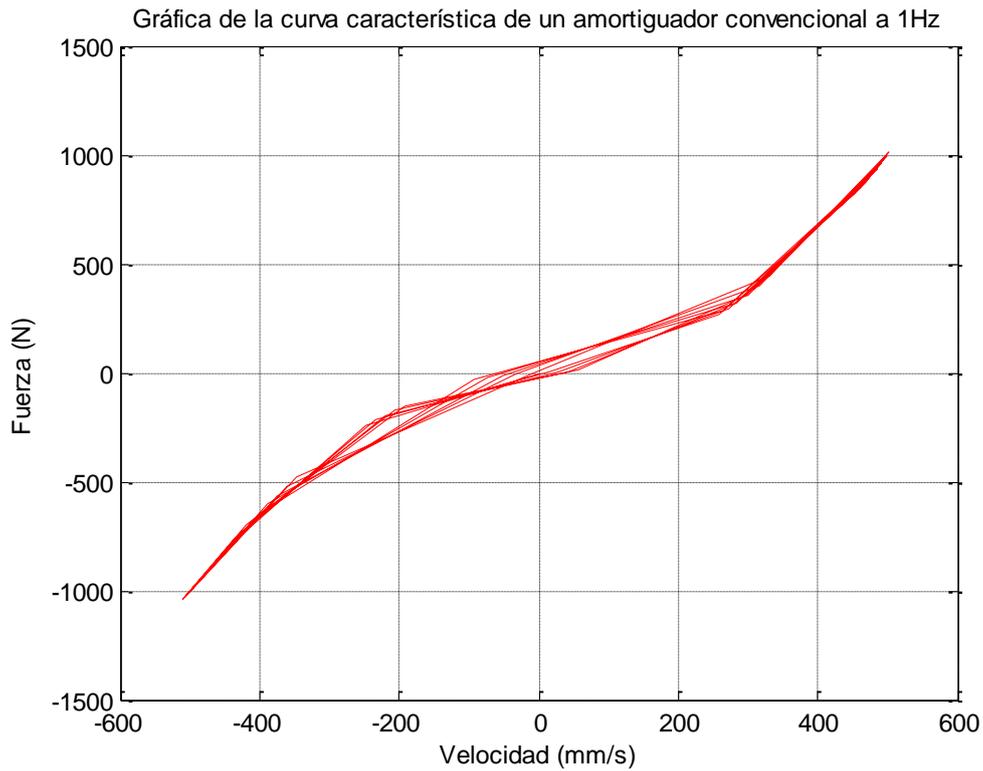
Los datos registrados son comunicados por *bluetooth* al entorno de cálculo de MATLAB para representar las características del amortiguador mediante gráficas como las que se muestran en las figuras 112, 113, 114 y 115.



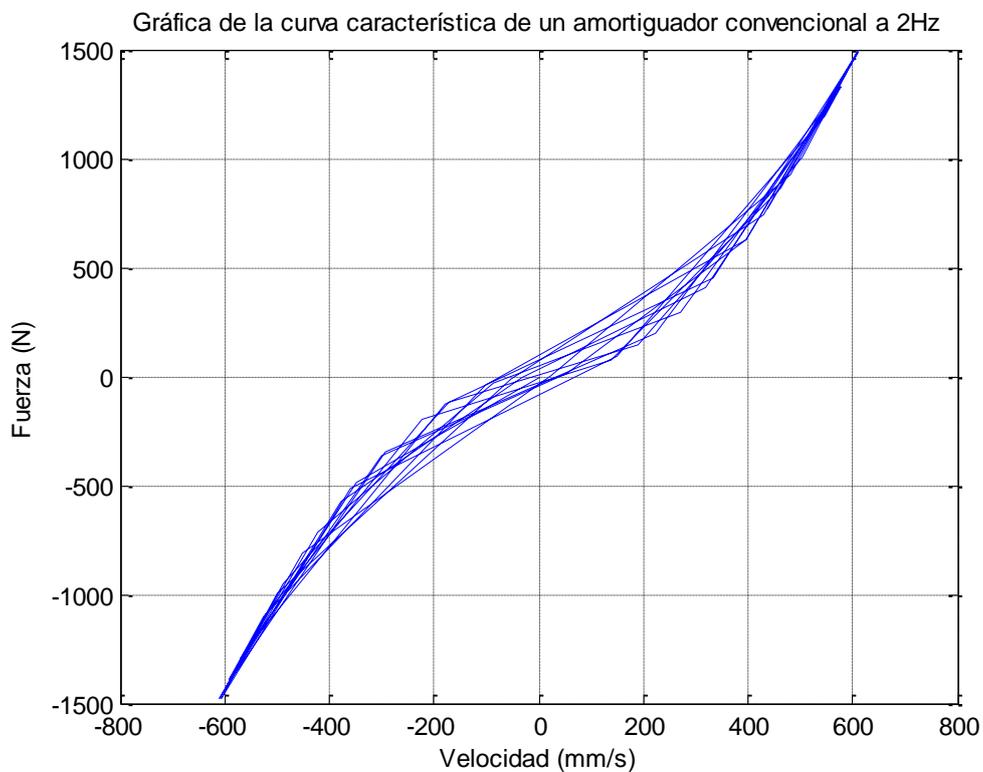
**Figura 112.** Gráfica de los datos obtenidos a una frecuencia de 0.2 Hz.  
Fuente: Elaboración propia.



**Figura 113.** Gráfica de los datos obtenidos a una frecuencia de 0.5 Hz.  
Fuente: Elaboración propia.



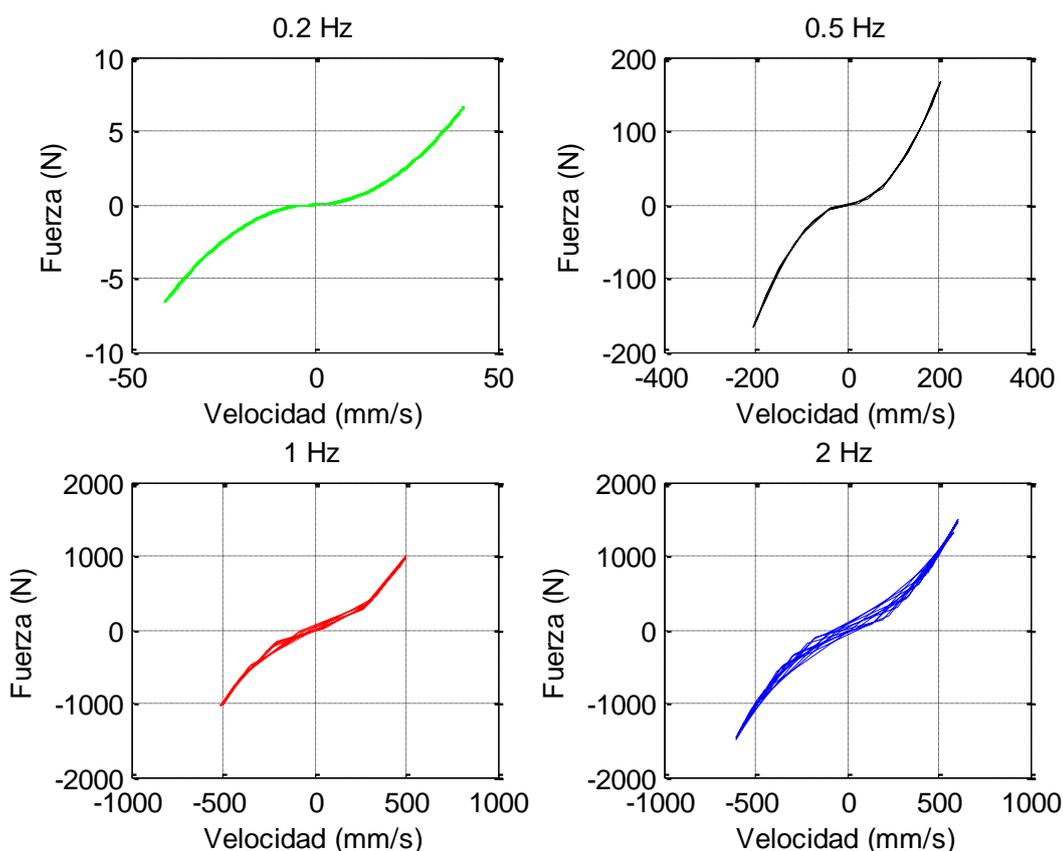
**Figura 114.** Gráfica de los datos obtenidos a una frecuencia de 1 Hz.  
Fuente: Elaboración propia.



**Figura 115.** Gráfica de los datos obtenidos a una frecuencia de 2 Hz.  
Fuente: Elaboración propia.

Las gráficas de las figuras anteriores corresponden a las frecuencias de la señal de entrada senoidal impuesta al amortiguador de 0.2, 0.5, 1 y 2 Hz, que son los valores para los cuales se ha decidido realizar el análisis, tal como se ha mencionado en los primeros apartados de este capítulo.

Es importante empezar el análisis de la curva característica del amortiguador, haciendo notar las diferencias que existen en el comportamiento del sistema al variar la frecuencia de excitación del amortiguador. En la figura 116 se aprecian las 4 curvas Fuerza vs. Velocidad obtenidas a partir de los ensayos realizados en el módulo, las mismas que ya han sido presentadas, pero independientemente.



**Figura 116.** Gráficas fuerza vs. velocidad para distintos valores de frecuencia de excitación de la señal senoidal de entrada.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar que cuando la frecuencia es alta (1 y 2 Hz), el comportamiento del amortiguador es similar, pues en los que más se diferencian es en la fuerza máxima que alcanza. Por otro lado, cuando las frecuencias son menores (0.2 y 0.5 Hz) se aprecia una pequeña variación de las pendientes en las zonas de compresión y tensión, que pueden deberse principalmente respuestas inesperadas de la histéresis del ciclo, que es mayor en frecuencias altas.

Finalmente, es importante tener en cuenta que, a bajas frecuencias de excitación, el aceite no adquiere la suficiente fuerza hidráulica para desplazarse a través de las válvulas de apertura por presión y el reducido espacio cilindro – pistón.



## Conclusiones

Se diseñó el banco de ensayo de amortiguadores con sistema de adquisición de datos y programación electrónica con la finalidad de poder verificar el estado en que se pueda encontrar un amortiguador convencional y, poder comparar sus características contra las de un amortiguador que pueda variar su rigidez o dureza, que se usan en suspensiones de tipo semiactivo.

Para lograr el diseño óptimo del banco de ensayo fue necesario tener en cuenta las características físicas y la configuración funcional de todos los elementos que lo compondrían y sobre todo la dinámica del amortiguador en funcionamiento. Además, la estructura debía ser capaz de soportar el amortiguador y el sistema de sujeción, el conjunto biela – rueda excéntrica y el sistema de generación de movimiento (motor trifásico).

Durante la construcción del banco de ensayo, el inconveniente más importante fue la necesidad de contar con un sistema de generación del movimiento que pudiera regular su frecuencia sin variar el par mecánico fuera de los límites requeridos, es decir, que pudiera girar a bajas revoluciones sin reducir el torque que permite comprimir el amortiguador en análisis. Esto se solucionó mediante la conexión del motor trifásico de 1700 RPM con un reductor, mediante un acople que fue construido en el Laboratorio de Mecánica. La regulación de frecuencia se realiza mediante un variador de frecuencia tipo VFD – E de la marca DELTA ELECTRONICS, INC.

Se escoge una rueda excéntrica para realizar el movimiento vertical porque permite que el sistema pueda funcionar de forma suave y sin cambios bruscos que puedan generar golpes en el sistema, es decir, vibraciones en el banco.

La elección de un sistema embebido específico para la adquisición de datos, se realiza en base a varias consideraciones como por ejemplo la aplicación para la cual será utilizada, el costo, la capacidad de memoria, entre otras. De esta manera, el uso de la plataforma de hardware Arduino UNO, se convierte en la mejor opción para los requerimientos del proyecto realizado: la integración de las funciones de adquisición de datos provenientes de los sensores empleados para las mediciones; así como las tarjetas electrónicas para comunicación con la PC o de conversión analógico – digital.

Las gráficas de la curva fuerza – velocidad, se realizaron con la medición de las características principales del amortiguador. A partir de estas gráficas se puede visualizar el

efecto de la histéresis, que es uno de los conceptos que representa la no linealidad en los amortiguadores. Asimismo, se podrá conocer su comportamiento al analizar su respuesta para distintas velocidades de excitación.

Se han comparado los valores de fuerza obtenidas en todas pruebas para poder establecer como medida representativa en cada ensayo, el valor medio de la misma, tanto en compresión como en tensión. Es recomendable obviar los primeros ciclos de cada prueba pues es en la etapa inicial donde se observan las principales incoherencias debido a la inercia del sistema que se tiene que vencer para alcanzar las características estables del ensayo.

Se puede observar cómo cuando la frecuencia es alta (1 y 2 Hz), el comportamiento del amortiguador es similar, pues en los que más se diferencian es en la fuerza máxima que alcanza.

Por otro lado, cuando las frecuencias son menores (0.2 y 0.5 Hz) se aprecia una pequeña variación de las pendientes en las zonas de compresión y tensión, que pueden deberse principalmente respuestas inesperadas de la histéresis del ciclo, que es mayor en frecuencias altas. Además, se puede concluir que, a bajas frecuencias de excitación, el aceite no adquiere la suficiente fuerza hidráulica para desplazarse a través de las válvulas de apertura por presión y el reducido espacio cilindro – pistón.

## Bibliografía

- © HBM, s.f. *U2A: célula de carga para pesaje de contenedores suspendidos medios y pesados*. [En línea]  
Available at: <http://www.hbm.com/es/menu/productos/celulas-de-carga/celulas-de-carga-autocentrantes/u2a/>
- © PROMETEC , s.f. *Arduino y sus puertas analógicas*. [En línea]  
Available at: <http://www.prometec.net/puertas-analogicas/>
- Águila, A., 1997. *Procedimiento de Evaluación de Riesgos Ergonómicos y Psicosociales*, España: s.n.
- Alberdi Urbietta, J., 2003. *Amortiguadores y suspensión*, Navarra, España: TECNUN.
- Alonso Pérez, J. M., 2008. *Técnicas del automóvil*. CHASIS. 8 ed. Madrid: Thomson Paraninfo.
- Álvarez Esteban, C., 2007. *Estudio y modelo de un amortiguador magnetorreológico mediante aprendizaje incremental*, Madrid: s.n.
- Ansar Mulla, Sudhindra Jalwadi & Deepak Unaune, 2014. Performance Analysis of Skyhook, Groundhook and Hybrid Control Strategies on Semiactive Suspension System. *International Journal of Current Engineering and Technology*, pp. 265 - 269.
- Arduino Website, 2015. *Arduino/Genuino UNO*. [En línea]  
Available at: <https://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardUno#>
- Bhandari, V. & Subramanian, S., 2010. Development of an electronically controlled pneumatic suspension for commercial vehicles. *International Conference on Power, Control and Embedded Systems*, pp. 1 - 6 .
- Bregni, C., 2010. *Reología*, Buenos Aires: s.n.
- Calkini, 2010. *Introducción a la Reología*, s.l.: s.n.
- Cao, J., Liu, H., Li, P. & Brown, D., 2008. State of the art in vehicle active suspension adaptive control systems based on intelligent methodologies.. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, pp. 392-405.
- Carlson, J. D., Matthis, W. & Toscano , J. R., 2001. Smart Prosthetics Based On Magnetorheological Fluids. *SPIE 8th Annual Symposium on Smart Structures and Materials*.
- CESVIMAP, 2010. *Elementos del automóvil. Reparación. Mantenimiento de vehículos de autopropulsado*. Carrocería. [En línea]  
Available at: <http://www.mapfre.es/ccm/content/documentos/cesvimap/ficheros/CFElementosEstructuralesExtracto.pdf>
- Chacón Hernando, V., 2009. *Diseño de una suspensión para un vehículo basada en amortiguadores magnetorreológicos*., Madrid, España: Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III.

- Chacón Hernando, V., 2010. *Diseño de una suspensión para un vehículo automóvil basada en amortiguadores magnetorreológicos*, Madrid: s.n.
- Cheng, Y. y otros, 2008. A study on matching and multi-objective fuzzy control strategy of heavy truck suspension system. *International Symposium on Computational Intelligence and Design*, pp. 91 - 94.
- Coronel Benavente , D., 2010. *Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil.*, Madrid: s.n.
- Cuesta Ferrer, G., 2003. *Camiones y vehículos pesados. Reparación y mantenimiento.*. Madrid: Cultural S.A..
- Cupich Rodriguez, M. & Elizondo Garza, F. J., 1998. Amortiguadores magnetorreológicos. V *Congreso Mexicano de Acústica*.
- Cytron Technologies Sdn. Bhd., 2013. *Product User's Manual – HC-SR04 Ultrasonic Sensor*. [En línea]  
Available at: [https://docs.google.com/document/d/1Y-yZnNhMYy7rwhAgyL\\_pfa39RsB-x2qR4vP8saG73rE/edit#](https://docs.google.com/document/d/1Y-yZnNhMYy7rwhAgyL_pfa39RsB-x2qR4vP8saG73rE/edit#)
- Davis, M., s.f.. *A Deceptively Simple Metallic "Mud" May be a Good Bet For Improving The Process of Precision Machining*, Carbondale: s.n.
- DIYMakers, s.f. *DIYMakers*. [En línea]  
Available at: <http://diymakers.es/arduino-bluetooth/>
- Ekoru, J. E., Dahunsi, O. A. & Pedro, J. O., 2011. PID control of a nonlinear half-car active suspension system via force feedback. *IEEE AFRICON Conference*, pp. 1 - 6.
- Félix Herrán, L. C., 2006. *Control de una suspensión semiactiva con amortiguadore magnetorreológico.*, Monterrey: Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey.
- Fernández Viveros, D. A., 2013. *PFC: Modelos de un amortiguador Magneto-reológico.*, Madrid: Universidad Carlos III de Madrid. Escuela Politécnica Superior.
- Fisher, D. & Iserman, R., 2004. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. *Control Engineering Practice*, pp. 1353 - 1357.
- Fontanillo Castaño, Á., 2006. *Caracterización del nivel de confort del vehículo mediante ensayos de confort en banco*, Barcelona: s.n.
- Fundación EROSKI, 2006. *Tipos de amortiguador*. [En línea].
- Gamota , F. E. & Filisko, D. R., 1991. Dynamic Mechanical Studies of Electrorheological Materials: Moderate Frequencies. *Journal of Rheology*, Volumen 35, pp. 399 - 425.
- Gervais, F., 2001. Etude des phénomènes d'hysteresis: Identification des paramètres du modèle de Bouc Wen et analyse des résultats. *Stage de DEA au LAMI (Unité mixte ENPC - LCPC)*.
- Gillespie, T. D., 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. EUA: Society of Automotive Engineers, Inc, EUA.
- Goncalves, F., 2001. *Dynamic Analysis of Semi-Active Control Techniques for Vehicle Applications*, Blacksburg, EUA: s.n.
- Goncalves, F., 2001. *Dynamic Analysis of Semi-Active Control Techniques for Vehicle Applications*, Blacksburg, EUA: s.n.
- Guerra, R., Niño, D. & Ramirez, E., 2006. Application of Black Box Models for MR Damper Identification. *MX2006- Mechatronics 2006. The 10th. Mechatronics Forum Biennial International Conference*.
- Guzmán Mayorca, C. P., 2007. *Diseño y construcción de un amortiguador magnetorreológico*, Cuenca: s.n.
- Guzmán Mayorga, C. P., 2007. *Diseño y construcción de un prototipo de amortiguador magnetorreológico*, Cuenca, Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana.

- Gysen, B. L., Janssen, J. L., Paulides, J. J. & Lomonova, E. A., 2009. Design aspects of an active electromagnetic suspension system for automotive applications. *IEEE Transactions on Industry Applications*, pp. 1589 - 1597.
- Hernández Valencia, J., 2007. *Mecánica Automotriz*, Copiapó, Chile: s.n.
- Hrovat, D., 1990. Optimal active suspension structures for quarter-car vehicle models. *Automática*, 5(25), pp. 845 - 860.
- Hurel Ezeta, J., Mandow, A. & García Cerezo, A., 2013. Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial*, pp. 1 - 12.
- Hurel Ezeta, J., Mandow, A. & García Cerezo, A., 2013. Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, pp. 1 - 12.
- ISO, 1989. *Norma 2361 ISO*. s.l.:International Organization for Standardization.
- Jolly, M. R., Bender, J. W. & Carlson, J. D., 1998. Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids. *SPIE 5th Annual Symposium on Smart Structures and Materials*.
- Koch, G. y otros, 2011. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspensión system. *American Control Conference*, pp. 4580-4585.
- Kumar, M. S., 2008. Development of active suspension system for automóviles using PID controller. *The World Congress on Engineering*, Volumen II.
- Loh, P., Pei, C. & Roschke, L., 2005. System Identification and Real Application of a Smart Magneto-Rheological Damper. *IEEE. International Symposium on Intelligent Control*.
- López García, O., Carnicero López, A. & Ruiz Pablos, R., 2004. *Materiales Inteligentes I/II. 1era parte: Introducción a los materiales del siglo XXI*, s.l.: s.n.
- LORD Corporation, 2015. *Industries/ Automotive*. [En línea] Available at: <http://www.lord.com/>
- LORD Corporation, s.f. *Industries*. [En línea] Available at: <http://www.lord.com/>
- Lord, T., 1999. *Designing with MR Fluids*, Cary, NC: s.n.
- Lord, T., 2001. *Vibration and Seat Design*, Cary: s.n.
- Luque, P., 2004. *Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico*. Primera edición ed. España: Thomson.
- Matellanes, L., Cuevas, J., Clemente, R. & Allué, S., 2003. *Materiales y estructuras "inteligentes"*, s.l.: s.n.
- Miller, L. & Nobles, C., 1990. Methods for eliminating jerk and noise in semiactive suspension. *SAE (Society of Automotive Engineers)*, 2(99), pp. 943 - 951.
- Montiglio, S., Savaresi, M. & Bittani, S., 2004. Identification of Semi-physical and Black-box Non-linear Models: The Case of MR-Dampers for Vehicles Control. *Automatica*.
- Oviedo Gutierrez, D., 2010. *Optimización del modelo de Bouc-Wen de un amortiguador magnetorreológico mediante algoritmos genéticos*, Madrid: s.n.
- Phidgets, Inc., 2012. *Products for USB Sensing and control*. [En línea] Available at: [http://www.phidgets.com/products.php?product\\_id=3522](http://www.phidgets.com/products.php?product_id=3522)
- Pichardo, J. M., 2010. *Tipos de suspensión independiente*. [En línea] Available at: <http://www.km77.com/tecnica/bastidor/clasificacion-suspension/t01.asp>
- Poussot Vassal, C. y otros, 2005. *Optimal Skyhook Control for SemiActive Suspension*, Monterrey: Laboratorio de Automática de Grenoble.
- Poynor, J. C., 2001. *Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers*, Blacksburg, Virginia: s.n.
- QED Technologies, s.f. *QED Technologies*. [En línea] Available at: <https://qedmrf.com/en/>
- Reas, C. & Fry, B., 2009. *Rhizome* [Entrevista] (23 Septiembre 2009).

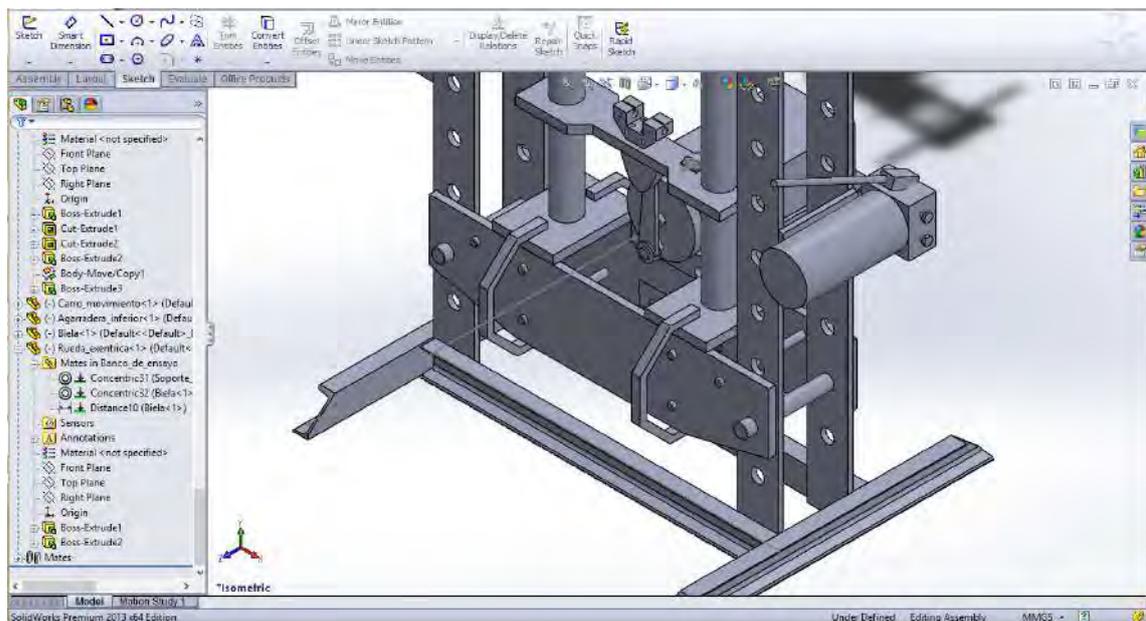
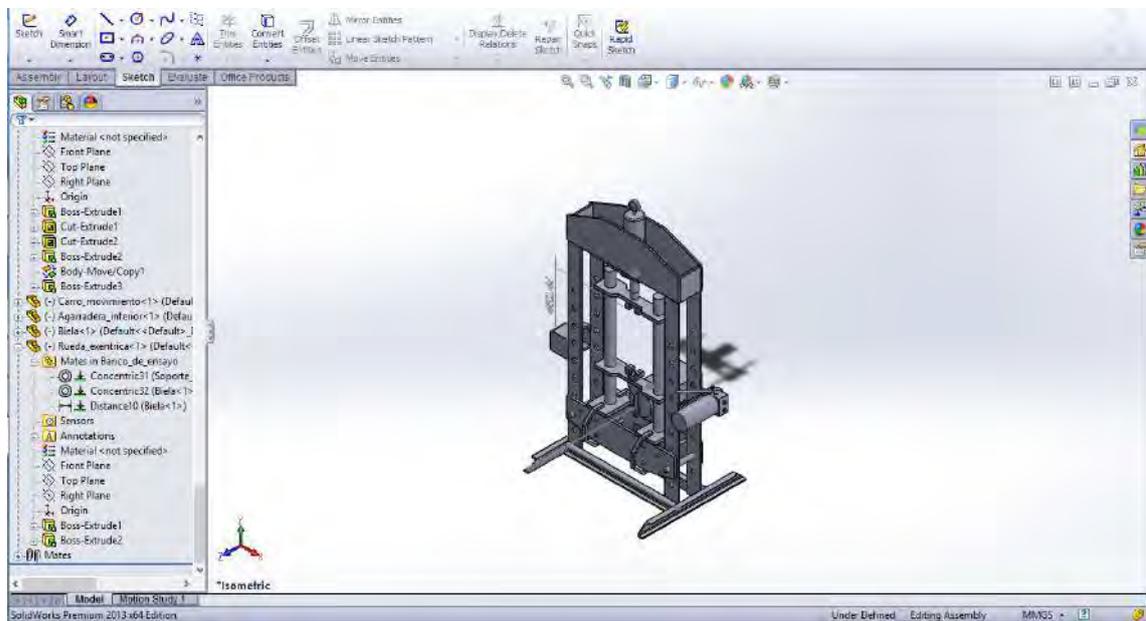
- Redfield, R., 1990. Low-bandwidth semi-active damping for suspension control. *American Control Conference*, pp. 1357 - 1362.
- Rodríguez, R., Félix, J. & Ramírez, L., 2006. Modelo de una Suspensión Semiactiva con un amortiguador Magnetorreológico.. *Asociación de México de Control Automático, Congreso Nacional*.
- Rubén, J., 2014. *Geek Factory*. [En línea] Available at: <http://www.geekfactory.mx/tutoriales/bluetooth-hc-05-y-hc-06-tutorial-de-configuracion/>
- Ruiz Pérez, C. I., 2009. *Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos*., Madrid: Universidad Carlos III.
- Sename, O., Do, A.-L. & Dugard, L., 2002. *Modeling and Control of Semiactive Suspension*, s.l.: s.n.
- Sharp, R. & Hassan, S., 1986. Relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems.. *Institution of Mechanical Engineers. Part D., Transport engineering*, 3(200), pp. 219 - 228.
- Shiao, Y., Lai, C. C. & Nguyen, Q. A., 2010. The analysis of a semi-active suspension system. *SICE Annual Conference*, pp. 2077 - 2082.
- SparkFun Electronics® , s.f. *9 Degrees of Freedom - Razor IMU*. [En línea] Available at: <https://www.sparkfun.com/products/10736>
- Spencer Jr., B. F., Dyke , S. J., Sain, M. K. & Carlson, J. D., 1996. Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*.
- Spencer, B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K. & Carlson, J. D., 1997. Phenomenological model of a magnetorheological damper.. *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, 123(3), pp. 230 - 238.
- Stancioiu, T., Giuclea, D. & Sireteanu, M., 2004. *Modelling of Magnetorheological Damper Dynamic Behaviour by Genetic Algorithms Based Inverse Method*. s.l.:Romanian Academy, Series A.
- Stanway, R., Sproston, J. L. & Stevens, N. G., 1985. Non-linear Identification of an Electrorheological Vibration Damper. *IFAC Identification and System Parameter Estimation*, pp. 195 - 200.
- Sunwoo, M., Cheok, K. C. & Huang, N. J., 1990. Application of model reference adaptive control to active suspension systems.. *American Control Conference*, pp. 1340-1346.
- Teschke, K., Nicol, A.-M., Davies, H. & Ju, S., 1999. *Whole Body Vibration and Back Disorders Among Motor Vehicle Drivers and Heavy Equipment Operators*., Vancouver: s.n.
- Venugopal, R., Beine, M. & Ruekgauer, A., 2002. Real-time simulation of adaptive suspension control using dSPACE control development tools. *International Journal of Vehicle Design*, pp. 128 - 138.
- WangMiao, W. & Chen, C., 1976. Method for Random Vibration of Hysteretic Systems.. *ASCE Journal of the Engineering Mechanics Division*, Volumen 102.
- Wen, Y., 1976. Method for Random Vibration of Hysteretic Systems. *Journal of the Engineering Mechanics Division*, Volumen 102, pp. 249 - 263.
- Wikipedia® - Arduino, 2015. *Fundación Wikimedia, Inc.*. [En línea] Available at: <https://es.wikipedia.org/wiki/Arduino>
- Worden , G. & Tomlinson, K., 2001. *Nonlinearity in Structural Dynamics, Detection, Identification and Modelling*. Institute of Physics Publishing, Bristol: s.n.
- Worden, G. R. & Tomlinson, K., 2001. *Nonlinearity in Structural Dynamics, Detection, Identification and Modelling*, Bristol, Reino Unido: s.n.
- Xinjie, J. & Shengjin, L., 2009. Design of the fuzzy-PID controller for new vehicle active suspension with electro-hydrostatic actuator. *4th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, pp. 3724 - 3727.

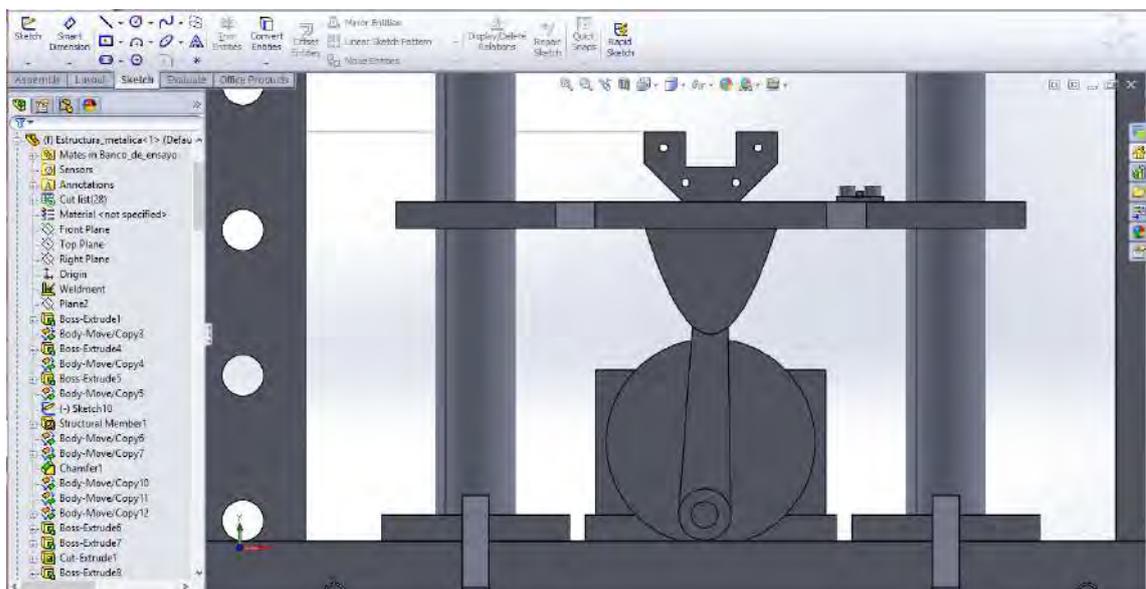
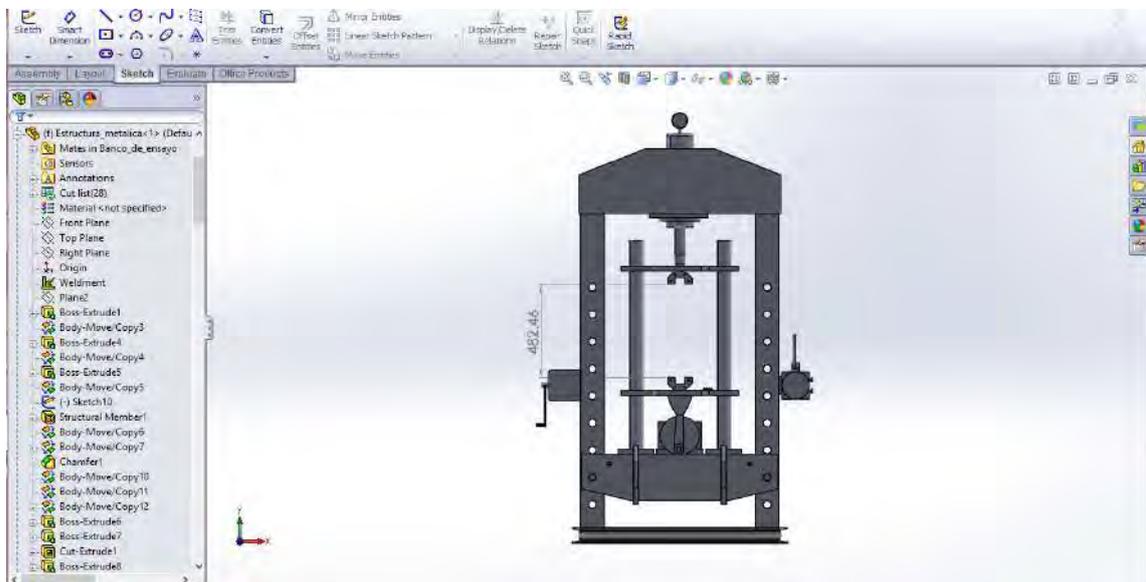
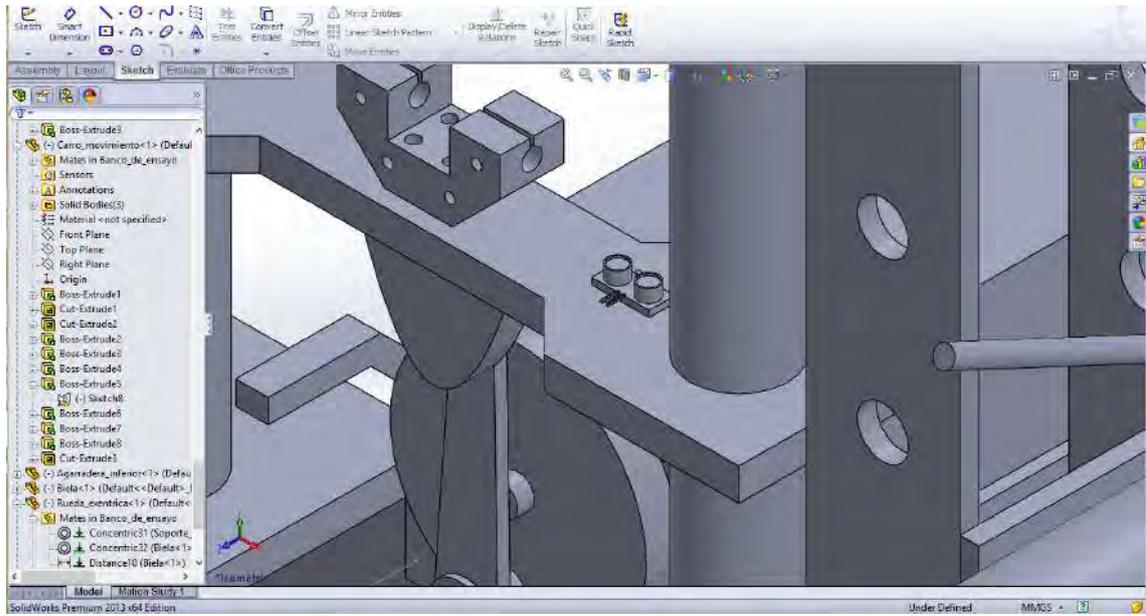
Zhang, H., Winner, H. & Li, W., 2009. Comparison between skyhook and minimax control strategies for semiactive suspension system. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, Issue 55, pp. 618 - 621.

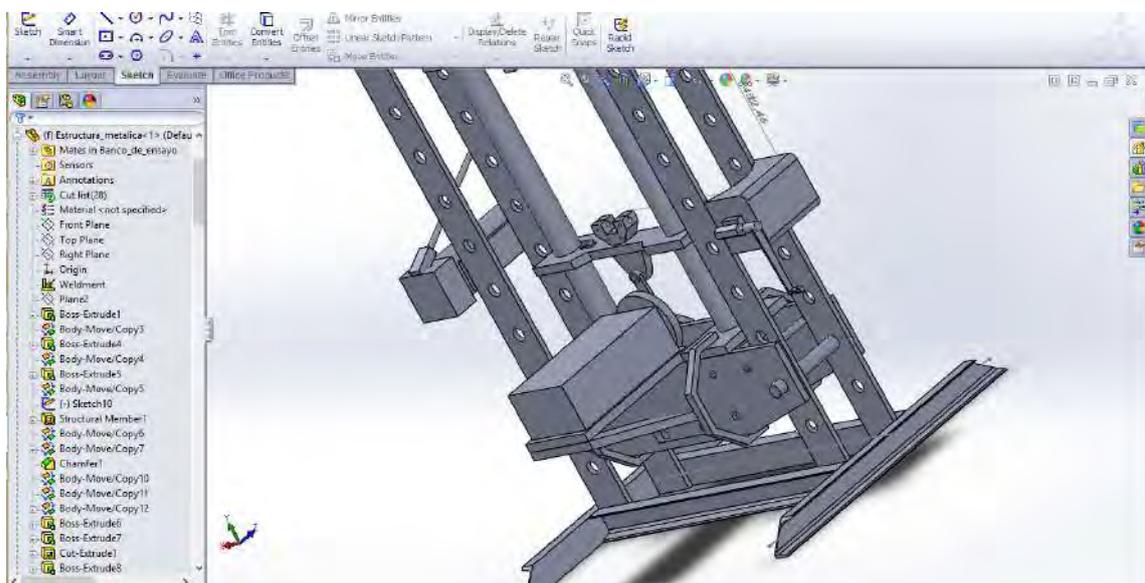
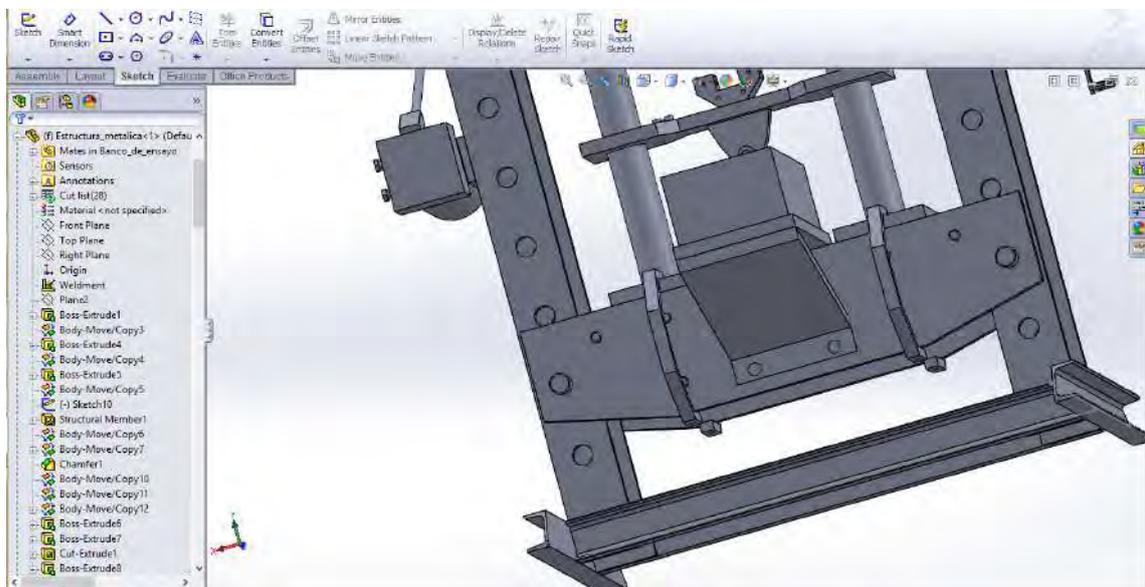
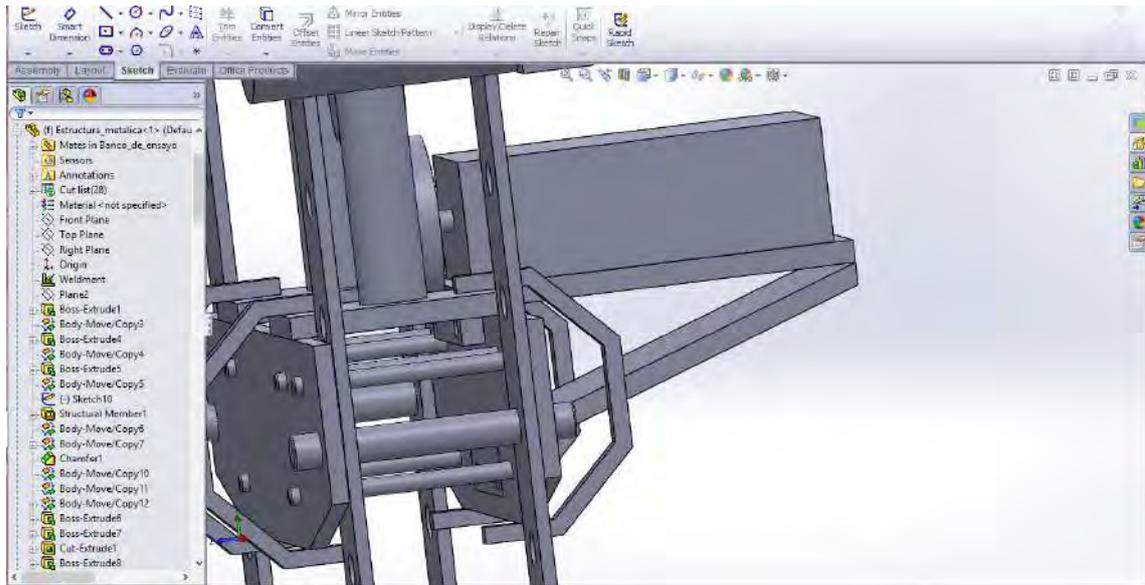


# Apéndice A

## Fotografías de diseño en SolidWorks









## Anexo 1

### Módulo de especificaciones técnicas y características físicas del sensor de ultrasonido HC – SR04.



#### SENSOR ULTRASONIDO

Los sensores ultrasónicos usan sonar para determinar la distancia de un objeto como los murciélagos o delfines lo hacen, ofrecen un excelente rango de detección sin contacto, su operación no es afectada por la luz del sol o materiales oscuros, aunque materiales acústicamente blandos son difíciles de detectar.

#### Características:

Voltaje de alimentación: +5VDC

Corriente en espera: <2mA

Corriente de trabajo: 15mA

Ángulo eficaz: <15°

Rangos de distancia: 2cm a 400cm ó 1" a 13ft

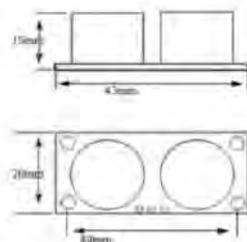
Resolución: 0.3cm

Ángulo de medida: 30°

Ancho de pulso de disparo (Trigger Input Pulse Width): 10us se aplica pulso de (10us en Trig)

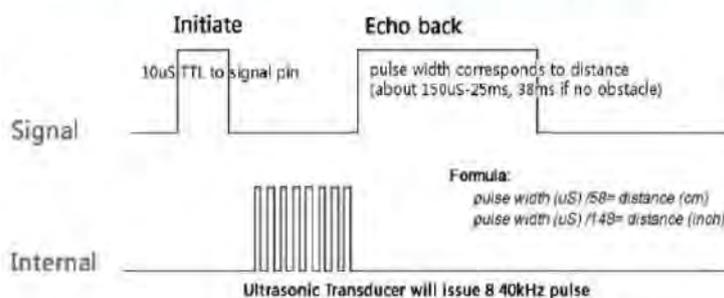
Eco (Echo): salida del sensor.

Frecuencia de ultrasonido: 40KHz



### Operación

Para iniciar la medición el pin **Trig**, el de la señal de disparo (trigger) debe recibir un pulso de cinco voltios por al menos diez micro segundos, esto indicará al sensor que transmita una ráfaga de ocho ciclos ultrasónicos a 40KHz y espere por la ráfaga reflejada cuando el sensor detecta la señal de ultrasonido en el receptor enviará una señal en alto (5v) por el pin **Echo**, esta señal tendrá un retardo (ancho) proporcional a la distancia, así que para obtener la distancia se debe medir el Ton (tiempo en alto en el pin Echo)



Tiempo que tarda la señal en volver es igual al ancho del pulso en el pin Echo en microsegundos, para determinar la distancia a partir de este tiempo:

$$\text{Distancia en centímetros} = \frac{\text{tiempo}}{58}$$

$$\text{Distancia en pulgadas} = \frac{\text{tiempo}}{148}$$

O se puede utilizar la velocidad del sonido, la cual es 340m/s

## Anexo 2

### Módulo de especificaciones técnicas y características físicas del módulo de bluetooth a puerto serial HC – 05.



#### Overview

HC-05 module is an easy to use Bluetooth SPP (Serial Port Protocol) module, designed for transparent wireless serial connection setup.

Serial port Bluetooth module is fully qualified Bluetooth V2.0+EDR (Enhanced Data Rate) 3Mbps Modulation with complete 2.4GHz radio transceiver and baseband. It uses CSR Bluecore 04-External single chip Bluetooth system with CMOS technology and with AFH (Adaptive Frequency Hopping Feature). It has the

footprint as small as 12.7mmx27mm. Hope it will simplify your overall design/development cycle.

[www.electronica60norte.com](http://www.electronica60norte.com)  
[electronica60norte@hotmail.com](mailto:electronica60norte@hotmail.com)

## Specifications

### Hardware features

- Typical -80dBm sensitivity.
- Up to +4dBm RF transmit power.
- Low Power 1.8V Operation, 3.3 to 5 V I/O.
- PIO control.
- UART interface with programmable baud rate.
- With integrated antenna.
- With edge connector.

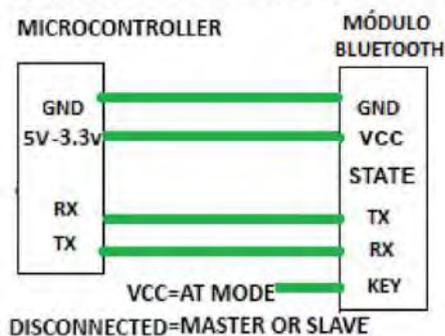
### Software features

- Slave default Baud rate: 9600, Data bits:8, Stop bit:1,Parity:No parity.
- PIO9 and PIO8 can be connected to red and blue led separately. When master and slave are paired, red and blue led blinks 1time/2s in Interval, while disconnected only blue led blinks 2times/s.
- Auto-connect to the last device on power as default.
- Permit pairing device to connect as default.
- Auto-pairing **PINCODE:"1234"** as default.
- Auto-reconnect in 30 min when disconnected as a result of beyond the range of connection.

### Pin out configuration

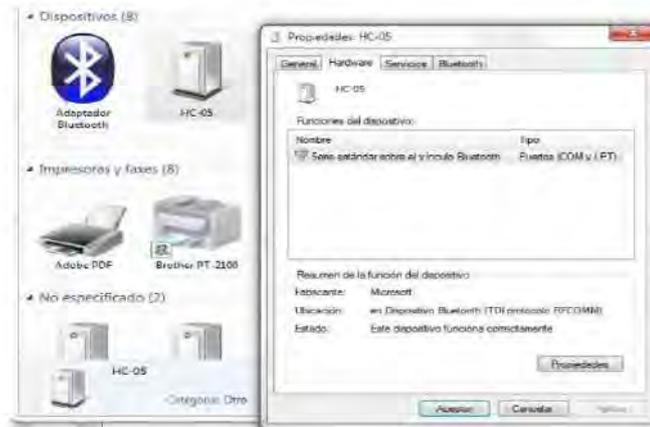


### Typical Application Circuit



After connect the Bluetooth module, scan for new devices from the PC and you will find the module with the device name "HC-05", after that, click to connect, if some message appears asking about "Pairing code" just put "1234" as default code.

BLUE LED = ACTIVE (Blinking 500ms period inactive connection, change 1seg with active connection)



Open a serial terminal and select the serial COM x port number that assigned Windows to Bluetooth Module.

Configure the serial terminal with these parameters:

- Baud rate: 9600.
- Data bits:8.
- Stop bit:1.
- Parity: No parity.

Open connection and you will be ready to send and receive data from module Bluetooth like Serial Port COM



## AT COMMANDS

### How to get to AT COMMAND mode

- 1: Connect KEY pin to VCC.
- 2: Supply power to module. Then the module will enter into AT MODE. In this mode you have to use baud rate at 38400. In this way, user should change the baud rate for SLAVE AND MASTER mode.

#### How to set this module as “Master - Host” role

- 1: Input high level to KEY.
- 2: Supply power to the module. And the module will enter to AT COMMAND.
- 3: Set the parameters of the hyper terminal or the other serial tools (baud rate: 38400, data bit:8, stop bit:1, no parity bit, no Flow Control).
- 4: Sent the characters “AT+ROLE=1\r\n” through serial, then receive the characters “OK\r\n”. Here, “\r\n” is the CRLF.
- 5: Sent the characters “AT+CMODE=1\r\n” through serial, then receive the characters “OK\r\n”. Here, “\r\n” is the CRLF.
- 6: Default factory password passkey is: 1243, this must be the same in the Bluetooth slave module if you want to pair it.  
To read passkey use this command: “AT+PSWD?”.  
To Reset the password command sent the characters “AT+PSWD=XXXX”.  
The password must be 4-bits.
- 7: Leave free KEY, and supply power to the module again. Then this module will become master role and search the other module (slave role) automatically to build the connection (baud rate:9600, data bit:8, stop bit:1, no parity bit, no Flow Control).

#### How to set this module be the “Slave - Device” role

- 1: Input high level to KEY.
- 2: Supply power to the module. And the module will enter to AT COMMAND.
- 3: Set the parameters of the super terminal or the other serial tools (baud rate: 38400, data bit:8, stop bit:1, no parity bit, no Flow Control).
- 4: Sent the characters “AT+ROLE=0\r\n” through serial, then receive the characters “OK\r\n”. Here, “\r\n” is the CRLF.
- 5: Sent the characters “AT+CMODE=0\r\n” through serial, then receive the characters “OK\r\n”. Here, “\r\n” is the CRLF.
- 6: Default factory password passkey is: 1243, this must be the same in the Bluetooth master module if you want to pair it.  
To read passkey sent the characters “AT+PSWD?”.  
To Reset the password command sent the characters “AT+PSWD=XXXX”.  
The password must be 4-bits.
- 7: Leave free KEY, and supply power to the module again. Then this module will become slave role and wait to be discover it by the other module (master role) automatically to build the connection (baud rate:38400, data bit:8, stop bit:1, no parity bit, no Flow Control).

#### How to get to the standard communication mode

- 1: Leave free KEY, don't connect it to VDD neither GND.
- 2: Supply power to the module. Then the module will enter to communication mode. It can be used for pairing.

#### Notes

- (1) HC-05's command should end up with “\r\n”. It means when you finish programming, you should add terminator (“ENTER” or “0x0d 0x0a”) to the program.
- (2) The most common commands for HC-05 are: AT+ROLE (set master-slave), AT+CMODE( set address pairing) , AT+PSWD (set password).

## Anexo 3

### Módulo de especificaciones técnicas y características físicas del convertor analógico – digital (ADC) HX711.



HX711

#### 24-Bit Analog-to-Digital Converter (ADC) for Weigh Scales

##### DESCRIPTION

Based on Avia Semiconductor's patented technology, HX711 is a precision 24-bit analog-to-digital converter (ADC) designed for weigh scales and industrial control applications to interface directly with a bridge sensor.

The input multiplexer selects either Channel A or B differential input to the low-noise programmable gain amplifier (PGA). Channel A can be programmed with a gain of 128 or 64, corresponding to a full-scale differential input voltage of  $\pm 20\text{mV}$  or  $\pm 40\text{mV}$  respectively, when a 5V supply is connected to AVDD analog power supply pin. Channel B has a fixed gain of 32. On-chip power supply regulator eliminates the need for an external supply regulator to provide analog power for the ADC and the sensor. Clock input is flexible. It can be from an external clock source, a crystal, or the on-chip oscillator that does not require any external component. On-chip power-on-reset circuitry simplifies digital interface initialization.

There is no programming needed for the internal registers. All controls to the HX711 are through the pins.

##### FEATURES

- Two selectable differential input channels
- On-chip active low noise PGA with selectable gain of 32, 64 and 128
- On-chip power supply regulator for load-cell and ADC analog power supply
- On-chip oscillator requiring no external component with optional external crystal
- On-chip power-on-reset
- Simple digital control and serial interface: pin-driven controls, no programming needed
- Selectable 10SPS or 80SPS output data rate
- Simultaneous 50 and 60Hz supply rejection
- Current consumption including on-chip analog power supply regulator:
  - normal operation  $< 1.5\text{mA}$ , power down  $< 1\mu\text{A}$
- Operation supply voltage range: 2.6 ~ 5.5V
- Operation temperature range:  $-40 \sim +85^\circ\text{C}$
- 16 pin SOP-16 package

##### APPLICATIONS

- Weigh Scales
- Industrial Process Control

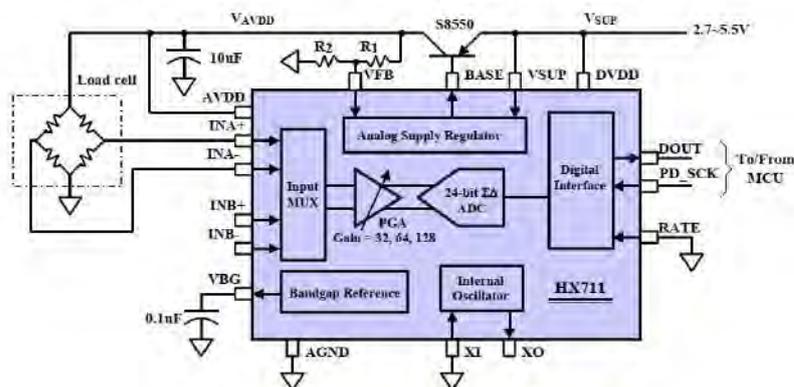


Fig. 1 Typical weigh scale application block diagram

### Pin Description

Regulator Power	VSUP	1	16	DVDD	Digital Power
Regulator Control Output	BASE	2	15	RATE	Output Data Rate Control Input
Analog Power	AVDD	3	14	XI	Crystal I/O and External Clock Input
Regulator Control Input	VFB	4	13	XO	Crystal I/O
Analog Ground	AGND	5	12	DOUT	Serial Data Output
Reference Bypass	VBG	6	11	PD_SCK	Power Down and Serial Clock Input
Ch. A Negative Input	INNA	7	10	INPB	Ch. B Positive Input
Ch. A Positive Input	INPA	8	9	INNB	Ch. B Negative Input

SOP-16L Package

Pin #	Name	Function	Description
1	VSUP	Power	Regulator supply: 2.7 ~ 5.5V
2	BASE	Analog Output	Regulator control output (NC when not used)
3	AVDD	Power	Analog supply: 2.6 ~ 5.5V
4	VFB	Analog Input	Regulator control input (connect to AGND when not used)
5	AGND	Ground	Analog Ground
6	VBG	Analog Output	Reference bypass output
7	INA-	Analog Input	Channel A negative input
8	INA+	Analog Input	Channel A positive input
9	INB-	Analog Input	Channel B negative input
10	INB+	Analog Input	Channel B positive input
11	PD_SCK	Digital Input	Power down control (high active) and serial clock input
12	DOUT	Digital Output	Serial data output
13	XO	Digital I/O	Crystal I/O (NC when not used)
14	XI	Digital Input	Crystal I/O or external clock input, 0: use on-chip oscillator
15	RATE	Digital Input	Output data rate control, 0: 10Hz; 1: 80Hz
16	DVDD	Power	Digital supply: 2.6 ~ 5.5V

**Table 1 Pin Description**

## KEY ELECTRICAL CHARACTERISTICS

Parameter	Notes	MIN	TYP	MAX	UNIT
Full scale differential input range	$V(\text{inp}) - V(\text{inn})$	$\pm 0.5(\text{AVDD}/\text{GAIN})$			V
Common mode input		AGND+1.2		AVDD-1.3	V
Output data rate	Internal Oscillator, RATE = 0		10		Hz
	Internal Oscillator, RATE = DVDD		80		
	Crystal or external clock, RATE = 0		$f_{\text{clk}}/1,105,920$		
	Crystal or external clock, RATE = DVDD		$f_{\text{clk}}/138,240$		
Output data coding	2's complement	800000		7FFFFFF	HEX
Output settling time <sup>(1)</sup>	RATE = 0		400		ms
	RATE = DVDD		50		
Input offset drift	Gain = 128		0.2		mV
	Gain = 64		0.4		
Input noise	Gain = 128, RATE = 0		50		nV(rms)
	Gain = 128, RATE = DVDD		90		
Temperature drift	Input offset (Gain = 128)		$\pm 6$		nV/°C
	Gain (Gain = 128)		$\pm 5$		ppm/°C
Input common mode rejection	Gain = 128, RATE = 0		100		dB
Power supply rejection	Gain = 128, RATE = 0		100		dB
Reference bypass (V <sub>BG</sub> )			1.25		V
Crystal or external clock frequency		1	11.0592	20	MHz
Power supply voltage	DVDD	2.6		5.5	V
	AVDD, VSUP	2.6		5.5	
Analog supply current (including regulator)	Normal		1400		μA
	Power down		0.3		
Digital supply current	Normal		100		μA
	Power down		0.2		

(1) Settling time refers to the time from power up, reset, input channel change and gain change to valid stable output data.

Table 2 Key Electrical Characteristics

### Analog Inputs

Channel A differential input is designed to interface directly with a bridge sensor's differential output. It can be programmed with a gain of 128 or 64. The large gains are needed to accommodate the small output signal from the sensor. When 5V supply is used at the AVDD pin, these gains correspond to a full-scale differential input voltage of  $\pm 20\text{mV}$  or  $\pm 40\text{mV}$  respectively.

Channel B differential input has a fixed gain of 32. The full-scale input voltage range is  $\pm 80\text{mV}$ , when 5V supply is used at the AVDD pin.

### Power Supply Options

Digital power supply (DVDD) should be the same power supply as the MCU power supply.

When using internal analog supply regulator, the dropout voltage of the regulator depends on the external transistor used. The output voltage is equal to  $V_{AVDD} = V_{BG} * (R1 + R2) / R1$  (Fig. 1). This voltage should be designed with a minimum of 100mV below VSUP voltage.

If the on-chip analog supply regulator is not used, the VSUP pin should be connected to either AVDD or DVDD, depending on which voltage is higher. Pin VFB should be connected to Ground and pin BASE becomes NC. The external 0.1 $\mu\text{F}$  bypass capacitor shown on Fig. 1 at the VBG output pin is then not needed.

### Clock Source Options

By connecting pin XI to Ground, the on-chip oscillator is activated. The nominal output data rate when using the internal oscillator is 10 (RATE=0) or 80SPS (RATE=1).

If accurate output data rate is needed, crystal or external reference clock can be used. A crystal can be directly connected across XI and XO pins. An external clock can be connected to XI pin, through a 20pF ac coupled capacitor. This external clock is not required to be a square wave. It can come directly from the crystal output pin of the MCU chip, with amplitude as low as 150 mV.

When using a crystal or an external clock, the internal oscillator is automatically powered down.

### Output Data Rate and Format

When using the on-chip oscillator, output data rate is typically 10 (RATE=0) or 80SPS (RATE=1).

When using external clock or crystal, output data rate is directly proportional to the clock or crystal frequency. Using 11.0592MHz clock or crystal results in an accurate 10 (RATE=0) or 80SPS (RATE=1) output data rate.

The output 24 bits of data is in 2's complement format. When input differential signal goes out of the 24 bit range, the output data will be saturated at 800000h (MIN) or 7FFFFFFh (MAX), until the input signal comes back to the input range.

### Serial Interface

Pin PD\_SCK and DOUT are used for data retrieval, input selection, gain selection and power down controls.

When output data is not ready for retrieval, digital output pin DOUT is high. Serial clock input PD\_SCK should be low. When DOUT goes to low, it indicates data is ready for retrieval. By applying 25~27 positive clock pulses at the PD\_SCK pin, data is shifted out from the DOUT output pin. Each PD\_SCK pulse shifts out one bit, starting with the MSB bit first, until all 24 bits are shifted out. The 25<sup>th</sup> pulse at PD\_SCK input will pull DOUT pin back to high (Fig.2).

Input and gain selection is controlled by the number of the input PD\_SCK pulses (Table 3). PD\_SCK clock pulses should not be less than 25 or more than 27 within one conversion period, to avoid causing serial communication error.

PD_SCK Pulses	Input channel	Gain
25	A	128
26	B	32
27	A	64

Table 3 Input Channel and Gain Selection

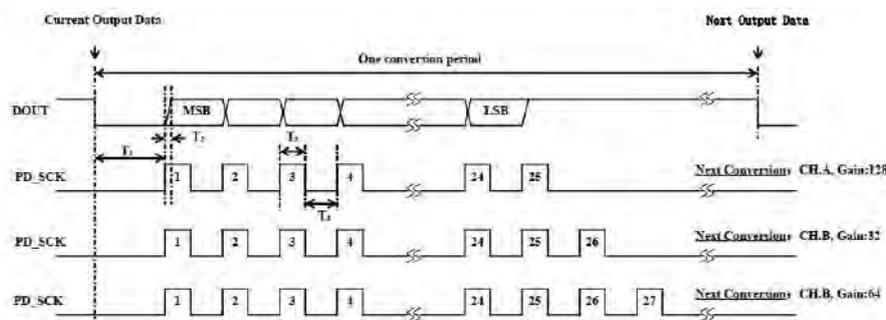


Fig.2 Data output, input and gain selection timing and control

Symbol	Note	MIN	TYP	MAX	Unit
T <sub>1</sub>	DOUT falling edge to PD_SCK rising edge	0.1			μs
T <sub>2</sub>	PD_SCK rising edge to DOUT data ready			0.1	μs
T <sub>3</sub>	PD_SCK high time	0.2	1	50	μs
T <sub>4</sub>	PD_SCK low time	0.2	1		μs

### Reset and Power-Down

When chip is powered up, on-chip power on rest circuitry will reset the chip.

Pin PD\_SCK input is used to power down the HX711. When PD\_SCK Input is low, chip is in normal working mode.

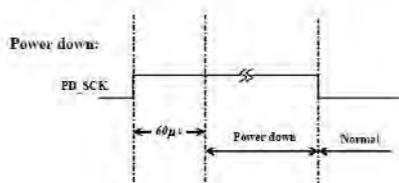


Fig.3 Power down control

When PD\_SCK pin changes from low to high and stays at high for longer than 60μs, HX711 enters power down mode (Fig.3). When internal regulator is used for HX711 and the external transducer, both HX711 and the transducer will be

powered down. When PD\_SCK returns to low, chip will reset and enter normal operation mode.

After a reset or power-down event, input selection is default to Channel A with a gain of 128.

### Application Example

Fig.1 is a typical weigh scale application using HX711. It uses on-chip oscillator (XI=0), 10Hz output data rate (RATE=0). A Single power supply (2.7~5.5V) comes directly from MCU power supply. Channel B can be used for battery level detection. The related circuitry is not shown on Fig. 1.



## **Anexo 4**

**Sección de Módulo de especificaciones técnicas y características físicas de la celda de carga U2A.**

## Mounting instructions

Montageanleitung

Notice de montage

Load cells

Wägezellen

Pesons

## U2A



A1261-2.2 en/de/fr



## 1 Conditions at the site of installation

### 1.1 Ambient pressure

The ambient pressure for transducers may be between 0 and 5 bar. Please note that pressure changes may shift the zero output signal.

Nominal (rated) load	kg	50	100	200	500	1	2	5	10	20
Change of zero point [%/10 mbar]	t	0.065	0.032	0.016	0.006	0.003	0.006	0.003	0.002	0.001

### 1.2 Special information

The U2A transducers are produced entirely from non-rusting materials. The user must test for resistance to aggressive environmental conditions in each individual case.

## 2 Mounting instructions

- Handle the transducer carefully.
- The transducer seating must be horizontal, even and, together with the transducer mounting surface, it must be absolutely clean.
- Dust, dirt and other particles are not to accumulate such that they affect the load cell's mobility and thus falsify the measured value. Use a cover plate to protect the load cell from external mechanical influences.
- Do not overload the transducers (e.g. by unevenly distributed loads; if necessary, provide overload protection (e.g. supports).
- Each transducer should be shunted by a stranded copper cable (approx. 16 mm<sup>2</sup>) during or immediately after installation, in order to prevent any welding or lightning currents flowing through the transducer.

## 4 Connection

### 4.1 Notes on cable routing

Electrical and magnetic fields often cause the introduction of disturbing voltages into the measuring circuit.

Please note the following hints:

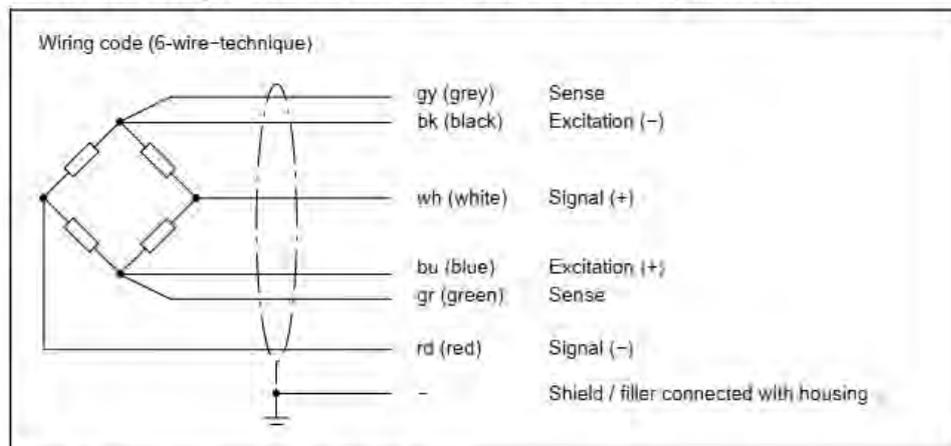
- Use only screened, low capacitance measuring cable (cable from HBM fulfills these requirements).
- Do not lay the measuring cable parallel to power and control lines. If this is not possible (e.g. in cable ducts), the measuring cable can be protected, e.g. by steel conduit.
- The stray fields of transformers, motors and contactors must be avoided.

### 4.2 Connection technique

Strain-gage based load cells can be connected to:

- carrier frequency
- DC-measuring amplifiers.

The transducer connection is implemented using the six-wire technique. The connection assignment can be taken from the following illustration.



**Fig. 4.1:** Transducer with six-core cable

### 4.3 Parallel connection of more than one transducer

The transducers are connected in parallel electrically by joining together the core ends of the transducer connection cables having the same color.



#### ATTENTION

An overload of individual load cells cannot be detected from the output signal.

### 4.4 Connections using the four-wire technique

With connections to amplifiers using the four-wire technique the cores bu (blue) and gn (green) should be connected together, as should bk (black) and gr (grey). Please take in account that this causes deviations to the sensitivity and the temperature coefficient of sensitivity that this causes.

### 4.5 Cable extension

Extension cables must be screened and of the low capacitance type. We recommend the use of HBM cables which fulfil these requirements. For cable extensions, care must be taken to ensure a satisfactory connection with the lowest possible transfer resistance and good insulation.

When using the six-wire technique, the effects of resistance changes in the extension cable are compensated. If you extend the cable with the four-wire technique, the sensitivity deviation can be rectified by adjustment.

Temperature effects though are only compensated with the operation using six-wire technique.

### 4.6 Notes on cable routing

The load cell connecting cable should be routed so that any condensed water or dampness forming on the cable can drip off. It must not be led to the load cell. In addition, it must be ensured that no dampness can penetrate the open end of the cable.

## 5 Specifications

Type		U2A		
Accuracy class		0.2	0.1	D1
Max. numbers of load cell verification intervals ( $n_{LC}$ )		-	-	1000
Max. capacity ( $E_{max}$ )	kg	50	100, 200,	500
	t	-	10, 20	1, 2, 5
Minimum load cell verification interval ( $v_{min}$ )	% of $E_{max}$	-	-	0.0286
Sensitivity ( $C_N$ )	mV/V	2		
Tolerance on sensitivity	%	with tensile loads	$< \pm 0.20$	$< \pm 0.20$
		with compressive loads	$< \pm 1.50$	$< \pm 0.50$
Temperat. effect on sensitivity ( $TK_C$ ) <sup>1)</sup>	in nominal temperature range	$< \pm 0.05$		
	in operating temperature range	$< \pm 0.10$		
Temperat. effect on zero balance ( $TK_0$ )	in nominal temperature range	$< \pm 0.05$		$< \pm 0.04$
	in operating temperature range	$< \pm 0.10$		$< \pm 0.05$
Hysteresis error ( $d_{hy}$ ) <sup>1)</sup>		$> \pm 0.15$		$< \pm 0.05$
Non-linearity ( $d_{lin}$ ) <sup>1)</sup>	% v. $C_N$	$< \pm 0.20$	$< \pm 0.10$	$< \pm 0.05$
Creep ( $d_{cr}$ ) over 30 min.		$< \pm 0.06$		$< \pm 0.05$
Input resistance ( $R_{LC}$ )	$\Omega$	340 ... 450		
Output resistance ( $R_0$ )	$\Omega$	$356 \pm 0.2$		
Insulation resistance ( $R_{is}$ )	$G\Omega$	$> 5$		
Reference excitation voltage ( $U_{ref}$ )	V	5		
Nominal range of excitation voltage ( $B_U$ )	V	0.5 ... 10	0.5 ... 12	
Maximum supply voltage	V	12	18	
Nominal temperature range ( $B_T$ )		$-10 \dots +40$ [ $+14 \dots +104$ ]		
Operating temperature range ( $B_{Tu}$ )	$^{\circ}C$ [ $^{\circ}F$ ]	$-30 \dots +85$ [ $-22 \dots 185$ ]		
		$(-30 \dots +120)$ <sup>2)</sup> [ $-22 \dots +248$ ] <sup>2)</sup>		
Storage temperature range ( $B_{U}$ )		$-50 \dots +85$ [ $-58 \dots 185$ ]		
Safe load limit ( $E_L$ )		130	150	150
Breaking load ( $E_d$ )	% of $E_{max}$	300		
Rel. stat. lateral load limit ( $E_{lq}$ )		25		
Permissible dynamic load ( $F_{srel}$ ) (peak to peak according to DIN50100)		100	160	
Protection class acc. to EN 60 529 (IEC 529)		IP 68 (test cond.: 100 h at 1 m water column) IP 69 K (water at high pressure, steam jet cleaning)		
Material: Measuring body Cable gland Cable sheath		Stainless steel Nickel plated brass, silicone Thermoplast, elastomere		

<sup>1)</sup> The data for Non-Linearity ( $d_{lin}$ ), Hysteresis error ( $d_{hy}$ ) and Temperature effect on sensitivity ( $TK_C$ ) are typical values. The sum of these data meets the requirements according to OIML R60.

<sup>2)</sup> Optionally available with extended operating temperature range.

## 5.1 Mechanical Data

Max. capacity [t]	Nominal (rated) displacement, $s_{nom}$ [mm], approx.	Weight, (G) approx. [kg]	Cable length [m]
0.05	< 0.1	0.8	3
0.1	< 0.1	0.8	3
0.2	< 0.1	0.8	3
0.5	< 0.1	0.8	3
1	< 0.1	0.8	3
2	< 0.07	2.9	6
5	≈ 0.07	4.3	6
10	< 0.09	10.7	12
20	< 0.09	15.9	12

## 5.2 Options

- Service temperature range extended to 120 °C [248 °F] (not possible in connection with ATEX 95)

### Explosion-proof versions according to ATEX 95:

- II 2 G EEx ia IIC T4 resp. T6 (Zone 1) \*)
- II 2 D Ex tD A21 IP67 T80 °C (Zone 21) \*)
- II 3 G EEx nA II T6 (Zone 2)
- II 3 D IP67 T80 °C (Zone 22 for non-conductive dust)

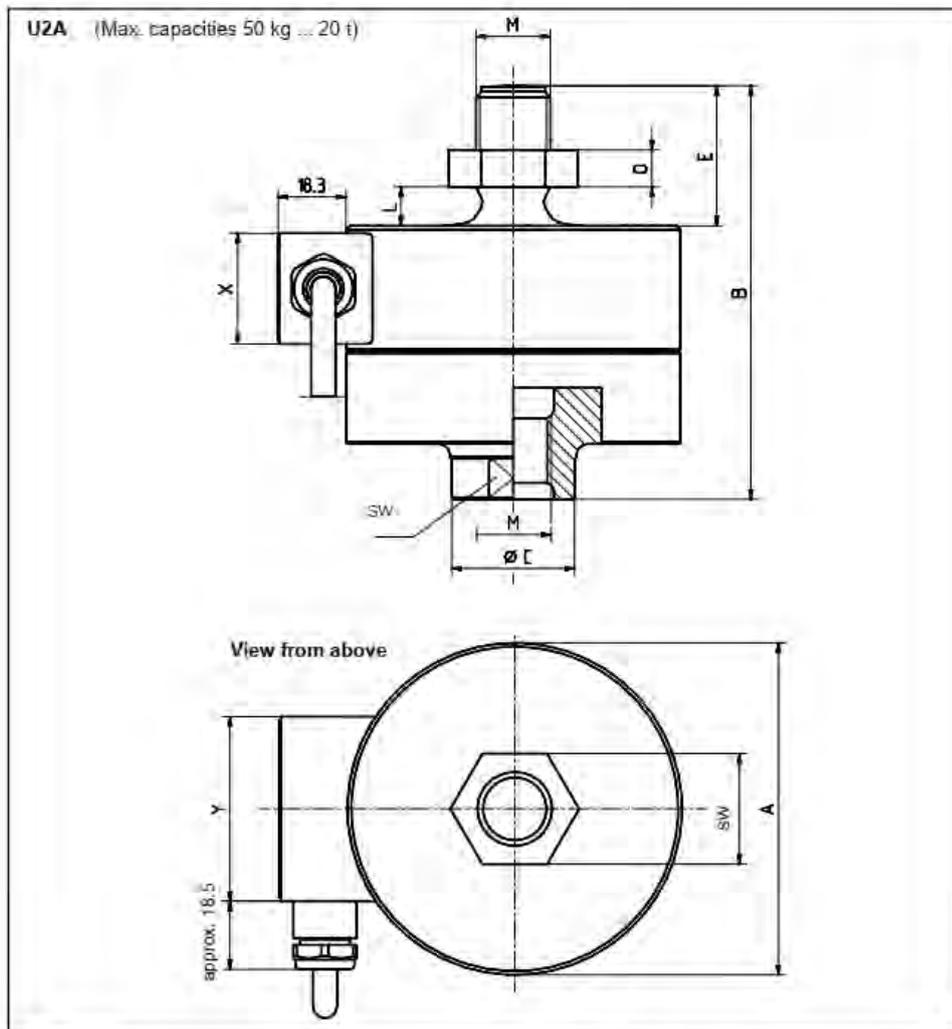
\*) with EC-type examination certificate

### Accessories, to be ordered separately:

- Knuckle eye U2A, above, U2A.../ZGOW
- Knuckle eye U2A, below, U2A.../ZGUW
- EEK Grounding cable

## 6 Dimensions (in mm; 1 mm = 0.03937 inches)

### 6.1 Transducer

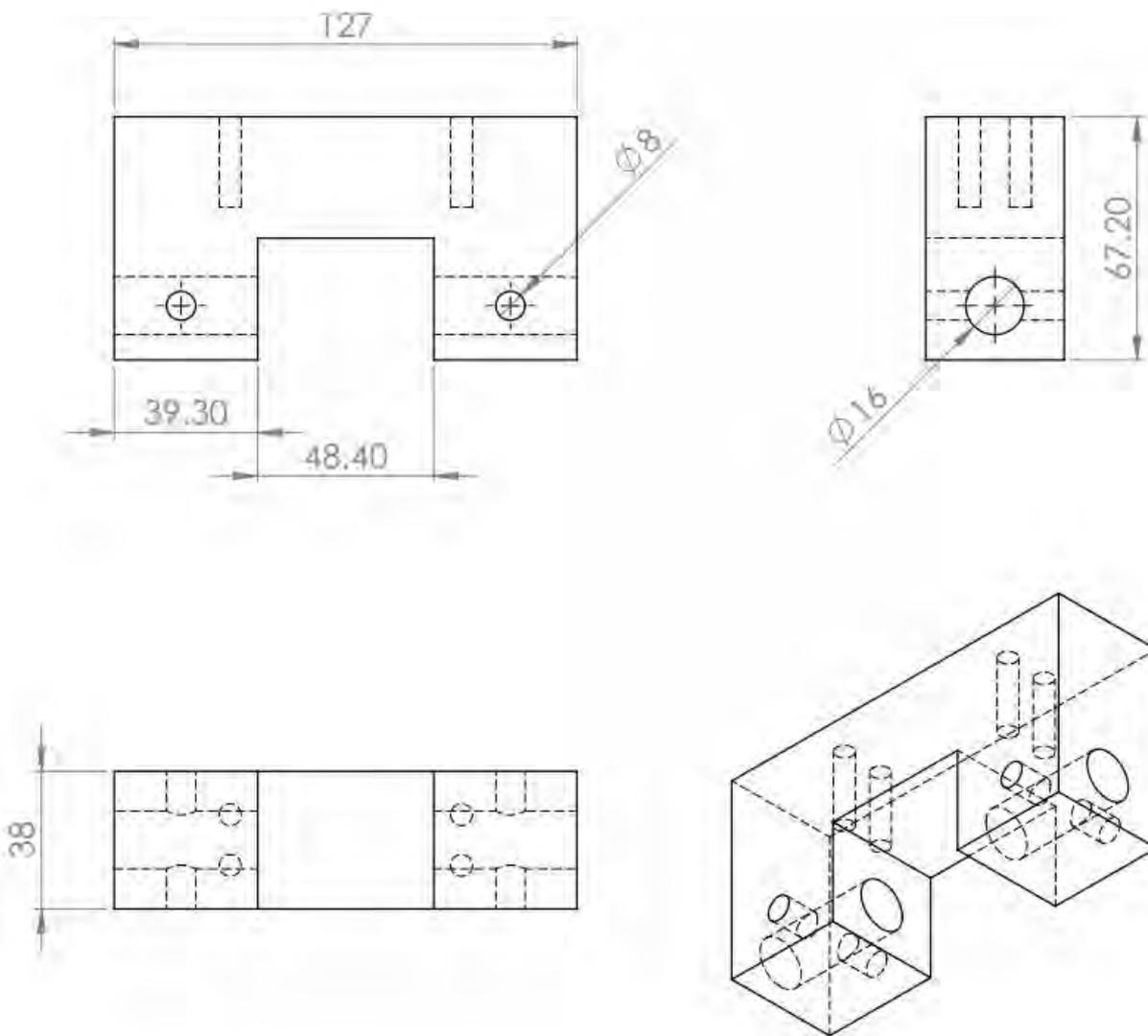


Max. capac. in t	$\varnothing A_{0,2}$	B	C	E	$L_{\min}$	M	O	SW	X	Y
0.05 ... 1	50	72	21	24	5 <sup>1)</sup>	M12	6	19	20	35
2	90	112	33	38	10.6	M20x1.5	10	30	30	50
5	100	141	40	47	13.2	M24x2	12	36	30	50
10	135	197	68	67	19	M39x2	19	60	30	50
20	155	232	82	85	24.2	M48x2	22	70	30	50

<sup>1)</sup> with U2A/1t: 7.4 mm

## **Planos**



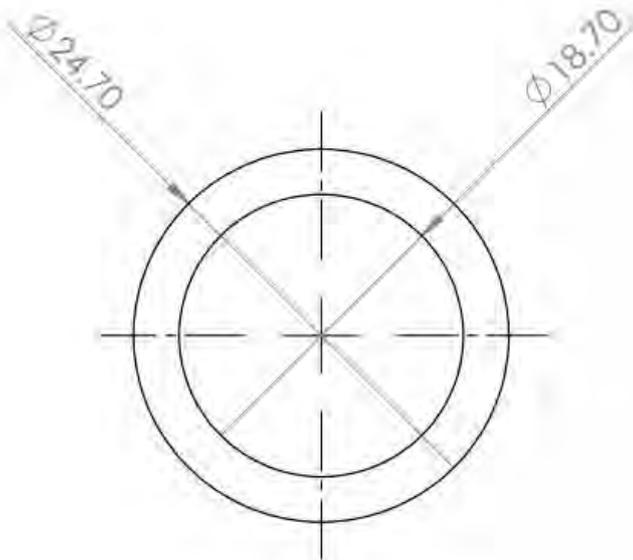
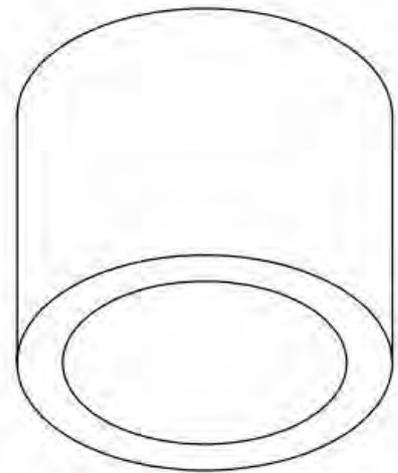
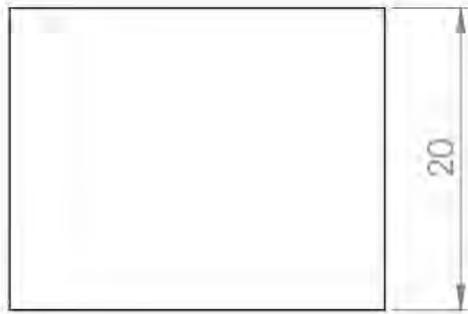


Todas las medidas en mm.

		Fecha	Nombre
Dibujado			MAV
Revisado			

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
FACULTAD DE INGENIERÍA

<p>Planos Tesis Pregrado</p>	<p>Agarradera superior (inferior)</p>	<p>ESCALA 1:2</p>
<p>Marcoantonio Alamo Viera</p>		<p>PLANO N° 01</p>



Todas las medidas en mm.

	Fecha	Nombre
Dibujado		MAV
Revisado		

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
FACULTAD DE INGENIERÍA

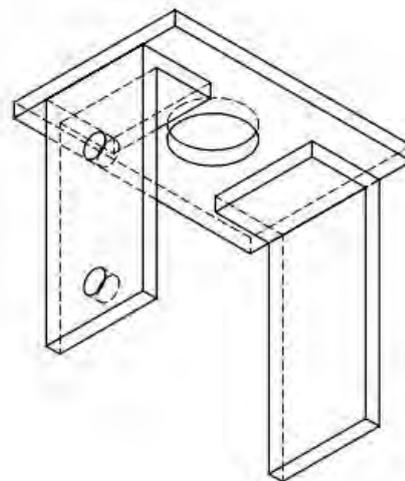
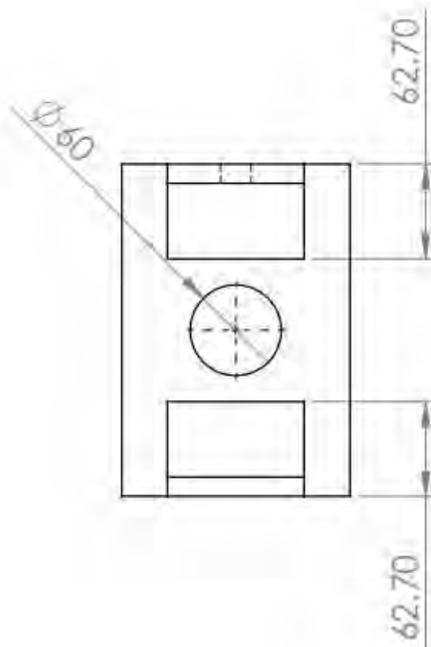
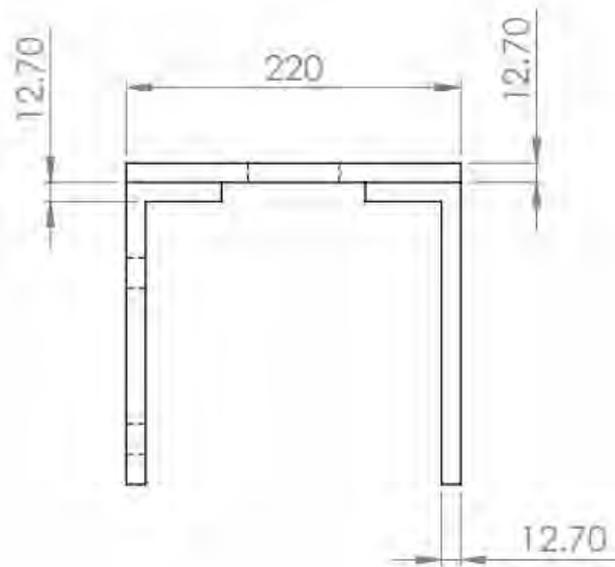
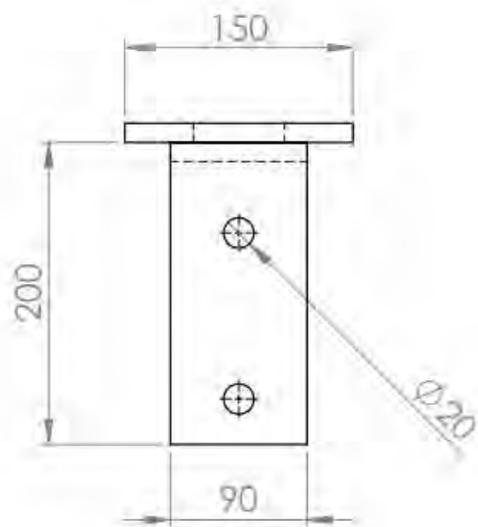
Planos Tesis Pregrado

Marcoantonio Alamo Viera

Bocina 1

ESCALA  
2:1

PLANO  
N° 02



Todas las medidas en mm.

	Fecha	Nombre
Dibujado		MAV
Revisado		

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
FACULTAD DE INGENIERÍA

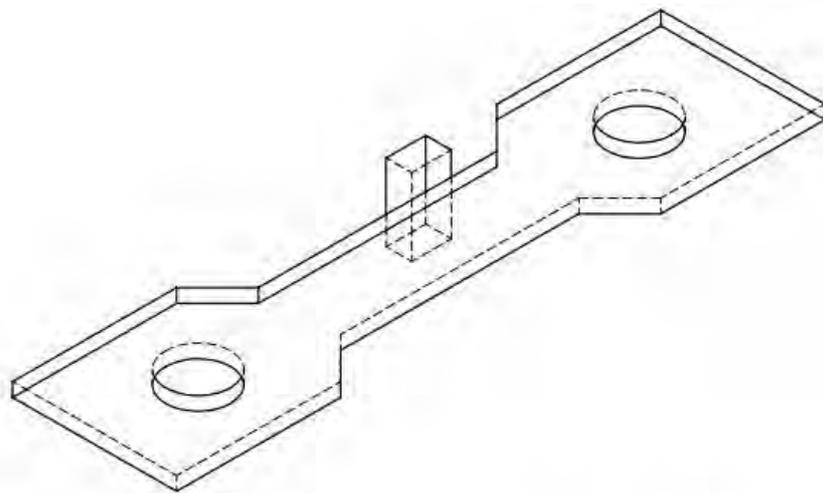
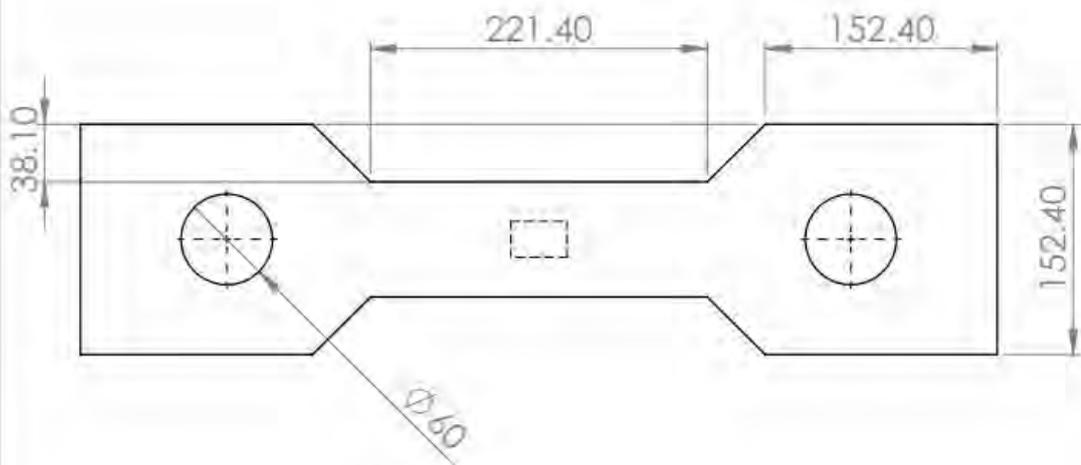
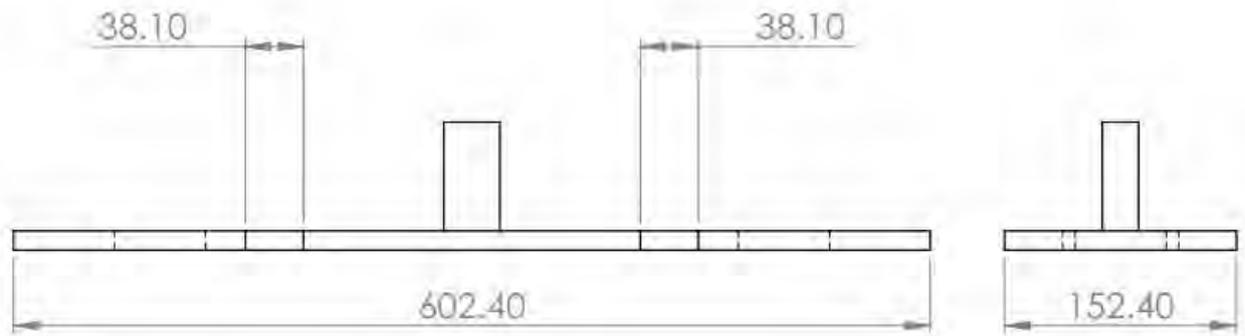
Planos Tesis Pregrado

Marcoantonio Alamo Viera

Soporte base  
de tubos guía

ESCALA  
1:5

PLANO  
N° 03



Todas las medidas en mm.

	Fecha	Nombre
Dibujado		MAV
Revisado		

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
FACULTAD DE INGENIERÍA

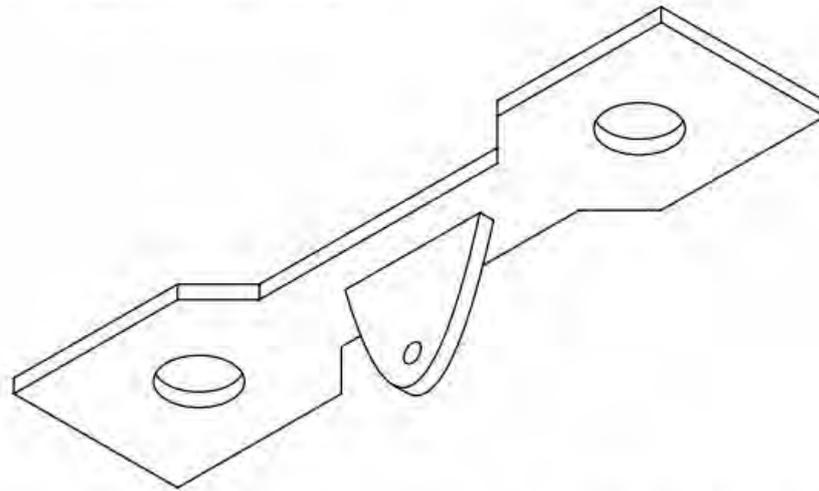
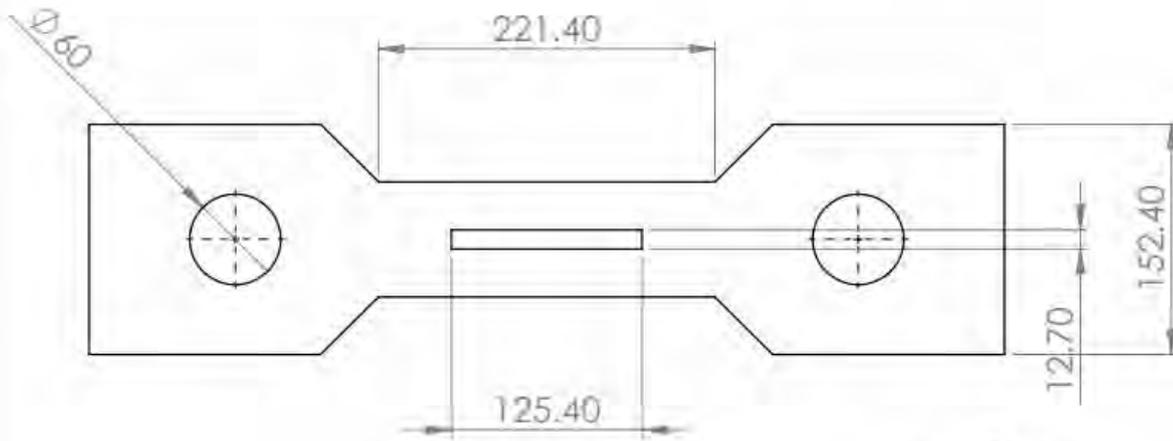
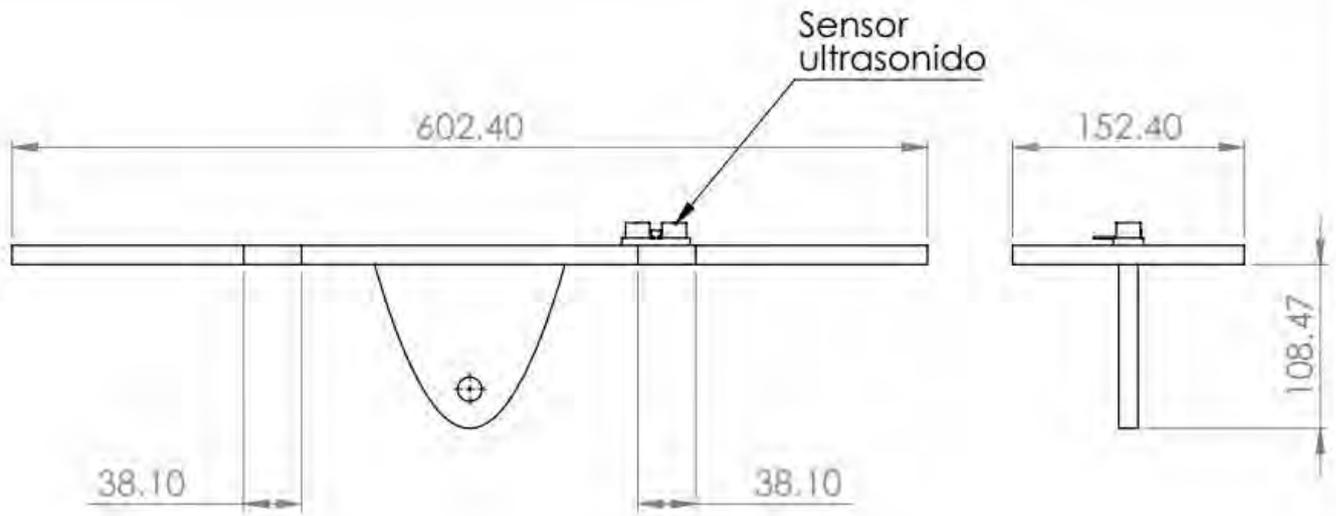
Planos Tesis Pregrado

Marcoantonio Alamo Viera

Carro superior

ESCALA  
2:1

PLANO  
N° 04



Todas las medidas en mm.

	Fecha	Nombre
Dibujado		MAV
Revisado		

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
FACULTAD DE INGENIERÍA

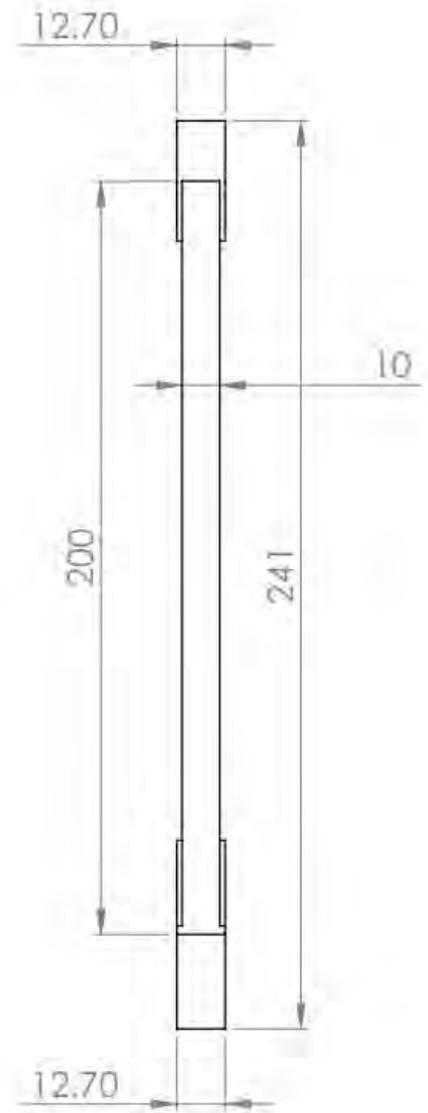
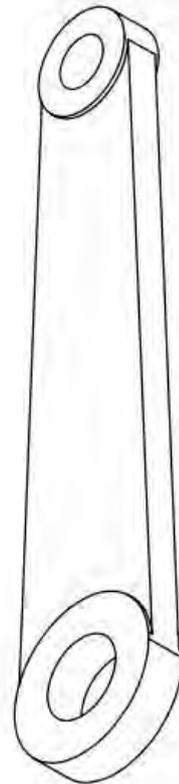
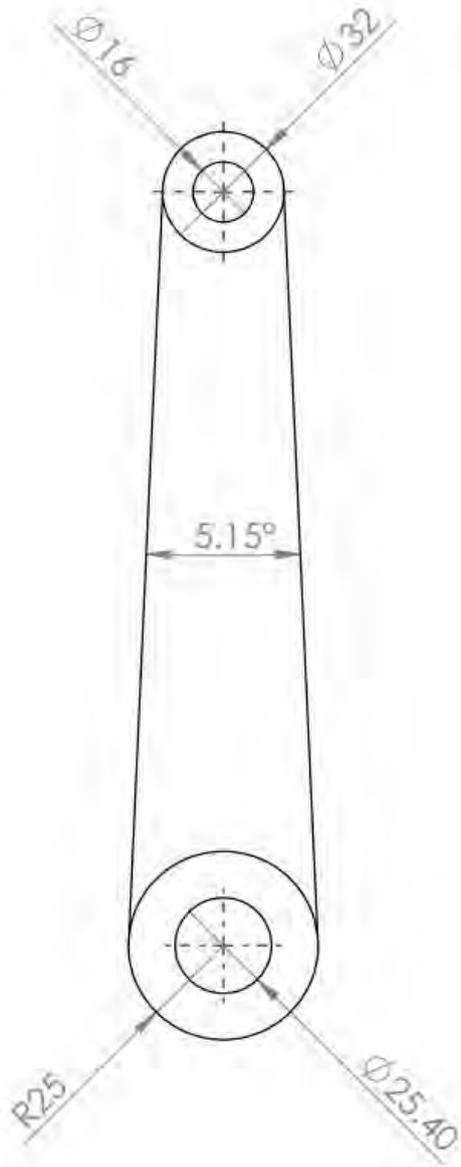
Planos Tesis Pregrado

Marcoantonio Alamo Viera

Carro inferior  
movimiento

ESCALA  
1:5

PLANO  
N° 05



Todas las medidas en mm.

	Fecha	Nombre
Dibujado		MAV
Revisado		

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
FACULTAD DE INGENIERÍA

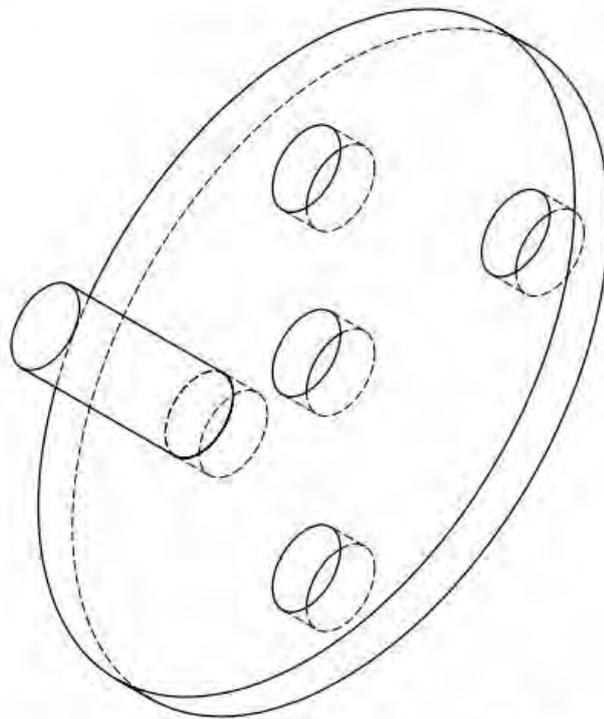
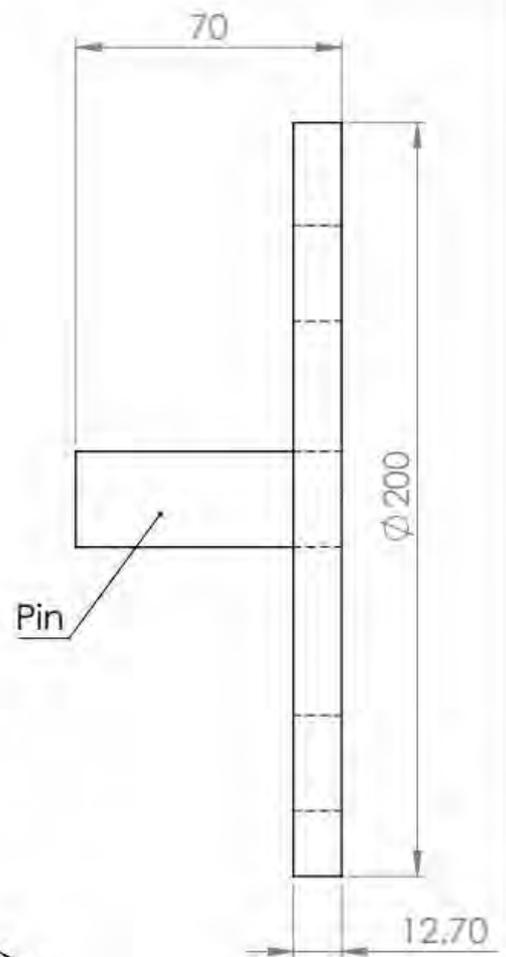
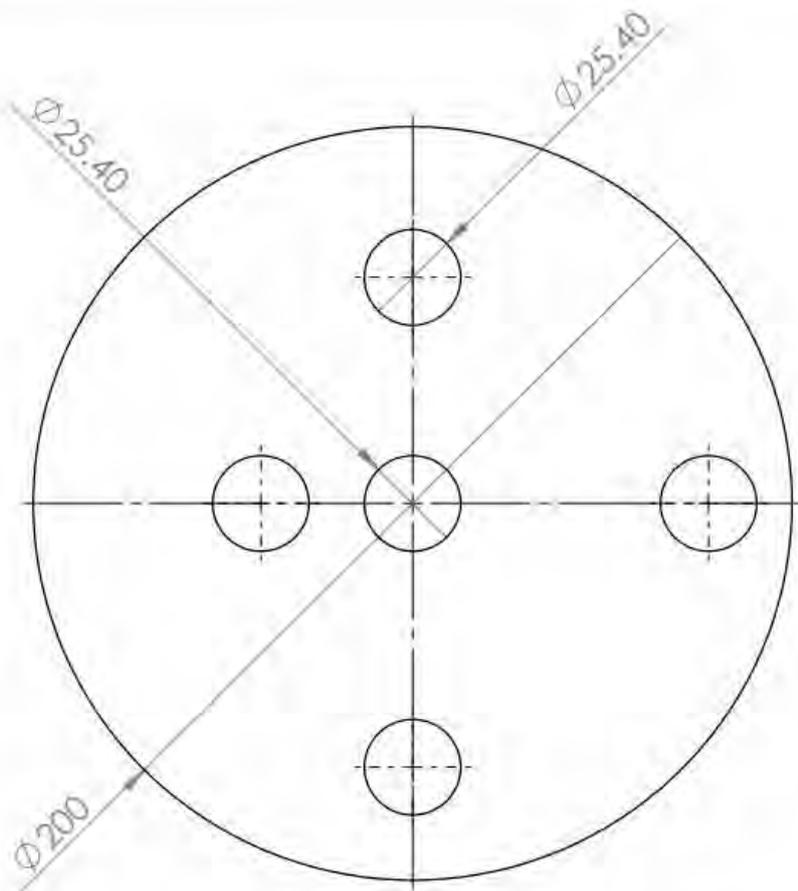
Planos Tesis Pregrado

Marcoantonio Alamo Viera

Biela

ESCALA  
1:2

PLANO  
N° 06



Todas las medidas en mm.

	Fecha	Nombre
Dibujado		MAV
Revisado		

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
FACULTAD DE INGENIERÍA

Planos Tesis Pregrado

Marcoantonio Alamo Viera

Rueda  
excéntrica

ESCALA  
1:2

PLANO  
N° 07