

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



**“Modelación y control de un sistema de suspensión semiactiva con
amortiguador magnetorreológico”**

Tesis para optar el Grado de
Máster en Ingeniería Mecánico-Eléctrica con mención en Automática y Optimización.

MARCOANTONIO VÍCTOR ALAMO VIERA

Piura, Noviembre 2015

**A Dios, la Virgen, San Josemaría,
y San Ignacio de Loyola, por siempre bendecir mi camino;
a mis queridos padres, por su amor y apoyo incondicional;
a mis hermanos, a mi enamorada y amigos, porque son mi alegría;
y a mis profesores, porque sus enseñanzas me han servido mucho.**

Prólogo

La maniobrabilidad y el confort son los beneficios más importantes que brinda un sistema de suspensión vehicular; ya que por un lado, el movimiento vertical de la rueda es regulado y se asegura el contacto entre el neumático y el terreno. Por otro lado, se aísla el chasis de las irregularidades del terreno, disminuyendo notablemente la fuerza transmitida al conductor.

De esta manera, la suspensión pasiva requiere un compromiso para poder cumplir con las dos características ya mencionadas, pues para mantener una buena maniobrabilidad en la dirección se requiere una rigidez intermedia que además evita la reducción de la carrera de trabajo al incrementar la carga del vehículo; mientras que el confort lo proporciona una suspensión suave. En respuesta a este compromiso, muchas veces complicado de resolver, surgen los sistemas de suspensión activa y semiactiva que tienen propiedades multi-objetivo (Sharp & Hassan, 1986).

Dada la importancia del modelado y simulación para el estudio de la dinámica vehicular, es que esta tesis se orienta principalmente a obtención estrategias mejoradas de control que puedan implementarse en prototipos reales, que en la fase de desarrollo permitan la obtención de parámetros de simulación más certeros, validar resultados y sobre todo optimizarlos. De esta manera, la aplicación conjunta de simulación, protocolos de comunicación e implementación del hardware adecuado, permitirán por ejemplo, simular la calidad de un terreno y el confort y calidad de conducción (Haibo & Jianwei, 2009), o generar animaciones en tiempo real de la respuesta dinámica de un sistema de suspensión (Lee, 2004). Por lo tanto, el hecho de contar con un modelo certero y validado en un banco de pruebas sujeto a futuras mejoras, marcará un precedente importante en el estudio de la amortiguación magnetorreológica (MR) aplicada a varios campos de trabajo (Cupich Rodriguez & Elizondo Garza, 1998) (Álvarez Esteban, 2007) (Sapiński & Bydoń, 2006), tales como: suspensión de asientos para vehículos de carga pesada, amortiguadores MR de vibración, industriales, control de vibración sísmica de estructuras, freno rotativo MR, biomecánica: prótesis médicas y amortiguadores MR para suspensión vehicular, que es el tema que se está abordando en esta tesis, pero que de todas formas es muy amplio.

Finalmente, me gustaría agradecer al CONCYTEC por la beca otorgada para cursar esta Maestría y permitirme crecer profesionalmente. Al Dr. Miguel Castro, gracias por su ayuda y amistad brindada no solo a largo de la maestría sino también de toda la 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 Julio Salinas y Luis Agurto, un especial agradecimiento también por ayudarme a realizar las pruebas experimentales en el *kart*.

Por último, quiero extender mi profundo agradecimiento a la directiva del programa de Maestría en Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad de Piura: al Dr. William Ipanaqué, al Dr. Edilberto Vásquez y al Mgtr. Jorge Machachuy, que junto a todo el *staff* de profesores y equipo de trabajo del programa, hicieron posible vivir dos años envuelto en un excelente ambiente académico y sobre todo de formación personal en valores.

Resumen

Este proyecto parte del análisis de la evolución de los modelos matemáticos que se han venido desarrollando referente a la suspensión semiactiva, de los cuales se ha definido el más completo para simular un comportamiento correcto del sistema, lo más cercanamente posible a la realidad. Sin embargo, es necesario realizar una validación del modelo matemático mediante pruebas experimentales, para lo cual es necesario contar, especialmente, con un banco de pruebas dinámico.

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 presentan los prototipos diseñados de amortiguadores semiactivos: uno de tipo MR y el otro de accionamiento electromecánico.

Índice general

Prólogo	iii
Resumen	iv
Índice general	v
Índice de figuras	8
Índice de tablas	12
Introducción.....	13
Capítulo 1	14
1 Los Sistemas de Suspensión: Fundamentos Teóricos	14
1.1 El sistema de suspensión: aspectos generales.....	14
1.2 El cuerpo humano ante las vibraciones: percepción y tolerancia	18
1.3 Historia y evolución de los sistemas de suspensión	20
1.4 Elementos de un sistema de suspensión	24
1.4.1 Elementos elásticos 24	
1.4.1.1 Resortes de ballesta	24
1.4.1.2 Barras de torsión.....	25
1.4.1.3 Resortes helicoidales	27
1.4.1.4 Resortes elastoméricos	28
1.4.2 Barras estabilizadoras28	
1.5 Clasificación de los sistemas de suspensión	29
1.5.1 Según la geometría 29	
1.5.1.1 Suspensión rígida	30
1.5.1.2 Suspensión semirrígida	30
1.5.1.3 Suspensión independiente	32
1.5.2 Según el sistema de control 37	
1.5.2.1 El sistema de suspensión pasiva.....	37
1.5.2.2 El sistema de suspensión activa	38
1.5.2.3 El sistema de suspensión semiactiva.....	39
1.5.3 Otros tipos de suspensión 40	
1.5.3.1 El sistema de suspensión hidroneumática	41
1.5.3.1 El sistema de suspensión neumática.....	43
Capítulo 2	44
2 La Reología aplicada a tipos de fluidos y dispositivos.....	44
2.1 La reología	44
2.1.1 Propiedades reológicas 44	

2.1.2	Aplicaciones posibles de la Reología	46
2.2	Materiales inteligentes	46
2.2.1	Materiales con memoria de forma	47
2.2.2	Materiales piezoeléctricos y electrostrictivos	48
2.2.3	Materiales foto y cromoaactivos	48
2.3	Fluidos Reológicos	48
2.3.1	Fluido MR	50
2.4	Dispositivos MR	54
2.4.1	Fluido MR	61
Capítulo 3	63
3	Modelación Matemática	63
3.1	Modelo de un cuarto de vehículo.....	63
3.1.1	Representación del modelo mediante la función de transferencia	65
3.1.2	Representación del modelo mediante ecuaciones de estado	66
3.2	Modelos matemáticos de un amortiguador MR.....	67
3.2.1	Revisión de modelos	67
3.2.1.1	Modelo de un sistema semiactivo con amortiguador MR.....	70
Capítulo 4	75
4	Simulación del modelo matemático y estrategias de control	75
4.1	Simulación del modelo de un cuarto de vehículo	75
4.2	Simulación del modelo de Spencer.....	84
4.2.1	Construcción del diagrama de bloques	84
4.2.2	Diagrama de bloques del sistema global	87
4.2.3	Parámetros de simulación	90
4.3	Resultados.....	90
4.3.1	Variables del entrada del modelo	90
4.3.2	Análisis de resultados	91
4.4	Simulación de una Suspensión Semiactiva.....	95
4.5	Estrategias de control más conocidas	96
4.5.1	Estrategias de control convencional	96
4.5.1.1	El control PID.....	96
4.5.1.2	El control óptimo.....	96
4.5.1.3	El control robusto	96
4.5.1.4	El control adaptativo	96
4.5.2	Estrategias de control inteligente	97
4.6	Estrategias de control implementadas en la simulación	97
4.6.1	Control <i>Skyhook</i>	97

4.6.2	Control <i>Groundhook</i>	102
4.6.3	Control Híbrido	106
Capítulo 5	111
5	Resultados experimentales y trabajos futuros	111
5.1	Preparación de componentes para experimentación	111
5.2	Instalación de equipos	116
5.3	Pruebas realizadas	120
5.4	Trabajos futuros	124
Conclusiones	127
Bibliografía	129
Anexo 1	134
Anexo 2	136
Anexo 3	140

Índice de figuras

Figura 1. Sistema de suspensión delantera y trasera de un auto Jaguar XF.	15
Figura 2. Tipos de oscilaciones del cuerpo de un vehículo.	16
Figura 3. Curva característica de un sistema masa - resorte y su correspondiente curva de amortiguación crítica.	18
Figura 4. Frecuencias de resonancia de algunas zonas del cuerpo humano.	19
Figura 5. Ballesta primitiva.	21
Figura 6. Ballestas como elemento elástico de un sistema de suspensión.	21
Figura 7. Amortiguador de fricción.	22
Figura 8. Amortiguador hidráulico telescópico actual.	22
Figura 9. (a) Flujo de aceite a través del paso permanente; (b) Flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión.	23
Figura 10. Reacciones producidas por la magnetización del fluido magnetorreológico dentro del amortiguador.	24
Figura 11. Unión de la ballesta al bastidor o eje de la rueda.	25
Figura 12. Barra de torsión de disposición transversal.	26
Figura 13. Barra de torsión de disposición longitudinal.	27
Figura 14. Características principales de un resorte helicoidal.	27
Figura 15. Soportes Antivibratorios Caucho-Metal: Resortes elastoméricos.	28
Figura 16. Esquema de un vehículo con barra estabilizadora (derecha) y sin barra estabilizadora (izquierda).	29
Figura 17. Esquema de una suspensión de eje rígido.	30
Figura 18. Esquema simplificado de una suspensión de eje rígido.	30
Figura 19. Esquema simplificado de una suspensión semirrígida con "Eje de Dion" 31	31
Figura 20. Suspensión trasera semirrígida de eje torsional.	32
Figura 21. Esquema de una suspensión independiente de tipo McPherson.	32
Figura 22. Componentes de una suspensión de eje oscilante.	33
Figura 23. Suspensión independiente de eje oscilante.	34
Figura 24. Suspensión clásica de brazos arrastrados.	34
Figura 25. Sistema de suspensión McPherson de un modelo Alfa Romero 147.	35
Figura 26. Sistema de suspensión de paralelogramo deformable de un Mercedes Benz. ...	36
Figura 27. Sistema de suspensión multibrazo del eje delantero de un Audi A6.	36
Figura 28. Sistema de suspensión multilink en el eje trasero de un vehículo.	37
Figura 29. Esquema de un sistema de suspensión pasiva.	38
Figura 30. Esquema de un sistema de suspensión activa.	39
Figura 31. Esquema de una suspensión semiactiva.	39
Figura 32. Sistema <i>Four-C</i> del Volvo S60 R.	41
Figura 33. Funcionamiento del sistema de suspensión hidroneumático.	42
Figura 34. Elementos de un sistema de suspensión Hidractiva III+ de Citroën montado en un modelo C5.	42
Figura 35. Componentes de la suspensión neumática de un Audi A8.	43
Figura 36. Esfuerzo de corte en función de la densidad de flujo.	45
Figura 37. Viscosidad como función de la velocidad de corte.	46
Figura 38. Representación simplificada del efecto forma.	47
Figura 39. Cambio de estructura cristalina en aleaciones con memoria de forma.	48
Figura 40. Gráfica que relaciona el esfuerzo viscoso con la velocidad de deformación.	49
Figura 41. Alineación dipolar de partículas ferrosas.	50

Figura 42. Analogía de cadena y perlas con un fluido MR.	51
Figura 43. Fluido MR en modo comprimido.....	52
Figura 44. Fluido MR en modo cizalladura.....	52
Figura 45. Fluido MR en modo válvula.	53
Figura 46. Esquema general de un amortiguador MR conocido.	53
Figura 47. Máquina magnetorreológica de acabados Q22 de QED <i>Technologies</i>	55
Figura 48. Descripción del proceso de pulido.	55
Figura 49. Freno giratorio MR fabricado por Lord Corporation.....	56
Figura 50. Amortiguador MR del sistema de suspensión de asiento: " <i>Motion Master</i> ".	56
Figura 51. Prótesis de pierna fabricada por <i>Biodermann Motech</i>	57
Figura 52. Captura fotográfica y esquema de composición de la prótesis de pierna fabricada por <i>Biodermann Motech</i>	58
Figura 53. Amortiguador de fluido magnetorreológico Rheonetic RD - 1001-4.	58
Figura 54. Dispositivo de sujeción de piezas utilizando como fluido de trabajo, el MR. ...	59
Figura 55. Disposición de amortiguadores MR en lavadora.	59
Figura 56. Amortiguador sísmico de fluido MR Rheonetic MRD - 9000.....	60
Figura 57. Disposición de un amortiguador MR en un edificio.	60
Figura 58. Amortiguador MR colocado en un puente.....	61
Figura 59. Audi R8 equipado con el sistema Magnetic Ride de Delphi.	61
Figura 60. Elementos de amortiguación magnetorreológica instalados en un auto Audi R8.	62
Figura 61. Esquema de un modelo de un cuarto de vehículo.	64
Figura 62. Modelo mecánico de un amortiguador MR propuesto por Bouc-Wen.....	68
Figura 63. Modelo de un amortiguador MR propuesto por Spencer.....	69
Figura 64. Modelo de un sistema de suspensión semiactiva con amortiguador MR.	71
Figura 65. Diagrama de bloques del modelo de un sistema de suspensión en <i>Simulink</i>	76
Figura 66. Gráficas de simulación del desplazamiento, velocidad y fuerza efectuada con <i>Simulink</i>	77
Figura 67. Diagrama de bloques de las funciones de transferencia del sistema de suspensión.....	78
Figura 68. Simulación del sistema de suspensión con funciones de transferencia.....	79
Figura 69. Respuesta en frecuencia del sistema.	79
Figura 70. 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 μ).....	80
Figura 71. 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 μ).....	80
Figura 72. 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 ($M2$ o m_s). ..	81
Figura 73. 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 ($M2$ o m_s).	81
Figura 74. Función Relieve - Condición de entrada.	82
Figura 75. GUI del Sistema de Suspensión.	83
Figura 76. Desplazamiento de la masa no suspendida.	83
Figura 77. Desplazamiento de la masa suspendida.	83
Figura 78. Diagrama de bloques correspondiente a las ecuaciones que sirven para hallar C_0 , C_1 y k	84
Figura 79. Diagrama de bloques correspondiente a la variable evolutiva " z ".	85
Figura 80. Diagrama de bloques correspondiente al desplazamiento intermedio " y ".	86

Figura 81. Diagrama de bloques correspondiente a la salida global del sistema: la fuerza "F" ejercida en el amortiguador.....	87
Figura 82. Diagrama de bloques correspondiente al desplazamiento "x" del amortiguador.	88
Figura 83. Diagrama de bloques del subsistema general en Simulink.	89
Figura 84. Diagrama de bloques completo del sistema para simulación de un amortiguador magnetorreológico.	89
Figura 85. Gráfica de la señal de entrada "x" (Función del desplazamiento).....	91
Figura 86. Gráfica de la fuerza resultante en función del desplazamiento del vástago del amortiguador.....	92
Figura 87. Gráfica de la fuerza resultante en función de la velocidad del vástago del amortiguador.....	93
Figura 88. Gráfica de la fuerza en el tiempo para distintos valores de intensidad de corriente de entrada.	94
Figura 89. Gráfica de la fuerza en función de la velocidad del vástago para distintos valores de corriente de entrada.....	94
Figura 90. Diagrama de bloques en <i>Simulink</i> de un sistema de suspensión semiactivo con amortiguador MR.	95
Figura 91. Esquema de la Estrategia de Control <i>Skyhook</i>	98
Figura 92. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa suspendida del sistema con y sin control <i>Skyhook</i>	99
Figura 93. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa no suspendida del sistema con y sin control <i>Skyhook</i>	99
Figura 94. Gráfica de las señales de velocidad de la masa suspendida del sistema con y sin control <i>Skyhook</i>	100
Figura 95. Gráfica de las señales de velocidad de la masa no suspendida del sistema con y sin control <i>Skyhook</i>	100
Figura 96. Gráfica de las señales de aceleración de la masa suspendida del sistema con y sin control <i>Skyhook</i>	101
Figura 97. Gráfica de las señales de aceleración de la masa no suspendida del sistema con y sin control <i>Skyhook</i>	101
Figura 98. Esquema de la Estrategia de Control <i>Groundhook</i>	102
Figura 99. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa suspendida del sistema con y sin control <i>Groundhook</i>	103
Figura 100. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa no suspendida del sistema con y sin control <i>Groundhook</i>	103
Figura 101. Gráfica de las señales de velocidad de la masa suspendida del sistema con y sin control <i>Groundhook</i>	104
Figura 102. Gráfica de las señales de velocidad de la masa no suspendida del sistema con y sin control <i>Groundhook</i>	104
Figura 103. Gráfica de las señales de aceleración de la masa suspendida del sistema con y sin control <i>Groundhook</i>	105
Figura 104. Gráfica de las señales de aceleración de la masa no suspendida del sistema con y sin control <i>Groundhook</i>	105
Figura 105. Esquema de la Estrategia de Control Híbrido.	106
Figura 106. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa suspendida del sistema con y sin control Híbrido.	107
Figura 107. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa no suspendida del sistema con y sin control Híbrido.	108

Figura 108. Gráfica de las señales de velocidad de la masa suspendida del sistema con y sin control Híbrido.....	108
Figura 109. Gráfica de las señales de velocidad de la masa no suspendida del sistema con y sin control Híbrido.....	109
Figura 110. Gráfica de las señales de aceleración de la masa suspendida del sistema con y sin control Híbrido.....	109
Figura 111. Gráfica de las señales de aceleración de la masa no suspendida del sistema con y sin control Híbrido.....	110
Figura 112. Capturas fotográficas del "kart" en el cual se analiza el comportamiento del amortiguador MR.	111
Figura 113. Sensor infrarrojo para medir distancia 3522_0 - Sharp.	112
Figura 114. Sistema conectado para medición de distancia usando un sensor infrarrojo Sharp, un adaptador y la tarjeta Phidgets correspondiente.	113
Figura 115. Sistema de medición inercial Razor IMU de 9 grados de libertad montado en tarjeta para conexión por puerto serial.	113
Figura 116. Captura fotográfica del amortiguador MR - carrera larga.	114
Figura 117. Captura fotográfica del controlador del amortiguador MR - Wonder Box. ...	115
Figura 118. Amortiguador hidráulico de moto montado en el kart.....	116
Figura 119. Extensiones fabricadas para el montaje del amortiguador MR en el kart.....	117
Figura 120. Proceso de fabricación e instalación en torno, de topes para colocación de amortiguador MR en sus respectivas extensiones.	117
Figura 121. Conjunto resorte - amortiguador MR.....	118
Figura 122. Conjunto resorte - amortiguador MR montado en el kart.....	118
Figura 123. Vista completa del kart, con los equipos instalados y a punto de poner en marcha.	119
Figura 124. Vista de la parte delantera del kart, con los equipos instalados.....	120
Figura 125. Ubicación del controlador de corriente del amortiguador MR.	121
Figura 126. Rompemuelles por el cual se hizo circular el kart para obtención de resultados experimentales.	121
Figura 127. Gráfica del desplazamiento de los amortiguadores en estudio frente al tiempo de medición. Ensayo realizado con el kart pasando sobre un rompemuelleres a 10 km/h y 0 V.	122
Figura 128. Gráfica del desplazamiento del amortiguador MR frente a distintos valores de voltaje de alimentación.....	123
Figura 129. Gráfica de la aceleración de los amortiguadores en estudio frente al tiempo de medición. Ensayo realizado con el kart pasando sobre un rompemuelleres a 10 km/h y 0 V.	123
Figura 130. Gráfica de la aceleración del amortiguador MR frente a distintos valores de voltaje de alimentación.....	124
Figura 131. Diagrama de bloques de un controlador para el electroimán de un amortiguador MR.	125
Figura 132. Prototipo de amortiguador MR diseñado en SOLIDWORKS.....	125
Figura 133. Prototipo nuevo de amortiguador semiactivo diseñado en SOLIDWORKS...	126

Índice de tablas

Tabla 1. Valores de periodo y frecuencia de oscilación de la suspensión.....	16
Tabla 2. Características de un sistema de suspensión en función de la amortiguación crítica.	17
Tabla 3. Valores de frecuencia de resonancia para algunas partes del cuerpo humano.	18
Tabla 4. Variables del Modelo de un cuarto de vehículo.	64
Tabla 5. Revisión de los modelos mecánicos de un amortiguador magnetorreológico.	73
Tabla 6. Módulo de los errores calculados para los modelos de un amortiguador MR.	74
Tabla 7. Valores utilizados en la simulación del modelo de un cuarto de vehículo.....	76
Tabla 8. Valores de los parámetros de simulación del modelo de Bouc-Wen modificado.	90
Tabla 9. Valores de las variables de entrada del modelo matemático.	90
Tabla 10. Especificaciones técnicas y geométricas del Sensor de Distancia - SHARP 3522_0.	112
Tabla 11. Especificaciones técnicas y geométricas del amortiguador MR RD - 8041-1..	115
Tabla 12. Especificaciones técnicas y geométricas del controlador para el amortiguador AMR - <i>Wonder Box</i>	116

Introducción

El modelado y el control de sistemas de suspensión activa y semiactiva son en la actualidad el móvil de una profunda labor científica e investigadora, la cual se refleja en las recientes publicaciones sobre la integración de estos dos sistemas de control de un vehículo (Yu, Li, & Crolla, 2008), los sistemas de control adaptativo de la suspensión (Cao, Liu, Li, & Brown, 2008), las estrategias de control semiactivo (Dong, Yu, Liao, & Chen, 2010), revisiones sobre aspectos concretos y generales de estos sistemas (Hurel, Mandow, & García, 2013), de estrategias de control de suspensión y otras aplicaciones no vehiculares. Es importante mencionar que casi todas las investigaciones están basadas en el modelo lineal de un cuarto de vehículo, ya que permite tener una buena representación de la dinámica del sistema y en consecuencia mayores facilidades para el diseño de la estrategia de control (Alexandru & Alexandru, 2011). No obstante, con la finalidad de obtener mejores resultados se han desarrollado modelos no lineales (mecánicos, hidráulicos, etc.) y nuevas técnicas de simulación de sistemas multi-cuerpo (Krüger, Vaculin, & Kortüm, 2002).

Por otro lado, se han realizado trabajos referidos al tema de amortiguadores magnetorreológicos (Herrán, Rodríguez, & Ramírez, 2006); sin embargo en ninguno se ha abordado el desarrollo de un modelo de un nuevo prototipo, sino que se ha experimentado a partir de marcas comerciales y casi siempre se ha utilizado el modelo de Spencer (Spencer, Dyke, Sain, & Carlson, 1996). Lo especial de este trabajo será el verificar si se obtienen o no buenos resultados en el prototipo de amortiguador, reflejados en el rango que abarque sus curvas del coeficiente de amortiguación.

Esta tesis está enfocada en demostrar que la utilización de un elemento amortiguador semiactivo de tipo magnetorreológico mejora las prestaciones y características de comportamiento de una suspensión. Además busca sentar las bases para la implementar este tipo de tecnología en diversas aplicaciones que vienen desde hace unos tomando mayor fuerza e importancia.

En el capítulo 1 se da una explicación general acerca de los sistemas de suspensión, haciendo énfasis en los de tipo semiactivo y sus fundamentos teóricos. En el capítulo 2 se explica brevemente el desarrollo de la reología y su aplicación a tipos de fluidos y dispositivos, enfocándose con más detalle en los fluidos magnetorreológicos y sus aplicaciones. En el capítulo 3 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 4 se presentan los resultados de la simulación de los modelos desarrollados en el capítulo anterior. También se incluyen las simulaciones realizadas implementando estrategias de control no lineal. En el capítulo 5 se muestran los resultados obtenidos de las pruebas experimentales realizadas montando el amortiguador MR en un kart, así como los trabajos futuros que se pretenden desarrollar como continuación de esta línea de investigación. Finalmente se exponen las conclusiones a las que se llegó con el desarrollo de esta tesis.

Capítulo 1

Los Sistemas de Suspensión: Fundamentos Teóricos

Fue en 1860 cuando Jean Etienne Lenoir creó el primer motor de combustión interna quemando gas dentro de un cilindro, pero recién en 1876 Nikolaus August Otto construyó el primer motor de gasolina de la historia. Desde entonces la ciencia automovilística ha venido evolucionando constantemente. Esta evolución siempre ha centrado su interés en mejorar la seguridad y el confort de los pasajeros.

Es así como el sistema de suspensión se convierte en uno de los elementos más importantes del vehículo, ya que de él dependen los parámetros de seguridad y confort ya mencionados. Es más, la importancia del sistema de suspensión ha derivado en fuertes inversiones de los fabricantes de estos productos en temas de investigación, desarrollo y perfeccionamiento de los mismos.

Finalmente, dado que las suspensiones reológicas se caracterizan actualmente por pertenecer a un campo moderno y novedoso, cuya evolución viene acompañada de grandes inversiones, se está desarrollando este Proyecto, que mediante el diseño y fabricación de un prototipo de amortiguador magnetorreológica, busca estudiar más a fondo las suspensiones semiactivas y encontrar soluciones que permitan mejorar sus prestaciones dinámicas en toda clase de vehículos.

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 Urbieta, 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, se pueden y su disposición en el vehículo, se pueden observar en la figura 1.



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

Por otro lado, los sistemas de suspensión tienen otras funciones aparte 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).

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.

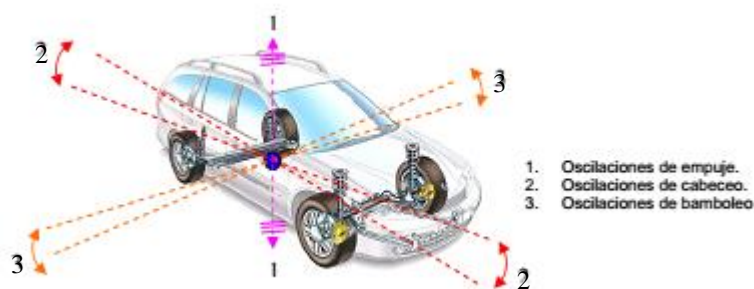


Figura 2. Tipos de oscilaciones del cuerpo de un vehículo.
Fuente: Amortiguador magnetorreológico (Guzmán Mayorga, 2007).

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. Esta es la razón por la estas características son las 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 frecuencias 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 crítica¹. 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 suspensión²	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

¹ 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.

² Según la comodidad del vehículo o automóvil.

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.

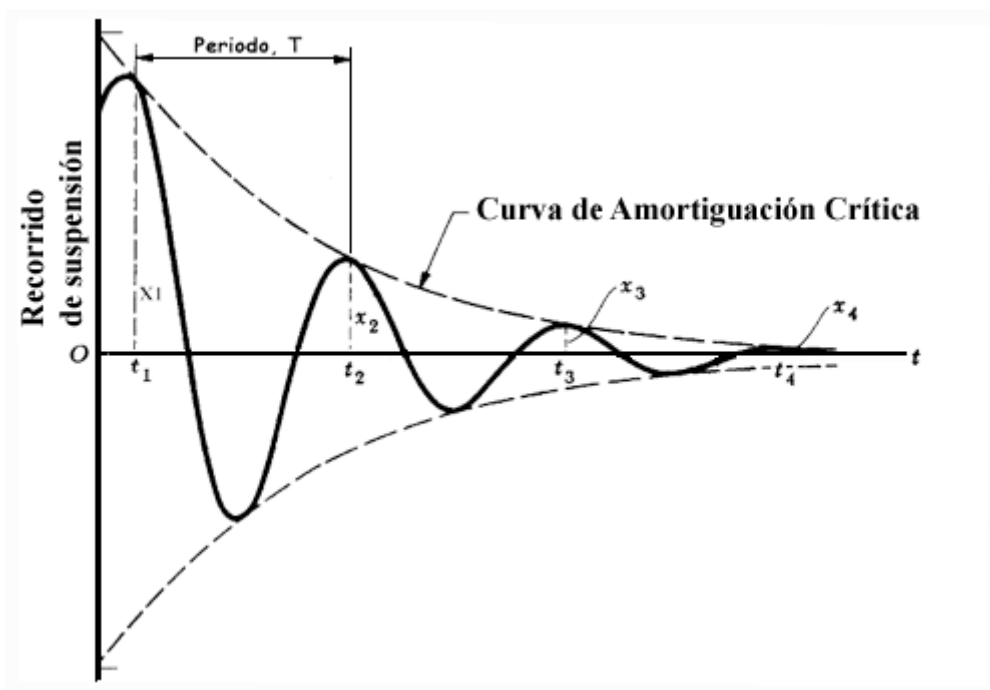


Figura 3. Curva característica de un sistema masa - resorte y su correspondiente curva de amortiguación crítica.

Fuente: Amortiguación crítica, Km 77 sitio Web.

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.

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, Nicol, Davies, & Ju, 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, Sename, Dugard, Ramirez Mendoza, & Flores, 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.

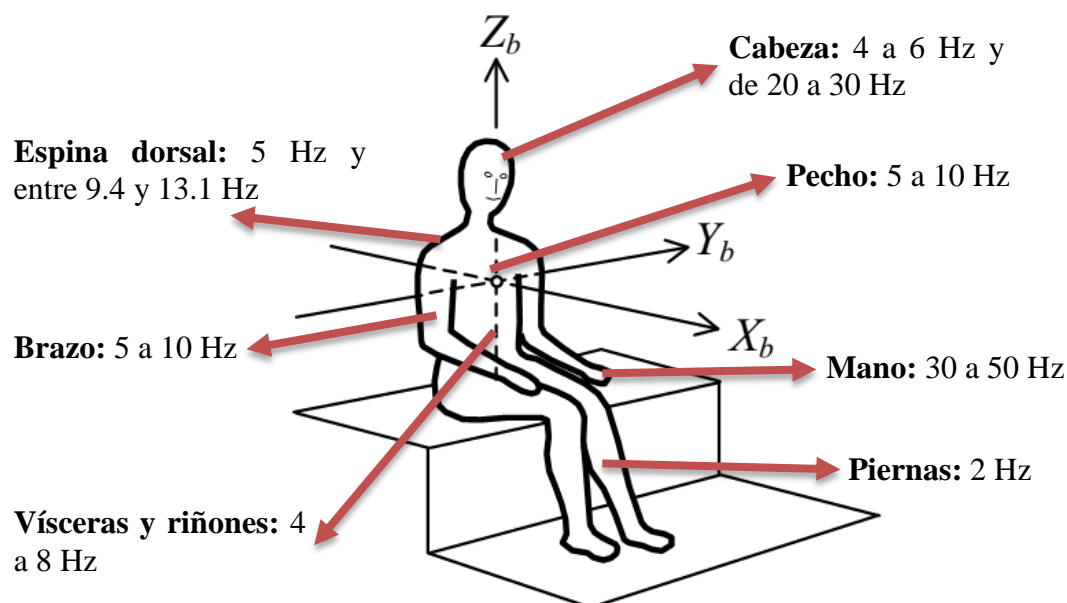


Figura 4. Frecuencias de resonancia de algunas zonas del cuerpo humano.

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, Do, & Dugard, 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 $\pm 10\text{mm}$ 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, Do, & Dugard, 2002).

- b) 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 nace la idea de acolchonar los asientos, colocar resortes en los asientos, 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 se encontrara no se encontrar 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 conocemos 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.

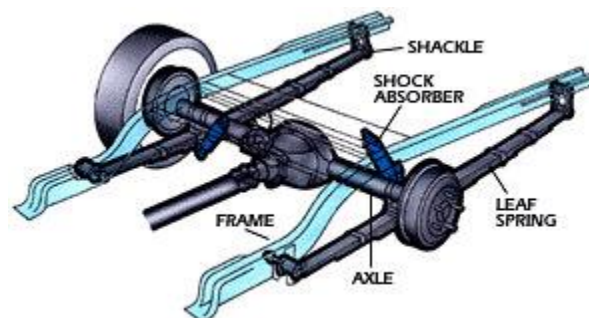


Figura 6. Ballestas como elemento elástico de un sistema de suspensión.
Fuente: Fuente: Suspensión Vehicular.
Universidad Militar Nueva Granada

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.

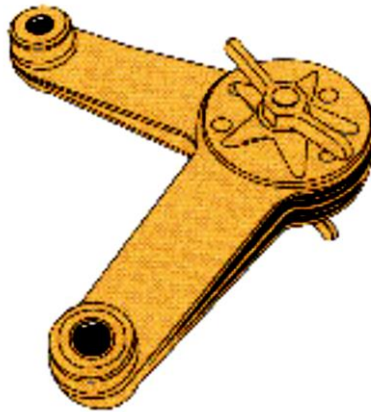


Figura 7. Amortiguador de fricción.
Fuente: Función de la suspensión.
Ballestas Barcelona Website.

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 tipo 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 Urbieto, 2003).



Figura 8. Amortiguador hidráulico telescópico actual.
Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbieto, 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.

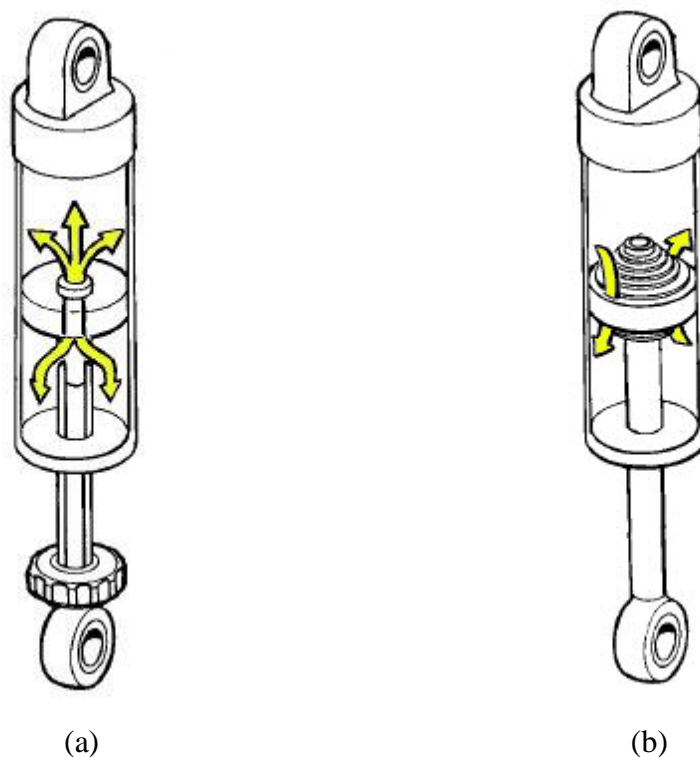


Figura 9. (a) Flujo de aceite a través del paso permanente;
(b) Flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión.

Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbieta, 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 electrorreológicos 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 electrorreológicos 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.

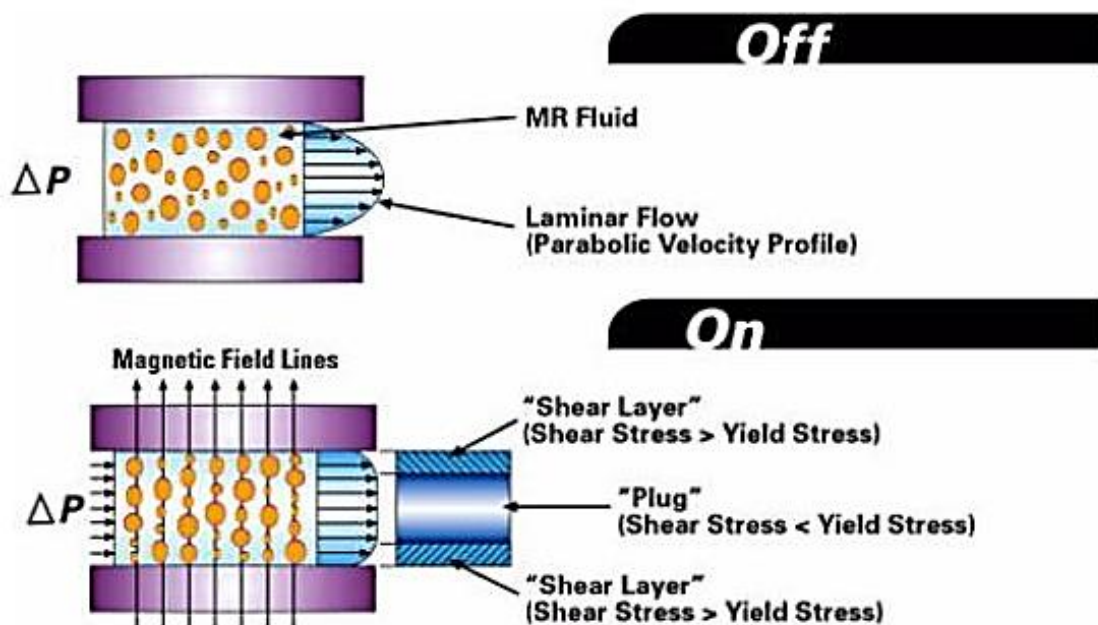


Figura 10. Reacciones producidas por la magnetización del fluido magnetorreológico dentro del amortiguador.

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.

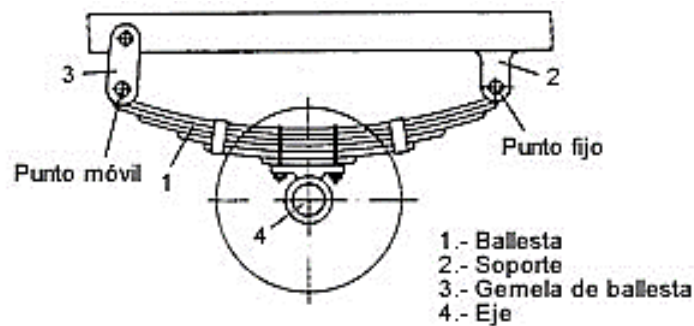


Figura 11. Unión de la ballesta al bastidor o eje de la rueda.
Fuente: Curso de Sistemas de Suspensión – Aficionados a la mecánica *Website*.

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:

- 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.

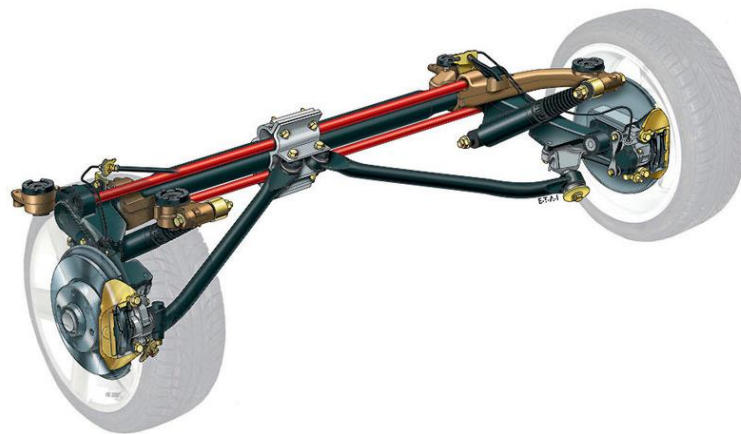


Figura 12. Barra de torsión de disposición transversal.

Fuente: Km77.com *Website*.

- 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.

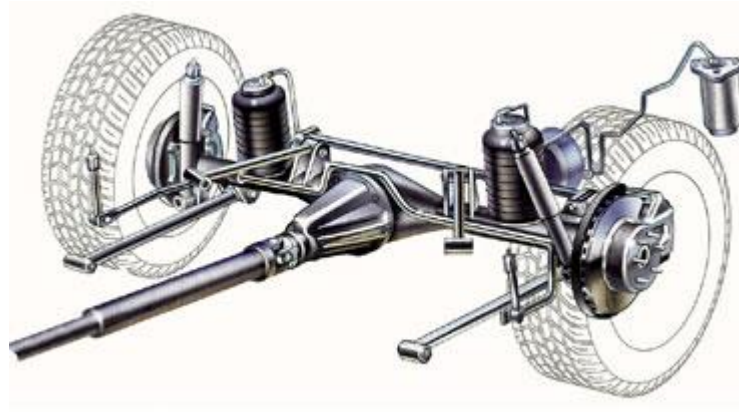


Figura 13. Barra de torsión de disposición longitudinal.

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.

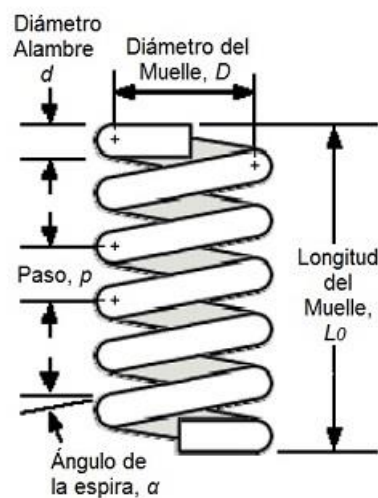


Figura 14. Características principales de un resorte helicoidal.

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 antibalaneo, 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.
- 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.).
- 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.

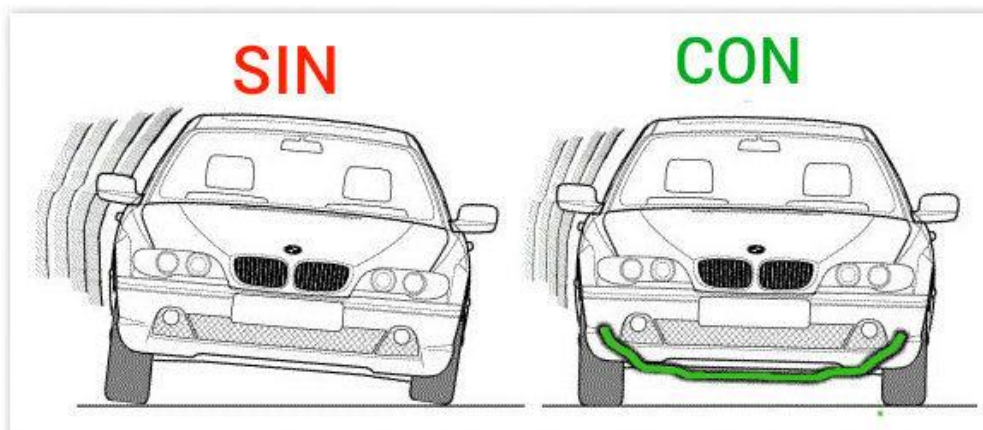


Figura 16. Esquema de un vehículo con barra estabilizadora (derecha) y sin barra estabilizadora (izquierda).

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 otro sin barra estabilizadora.

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).

1.5.1.1 Suspensión rígida

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.

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.

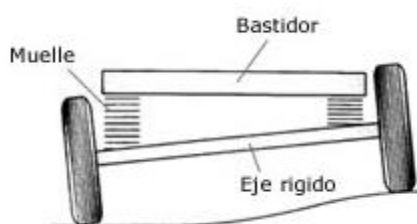


Figura 17. Esquema de una suspensión de eje rígido.

Fuente: Aficionados a la mecánica Website.

Entre las ventajas de los ejes rígidos 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 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:

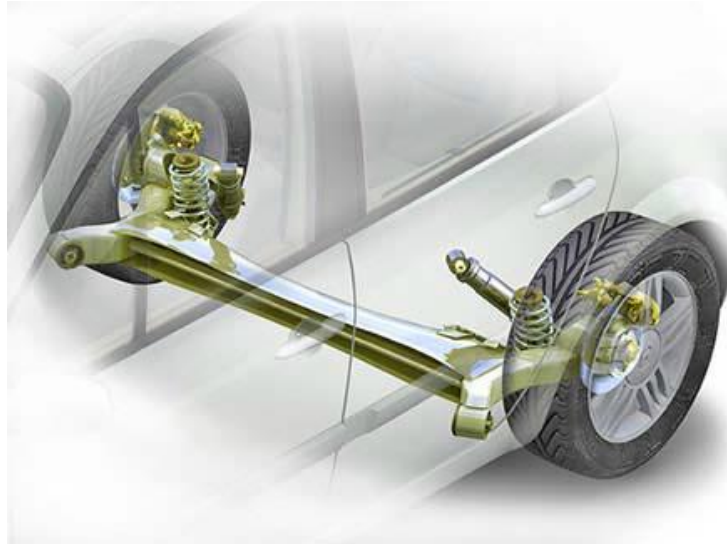


Figura 20. Suspensión trasera semirrígida de eje torsional.
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente, 2010).

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 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.

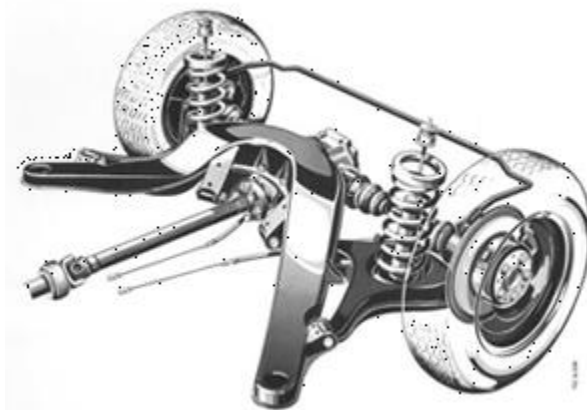


Figura 23. Suspensión independiente de eje oscilante.
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera
(Coronel Benavente, 2010).

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.

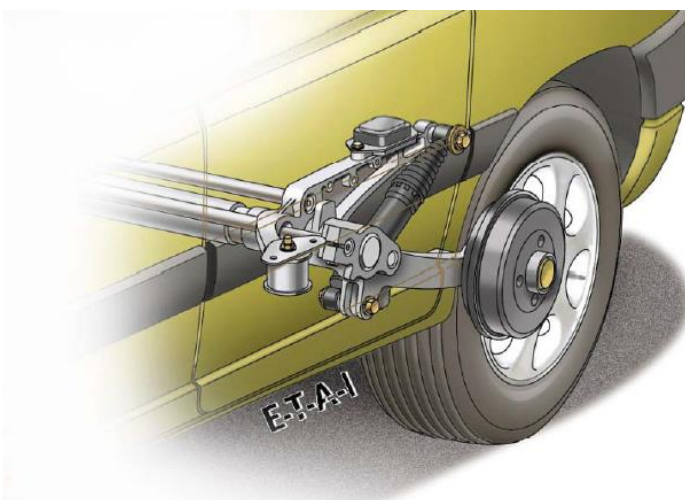


Figura 24. Suspensión clásica de brazos arrastrados.
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente, 2010).

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.

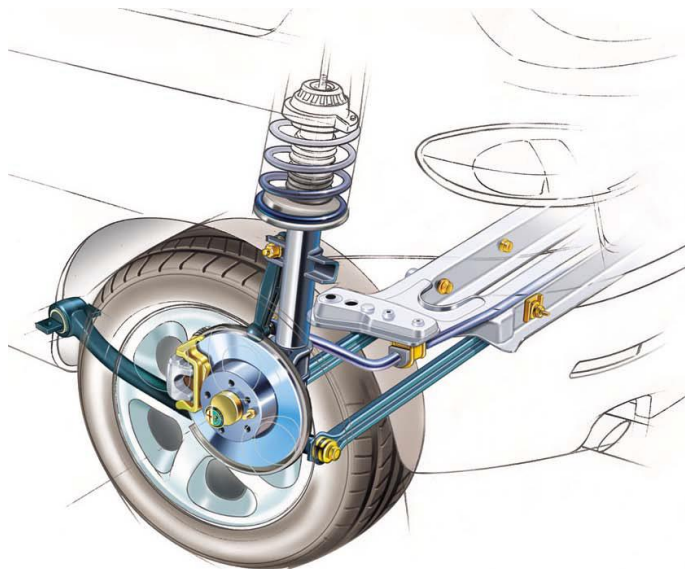


Figura 25. Sistema de suspensión McPherson de un modelo Alfa Romero 147.

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 asegurar 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.

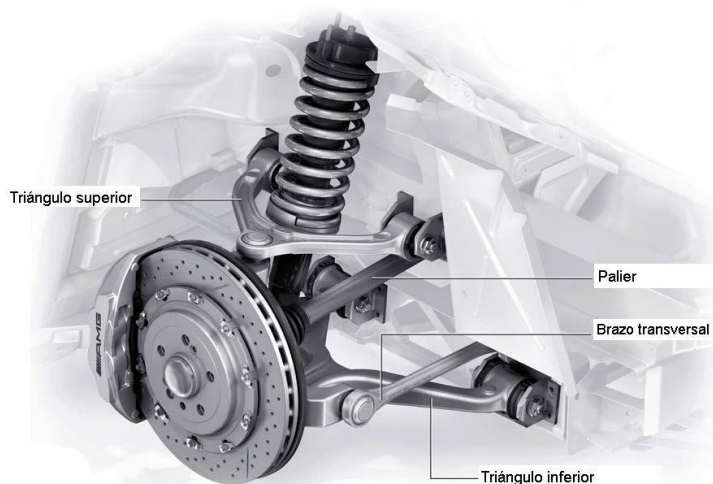


Figura 26. Sistema de suspensión de paralelogramo deformable de un Mercedes Benz.

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

- 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 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.

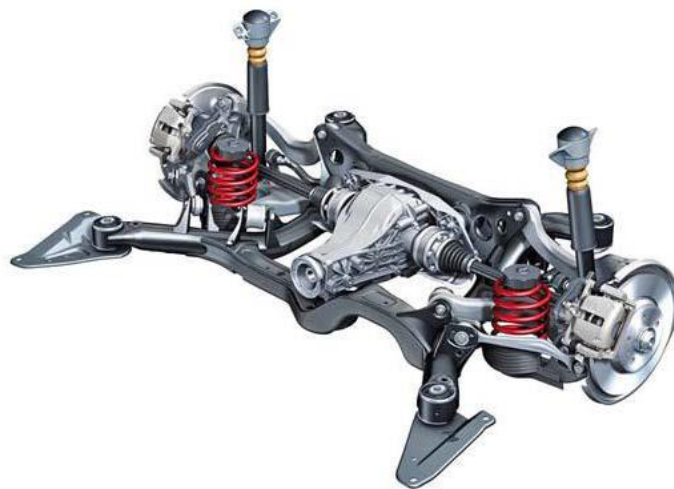


Figura 28. Sistema de suspensión multilink en el eje trasero de un vehículo.

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 tenemos: 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.

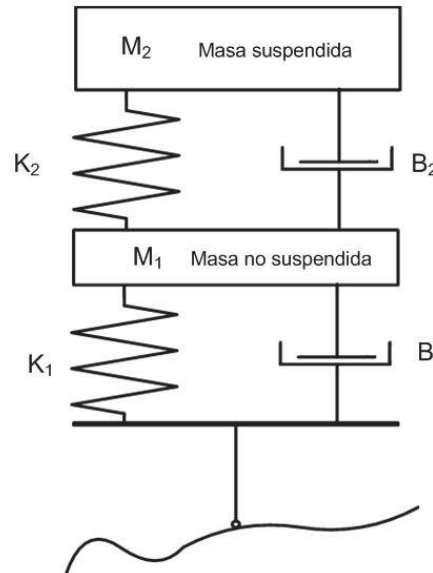


Figura 29. Esquema de un sistema de suspensión pasiva.

Fuente: Clasificación de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, Mandow, & García Cerezo, 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, Relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems., 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, Janssen, Paulides, & Lomonova, 2009) y electrohídricos (Xinjie & Shengjin, 2009).

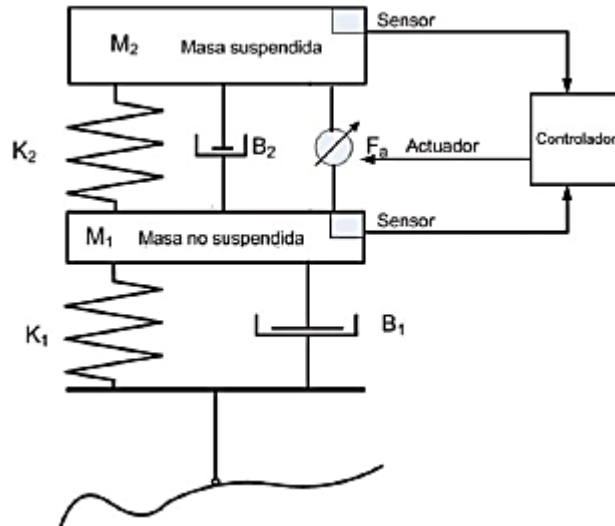


Figura 30. Esquema de un sistema de suspensión activa.
Fuente: Clasificación de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, Mandow, & García Cerezo, 2013).

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:

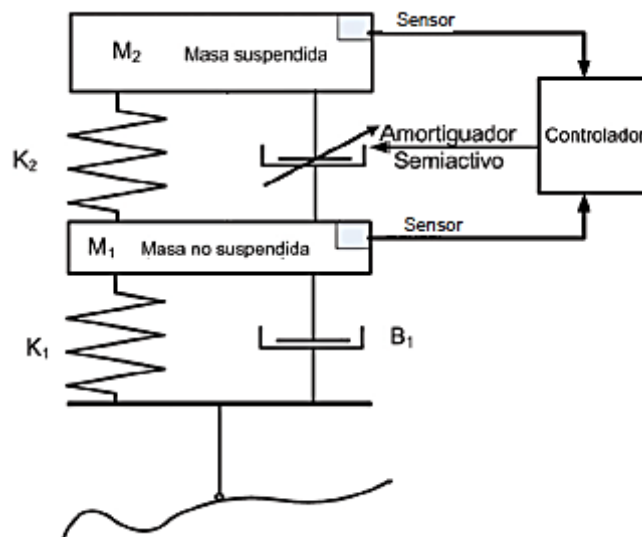


Figura 31. Esquema de una suspensión semiactiva.
Fuente: Clasificación de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, Mandow, & García Cerezo, 2013).

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, Winner, & Li, 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, He, Li, Peng, & Gao, 2008). Asimismo, la suspensión semiactiva es empleada usualmente en vehículos ligeros y su rendimiento en trenes es comparable al de una suspensión activa (Shiao, Lai, & Nguyen, 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 el 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.

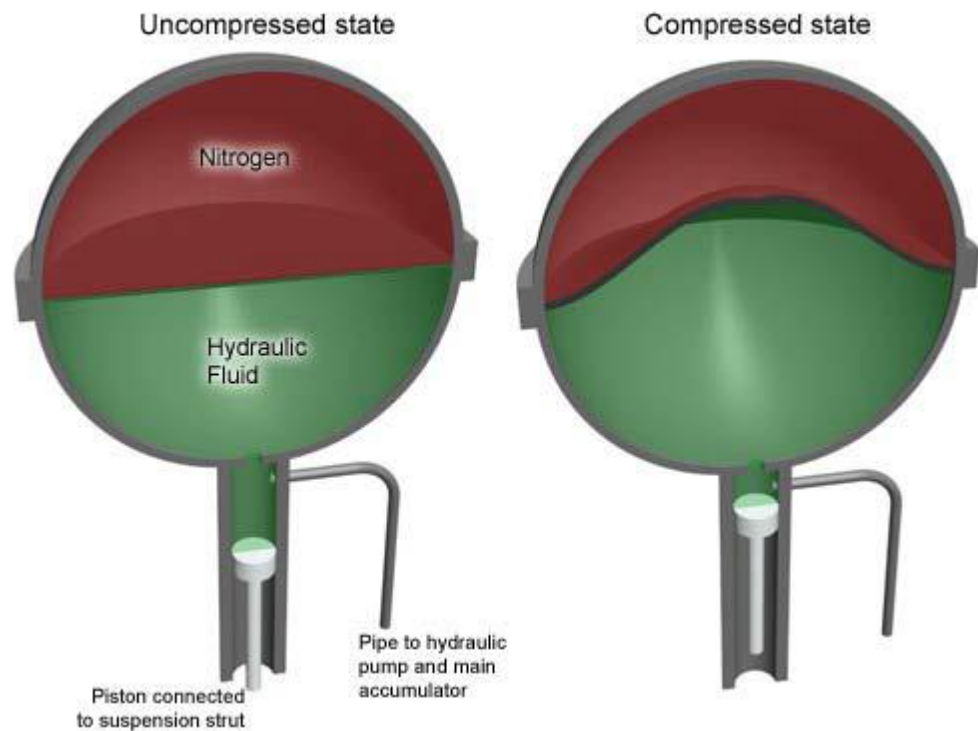


Figura 33. Funcionamiento del sistema de suspensión hidroneumático.
Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbieta, 2003).

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.

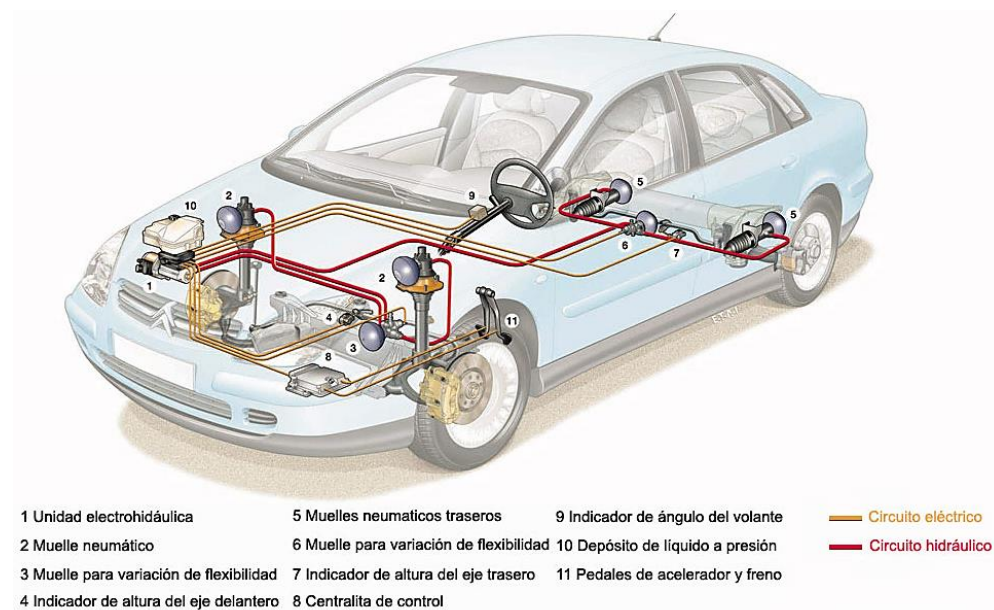


Figura 34. Elementos de un sistema de suspensión Hidractiva III+ de Citroën montado en un modelo C5.

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

1.5.3.1 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 se presenta un ejemplo de un modelo de vehículo en el que se implementa un sistema de suspensión neumática.

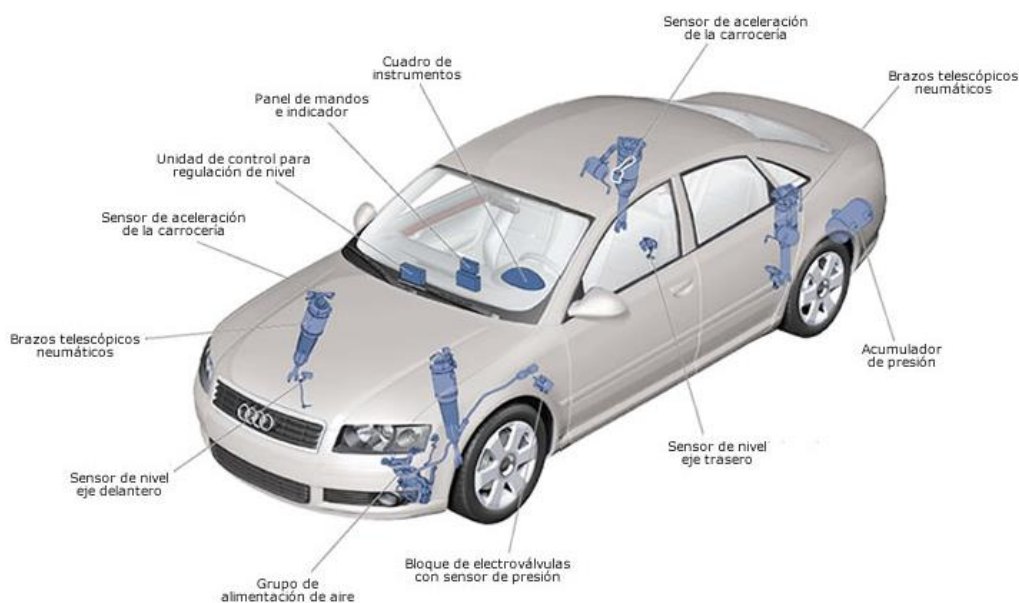


Figura 35. Componentes de la suspensión neumática de un Audi A8.
Fuente: Manual de automoción de TECNUN (Alberdi Urbietta, 2003).

Capítulo 2

La Reología aplicada a tipos de fluidos y dispositivos

En este capítulo se pretende desarrollar un panorama amplio de lo que envuelve este tema, el cual está sentando muchos precedentes en el campo de la industria moderna. Además se proporcionará una visión general de los fluidos, amortiguadores y algunos de los otros dispositivos magnetorreológicos (MR) que han sido comercializados o propuestos para aplicaciones comerciales.

Finalmente se proporciona un resumen de algunos de los últimos estudios que se han realizado en el campo de los amortiguadores magnetorreológicos que para un mejor manejo serán denominados AMR en el desarrollo de esta tesis.

2.1 La reología

El término Reología fue sugerido en 1929 por Eugene Cook Bingham. Se trata de la ciencia que se encarga del estudio de la deformación de sustancias bajo el efecto de fuerzas externas y que no obedecen la Ley de viscosidad de Newton ni tampoco la Ley de Hooke. Actualmente, el estudio de esta ciencia viene siendo muy reconocida en diversas industrias como las plásticas, de alimentación, lubricantes y pinturas, entre otras (Cupich Rodriguez & Elizondo Garza, 1998).

A partir del estudio de las dos leyes ya mencionadas, surgieron los primeros estudios en relación a la Reología. Fue a partir del siglo XIX cuando para algunos científicos, la validez universal de aplicación de estas dos leyes lineales empezaba a no parecerles correcto. De esta manera surge la Reología moderna, que además de los comportamientos elástico y viscoso por separado, se encarga del estudio de sistemas complejos que presentan estas dos propiedades en simultáneo (sustancias viscoelásticas) (Bregni, 2010).

2.1.1 Propiedades reológicas

Estas propiedades en los fluidos controlables son dependientes de diversos términos como:

- La concentración
- La densidad de las partículas
- Las distribuciones de forma y tamaño de las partículas
- Las propiedades del fluido portador

Es muy compleja la interdependencia de estos factores, pero a la vez es muy importante en el establecimiento de metodologías para optimizar el desempeño de estos fluidos para aplicaciones específicas (Cupich Rodriguez & Elizondo Garza, 1998).

Los amortiguadores que utilizan fluido viscoso se basan en las propiedades que tenga el fluido para contrarrestar los efectos de la vibración; sin embargo, tienen como desventaja el hecho de que las propiedades del fluido sean constantes, principalmente su coeficiente de amortiguamiento y el valor de la fuerza que logra generar.

De este inconveniente surgen los amortiguadores magnetorreológicos, los cuales utilizan fluidos magnéticos que pueden cambiar sus propiedades dependiendo de la intensidad del estímulo magnético que se le induzca. Esto de hecho revoluciona el campo de la suspensión pues permite respuestas más rápidas en cuanto al control de vibraciones.

En la figura 36 se observa el esfuerzo de corte de cuatro fluidos magnéticos diferentes en función de la densidad de flujo a una velocidad de corte máxima de 26 s^{-1} . Por velocidad de corte se entiende la relación que existe entre la velocidad que experimenta el fluido y la distancia que recorre.

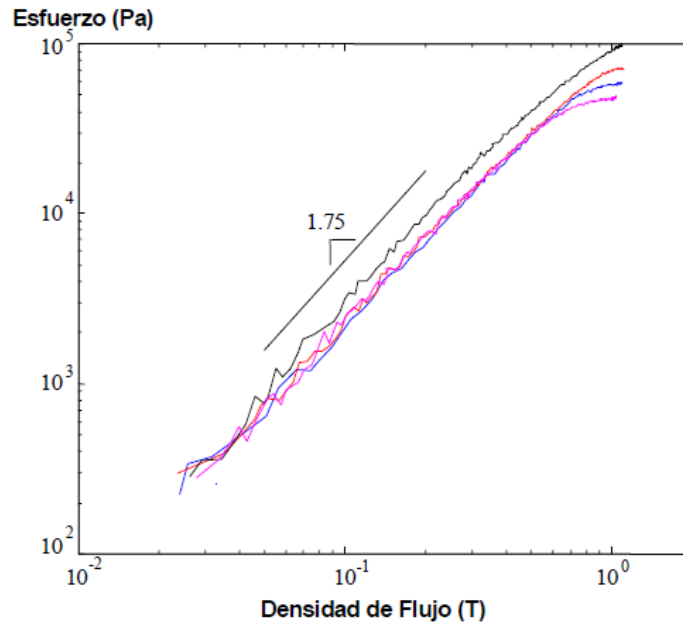


Figura 36. Esfuerzo de corte en función de la densidad de flujo.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera
(Coronel Benavente, Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil., 2010).

Se puede observar en la figura 36 que los cuatro registros muestran un orden ascendente, lo cual se debe al incremento en la fracción de volumen de hierro. Esto comprueba además que la viscosidad del fluido en ausencia de un campo magnético varía significativamente en función del aceite portador, de la cantidad de partículas que contenga y los agente se suspensión.

Por otra parte, en la figura 37 se presenta el esfuerzo de corte (viscosidad) de cuatro fluidos en función de la velocidad de corte. Se puede observar que en este caso la viscosidad no es obligatoriamente proporcional a la carga o cantidad de partículas de hierro que contenga.

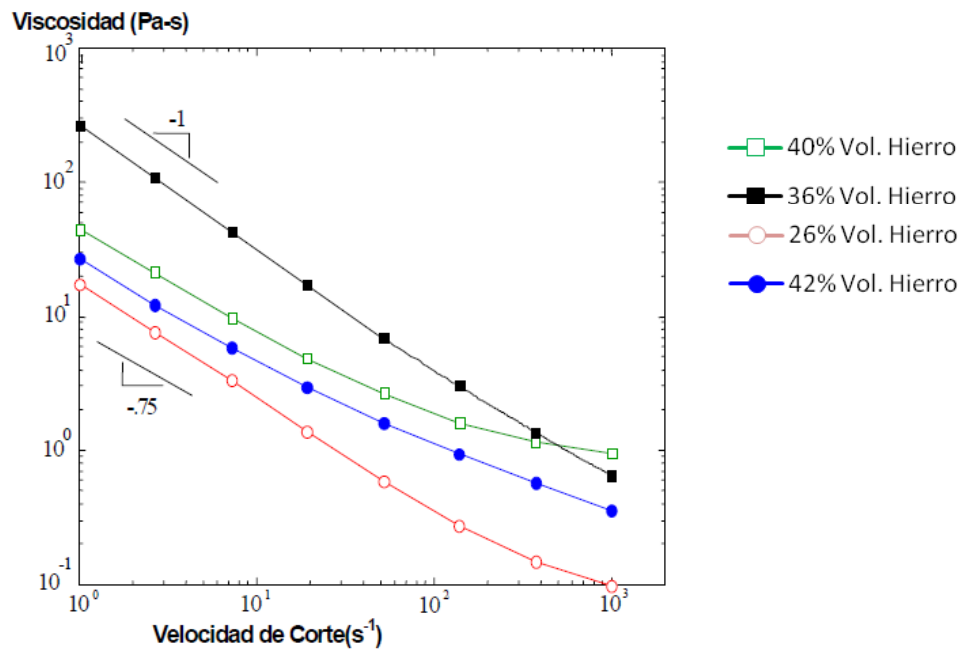


Figura 37. Viscosidad como función de la velocidad de corte.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil., 2010).

2.1.2 Aplicaciones posibles de la Reología

Entre los principales procesos industriales en los que se puede aplicar los conocimientos y principios reológicos actuales, se pueden mencionar los siguientes (Calkini, 2010):

- Control de calidad de los alimentos: estudio de la textura y consistencia de los productos (en la propia línea de producción).
- Producción de medicamentos: estudio de su estabilidad química, fecha de vencimiento, facilidad de extrusión, entre otras.
- Caracterización de polímeros y elastómeros.
- Caracterización de algunos tipos de hidrocarburos.
- Producción de pegamentos (plasticidad, forma de fluir dentro un recipiente, etc).
- Estudio del magma en vulcanología.

2.2 Materiales inteligentes

Esta clase de materiales son capaces de cambiar sus propiedades físicas como (rigidez, viscosidad, forma, color, etc.) como reacción a algún estímulo particular (Matellanes, Cuevas, Clemente, & Allué, 2003).

Aunque no existe un único criterio para clasificar este tipo de materiales, existen acuerdos con respecto a los criterios que deben tener estos materiales inteligentes:

- Presentan sensores de reconocimiento y medida de la intensidad que se le impone.
- Presentan actuadores, que responden a dicho estímulo.
- Presentan mecanismos de control y selección de la respuesta.
- Su tiempo de respuesta es pequeño.
- Deben retornar a su estado inicial cuando cese el estímulo impuesto.

Estos son los criterios que llevan a reconocer a los materiales inteligentes como: “Sistema o material que presenta sensores, actuadores y mecanismos de control, por los cuales puede sentir un estímulo externo, responder en un tiempo prudente y volver a su estado original tan pronto como cese el estímulo que se le induce” (Coronel Benavente , Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil., 2010).

2.2.1 Materiales con memoria de forma

Se refiere a la capacidad de cierto material para cambiar su forma cuando se le aplica un estímulo externo (un campo magnético, por ejemplo).

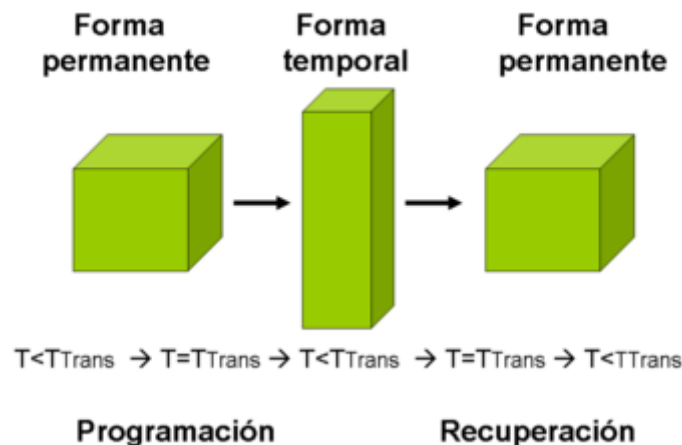


Figura 38. Representación simplificada del efecto forma.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente , Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil., 2010).

En la figura 38 se muestra una representación de la deformación temporal que experimenta un material.

Existen cuatro grupos bien diferenciados de materiales que cumplen con esta característica de memoria de forma:

- Aleaciones con Memoria de Forma (*Shape Memory Alloys, SMAs*).
- Polímeros con Memoria de Forma (*Shape Memory Polymers, SMPs*).
- Cerámicas con Memoria de Forma (*Shape Memory Ceramics, SMCs*).
- Aleaciones Ferromagnéticas con Memoria de Forma (*Ferromagnetic Shape Memory Alloys, FSMAs*).

El último grupo, que es el que nos interesa más, conforma una nueva clase de materiales que varían su forma bajo el efecto de aplicación de diferentes intensidades de campo magnético.

En la figura 39 se muestra una representación del cambio de estructura cristalina durante un cambio de fase en las aleaciones con memoria de forma.

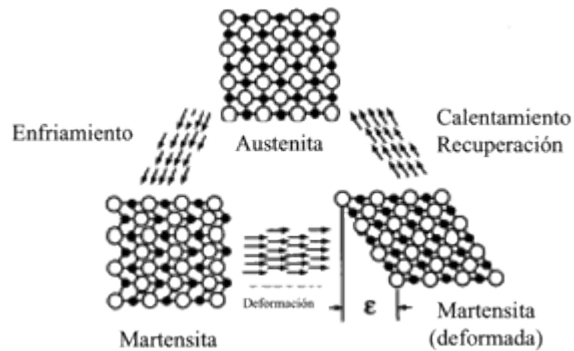


Figura 39. Cambio de estructura cristalina en aleaciones con memoria de forma.

Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente, Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil., 2010).

2.2.2 Materiales piezoeléctricos y electrostrictivos

Los materiales piezoeléctricos son aquellos que adquieren un potencial o campo eléctrico cuando se les aplica un esfuerzo mecánico. Tienen la habilidad de proveer una simple, silenciosa y rápida respuesta en la interfaz entre controles electrónicos y sistemas mecánicos. Además, el “efecto piezoeléctrico” es un fenómeno que resulta de una relación entre las propiedades eléctricas y mecánicas del material en estudio.

Por otro lado, los materiales electrostrictivos presentan un cambio de la dimensiones cuando se aplica un campo eléctrico, lo cual es conocido como “efecto de electrostricción”.

Finalmente, los materiales magnetostrictivos pueden responder a campos magnéticos como los piezoeléctricos responden a un campo eléctrico (Chacón Hernando, 2010).

2.2.3 Materiales foto y cromoactivos

Son aquellos materiales en los que se producen cambios de diferente naturaleza por efecto de la luz. Se pueden mencionar los siguientes materiales:

- Materiales electroluminiscentes
- Materiales fluorescentes
- Materiales fosforescentes

Por otra parte, los materiales cromoactivos son aquellos que sufren cambios de color cuando se le aplica diferentes estímulos externos, tales como intensidad de corriente eléctrica, radiación UV o temperatura, etc.

2.3 Fluidos Reológicos

Son aquellos cuyas propiedades varían ante la presencia de un campo eléctrico o magnético externo. Se trata de líquidos inertes que contienen partículas en suspensión de tamaños muy

reducido, del orden de las micras (Chacón Hernando, 2010) (Álvarez Esteban, 2007) (López García, Carnicero López, & Ruiz Pablos, 2004).

Se les puede llamar fluidos newtonianos cuando se ven alterados por algún campo exterior, es decir, que ante una velocidad de deformación de deslizamiento oponen un esfuerzo viscoso, el cual es proporcional a la velocidad de deformación a través de la viscosidad del fluido.

Estos fluidos actúa de la siguiente manera: cuando se les aplica algún campo exterior determinado, las partículas suspendidas forman cadenas en la dirección del campo. Por lo tanto, si el campo es perpendicular a la dirección del fluido, las cadenas se forman perpendicularmente al flujo. Estas cadenas se rompen como consecuencia del propio flujo, por lo que deben formarse una vez más. De este modo, la constante formación y ruptura de las cadenas propicia la aparición de un esfuerzo que se opone al movimiento. No obstante, para que el deslizamiento de las capas de fluido se produzca, es necesario superar el esfuerzo mencionado, conocido como esfuerzo de fluencia.

Básicamente existen dos tipos de fluidos reológicos: los fluidos magneto-reológicos y los electro-reológicos. La diferencia entre estos dos tipos de fluidos radica en que reaccionan frente a campos externos distintos, puesto los que los fluidos magneto-reológicos varían sus propiedades frente a un campo magnético, mientras que los fluidos electro-reológicos cambian frente a un campo eléctrico.

La principal ventaja que presentan estos fluidos es que para conseguir una velocidad de deformación determinada es necesario un esfuerzo viscoso superior al que correspondería en el caso de un fluido ordinario, y este esfuerzo es controlable en función de la intensidad del campo externo aplicado.

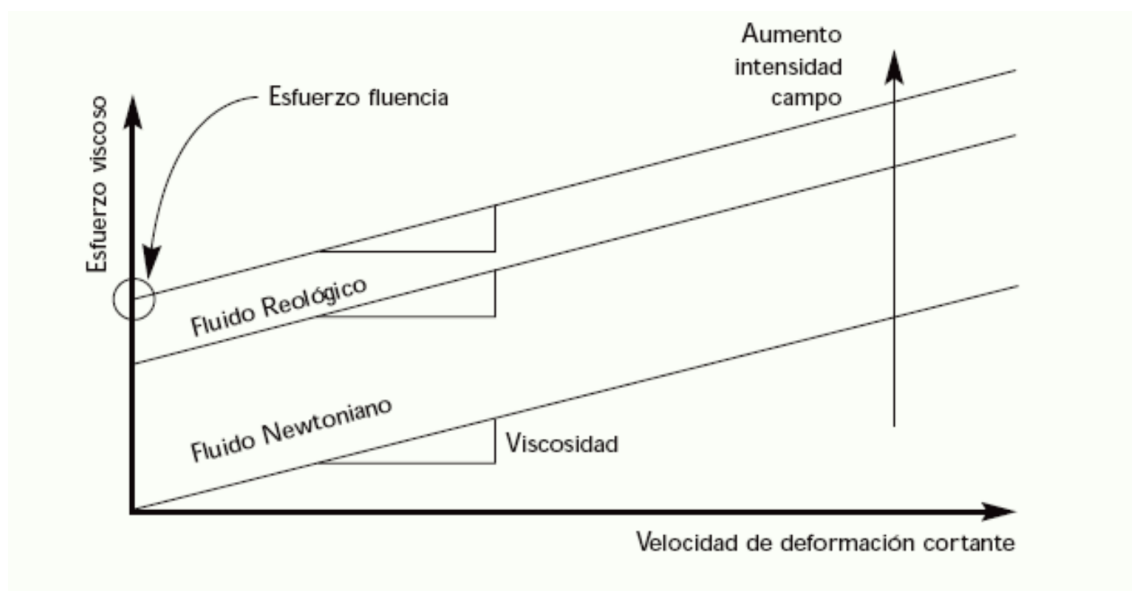


Figura 40. Gráfica que relaciona el esfuerzo viscoso con la velocidad de deformación.
Fuente: Proyecto de Fin de Carrera (Coronel Benavente, Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil., 2010).

En la figura 40 se puede observar como el aumento del esfuerzo viscoso no se debe al aumento de la viscosidad, más bien se produce dado que el esfuerzo de fluencia aumenta con el valor del campo externo. Esta característica, hace a los fluidos reológicos, particularmente atractivos para aplicaciones como el amortiguamiento y el control activo de

vibraciones. De este modo se han empleado generalmente en actuadores; sin embargo, presentan ciertas limitaciones como la necesidad de elevados niveles de intensidad de campo externo para producir niveles aceptables de actuación.

2.3.1 Fluido MR

Los fluidos MR son suspensiones no coloidales de partículas magnetizables que están en el orden de las decenas de micras (20-50 micras) de diámetro. El fluido fue desarrollado por Jacob Rabinow en la Oficina Nacional de Estándares en la década de 1940 (Jolly, Bender, & Carlson, 1998). Aunque es similar en términos de operación a los fluidos electrorreológicos y ferrofluidos (ER), los dispositivos MR son capaces de alcanzar límites elásticos mucho más altos cuando se activan. La diferencia principal entre los ferrofluidos y fluidos MR es el tamaño de las partículas polarizables. En los ferrofluidos, estas partículas son de menor magnitud que en los fluidos MR (1 - 2 micras). Durante los primeros años, hubo una oleada de interés en los fluidos MR; sin embargo, este interés se desvaneció rápidamente. Iniciando los 1990's hubo resurgimiento en la investigación del fluido MR, que se debió principalmente al impulso y desarrollo de Lord Corporation.

Este fluido se compone de aceite, por lo general con base mineral o de silicona, y variando porcentajes de partículas ferrosas que han sido recubiertas con un material anti-coagulante.

Cuando no activado, el fluido MR muestra un comportamiento newtoniano-como (Lord, 1999). Cuando se expone a una campo magnético, las partículas de hierro que están dispersos en todo el fluido forman dipolos magnéticos, lo cuales se alinean a lo largo de las líneas de flujo magnético, como se muestra en la figura 41.

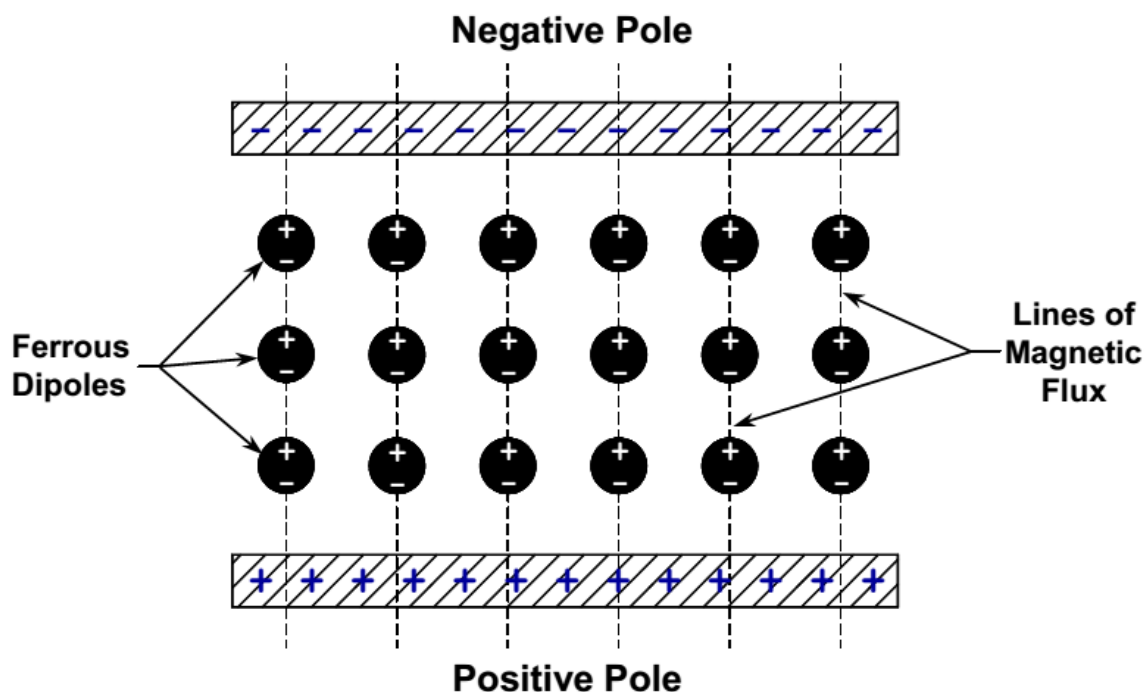


Figura 41. Alineación dipolar de partículas ferrosas.

Fuente: Tesis presentada a la Facultad del Instituto Politécnico de Virginia (Poynor, 2001).

A mayor escala, este reordenamiento de las partículas dipolares ferrosas se puede visualizar como un número muy grande de perlas microscópicas que se unen en una cadena muy delgada como se muestra en la figura 42. Uno puede imaginar esto cuerda delgada que se extiende desde un polo magnético hacia el otro de forma perpendicular.

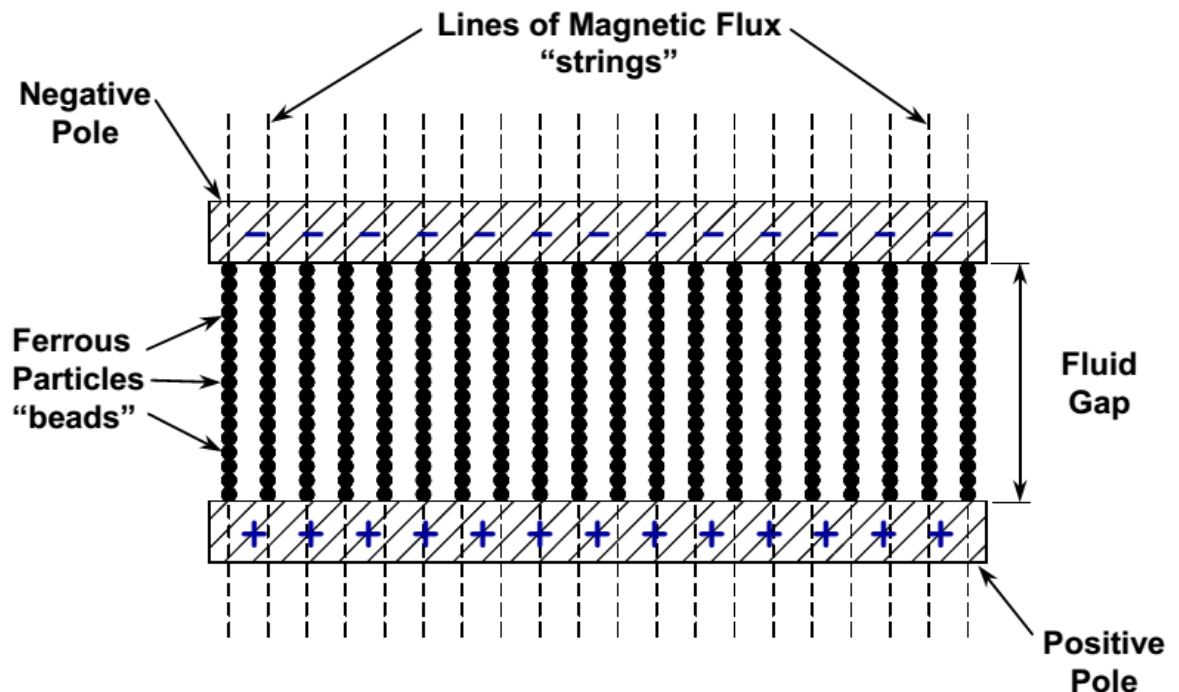


Figura 42. Analogía de cadena y perlas con un fluido MR.

Fuente: Tesis presentada a la Facultad del Instituto Politécnico de Virginia (Poynor, 2001).

En esta analogía, las perlas esféricas representan partículas de hierro y cada cadena representa una línea de flujo único. Uno puede imaginar muchas de estas cadenas de perlas colocadas muy cerca. Una vez alineadas de esta manera, las partículas ferrosas se resisten a ser trasladadas fuera de sus respectivas líneas de flujo y entonces actúan como una barrera al flujo de fluido.

Por lo general, el fluido MR se puede usar de tres formas diferentes, las cuales se pueden aplicar al diseño de un amortiguador MR en función de la aplicación prevista. Estos modos de operación son denominados: modo comprimido, modo válvula, y modo de cizalla. Un dispositivo que utiliza el modo comprimido tiene una película delgada (del orden de 0,02 pulgadas) de fluido MR que es intercalado entre superficies polares paramagnéticas como se muestra en la figura 43.

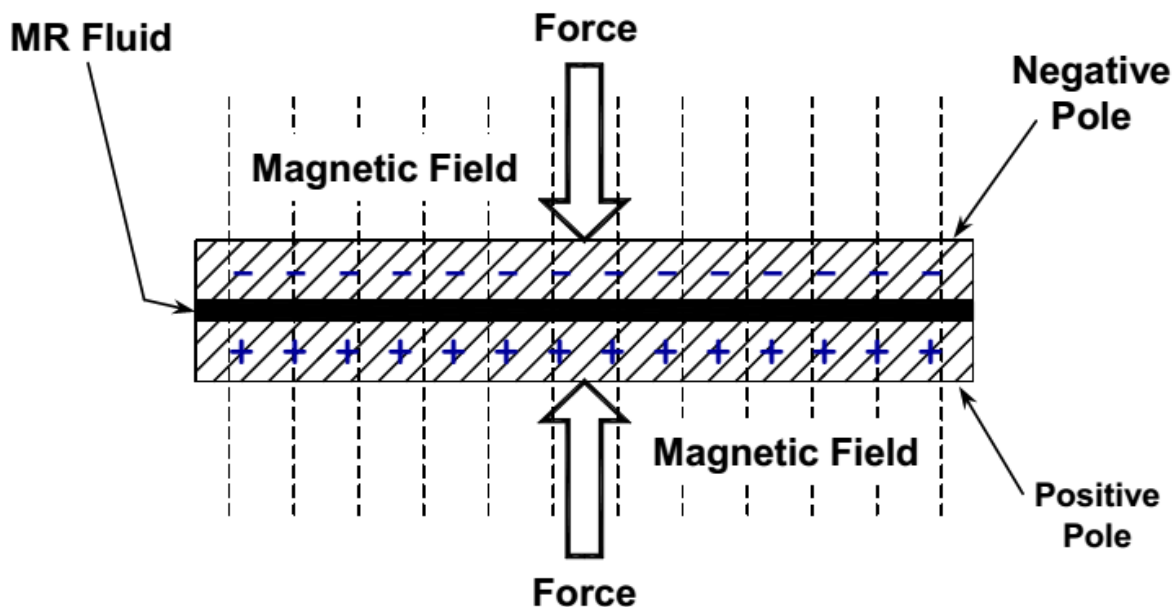


Figura 43. Fluido MR en modo comprimido.

Fuente: Tesis presentada a la Facultad del Instituto Politécnico de Virginia (Poynor, 2001).

Como se muestra en la figura 44, un dispositivo de fluido MR opera en modo de cizalladura cuando una delgada capa ($\approx 0,005$ a $0,015$ pulgadas) de fluido MR se intercala entre dos superficies paramagnéticas móviles. Este modo de operación es útil principalmente para compuertas que no son necesarias para producir grandes fuerzas o para embragues y frenos compactos.

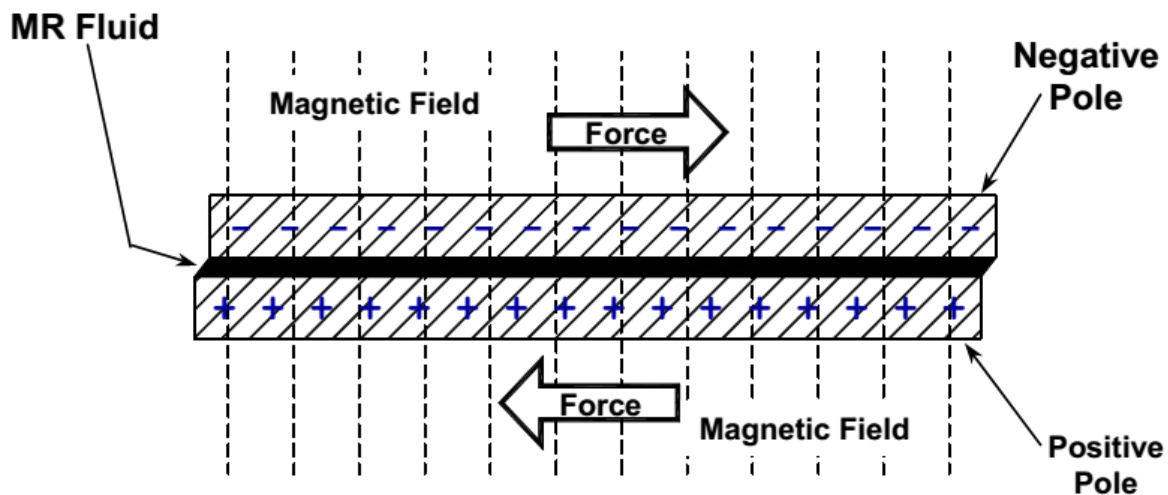


Figura 44. Fluido MR en modo cizalladura.

Fuente: Tesis presentada a la Facultad del Instituto Politécnico de Virginia (Poynor, 2001).

El último modo de funcionamiento de un amortiguador MR, es el modo de válvula, que viene a ser el más utilizado de los tres modos ya explicados. Un dispositivo MR opera en el modo de válvula cuando se utiliza el fluido MR para impedir que el flujo de fluido pase de un depósito a otro, como se muestra en la figura 45.

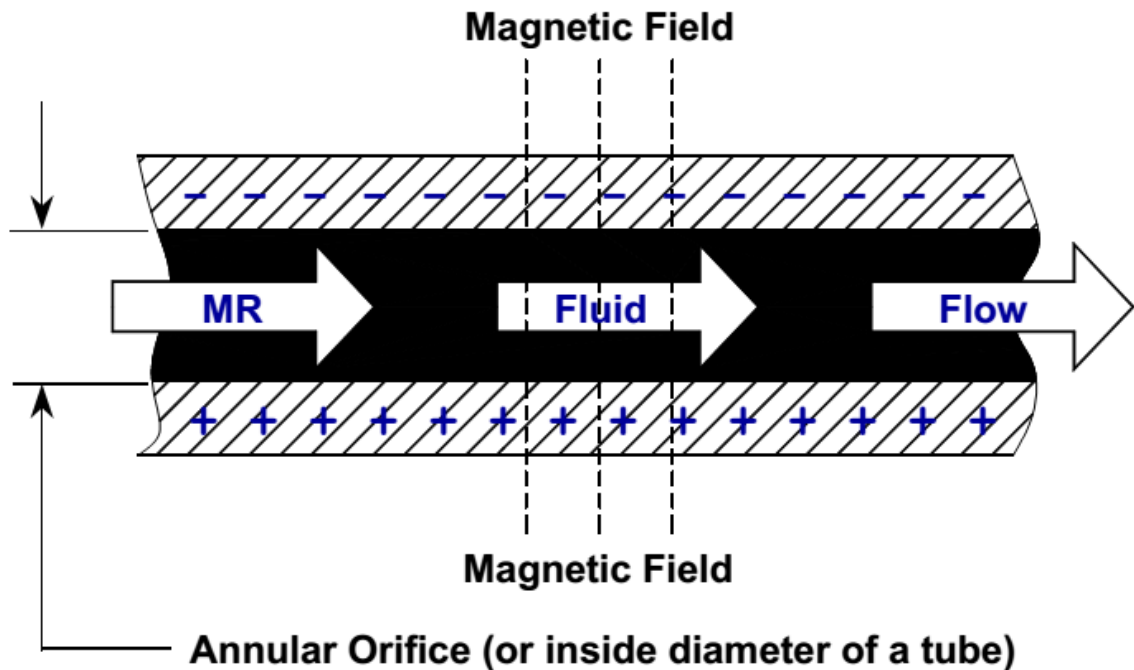


Figura 45. Fluido MR en modo válvula.

Fuente: Tesis presentada a la Facultad del Instituto Politécnico de Virginia (Poynor, 2001).

Cuando se utiliza un fluido MR en el modo válvula, las zonas donde el fluido está expuesto a líneas de flujo magnético se denominan "regiones de activación" para efectos de este estudio.

En el caso del amortiguador representado en la figura 46, existen dos regiones de activación, que se oponen al flujo de fluido de un lado del pistón al otro cuando un campo magnético se encuentra activado.

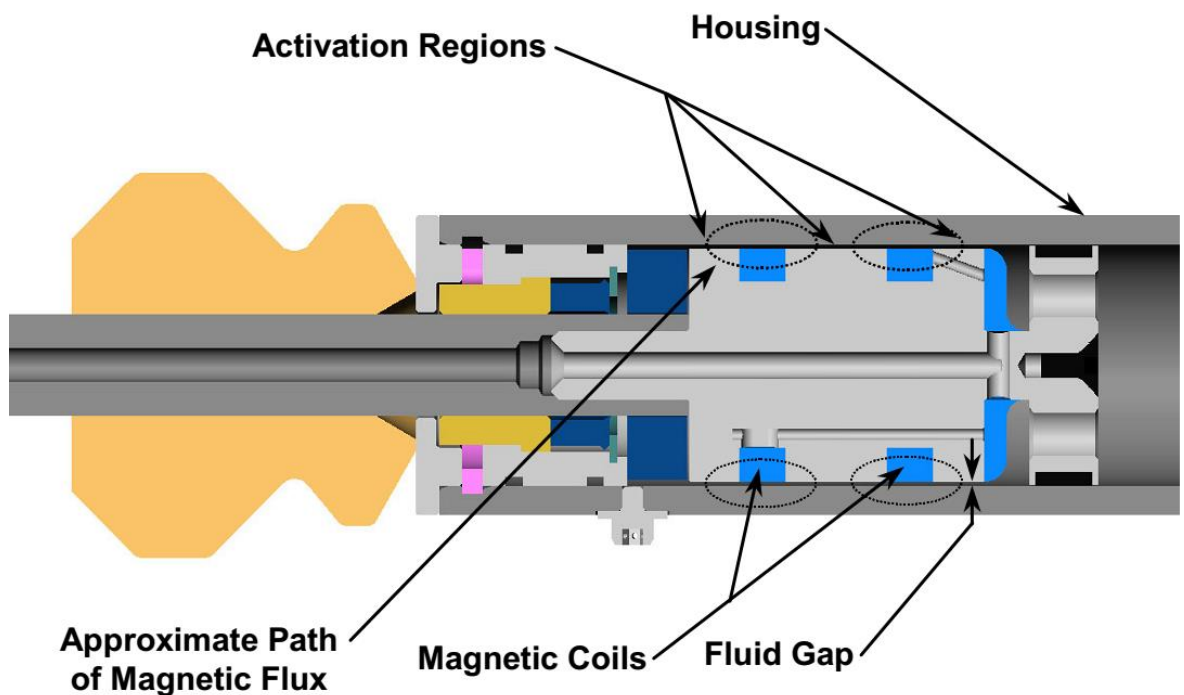


Figura 46. Esquema general de un amortiguador MR conocido.

Fuente: Tesis presentada a la Facultad del Instituto Politécnico de Virginia (Poynor, 2001).

La variación de la intensidad de campo magnético se traduce en un cambio del valor de la viscosidad aparente del fluido MR. La razón por la que la frase "viscosidad aparente" se utiliza en lugar de "Viscosidad" es que el fluido portador no sufre ningún cambio en su viscosidad, sino que el fluido MR se vuelve más espeso hasta convertirse incluso en un sólido cuando se expone a un campo magnético. El campo magnético cambia la velocidad de deformación de cizallamiento del fluido MR, en el mismo sentido que el fluido se vuelve más sensible al cizallamiento conforme va incrementándose el campo magnético. De esta manera, a medida que la fuerza del campo magnético aumenta, la resistencia al flujo de fluido en las regiones de activación aumenta también hasta que se alcance la corriente de saturación, la cual tiene lugar cuando se deja de producir un incremento en la fuerza de amortiguación para una determinada velocidad, conforme va aumentando la corriente eléctrica.

La resistencia al flujo de fluido en las regiones de activación es la que define la fuerza que los amortiguadores MR pueden producir. Este mecanismo es similar a la de amortiguadores hidráulicos, donde la fuerza ofrecida es generada por el paso de fluido a través de un orificio. La resistencia variable al flujo de este tipo de fluidos nos permite utilizarlo en amortiguadores de viscosidad controlada eléctricamente y otros dispositivos MR.

2.4 Dispositivos MR

Además de usarlo en amortiguadores, el fluido MR se puede utilizar en una amplia variedad de dispositivos, tales como, los frenos, embragues rotativos, prótesis biomecánicas e incluso en otras aplicaciones no tan comunes como el pulido y rectificado.

Una de las aplicaciones comerciales más innovadoras para fluidos MR es en el pulido de lentes ópticas. QED *Technologies*³ está produciendo actualmente máquina de pulido CNC de eje múltiple que utiliza una suspensión hecha de fluido MR y un componente abrasivo. De acuerdo a una publicación de QED citada en (QED Technologies, s.f.), cuya traducción literal es: "A diferencia del pulido de etapa rígida convencional, el fluido MR actúa como una etapa de pulido compatible, cuya forma y contante de rigidez pueden ser magnéticamente manipulados y controlados en tiempo real. Entonces, la forma final y acabado de la superficie de la óptica se predicen con precisión mediante el uso de algoritmos informáticos que mapean y controlan el arranque de material a lo largo de la pieza de trabajo". Las figuras 47 y 48 muestran la máquina magnetorreológica de acabado Q22 de QED *Technologies* y el proceso bajo el cual trabaja⁴, respectivamente.

³ QED *Technologies* se dedica a proporcionar soluciones técnicas revolucionarias que permiten o mejoran significativamente las capacidades de sus clientes (ayudar a los fabricantes de óptica de precisión superar las limitaciones de los métodos de pulido y metrología tradicionales). Se encargan de ofrecer un producto de calidad con un servicio al cliente excepcional durante todo el ciclo de vida de la aplicación tecnológica.

⁴ Esta tecnología piensa en el fluido MR como una suspensión de partículas magnéticas y componentes abrasivos. Consiste básicamente en una suspensión en un campo magnético, creando un punto de presión o de pulido de la almohadilla que se ajusta a la superficie óptica.



Figura 47. Máquina magnetorreológica de acabados Q22 de QED Technologies.
Fuente: QED Technologies Website (QED Technologies, s.f.)

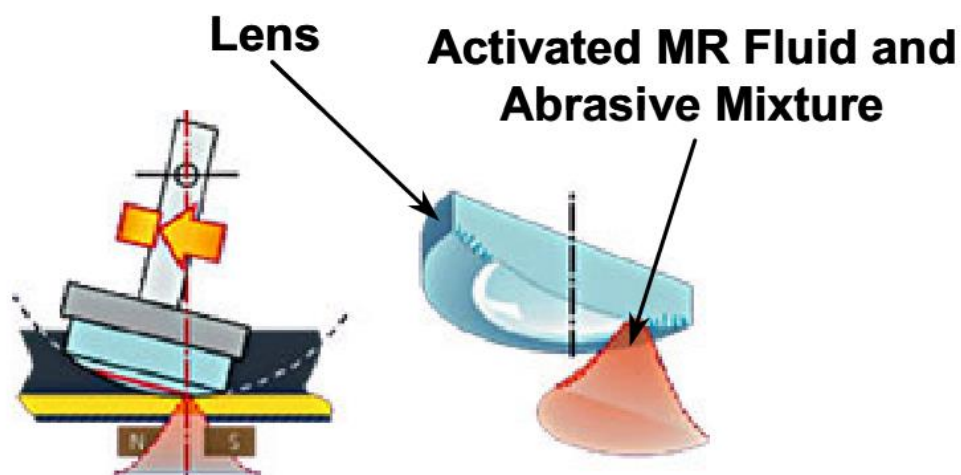


Figura 48. Descripción del proceso de pulido.
Fuente: QED Technologies Website (QED Technologies, s.f.).

Otro uso comercial para fluidos MR es en frenos rotativos. Actualmente, Lord Corporation fabrica un freno giratorio MR, que se muestra en la figura 49, el cual se puede utilizar para fabricar máquinas para ejercicios, actuadores neumáticos, dirección por cable, sistemas y otras aplicaciones similares (LORD Corporation, s.f.). Este dispositivo ofrece una alta capacidad de control, rápido tiempo de respuesta (de 10 a 30 milisegundos), un alto par a baja velocidad y requiere muy baja potencia. Otros beneficios de este dispositivo son la facilidad de integración, funcionalidad programable, construcción robusta y larga vida útil.

Funcionalmente, este freno giratorio se compone de un disco de acero que gira en un baño de fluido MR. En este caso el fluido MR opera en modo de cizalladura y se activa mediante una bobina electromagnética que rodea la periferia del dispositivo.

LORD
Rotary Brake
MRB-2107-3

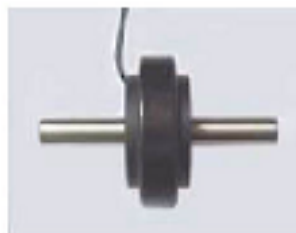


Figura 49. Freno giratorio MR fabricado por Lord Corporation.
Fuente: *Lord Corporation Website* (LORD Corporation, s.f.).

Probablemente el dispositivo de MR de mayor éxito comercial hasta la fecha es la familia RD-8040-1, fabricado por Lord Corporation (LORD Corporation, s.f.). El amortiguador es de tipo monotubo y tiene una longitud de 8,2 y 6,1 pulgadas extendido y comprimido, respectivamente. Este amortiguador es capaz de tener más de 500 libras de fuerza de amortiguación a velocidades de 5 cm/seg con 1 amperio de corriente.

No obstante, cuando no se suministra corriente al regulador (en estado de desconexión o corriente 0 A), el amortiguador tiene una fuerza de menos de 150 libras a 20 cm/seg.

Por otro lado, el amortiguador MR Rheonetic RD-1005-3, también fabricado por Lord Corporation, se utiliza en un sistema de suspensión de asiento llamado "*Motion Master*", que consta de los elementos mostrados en la figura 50. Este sistema, que está previsto como una modificación a amortiguadores hidráulicos existentes colocados en el asiento de vehículos grandes, así como para el uso de equipos originales del fabricante, ha tenido muy buena acogida en la industria.



Figura 50. Amortiguador MR del sistema de suspensión de asiento: "*Motion Master*".

Fuente: Tesis presentada a la Facultad del Instituto Politécnico de Virginia (Poynor, 2001).

Las variaciones de este amortiguador se están utilizando para la suspensión del asiento de camión denominada *Lord Motion Master*TM (Lord, Vibration and Seat Design, 2001), así como para una prótesis de pierna que está siendo desarrollado por *Biedermann Motech GmbH* (Carlson, Matthis, & Toscano, 2001) y se puede observar en la figura 51. Para la aplicación en la suspensión de asiento, se utilizan amortiguadores MR monotubo en conjunto con una unidad de control y un acelerómetro para reducir al mínimo el impacto negativo

sobre el conductor en grandes camiones. El empleo de estos sistemas de amortiguación en asientos de vehículos para travesías largas, permite la realización de un control en tiempo real para poder obtener una posición óptima en la conducción. Para esto, la unidad de control regula la intensidad del campo magnético en función del peso del conductor y las vibraciones debido a las irregularidades del terreno. Como puede verse en la figura 52, la prótesis de pierna se mencionó anteriormente utiliza un amortiguador que es muy similar a la que se muestra en la figura 50. Por su parte, en la figura 53 se muestra un amortiguador que utiliza fluido magneto-reológico diseñado y trabaja en un sistema de suspensión de asiento semiactiva en vehículos de carga.



Figura 51. Prótesis de pierna fabricada por *Biodermann Motech*.

Fuente: Artículo científico presentado en SPIE 8th Annual Symposium on Smart Structures and Materials (Carlson, Matthis, & Toscano, 2001).

Otra aplicación para el fluido MR, que recientemente se ha investigado es un dispositivo de fijación para sostener los álabes de una turbina mientras están siendo mecanizados. Esta investigación está siendo realizada por Kevin Rong y Rongjia Tao en el *Worcester Polytechnic Institute* (Davis, s.f.). Según estos investigadores, la parte a ser sujeta se sumerge parcialmente en el fluido MR. Una vez que el fluido es activado, los lados de la carcasa se mueven ligeramente hacia el interior; por lo tanto, se produce la compresión del fluido MR alrededor de la pieza de trabajo. Cuando se comprime, el fluido MR puede ser activado hasta

10 veces más fuerte que cuando no se activa el fluido MR (Davis, s.f.). La figura 54 muestra una pieza que se llevó a cabo en un dispositivo experimental de fijación de fluido MR. De tener éxito, esta fijación técnica podría reducir el daño que a la fecha es causado por una fijación de tipo pinza convencional.

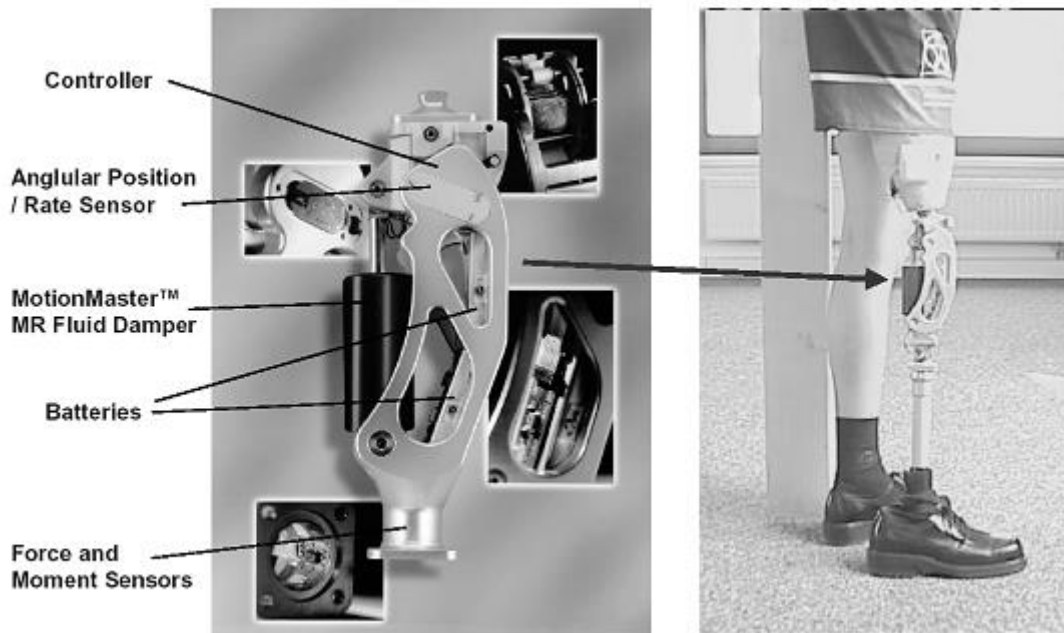


Figura 52. Captura fotográfica y esquema de composición de la prótesis de pierna fabricada por *Biodermann Motech*.

Fuente: Artículo científico presentado en SPIE 8th Annual Symposium on Smart Structures and Materials (Carlson, Matthis, & Toscano, 2001).

Otra aplicación de los amortiguadores MR de vibraciones es la disminución de las mismas en las lavadoras, con la finalidad de reducir el ruido que producen y aumentar su vida útil. En la figura 55 se observa el uso de los amortiguadores para reducir el efecto de la vibración en este caso (Cupich Rodriguez & Elizondo Garza, 1998).

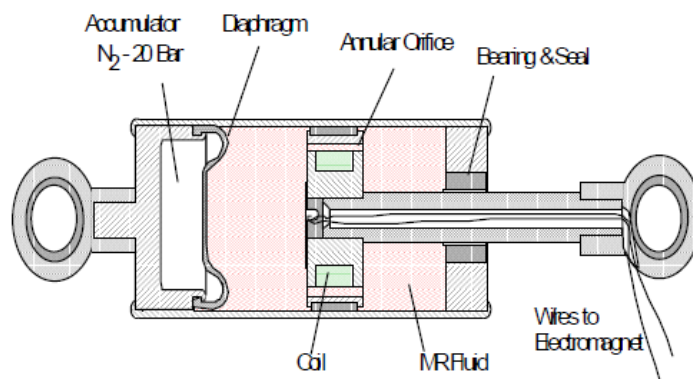


Figura 53. Amortiguador de fluido magnetorreológico Rheonetic RD - 1001-4.

Fuente: Diseño de la suspensión de un vehículo (Chacón Hernando, 2010).

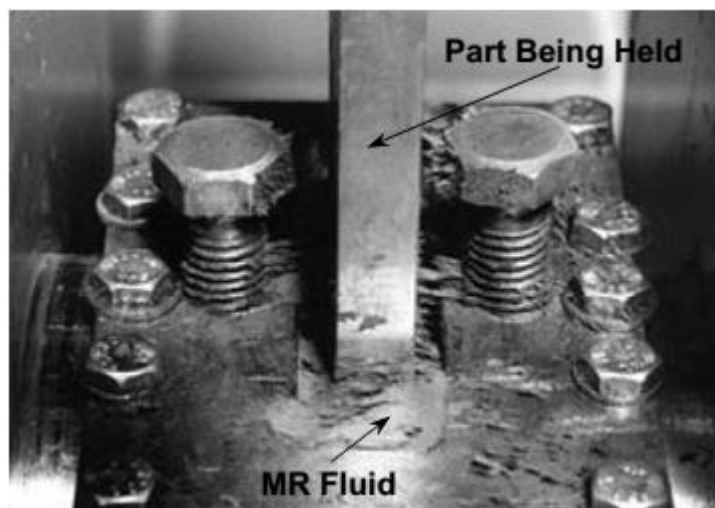


Figura 54. Dispositivo de sujeción de piezas utilizando como fluido de trabajo, el MR.

Fuente: Adaptado de (Davis, s.f.).

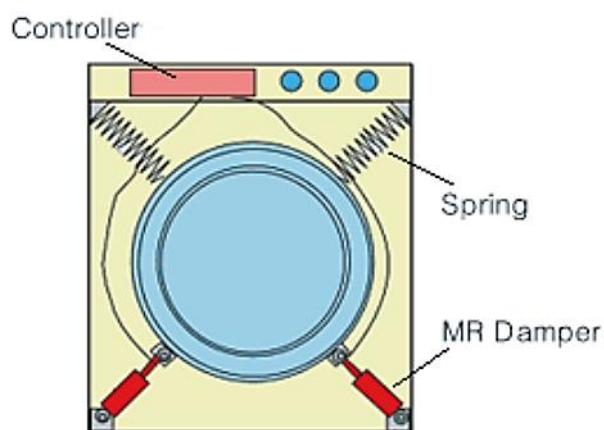


Figura 55. Disposición de amortiguadores MR en lavadora.

Fuente: Diseño de la suspensión de un vehículo (Cupich Rodriguez & Elizondo Garza, 1998).

La evolución de la tecnología de dispositivos magneto-reológicos se demuestra en el hecho de que se han diseñado y fabricado amortiguadores adecuados para aplicaciones en el campo de la ingeniería civil. En la figura 56 se muestra un diagrama esquemático de un amortiguador de fluido magneto-reológico de gran escala (Cupich Rodriguez & Elizondo Garza, 1998).

Su aplicación más frecuente consiste en la protección sísmica de edificios, pues amplían tanto el control sobre los choques sísmicos al inicio (debido a su rápido tiempo de respuesta, así como su alto margen dinámico), como los de las réplicas (gracias a su elevada fuerza de disipación de velocidad baja).

La colocación de estos amortiguadores en un edificio real sería como se muestra en la figura 57.

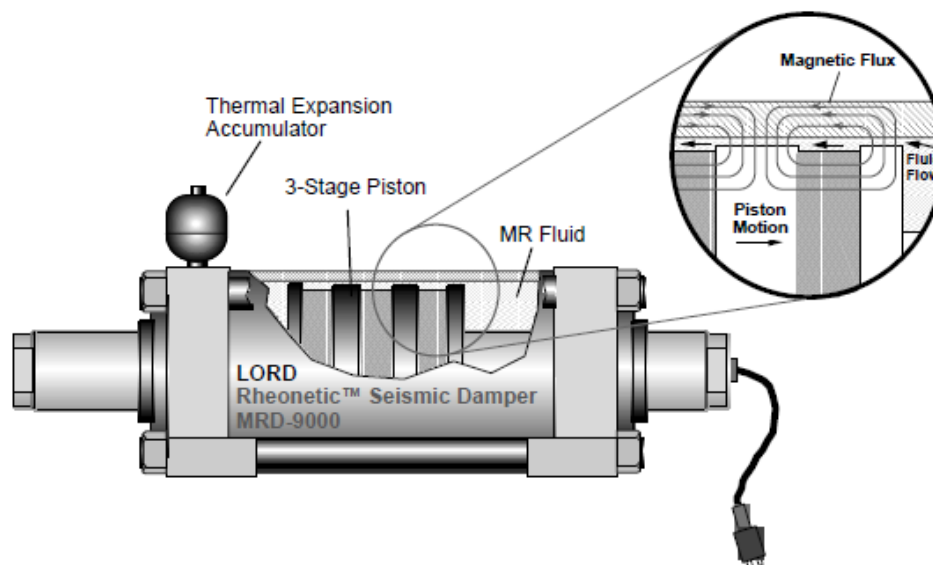


Figura 56. Amortiguador sísmico de fluido MR Rheonetic MRD - 9000.
Fuente: Diseño de la suspensión de un vehículo (Chacón Hernando, 2010).

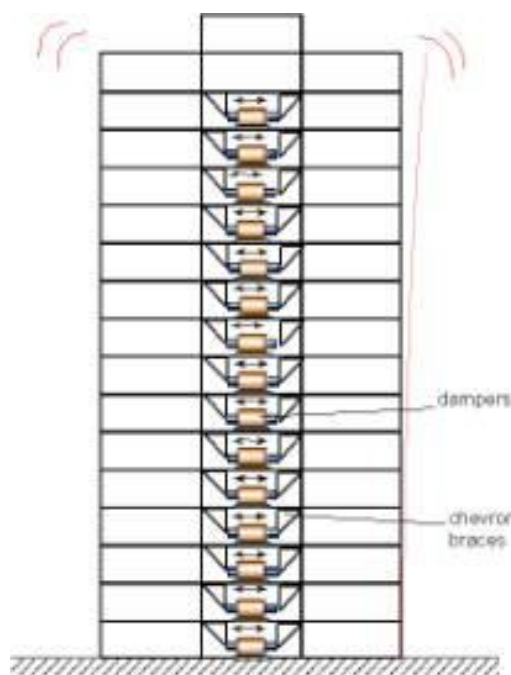


Figura 57. Disposición de un amortiguador MR en un edificio.

Fuente: Diseño de la suspensión de un vehículo (Chacón Hernando, 2010).

Finalmente, otra de las aplicaciones en el campo de la ingeniería civil sería en los puentes suspendidos por cables, pues al ubicar los amortiguadores atados a los cables, entonces se proporciona una situación que puede ser controlable continuamente frente a las tensiones que podrían producir vientos fuertes o lluvias. Una idea sobre la ubicación de los amortiguadores en un puente se puede visualizar gracias a la figura 58.

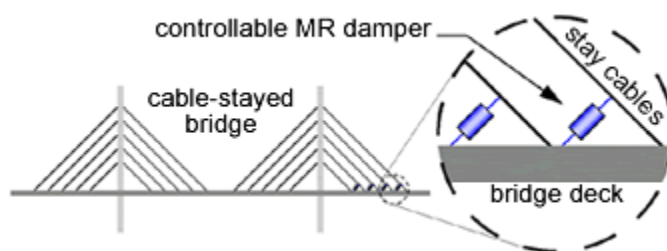


Figura 58. Amortiguador MR colocado en un puente.
Fuente: Diseño de la suspensión de un vehículo (Chacón Hernando, 2010).

2.4.1 Fluido MR

Desde que el fabricante de componentes para la amortiguación Delphi, presentara su sistema de amortiguación basado en amortiguadores magneto-reológicos en el salón de Fráncfort en 1999 (Fundación EROSKI, 2006), hasta la fecha; la evolución en este campo se ha hecho notar de manera impresionante, como se puede apreciar en la figura 59.

Actualmente, este tipo de suspensión la utilizan vehículos de altas prestaciones y de lujo. Algunos ejemplos de estos vehículos de altas prestaciones son los Chevrolet Corvette, los Audi R8 y TT, los Cadillac Seville ó los Ferrari 599 GTB y California.



Figura 59. Audi R8 equipado con el sistema Magnetic Ride de Delphi.
Fuente: Diseño de la suspensión de un vehículo (Chacón Hernando, 2010).

Entre las principales ventajas que presentan este tipo de amortiguadores frente a los convencionales telescópicos se pueden mencionar:

- Posee un tiempo reacción que es diez veces más rápida que el amortiguador basado en electroválvulas.
- Es posible modificar la fluidez del líquido hasta mil veces por segundo, lo que asegura la posibilidad de una regulación prácticamente instantánea.
- Su fiabilidad.
- Bajo requerimiento energético: 20 W por amortiguador.
- Permite asegurar el control dinámico en todo el vehículo (independiente en cada rueda).
- No requiere válvulas ni electroválvulas complejas, lo que garantiza su relativa simplicidad mecánica.

No obstante, presenta algunos inconvenientes, tales como:

- Costo elevado.
- Sobrecosto por la necesaria optimización de los amortiguadores magneto-reológicos.
- Por tratarse de sistemas semiactivos, requieren de un aporte de energía para que funcionen los elementos que la componen (ver figura 60), que no requeriría un sistema pasivo.

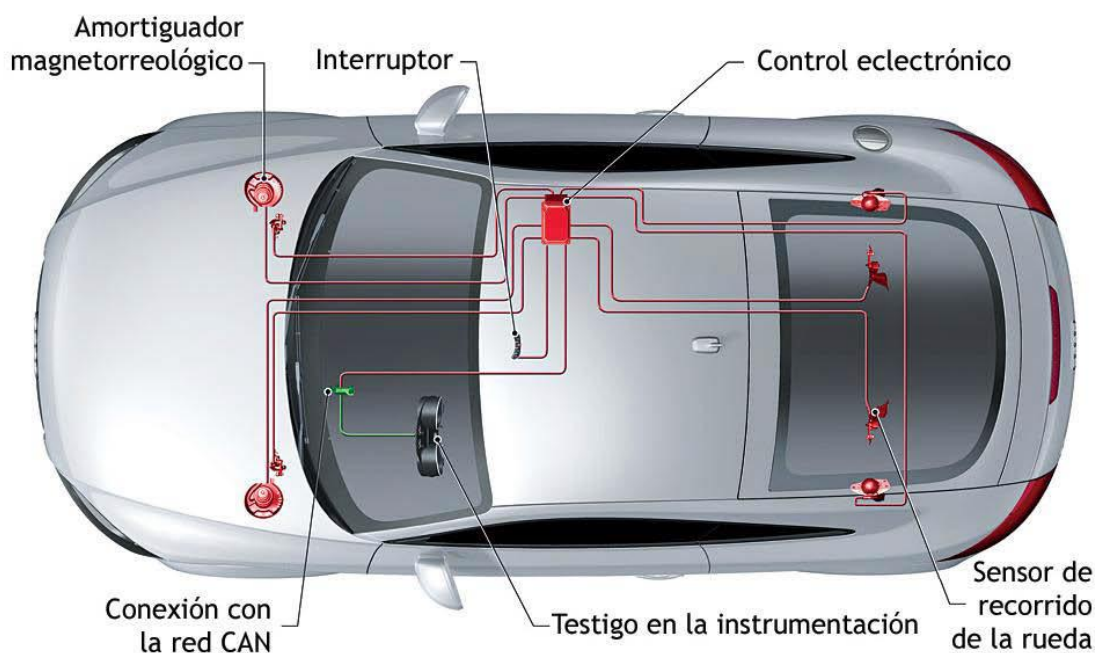


Figura 60. Elementos de amortiguación magneto-reológica instalados en un auto Audi R8.
Fuente: Diseño de la suspensión de un vehículo (Chacón Hernando, 2010).

Capítulo 3

Modelación Matemática

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 modelo de amortiguador magnetorreológico tomado de la literatura, y se procede a la unión de ambos modelos (un cuarto de vehículo y un amortiguador magnetorreológico), con la finalidad de obtener el modelo de un sistema de suspensión semiactiva, que finalmente se simulará para y comparará con los resultados experimentales para validar el modelo obtenido.

3.1 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 61.

Todas las variables utilizadas para desarrollar el modelo matemático se describen en la tabla 4.

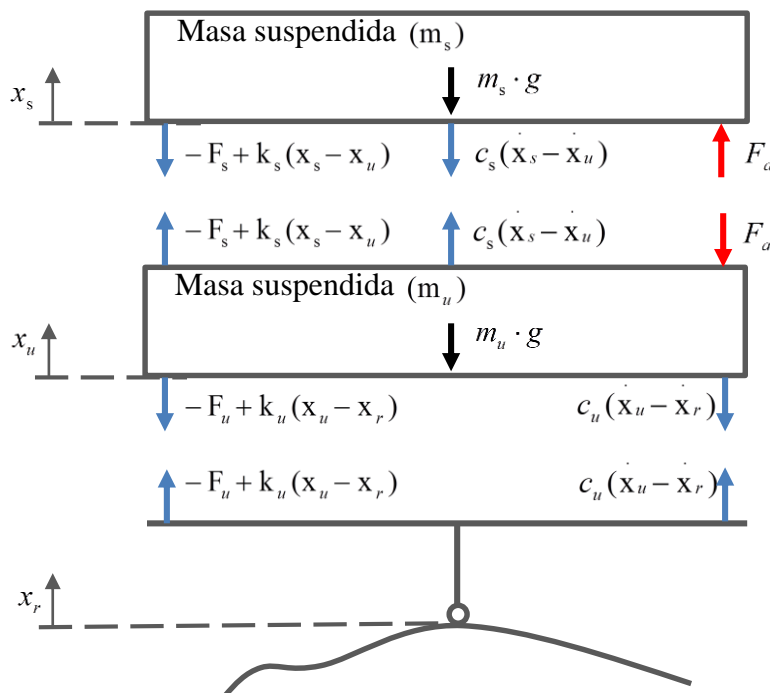


Figura 61. Esquema de un modelo de un cuarto de vehículo.

Fuente: Adaptado de (Hurel Ezeta, Mandow, & García Cerezo, Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión, 2013).

Tabla 4. 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, Mandow, & García Cerezo, Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión, 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 61, se obtiene:

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

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

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.

3.1.1 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, tenemos:

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

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

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:

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

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

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:

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

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

3.1.2 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

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):

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

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

3.2 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., Dyke, Sain, & Carlson, 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).

3.2.1 Revisión de modelos

Se han realizado varios trabajos con respecto a la modelación de amortiguadores magnetorreológicos y en (Spencer Jr., Dyke, Sain, & Carlson, 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., Dyke , Sain, & Carlson, 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 62 se presenta el modelo de un amortiguador magnetorreológico propuesto por Wen.

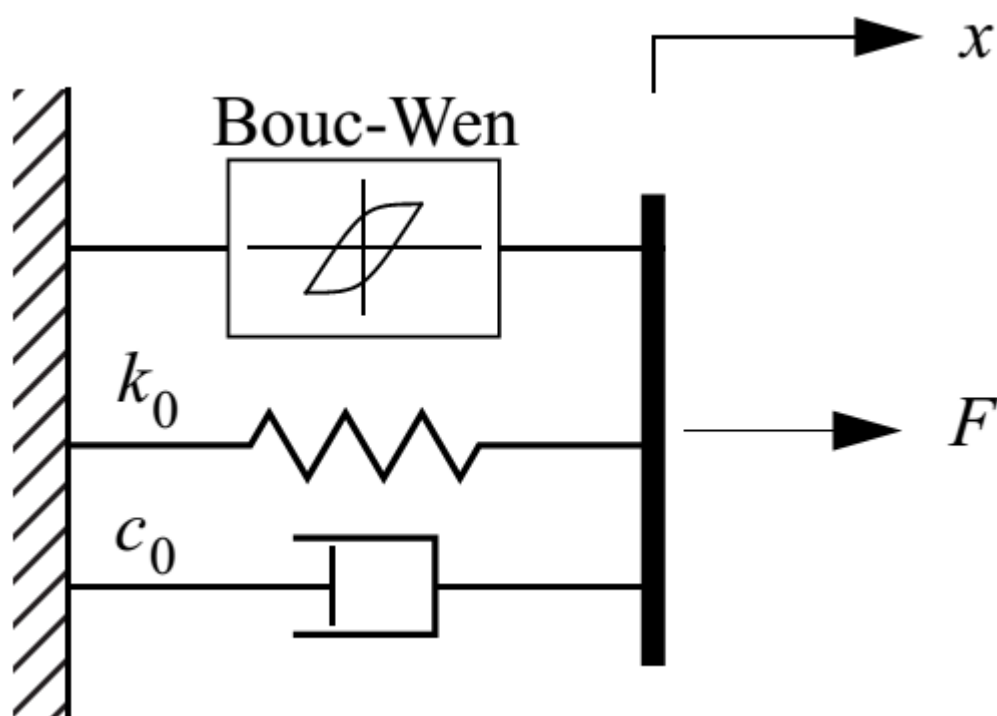


Figura 62. Modelo mecánico de un amortiguador MR propuesto por Bouc-Wen.
Fuente: Revisión de modelos de un amortiguador MR (Spencer Jr., Dyke , Sain, & Carlson, 1996).

Se pueden identificar las siguientes variables en la figura 62: 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 αz , donde α 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, Pei, & Roschke, 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., Dyke , Sain, & Carlson, 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.

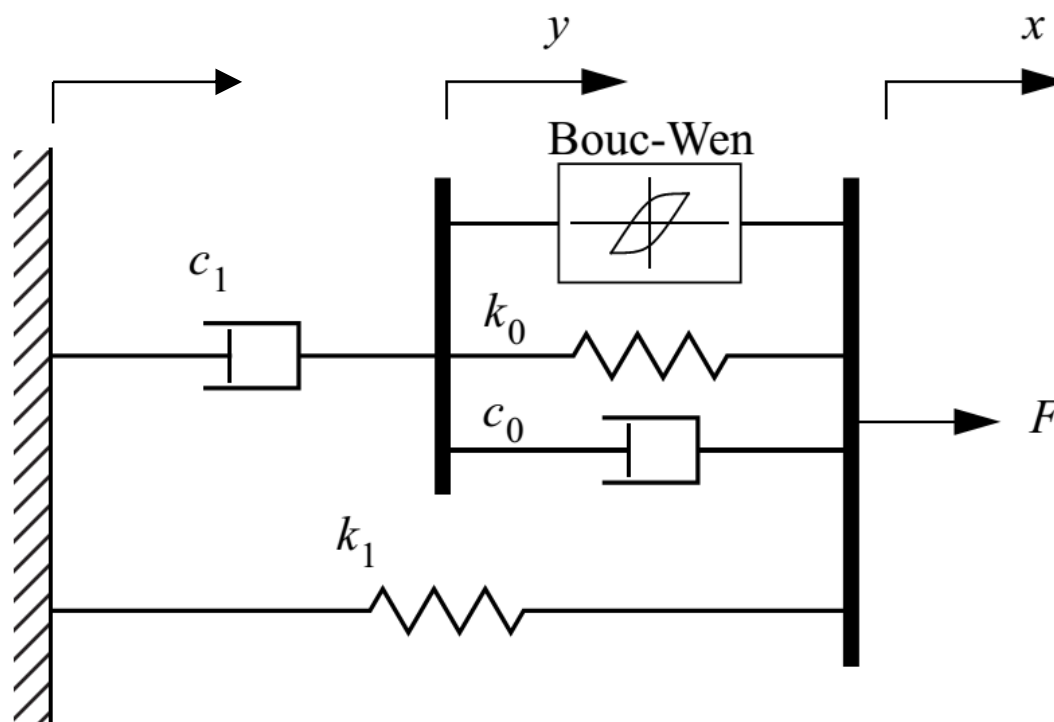


Figura 63. Modelo de un amortiguador MR propuesto por Spencer.

Fuente: Revisión de modelos de un amortiguador MR (Spencer Jr., Dyke, Sain, & Carlson, 1996).

En la figura 63 se presenta el modelo de Spencer⁵, 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 α 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).

⁵ 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, Savaresi, & Bittani, 2004) o el que fue presentado por (Guerra, Niño, & Ramirez, 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 autoregresiva exógena y no lineal, lo cual permite además una identificación de tipo recursiva en tiempo real.

Hace algunos años, (Stancioiu, Giuclea, & Sireteanu, 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., Dyke, Sain, & Carlson, 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 5 que contiene los resultados obtenidos por 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 6.

3.2.1.1 Modelo de un sistema semiactivo con amortiguador MR

Lo que se pretende es poder incluir en el modelo de un cuarto de vehículo, el modelo de un amortiguador MR reemplazando el elemento amortiguador pasivo por uno semiactivo. La señal de entrada de este nuevo componente es un voltaje, a partir del cual se regula una corriente que determina el cambio de su coeficiente de amortiguamiento.

En la figura 64 se muestra el esquema de un modelo de un sistema semiactivo con amortiguador MR. Se puede observar que se reemplazó el elemento amortiguador pasivo por el modelo de amortiguador semiactivo MR como el de la figura 63. Si bien es cierto, el modelo se hace más complejo, el procedimiento para obtener las ecuaciones correspondientes al modelo en estudio es el mismo que el explicado en la sección correspondiente al modelo pasivo. Es importante mencionar que en este caso se adiciona un término y correspondiente a la barra rígida, cuya masa se desprecia. El nuevo modelo se implementó en *Simulink* de *MATLAB* y se logró observar el comportamiento de histéresis que se esperaba para este tipo de amortiguador.

Las ecuaciones (20), (21) y (22) describen la dinámica del modelo de suspensión semiactiva con amortiguador MR.

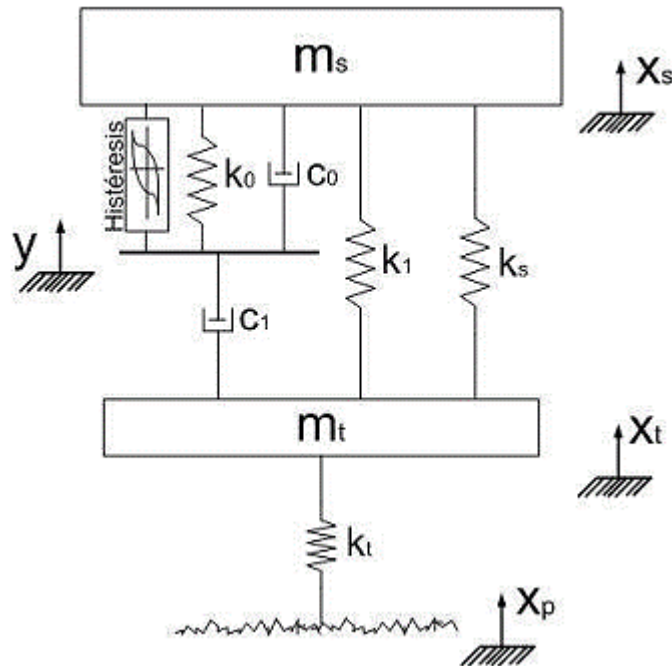


Figura 64. Modelo de un sistema de suspensión semiactiva con amortiguador MR.

Fuente: Modelo de una Suspensión Semiactiva (Rodríguez, Félix, & Ramírez, 2006).

$$m_s \ddot{x}_s = c_0 \left(\dot{x}_s - \dot{y} \right) - k_0 (x_s - y) - (k_1 + k_s) (x_s - x_u) - \alpha z \quad (20)$$

$$m_u \ddot{x}_u = c_1 \left(\dot{x}_u - \dot{y} \right) - k_u (x_u - x_r) - (k_1 + k_s) (x_t + x_s) \quad (21)$$

$$\dot{y} = \left(\frac{1}{c_0 + c_1} \right) c_0 \dot{x}_s + c_1 \dot{x}_u - k_0 (y - x_s) + \alpha z \quad (22)$$

Asimismo, la ecuación de la variable evolutiva z es similar a la que se presentó en la ecuación (19). La única diferencia es que en este caso se tiene x_s utilizada para conectar el amortiguador con la masa suspendida (chasis) y se queda expresada por la ecuación (23).

$$\dot{z} = -\gamma \left| \dot{x}_s - \dot{y} \right| z |z|^{n-1} - \beta \left(\dot{x}_s - \dot{y} \right) (z^n) + A \left(\dot{x}_s - \dot{y} \right) \quad (23)$$

Tal como se mencionó anteriormente, la ecuación (23) caracteriza el fenómeno de histéresis del amortiguador MR, lo cual es el principal reflejo de la no linealidad del modelo. No es el objetivo de esta tesis ahondar en la caracterización de la histéresis de este tipo de amortiguador. De esta manera se parte del conocimiento que las constantes α , γ , β y A tienen valores que en

el próximo capítulo son definidos, de acuerdo al estudio detallado desarrollado y contenido en (Wen, 1976). No obstante, en (Worden & Tomlinson, 2001) se incluye un análisis más profundo de la no linealidad de este dispositivo. En su investigación también se incluyen gráficas de los ensayos experimentales realizados y cálculos de coeficientes, basado en leyes de optimización.

En el trabajo de (Spencer Jr., Dyke , Sain, & Carlson, 1996) también se incluyen las ecuaciones que describen la dinámica de α , c_0 y c_1 , que son variables que dependen del valor de voltaje de entrada, el cual puede variar por lo general entre 0 V y 3 V.

$$\alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (24)$$

$$c_1(u) = c_{1_a} + c_{1_b} u \quad (25)$$

$$c_0(u) = c_{0_a} + c_{0_b} u \quad (26)$$

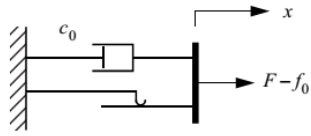
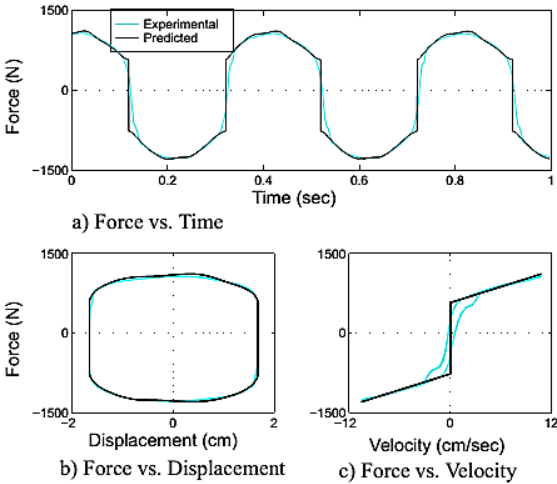
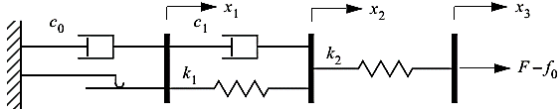
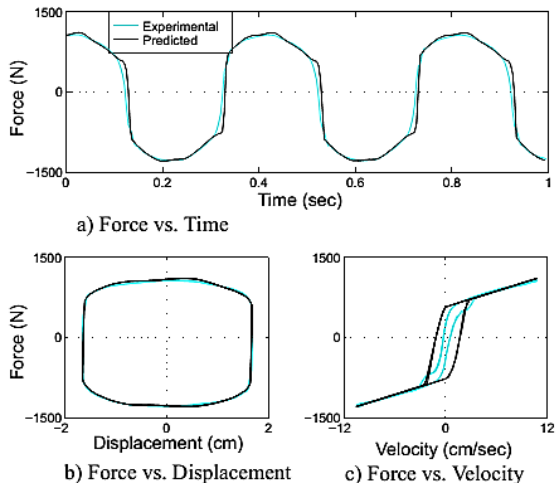
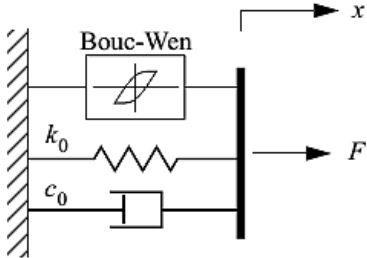
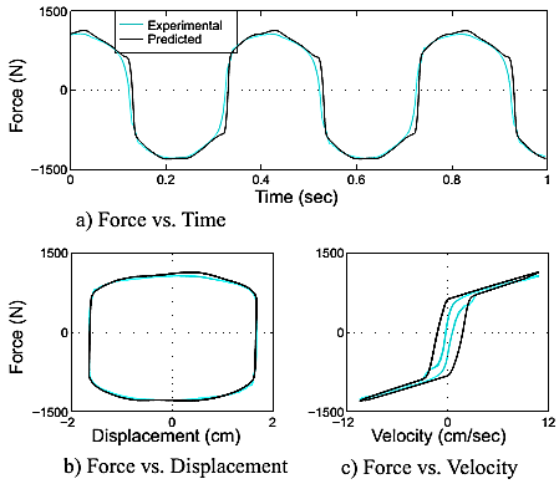
Se observa en las ecuaciones (24), (25) y (26) los subíndices a que corresponde al valor base en 0 V y b que se agrega al valor base en función del voltaje que se aplica al amortiguador.

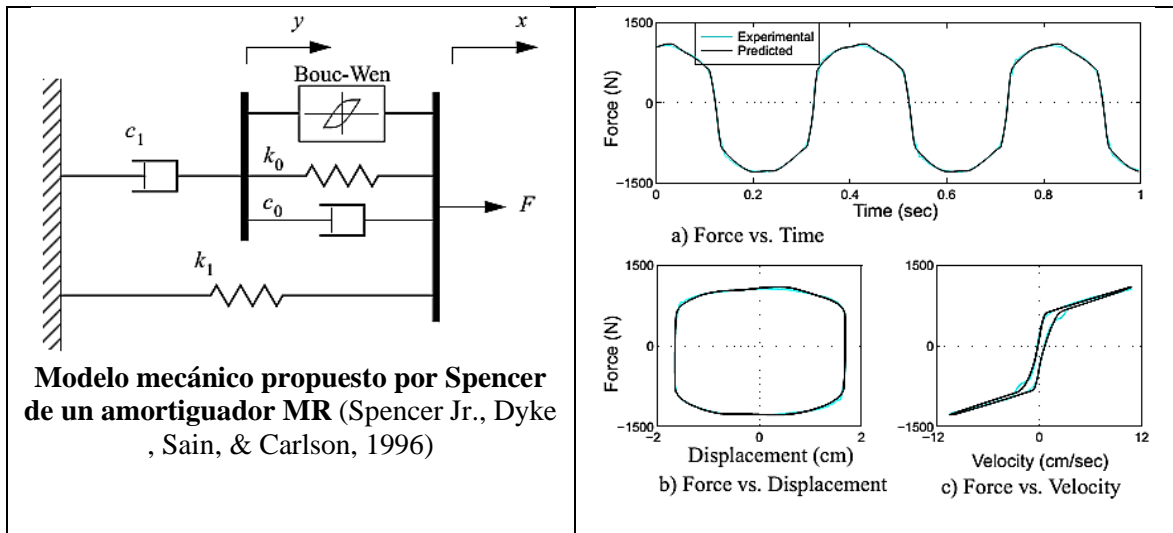
Otro dato sumamente importante es que alcanza su equilibrio reológico en cuestión de milisegundos y su dinámica debe ser incluida en el modelo para asegurar una mejor aproximación con el sistema real. Este comportamiento queda reflejado en la ecuación (27) que corresponde a un sistema de primer orden extraído de (Spencer Jr., Dyke , Sain, & Carlson, 1996).

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (27)$$

Donde η representa la viscosidad del fluido reológico, u es la señal de salida de la ecuación que influirá en el coeficiente de amortiguamiento y v es voltaje que aplica a los terminales del amortiguador MR.

Tabla 5. Revisión de los modelos mecánicos de un amortiguador magnetorreológico.

ESQUEMA DEL MODELO	GRÁFICAS COMPARATIVAS
 <p>Modelo propuesto por Bingham de un amortiguador fluido controlable (Stanway, Sproston, & Stevens, 1985)</p>	 <p>a) Force vs. Time</p> <p>b) Force vs. Displacement</p> <p>c) Force vs. Velocity</p>
 <p>Modelo propuesto por Gamota y Filisko (Gamota & Filisko, 1991)</p>	 <p>a) Force vs. Time</p> <p>b) Force vs. Displacement</p> <p>c) Force vs. Velocity</p>
 <p>Modelo propuesto por Bouc-Wen de un amortiguador MR (Wen, 1976)</p>	 <p>a) Force vs. Time</p> <p>b) Force vs. Displacement</p> <p>c) Force vs. Velocity</p>
ESQUEMA DEL MODELO	GRÁFICAS COMPARATIVAS



Fuente: Elaboración propia con información extraída de (Spencer Jr., Dyke, Sain, & Carlson, 1996).

Tabla 6. Módulo de los errores calculados para los modelos de un amortiguador MR.

Modelo	Error _{Fvs,t}	Error _{Fvs,x}	Error _{Fvs,x'}
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., Dyke, Sain, & Carlson, 1996).

Capítulo 4

Simulación del modelo matemático y estrategias de control

En este capítulo se presenta el desarrollo detallado de la simulación del modelo de un cuarto de vehículo y el modelo de un amortiguador magnetorreológico, específicamente el modelo de Spencer (Spencer, Dyke, Sain, & Carlson, Phenomenological model of a magnetorheological damper., 1997), que corresponde al modelo modificado de Bouc Wen, sobre el cual se pueden implementar diferentes estrategias de control, consiguiendo resultados favorables con menor carga computacional.

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.

4.1 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 65. 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.

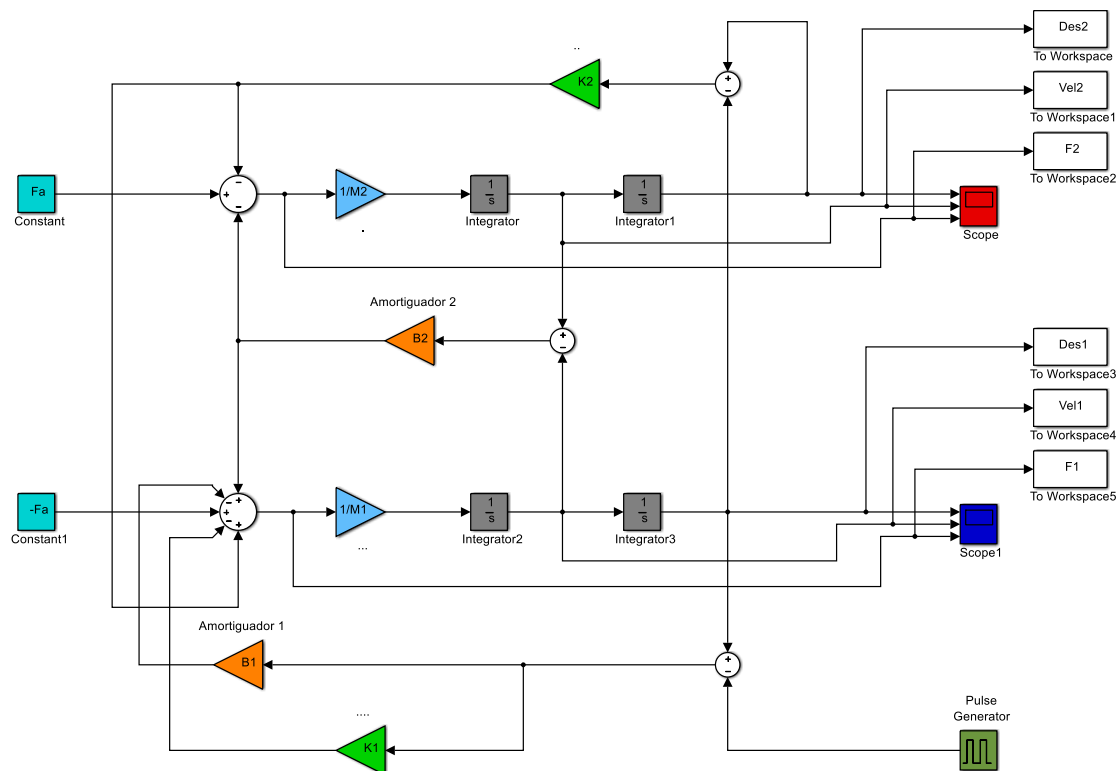


Figura 65. Diagrama de bloques del modelo de un sistema de suspensión en *Simulink*.
Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 7 se presentan los valores que se han empleado para realizar la simulación del modelo.

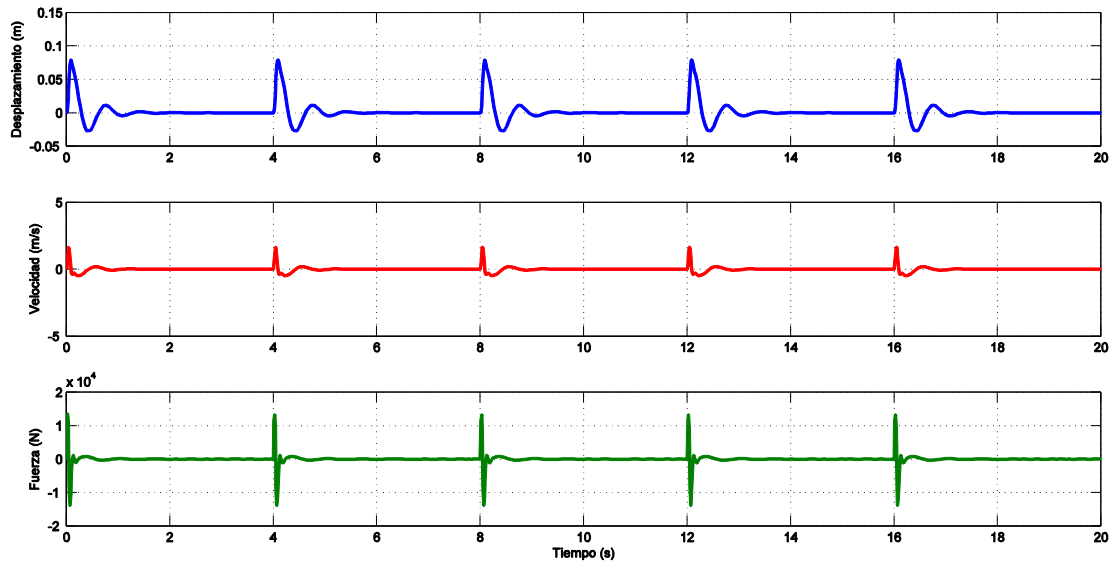
Tabla 7. Valores utilizados en la simulación del modelo de un cuarto de vehículo.

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

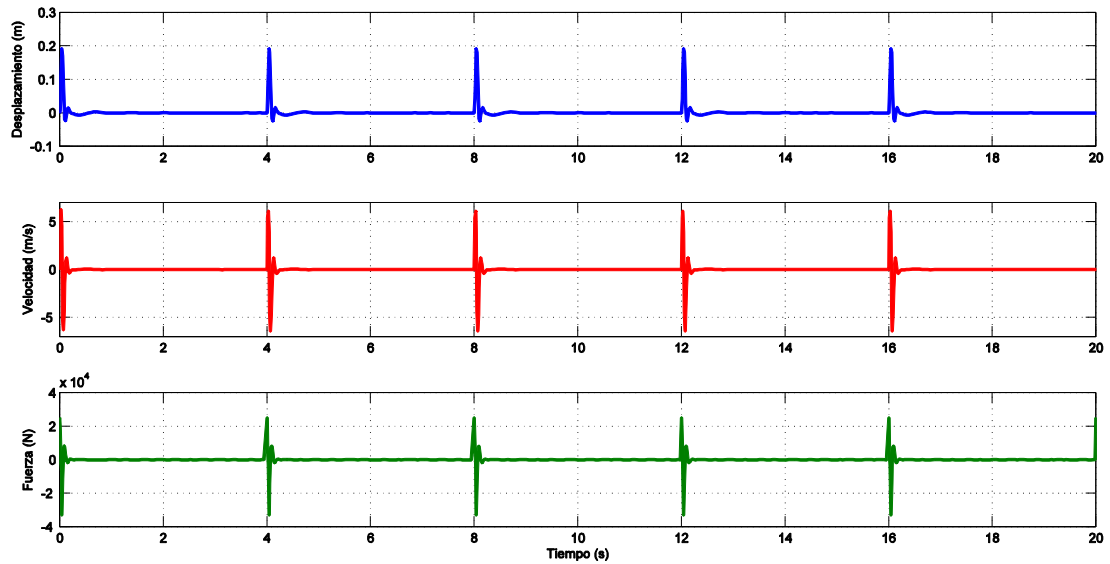
Fuente: Una revisión de los sistemas de suspensión (Hurel Ezeta, Mandow, & García Cerezo, Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión, 2013).

En figura 66 se puede observar 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.



(a) Masa suspendida



(b) Masa no suspendida

Figura 66. 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 67 se observa el diagrama de bloques construido en *Simulink* correspondiente.

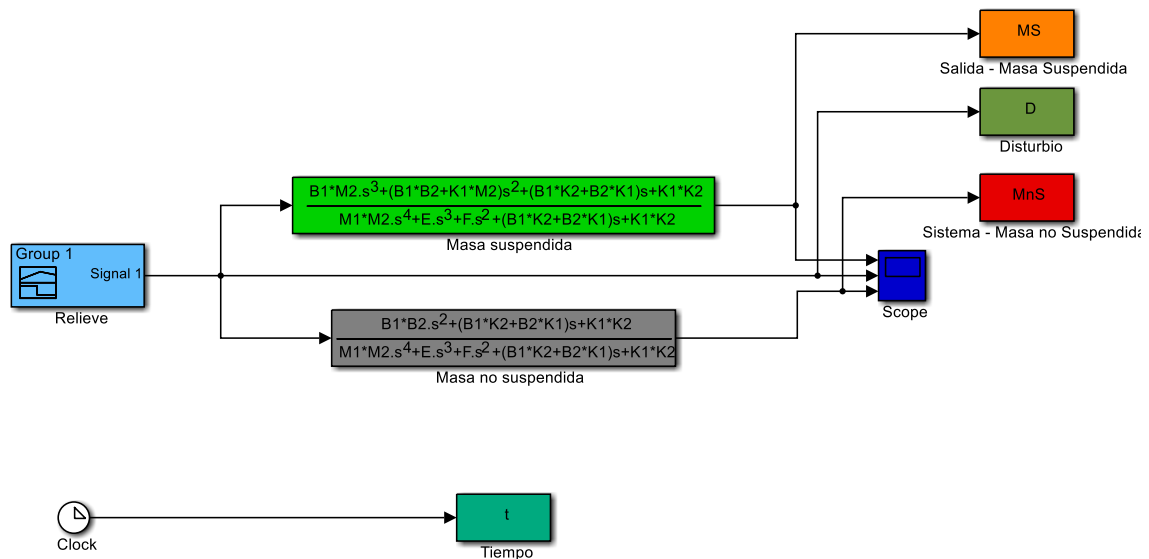


Figura 67. Diagrama de bloques de las funciones de transferencia del sistema de suspensión.
Fuente: Elaboración propia.

Las funciones de transferencia que se obtuvieron se muestran a continuación en las ecuaciones (28) y (29):

$$\frac{x_s}{x_r} = \frac{25000s^3 + 3.145 \times 10^7 s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9}{10000s^4 + 605000s^3 + 3.957 \times 10^7 s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9} \quad (28)$$

$$\frac{x_u}{x_r} = \frac{200000s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9}{10000s^4 + 605000s^3 + 3.957 \times 10^7 s^2 + 2.528 \times 10^8 s + 3.5 \times 10^9} \quad (29)$$

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 68. Para la simulación se emplearon los valores presentados en la tabla 7.

Asimismo, en la figura 69 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.

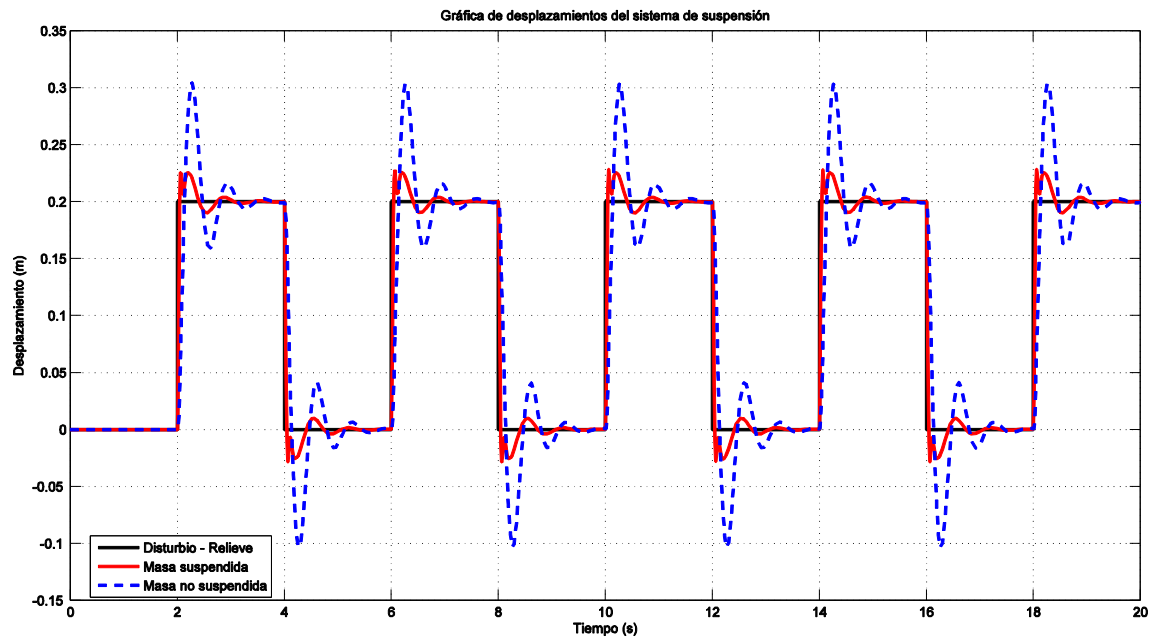


Figura 68. Simulación del sistema de suspensión con funciones de transferencia.
Fuente: Elaboración propia.

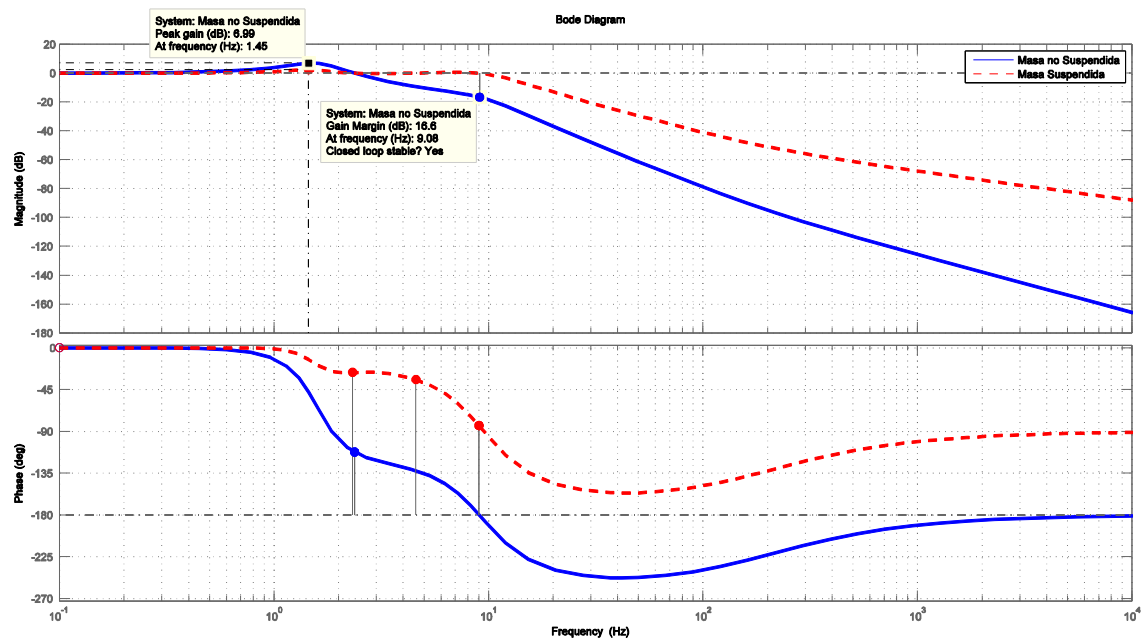


Figura 69. Respuesta en frecuencia del sistema.
Fuente: Elaboración propia.

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.

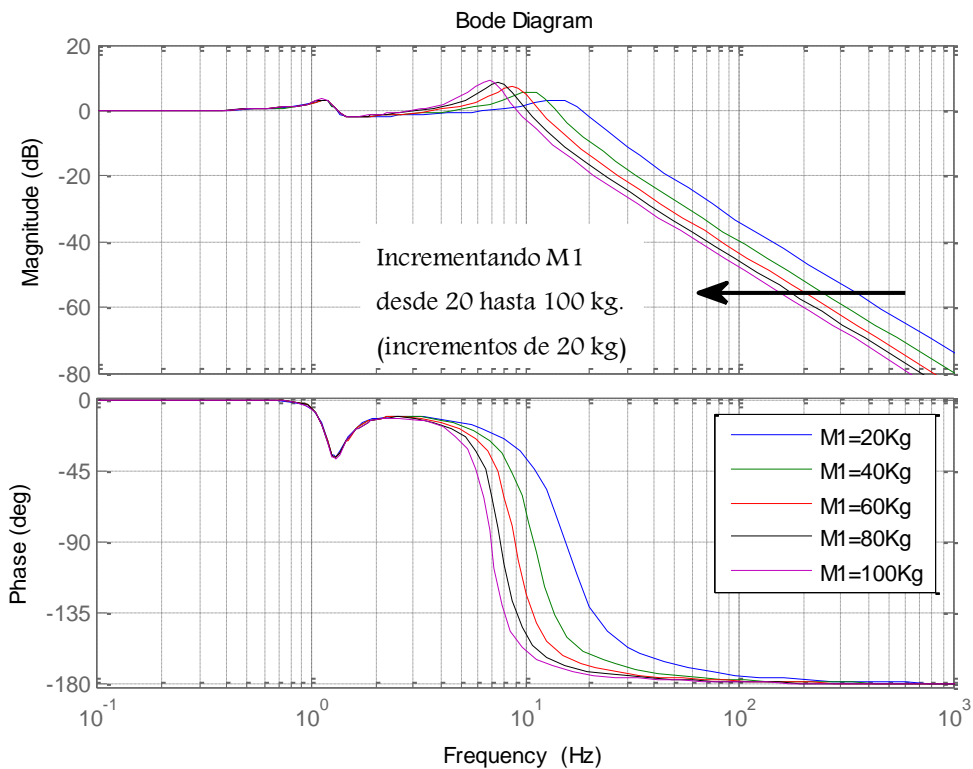


Figura 70. Diagrama de Bode de las respuestas de la masa suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, incrementando el valor de la masa no suspendida ($M1$ o μ).
Fuente: Elaboración propia.

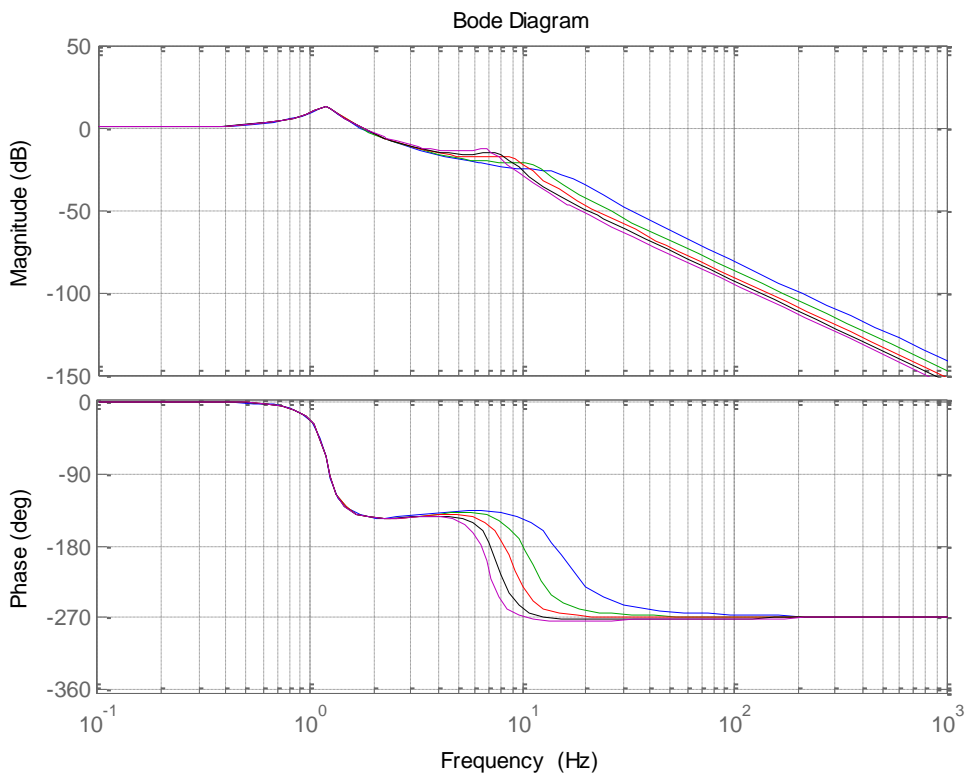


Figura 71. Diagrama de Bode de las respuestas de la masa no suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, incrementando el valor de la masa no suspendida ($M1$ o μ).
Fuente: Elaboración propia.

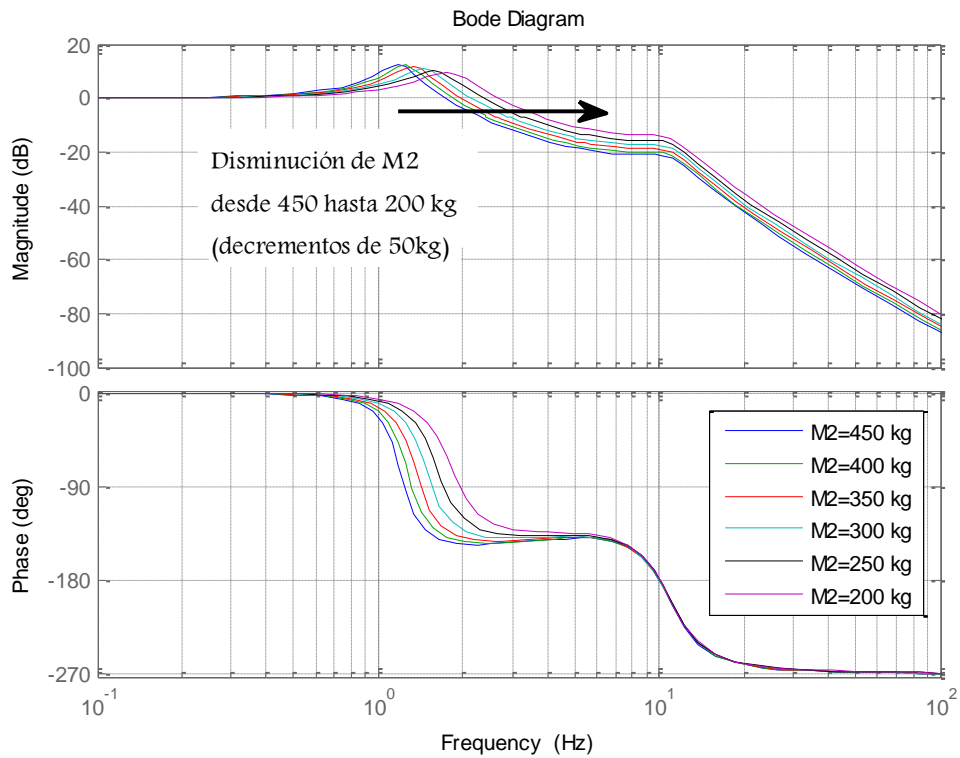


Figura 72. Diagrama de Bode de las respuestas de la masa no suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, reduciendo el valor de la masa suspendida (M_2 o ms).

Fuente: Elaboración propia.

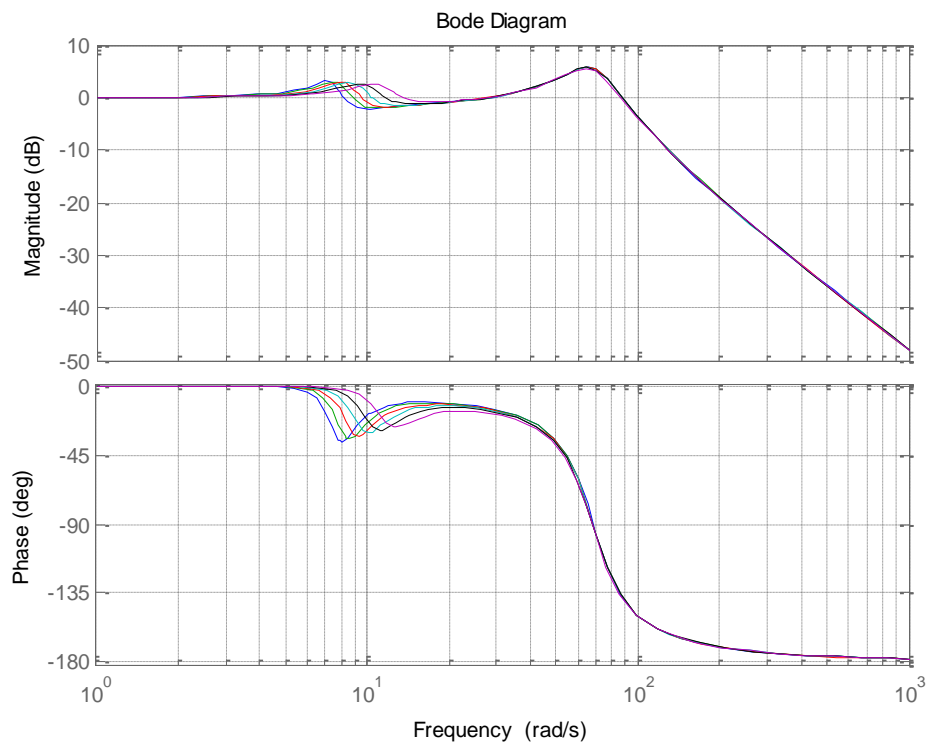


Figura 73. Diagrama de Bode de las respuestas de la masa suspendida del sistema frente a las irregularidades del terreno, reduciendo el valor de la masa suspendida (M_2 o ms).

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 7) se puede observar que el aumento de la masa no suspendida, como se muestra en la figura 70 y 71; y la disminución de la masa suspendida, como se muestra en la figura 72 y 73, 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, Janssen, Paulides, & Lomonova, Design aspects of an active electromagnetic suspension system for automotive applications, 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 74, se desarrolló un GUI.

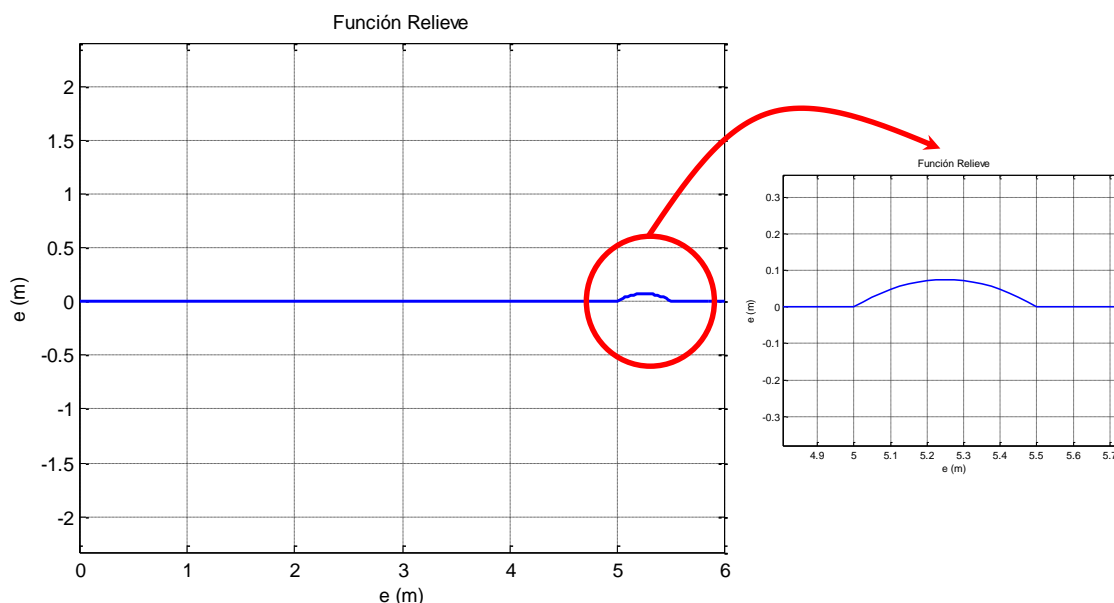


Figura 74. Función Relieve - Condición de entrada.

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 75 se emplearon los datos de simulación de la tabla 7.

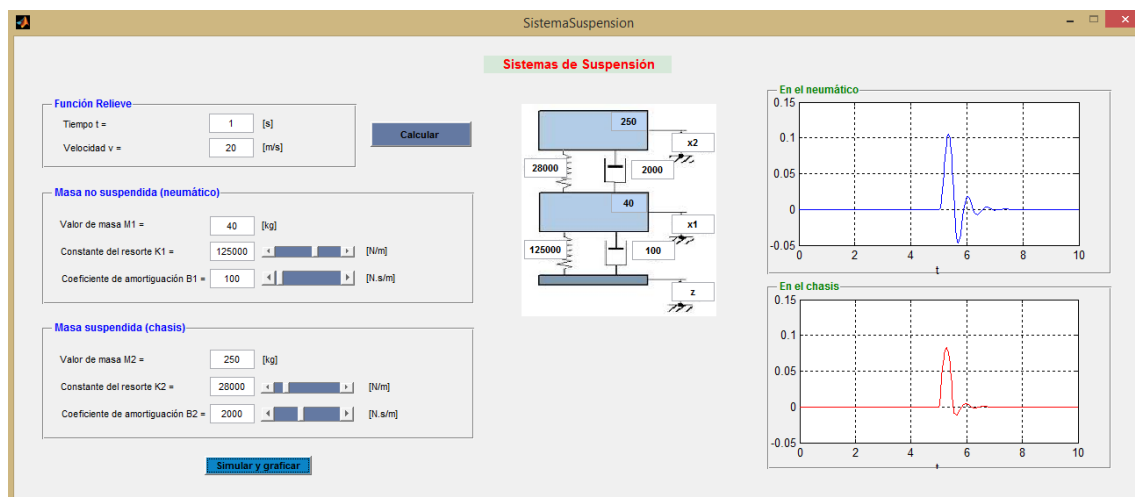


Figura 75. GUI del Sistema de Suspensión.
Fuente: Elaboración propia.

Las señales correspondientes al desplazamiento de la masa no suspendida (neumático o rueda) y de la masa suspendida (chasis) se muestran en las figuras 76 y 77, respectivamente.

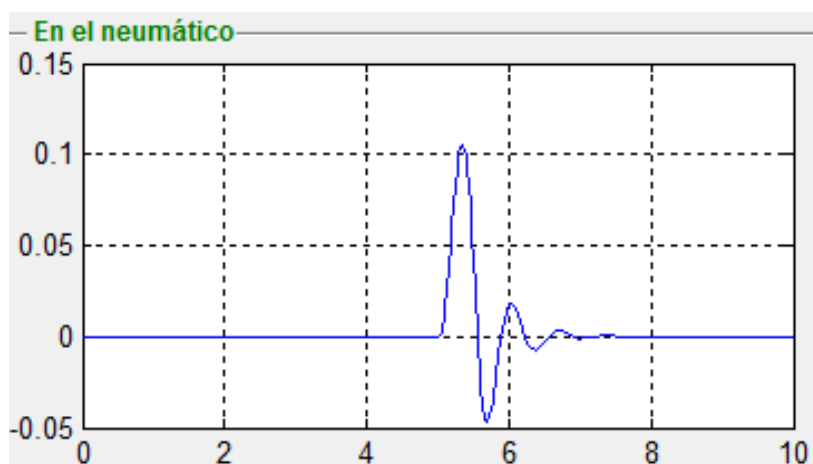


Figura 76. Desplazamiento de la masa no suspendida.
Fuente: Elaboración propia.

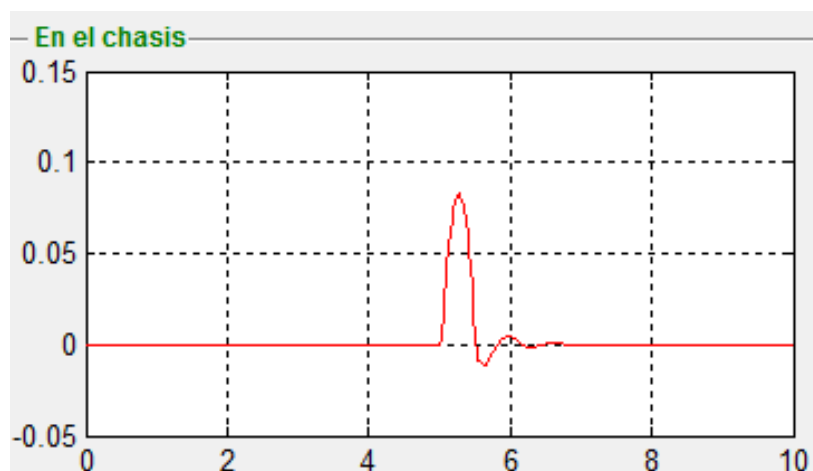


Figura 77. Desplazamiento de la masa suspendida.
Fuente: Elaboración propia.

4.2 Simulación del modelo de Spencer

En este primer apartado se busca lograr la simulación del modelo de Spencer, la cual se ha desarrollado en la herramienta SIMULINK. Aquí se construye el diagrama de bloques correspondiente a las ecuaciones que gobiernan al modelo.

4.2.1 Construcción del diagrama de bloques

Es importante identificar dentro del sistema de ecuaciones, las variables de entrada y salida, así como también las constantes que intervienen en el modelo.

Primero se calculan los coeficientes que dependen de la corriente de entrada con la que se estimule el amortiguador magnetorreológico, los cuales se presentan en las ecuaciones (26),(25) y (32) (Fernández Viveros, 2013):

$$C_0(i) = 26.134i + 5.164 \quad (30)$$

$$C_1(i) = 1150 \tanh(1.95i) \quad (31)$$

$$k(i) = 1297.2 \tanh(1.3i) \quad (32)$$

Estas ecuaciones fueron obtenidas por el autor mediante algoritmos genético, con los que se ha realizado una aproximación de los factores.

De esta manera, para la construcción del diagrama de bloques correspondiente se identifica primero que la variable de entrada en este caso es la corriente y las de salida son cada uno de los coeficientes c_0 , c_1 y k .

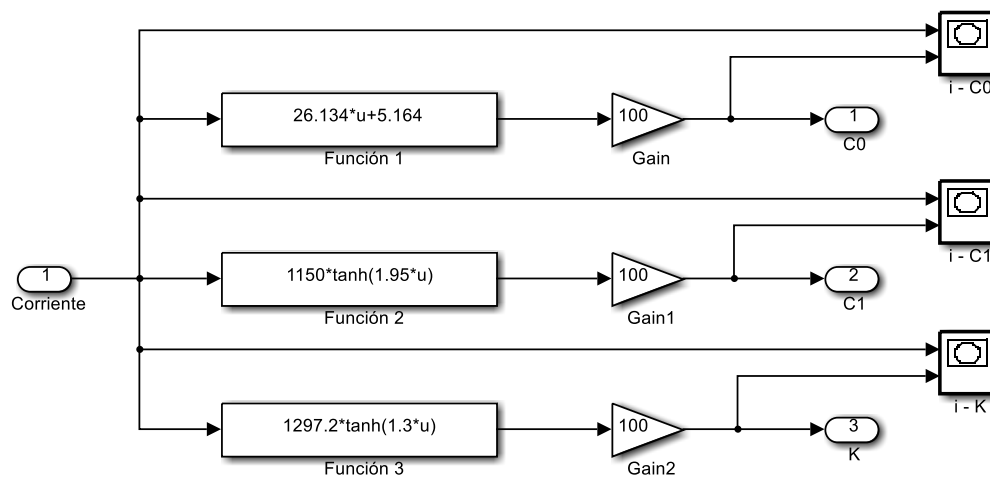


Figura 78. Diagrama de bloques correspondiente a las ecuaciones que sirven para hallar C_0 , C_1 y k .

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 78 se observa el diagrama de bloques construido, donde cada nodo triangular (ganancia) tiene un valor de 100 y funcionan como multiplicadores predefinidos en el modelo para obtener resultados con mayor resolución a la salida. También se aprecian los bloques denominados $i-C_0$, $i-C_1$ e $i-k$, que son gráficos XY que permiten obtener y mostrar datos del modelo.

Posteriormente se construye el diagrama de bloques correspondiente a la primera derivada de la variable evolutiva “z”, la cual influye en el desplazamiento “y”, que como ya se ha mencionado en el capítulo anterior, también tiene cierta influencia en la variable de salida global “F” (fuerza del amortiguador). Esta variable “z” se representa en términos de la ecuación (33):

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}|z|z|^{n-1} - \beta(\dot{x} - \dot{y})(z^n) + \alpha(\dot{x} - \dot{y}) \quad (33)$$

Tal como se hizo con la programación del primer diagrama de bloques, es importante identificar tanto las variables de salida, como las de entrada. En este caso, la variable de salida es el desplazamiento “z”; y como variables de entrada se tienen el desplazamiento “x”, el cual debe ser ingresado por el programador dado que se trata de una variable de entrada general del modelo, y el desplazamiento “y”, el cual se halla a partir de la variable z, lo cual indica que se trata de variables mutuamente relacionadas en el modelo del sistema. Además existen en la ecuación otras constantes explicadas en el capítulo anterior y que son ingresadas directamente por el programador, tales como ALPHA, BETA, GAMMA y n. De esta manera el diagrama correspondiente a la variable evolutiva “z” se observa en la figura 79.

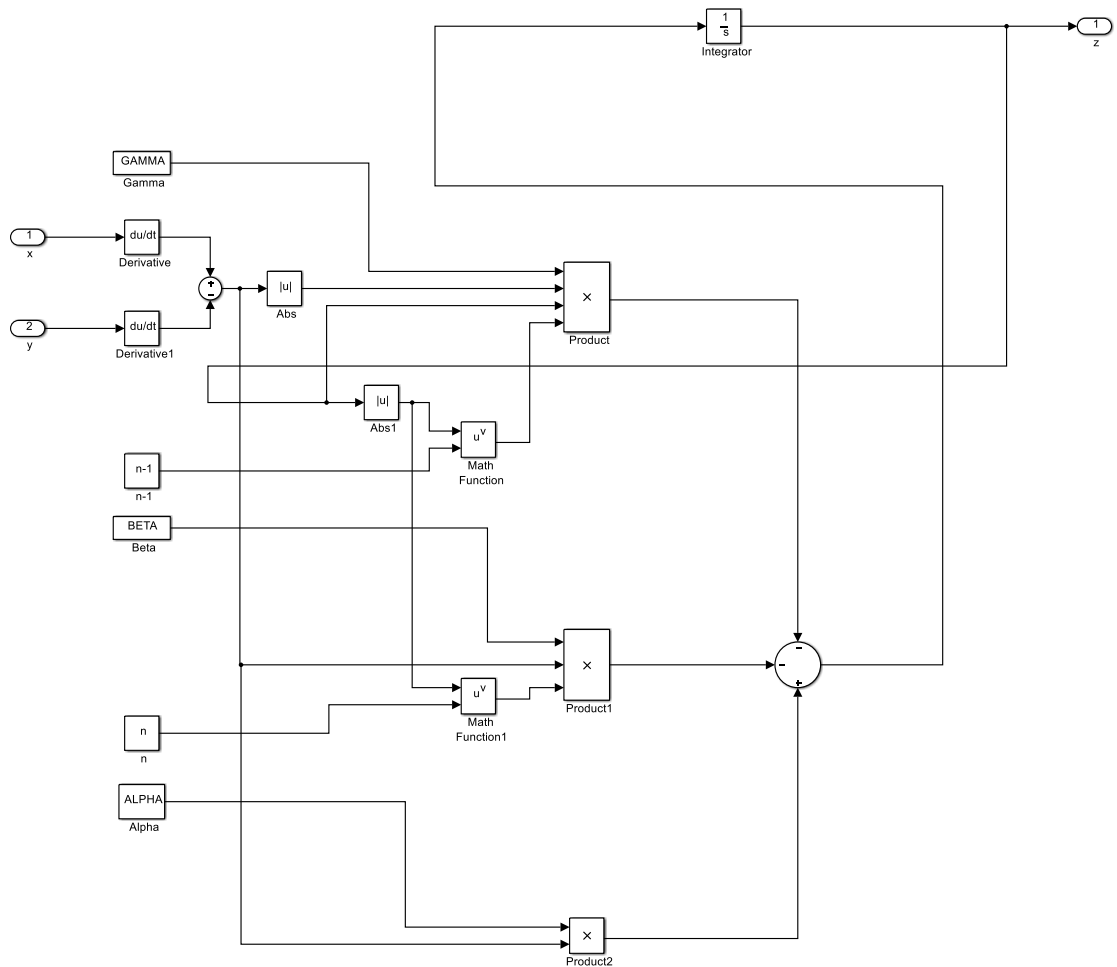


Figura 79. Diagrama de bloques correspondiente a la variable evolutiva "z".

Fuente: Elaboración propia.

El siguiente diagrama de bloques que se construye es el correspondiente a la primera derivada del desplazamiento “y”, representada en la ecuación (34).

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [c_0 \dot{x} + k_0 (x - y) + kz] \quad (34)$$

En este caso la variable de salida es el desplazamiento relativo “y” correspondiente al desplazamiento intermedio que se aprecia en la figura 64 en el capítulo anterior donde se expone el modelo general completo. Además se trata de una variable dependiente, es decir que no está impuesta por el programador, sino que se obtiene a partir del resto de variables del sistema. Por otro lado, las variables de entrada son c_0 , c_1 , k , “x”, “z” e “y”.

En la figura 80 se observa el diagrama de bloques construido para hallar el desplazamiento “y”.

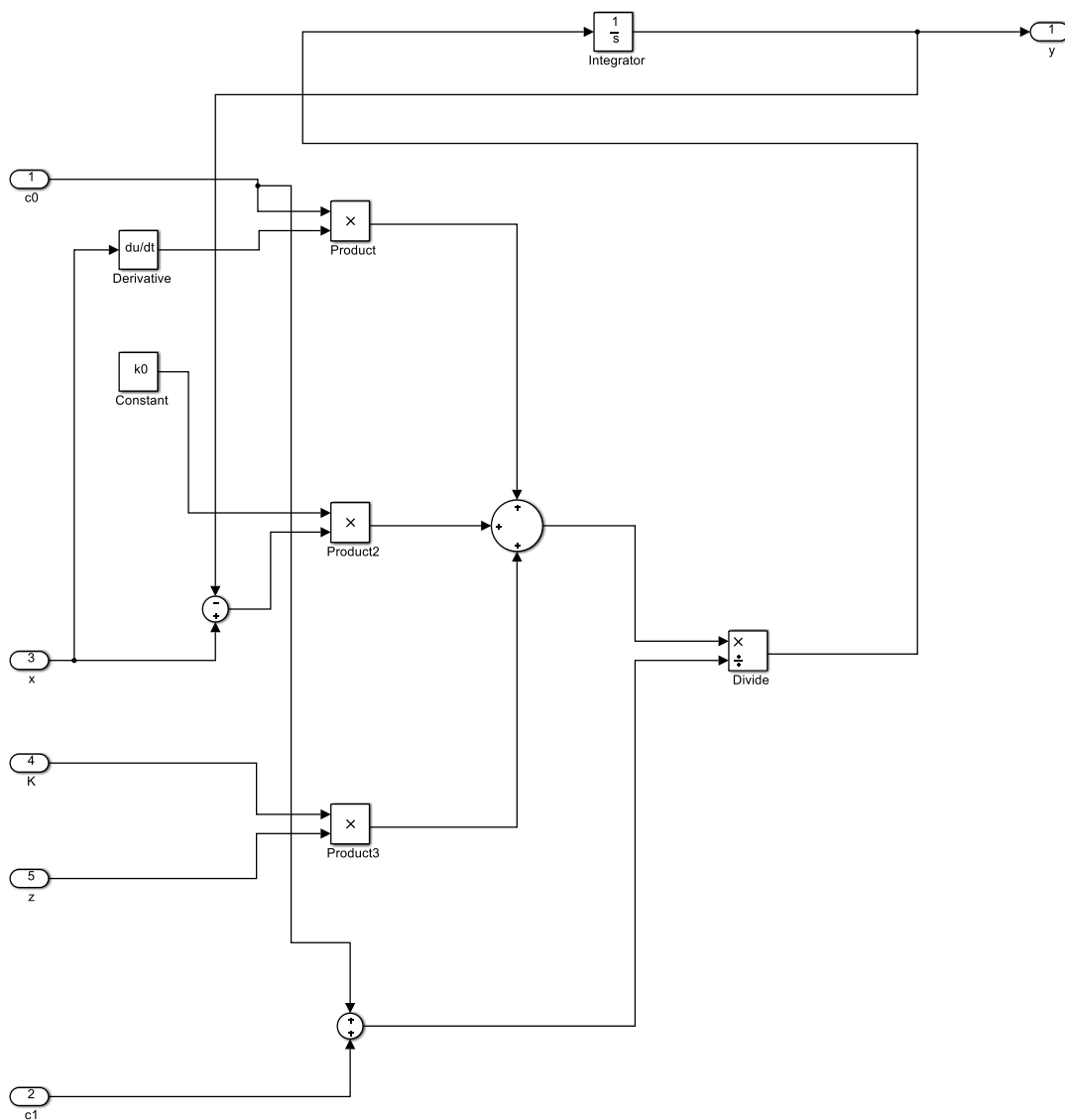


Figura 80. Diagrama de bloques correspondiente al desplazamiento intermedio "y".
Fuente: Elaboración propia

Finalmente se debe construir el diagrama de bloques tal como se aprecia en la figura 81. Este diagrama corresponde a la fuerza “F”, que viene a ser la salida global del modelo y está gobernada por la ecuación (35) que se muestra a continuación:

$$F = c_1 \dot{y} + K1(x - x_0) \quad (35)$$

La variable de salida en este caso es la fuerza “F” ejercida por el amortiguador, la cual es un vector que tiene la misma dirección del desplazamiento “x”.

Por otra parte, las variables de entrada son c_1 , “y”, “x” y “ x_0 ”. Esta última variable corresponde al punto sobre el cual se inicia el desplazamiento en el eje de las abscisas. Dicho de otra manera, es la posición de partida del vástago del amortiguador en alguno de los dos procesos: compresión o extensión. Por ejemplo: si se quisiera realizar una evaluación global del sistema cuando el amortiguador se encuentra pretensado hasta un desplazamiento igual al valor unidad, se debería tomar $x_0 = 1$.

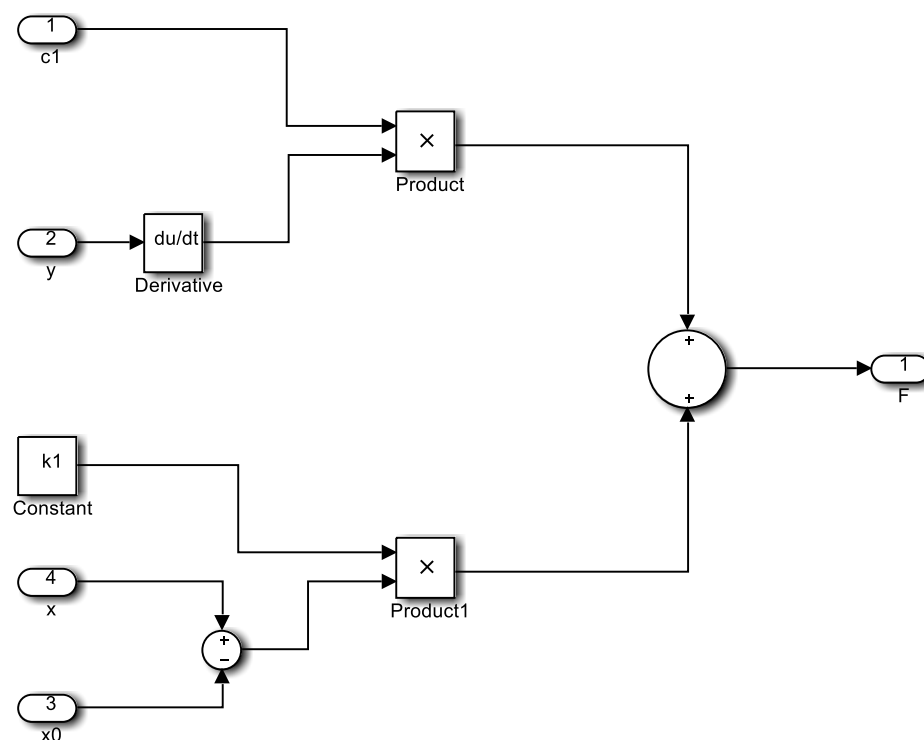


Figura 81. Diagrama de bloques correspondiente a la salida global del sistema: la fuerza "F" ejercida en el amortiguador.

Fuente: Elaboración propia.

4.2.2 Diagrama de bloques del sistema global

En la sección anterior se explicó a detalle la construcción de los diagramas de bloques por separado para cada variables dependiente basado en las ecuaciones del modelo matemático no lineal. De esta manera se pudo obtener la fuerza “F” del amortiguador como salida global del sistema, en base a dos entradas: el desplazamiento “x” y el valor de la corriente “i”, el cual es inyectado al electro imán con la finalidad de conseguir generar un campo eléctrico de intensidad variable sobre el fluido magnetorreológico.

El funcionamiento de este tipo de amortiguadores ya ha sido estudiado más a detalle, por lo que en esta sección solo queda escribir la relación entre las distintas variables que componen el modelo, definir los parámetros constantes y recoger los datos obtenidos de la simulación en conjunto de cada diagrama programado inicialmente de manera individual.

En primer lugar se realizará la simulación para un desplazamiento gobernado por la ecuación (36), que se presenta a continuación:

$$x(t) = A \cdot \text{sen}(2\pi ft) \quad (36)$$

Donde:

- f es la frecuencia de oscilación
- A es la amplitud del desplazamiento
- t es el vector tiempo generado por un bloque “reloj”

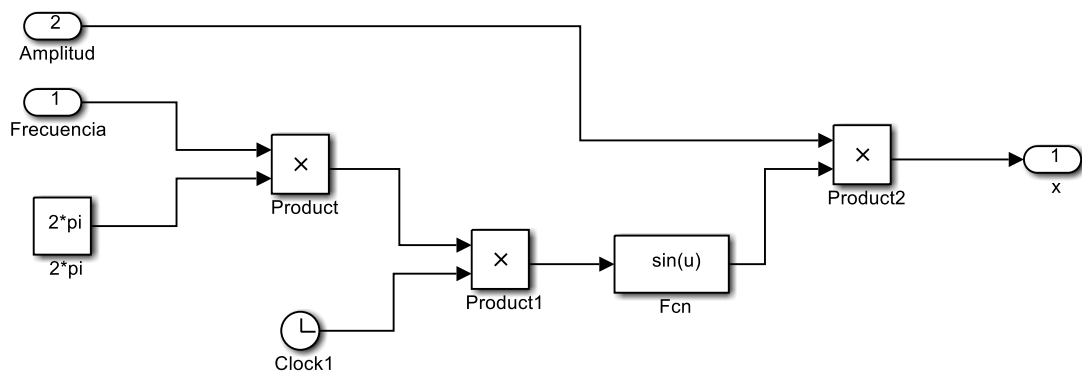


Figura 82. Diagrama de bloques correspondiente al desplazamiento "x" del amortiguador.
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 82 se observa el diagrama construido para la función desplazamiento, que corresponde a una de las entradas del sistema completo.

Por otro lado en la figura 83 se presenta el subsistema conformado por el diagrama de bloques de los parámetros c_0 , c_1 y k en función de la corriente (bloque de color marrón), el diagrama de bloques de la función de evolución de la histéresis que está relacionada con la variable “z” (bloque de color gris), el diagrama de bloques correspondiente al desplazamiento “y” de la barra rígida (bloque de color verde) y por último el diagrama de bloques para calcular la fuerza ejercida en el amortiguador (bloque de color guinda).

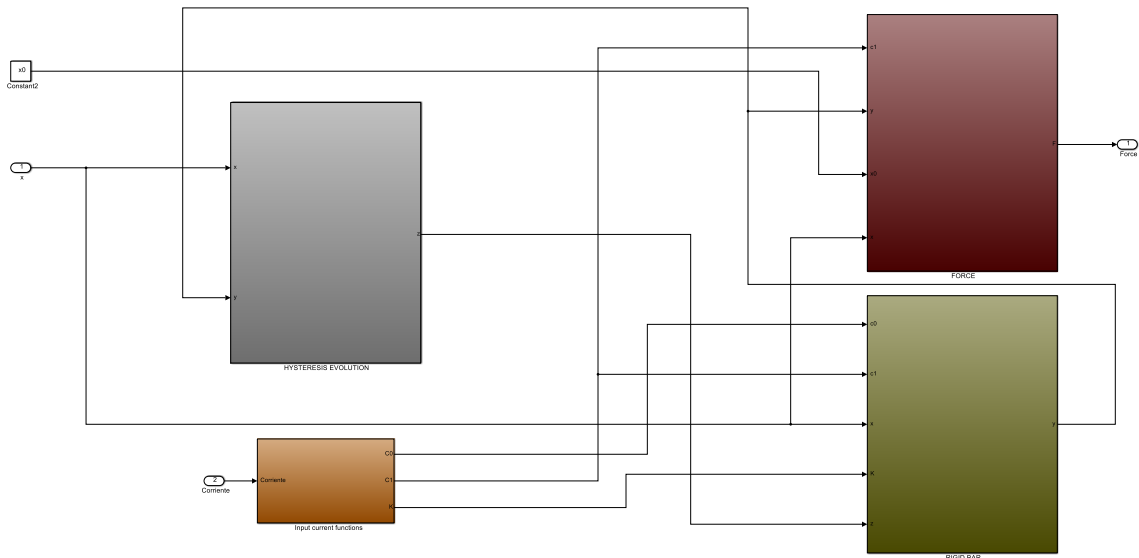


Figura 83. Diagrama de bloques del subsistema general en Simulink.
Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, para completar el diagrama de bloques del sistema en general, se debe incluir al subsistema anterior, el esquema que representa el desplazamiento “x” como entrada.

Los bloques para graficar las señales de salida también deben ser incluidos. Esta manera de construir el modelo de simulación es el más conveniente dado que permite poder aislar tanto las entradas como las salidas del sistema en general. Esto facilita el cambio de dichas variables con mayor facilidad.

El diagrama de bloques completo se muestra en la figura 84.

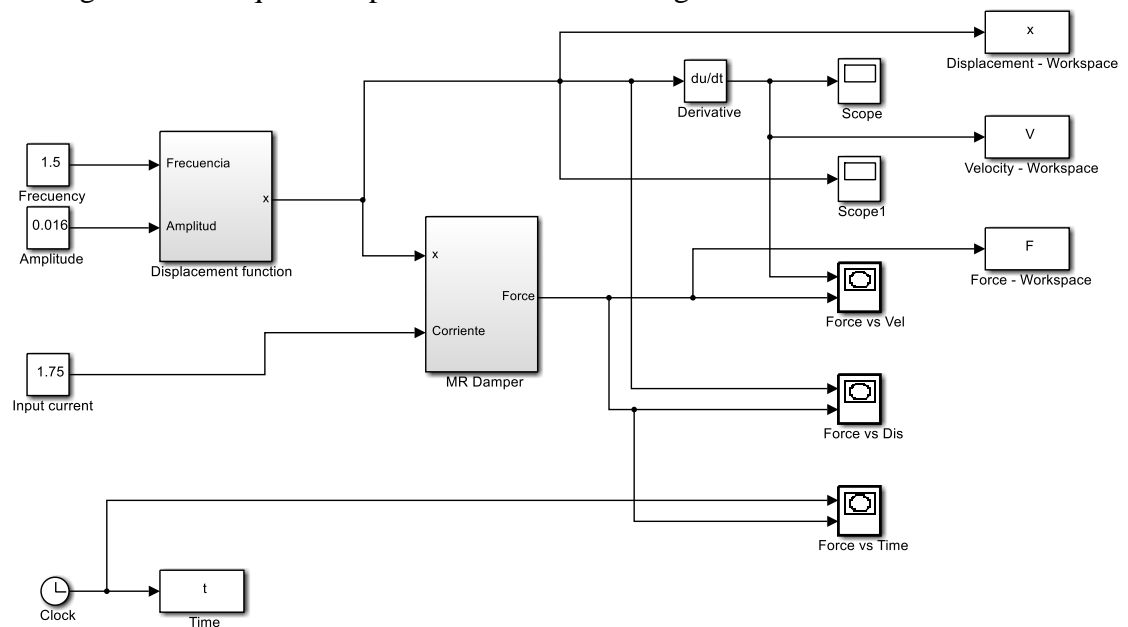


Figura 84. Diagrama de bloques completo del sistema para simulación de un amortiguador magnetorreológico.
Fuente: Elaboración propia.

Lógicamente, hace falta incluir los valores que darán sentido a la simulación, de tal manera que permitan establecer las relaciones entre las variables de forma sencilla y rápida. En la siguiente sección se definen dichos valores para una situación específica.

No obstante, es posible establecer valores distintos para otro amortiguador de características diferentes o cuando se considera otra señal de excitación.

4.2.3 Parámetros de simulación

Ya se ha explicado el significado físico de las variables de entrada y salida del sistema; sin embargo no se hecho lo mismo con las constantes y el resto de variables. Gracias a las propiedades reológicas del fluido de trabajo, algunas de las características del amortiguador pueden ser variados, tales como los coeficientes de amortiguamiento c_0 y c_1 ; y una constante de rigidez relacionada con la formación de las paredes conformadas por las partículas magnéticas suspendidas en el fluido, luego de haber inducido un campo magnético. Esta constante k , al igual de las dos anteriores, también depende de la corriente inyectada.

Por otro lado, las constantes n , α , β y γ fueron obtenidas mediante algoritmos genéticos (Fernández Viveros, 2013) y permiten calcular las variables de las cuales se ha comentado en el párrafo anterior. En la tabla se muestran los valores de las constantes utilizados en la simulación del modelo matemático.

Tabla 8. Valores de los parámetros de simulación del modelo de Bouc-Wen modificado.

n	α	$\beta(m^{-2})$	$\gamma(m^{-1})$	$K(N/m)$	$K_0(N/m)$
2	30.56	613000	500	540	1050

Fuente: (Fernández Viveros, 2013)

4.3 Resultados

En esta sección se exponen los resultados de la simulación para los parámetros establecidos anteriormente.

4.3.1 Variables del entrada del modelo

Los valores de las constantes y algunas variables se presentan en la tabla 8, mientras que los parámetros de entrada del modelo a simular son expuestos en la tabla 9.

Tabla 9. Valores de las variables de entrada del modelo matemático.

$i(A)$	$A(m)$	$f(Hz)$	$x_0(m)$
1.75	0.016	1.5	0

Fuente: (Fernández Viveros, 2013)

A partir del valor de la corriente “ i ”, que en una simulación del modelo a lazo abierto es una constante, se obtienen c_0 , c_1 y k . No obstante, esta corriente es un valor que realmente va cambiando dependiendo de los requerimientos del sistema (para adaptar al amortiguador a las irregularidades del terreno, por ejemplo) y tal como se verá más adelante, influye directamente en la salida del modelo.

Por otro lado se han establecido los valores de otras variables como la amplitud, la frecuencia y el desplazamiento inicial del vástago con respecto a un punto en el que la fuerza resultante sea nula. De la misma forma que en el caso de la corriente, las otras variables cambian constantemente durante el funcionamiento real del amortiguador, por lo que su simulación considerándolas constantes, se realiza solo para validar el modelo en un caso puntual.

Por último, el tiempo es otra de las variables que se establecen para la simulación dentro de un rango de 0 a 2 segundos, en este caso.

4.3.2 Análisis de resultados

En la construcción del diagrama en Simulink, se incluyeron los bloques “*to workspace*” para poder almacenar los datos generados para las variables que luego nos interesaría graficar. Tal es el caso de la variable de entrada “*x*”, cuya gráfica se muestra en la figura 85, donde se observa el comportamiento sinusoidal de esta variable dependiente de la amplitud máxima y frecuencia establecidas. No obstante, dado que la corriente, otra de las señales de entrada, para esta simulación es un valor constante, no es necesario mostrar una gráfica de la misma.

Por otro lado, los bloques “*Graph XY*” representan la relación que existe entre el desplazamiento y la velocidad, con la fuerza resultante del modelo.

En la figura 86 se aprecia la primera de estas gráficas, la cual corresponde a la fuerza en función del desplazamiento. Aquí se observan tanto los valores máximos del desplazamiento del vástago del amortiguador como la fuerza ejercida en cada caso. No se debe tener en consideración la línea que va del centro hasta el inicio del ciclo, pues es consecuencia del cálculo realizado que empieza en 0 y lo lleva hasta el siguiente resultado.

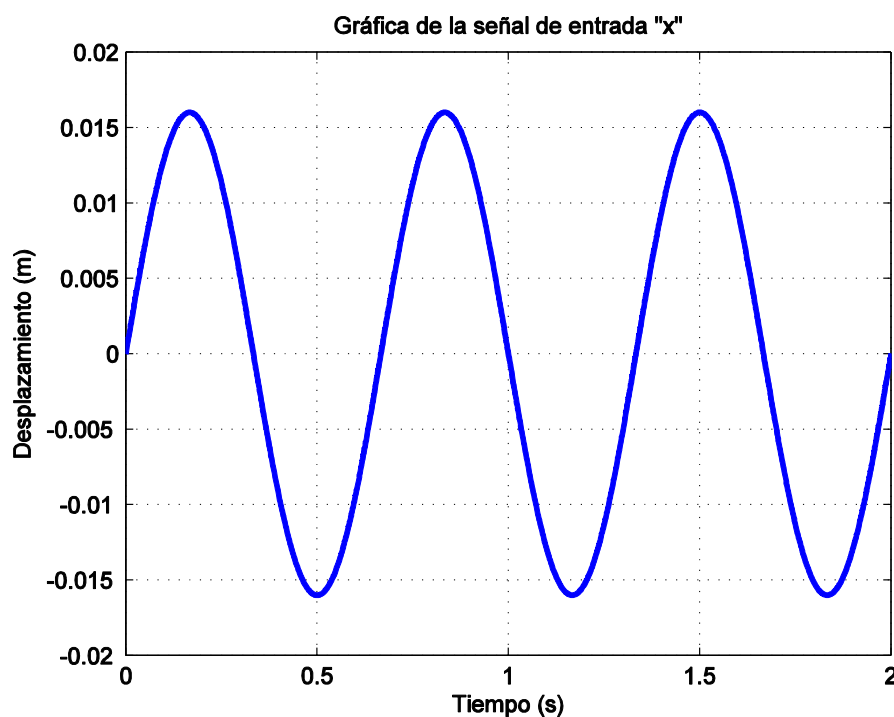


Figura 85. Gráfica de la señal de entrada "x" (Función del desplazamiento).

Fuente: Elaboración propia.

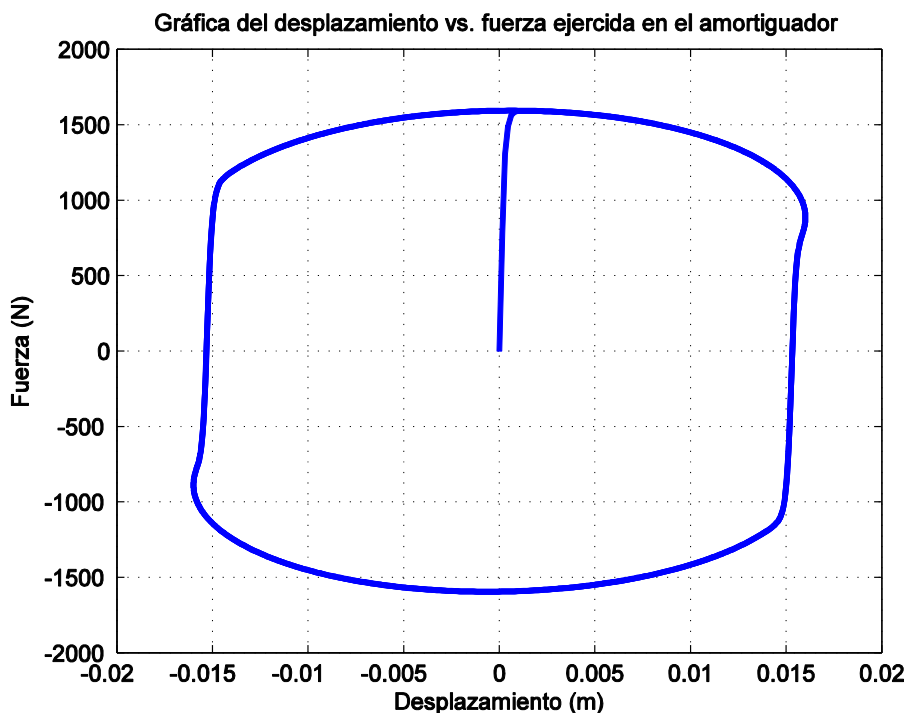


Figura 86. Gráfica de la fuerza resultante en función del desplazamiento del vástago del amortiguador.

Fuente: Elaboración propia.

Esta gráfica tiene una apariencia simétrica, lo cual deja en evidencia que los valores absolutos tanto de la carrera de compresión como de extensión son los mismos. Desde otro punto de vista, lo que quiere decir esta gráfica es que el amortiguador presenta un doble comportamiento viscoso. De esta manera, en la carrera de compresión, la viscosidad del fluido de trabajo genera una fuerza en dirección opuesta a su propio fluir. Por otro lado, en la carrera de expansión, al ser absorbido el fluido hacia el interior de la cámara principal del amortiguador, su viscosidad vuelve a generar una oposición a continuar su recorrido libremente por las válvulas que conectan ambas cámaras del amortiguador.

Asimismo, en desplazamientos críticos, se aprecia un menor radio de curvatura como consecuencia de la inercia del proceso.

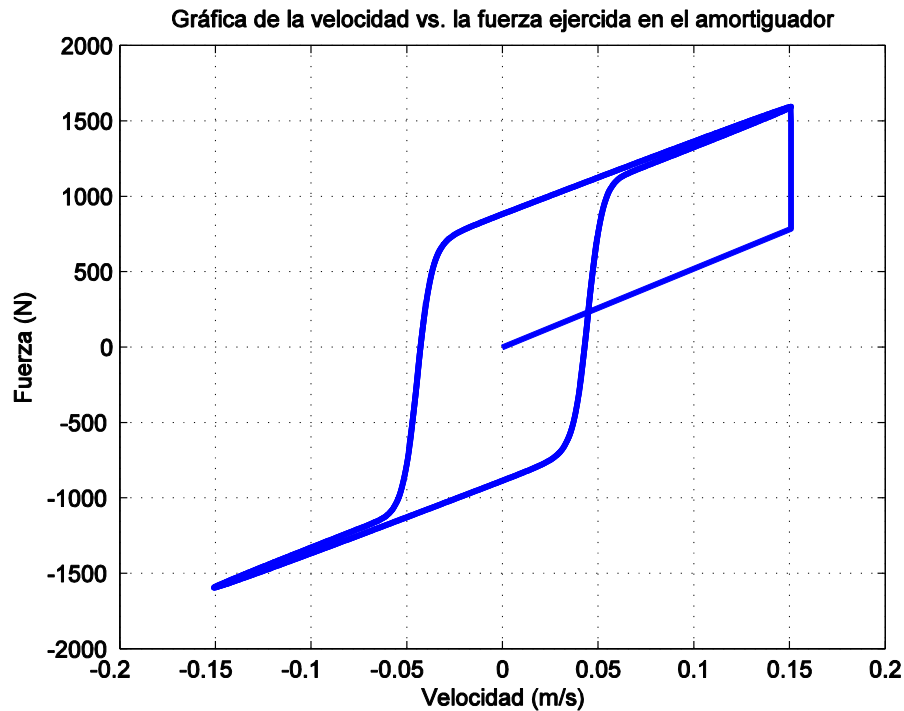


Figura 87. Gráfica de la fuerza resultante en función de la velocidad del vástago del amortiguador
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 87 se muestra la gráfica que relaciona la fuerza resultante del sistema en relación a la velocidad del vástago del amortiguador. Se observan los valores críticos de la velocidad y su fuerza correspondiente en cada caso.

Además la gráfica refleja la histéresis presente en la velocidad, la cual se asemeja mucho a los resultados obtenidos experimentalmente. Sin embargo, para valores próximos a la velocidad crítica negativa, el modelo de Spencer no representa un déficit en el llenado del amortiguador, lo cual significaría que en ensayos reales se obtendrían resultados extremos de la velocidad mayores, para menores valores de fuerza. Esto no quiere decir que el modelo sea inválido, ya que el déficit de llenado es más un problema de montaje, que de comportamiento físico del amortiguador.

Dado que la principal característica de los amortiguadores magnetorreológicos es la posibilidad de poder variar su coeficiente de amortiguamiento gracias a las propiedades del fluido de trabajo que en presencia de un campo magnético inducido por la corriente inyectada al sistema es capaz de cambiar su dureza hasta mil veces por segundo. Por esta razón se muestra en la figura 88 la gráfica de la fuerza ejercida en el amortiguador para distintos valores de intensidad de corriente, con la finalidad de poder observar el grado de influencia de esta variable en la salida global.

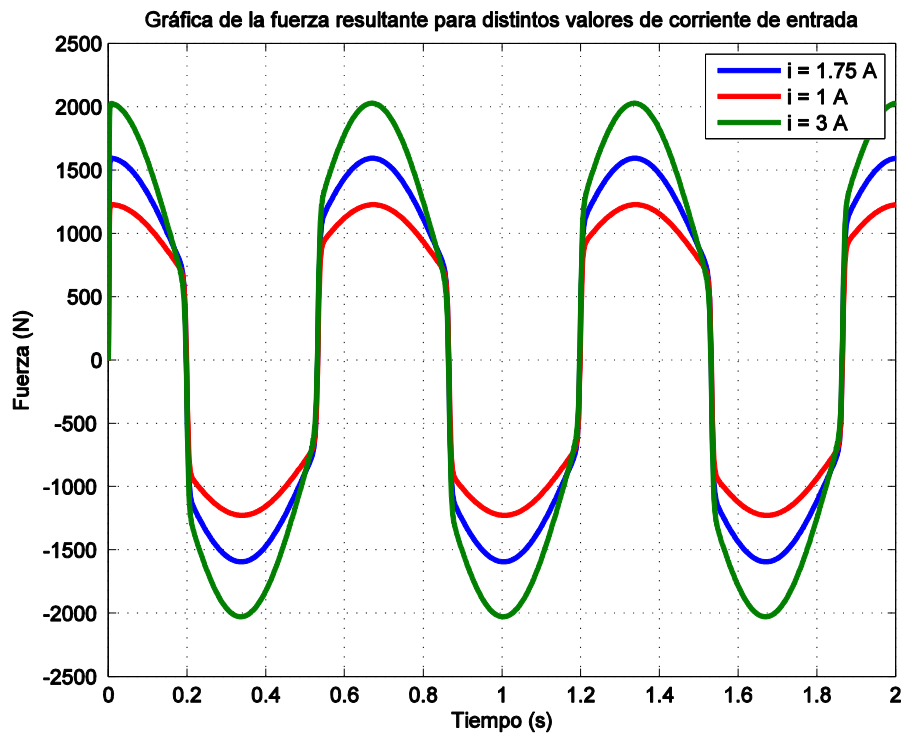


Figura 88. Gráfica de la fuerza en el tiempo para distintos valores de intensidad de corriente de entrada.

Fuente: Elaboración propia.

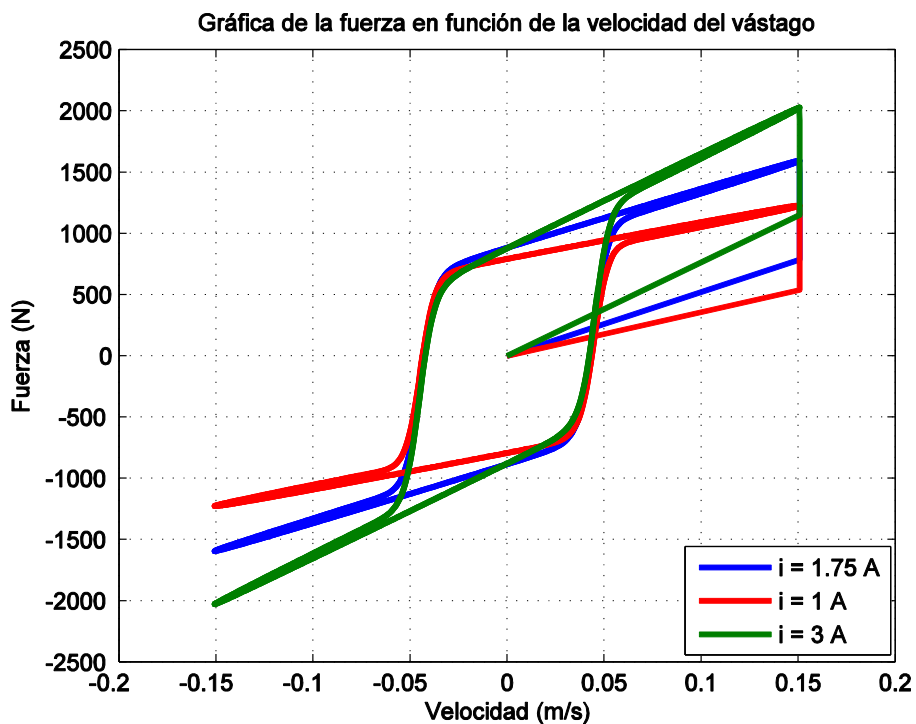


Figura 89. Gráfica de la fuerza en función de la velocidad del vástago para distintos valores de corriente de entrada.

Fuente: Elaboración propia.

Lógicamente, el cambio en la variable “ i ” hace que la gráfica de la fuerza ejercida en el amortiguador en función de la velocidad del vástago varíe también, tal como se

puede observar en la figura 89, donde se aprecia que para velocidades extremas la fuerza se incrementa conforme aumenta la intensidad de corriente inyectada, y disminuye cuando la corriente se reduce también.

En conclusión se puede afirmar que el modelo de Spencer puede ser usado para el control de un amortiguador dentro de sistemas de suspensión e incluso en otros campos de aplicación, pues representa eficientemente su comportamiento dinámico.

4.4 Simulación de una Suspensión Semiactiva

Lo que se busca es hacer un cambio en el modelo de una suspensión convencional, reemplazando el elemento amortiguador pasivo por un de tipo semiactivo como es el amortiguador MR, cuyo modelo se ha desarrollado en la sección 4.2 de este capítulo. El nuevo amortiguador tiene una entrada de voltaje, la cual permite cambiar su factor de amortiguamiento, que vendría a ser el valor base en caso de que el voltaje de alimentación sea nulo. En la figura 90 se muestra el diagrama global en *Simulink* que representa a un sistema de suspensión semiactivo, en el cual se han incluido las ecuaciones que modelan a un amortiguador MR, con la finalidad de comprobar las diferencias que existen entre los diferentes tipos de suspensión según su acción de control.

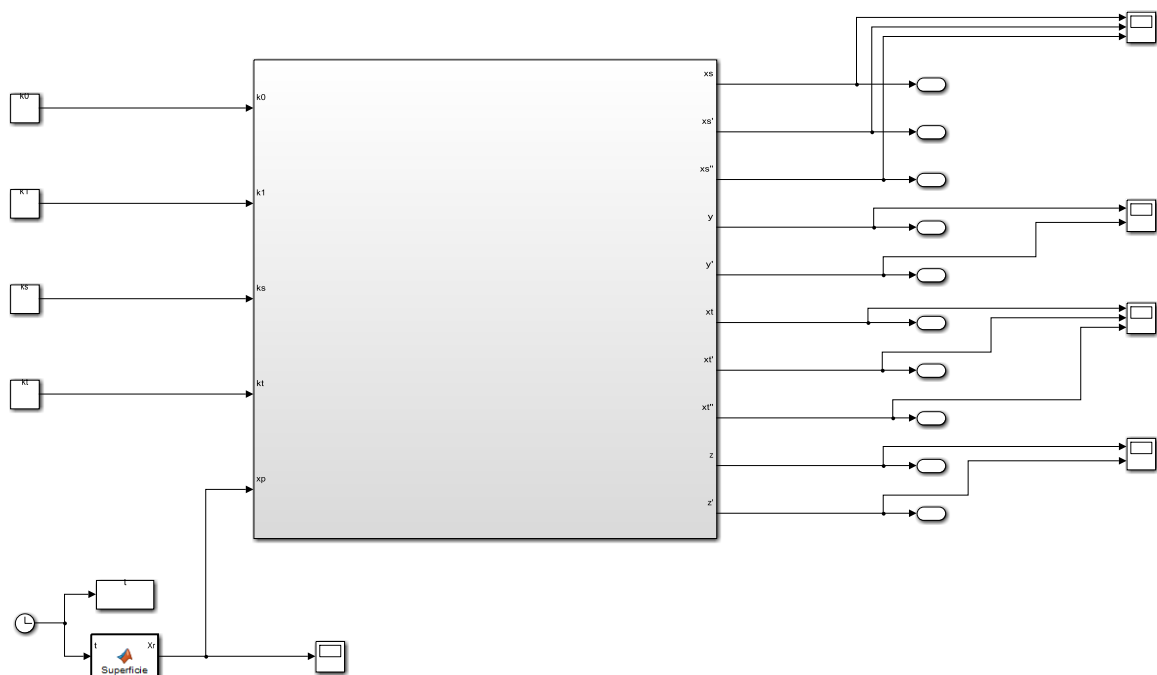


Figura 90. Diagrama de bloques en *Simulink* de un sistema de suspensión semiactivo con amortiguador MR.

Fuente: Elaboración propia.

4.5 Estrategias de control más conocidas

Ahora se aumenta más consideraciones a las que ya se han mencionado antes: las no linealidades como la fricción de Coulomb, la histéresis, saturaciones, etc. Entonces surge como solución a este problema: la selección adecuada de las metodologías de control ya sea convencional o “inteligente”. En las próximas líneas se mencionarán las más empleadas hasta el momento:

4.5.1 Estrategias de control convencional

Se basan en el modelo matemático del sistema.

4.5.1.1 El control PID

Su principal ventaja es que da una respuesta y compensación rápida de la señal de error ante disturbios.

Por otra parte su sintonización puede ser realizada por aproximaciones teóricas (Kumar, 2008). Asimismo se ha propuesto ya el uso de controladores con doble realimentación: una interna para el control de fuerza y otra externa para el control de la carrera de la suspensión (Ekoru, Dahunsi, & Pedro, 2011).

4.5.1.2 El control óptimo

Este tipo de control implica la optimización de un sistema sin perder de vista las restricciones dadas por las ecuaciones de estado. Es recomendado para sistemas cuyo comportamiento no es del todo conocido.

Dentro de este tipo de control existe: el lineal cuadrático (LQ) que utiliza una función cuadrática para optimizar, el lineal cuadrático gaussiano que incluye al anterior un filtro Kalman, y el predictivo que se puede implementar para un modelo basado en redes neuronales para predecir la aceleración vertical del vehículo.

4.5.1.3 El control robusto

Asegura notablemente un buen rechazo al ruido, ya que considera las incertidumbres en el modelo matemático del sistema para separarlo de los disturbios.

4.5.1.4 El control adaptativo

Este tipo de control permite ajustar automáticamente sus parámetros, lo cual asegura un funcionamiento óptimo, baja influencia de perturbaciones y vibraciones. Suele utilizarse cuando el medio ambiente de trabajo es cambiante (Venugopal, Beine, & Ruekgauer, 2002). Dentro de esta categoría suele reconocerse a los controladores auto-ajustables que consideran la carga dinámica y la deflexión en la suspensión para calcular los parámetros de cambio (Koch, Spirk, Pellegrini, Pletschen, & Lohmann, 2011). También está dentro de este grupo, los reguladores con modelo de referencia que permiten la reducción de las perturbaciones y la vibración del sistema a niveles prácticamente “ideales” (Sunwoo, Cheok, & Huang, 1990).

Existen otras estrategias de control convencionales que podrían mencionarse tales como: El control *Skyhook*, *Groundhook* e Híbrido, y el control por modos deslizantes.

4.5.2 Estrategias de control inteligente

Se utilizan cuando el problema se torna mucho más complejo, especialmente en el caso de sistemas multivariables. Por ejemplo en el caso del sistema de suspensión de un vehículo real, el cual es no lineal, no conocido por completo y con imprecisiones (Cao, Liu, Li, & Brown, 2008). Dentro de esta categoría, las más aplicadas son la lógica borrosa, las redes neuronales y los algoritmos evolutivos y bio-inspirados.

4.6 Estrategias de control implementadas en la simulación

Evidentemente, el modelo que representa la dinámica de la suspensión es de carácter no lineal, pues el proceso modelado contiene efectos no lineales que no pueden ser suprimido, por lo que un controlador lineal no es una opción viable. Esta tesis aplicará diferentes estrategias de control no-lineal para encontrar el esquema de control que proporcione el mejor desempeño del sistema de suspensión.

4.6.1 Control *Skyhook*

Esta técnica supone que la masa suspendida está conectada a un amortiguador que está fijo a un marco de referencia inercial. Se trata de modelar la ecuación de fuerza de la masa suspendida de tal manera que, ante una entrada determinada, sus oscilaciones disminuyan progresivamente debido a la acción de ese elemento amortiguador C_{sky} . En otras palabras, el objetivo de esta estrategia de control es reducir la transmisibilidad de la masa suspendida con respecto a las irregularidades de la superficie.

En la figura 91 se muestra una representación esquemática del control *Skyhook*. No obstante, es importante saber que dicha representación es hipotética y referenciada con fines teóricos para especificar que la fuerza entregada por el amortiguador equivale a tener un amortiguador conectado de esa manera. Después de hacer un análisis de fuerzas, las ecuaciones de control se definen en (37) y (38), tal como se explica en (Goncalves, 2001),

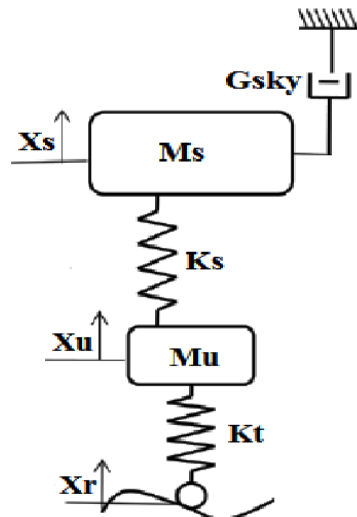


Figura 91. Esquema de la Estrategia de Control Skyhook.

Fuente: (Ansar Mulla, Sudhindra Jalwadi , & Deepak Unaune, 2014)

Si $V_s V_{su} \geq 0$, entonces:

$$F_{sa} = C_{sky} |V_s| \quad (37)$$

Si $V_s V_{su} < 0$, entonces:

$$F_{sa} = 0 \quad (38)$$

Donde:

- V_{su} es la velocidad relativa de la masa suspendida m_s con respecto a la masa no suspendida m_u .
- V_s es la velocidad absoluta de m_s con respecto al piso.
- F_{sa} corresponde a la acción de control que depende de las variables anteriores y que debe traducirse en un valor de voltaje con el que se alimentará al amortiguador MR.

En las figuras 92 y 93 se observa claramente que existe una atenuación de las oscilaciones presentes en la señal de desplazamiento, tanto de la masa suspendida como de la masa no suspendida; sin embargo, el resultado más favorable se aprecia en el caso del chasis, que precisamente es lo que se esperaba con este tipo de control pues atiende a la variable de confort, aislando a la masa suspendida de las vibraciones producidas por las irregularidades del terreno.

Por otro lado, pasa lo mismo con las señales de velocidad y aceleración de la masa suspendida. Esto se puede observar claramente en las figuras 94, 95, 96 y 97, donde el tiempo de establecimiento se reduce notablemente y gran parte de las oscilaciones generadas disminuyen su amplitud.

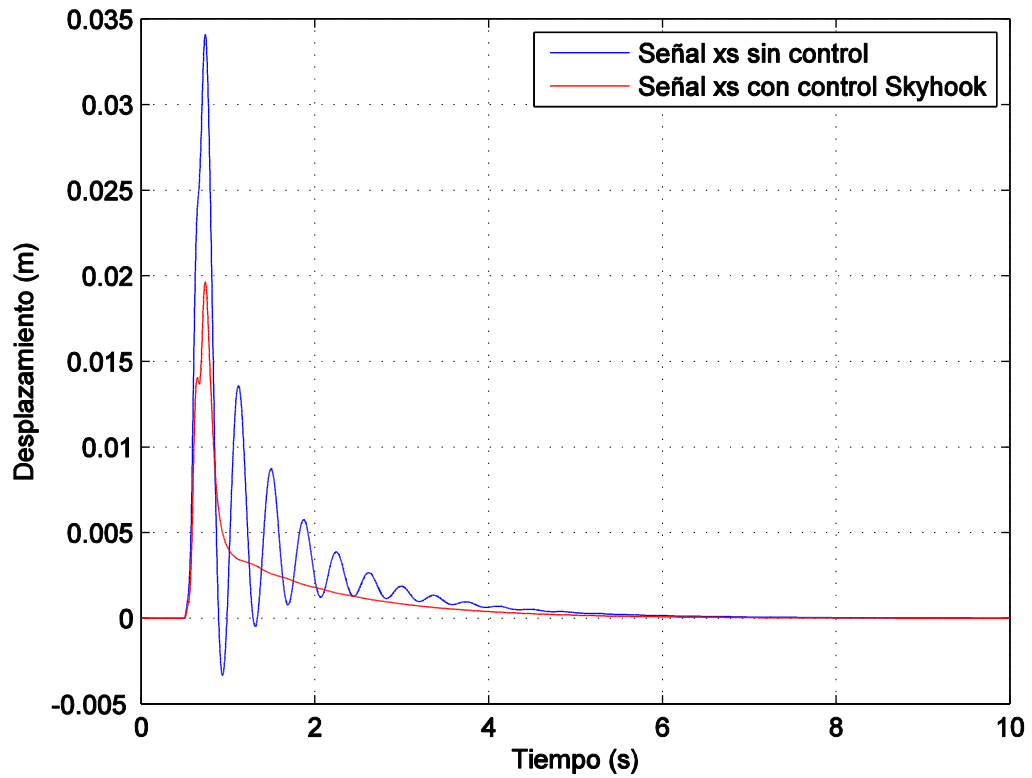


Figura 92. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa suspendida del sistema con y sin control *Skyhook*.
Fuente: Elaboración propia.

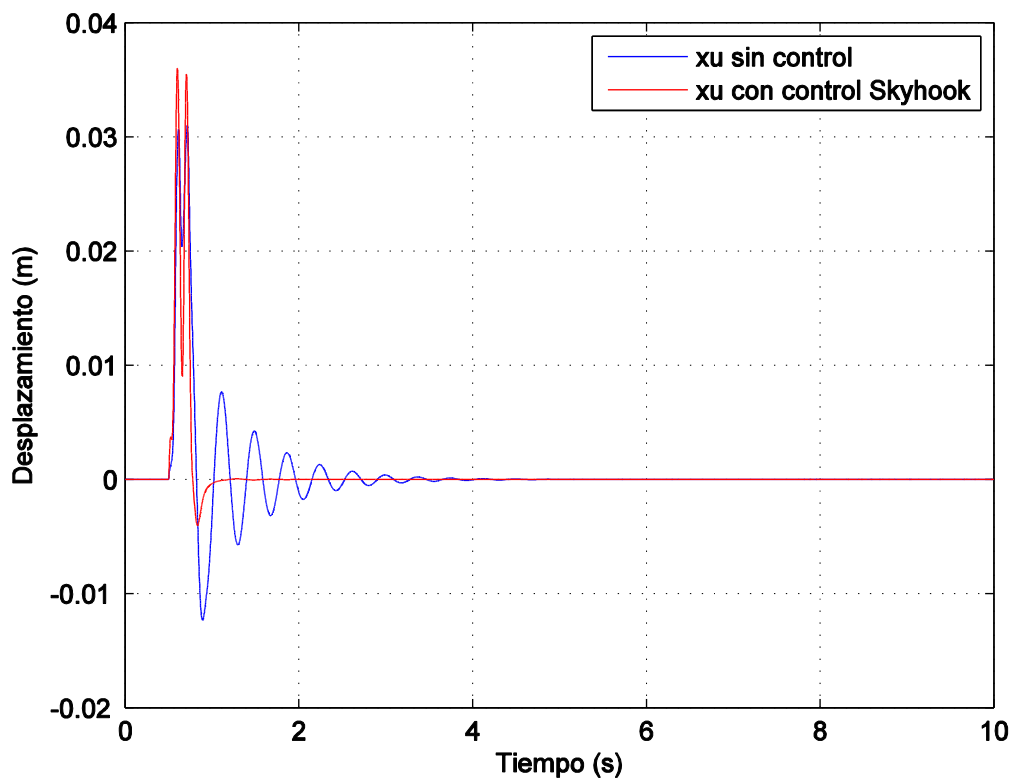


Figura 93. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa no suspendida del sistema con y sin control *Skyhook*.
Fuente: Elaboración propia.

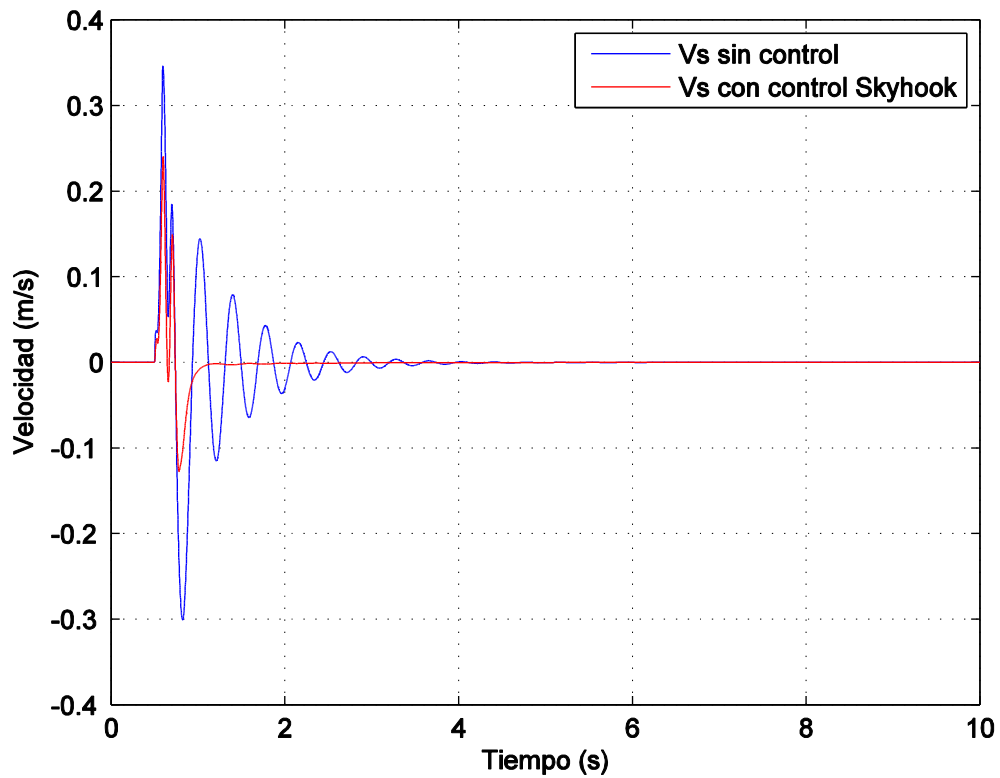


Figura 94. Gráfica de las señales de velocidad de la masa suspendida del sistema con y sin control *Skyhook*.
Fuente: Elaboración propia.

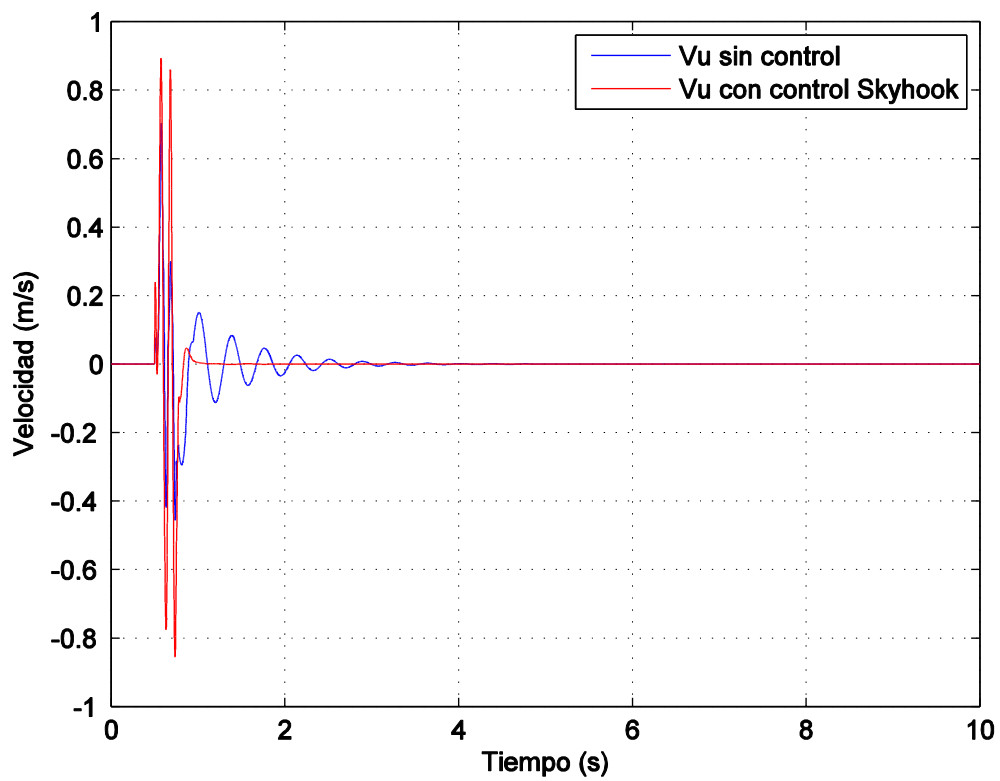


Figura 95. Gráfica de las señales de velocidad de la masa no suspendida del sistema con y sin control *Skyhook*.
Fuente: Elaboración propia.

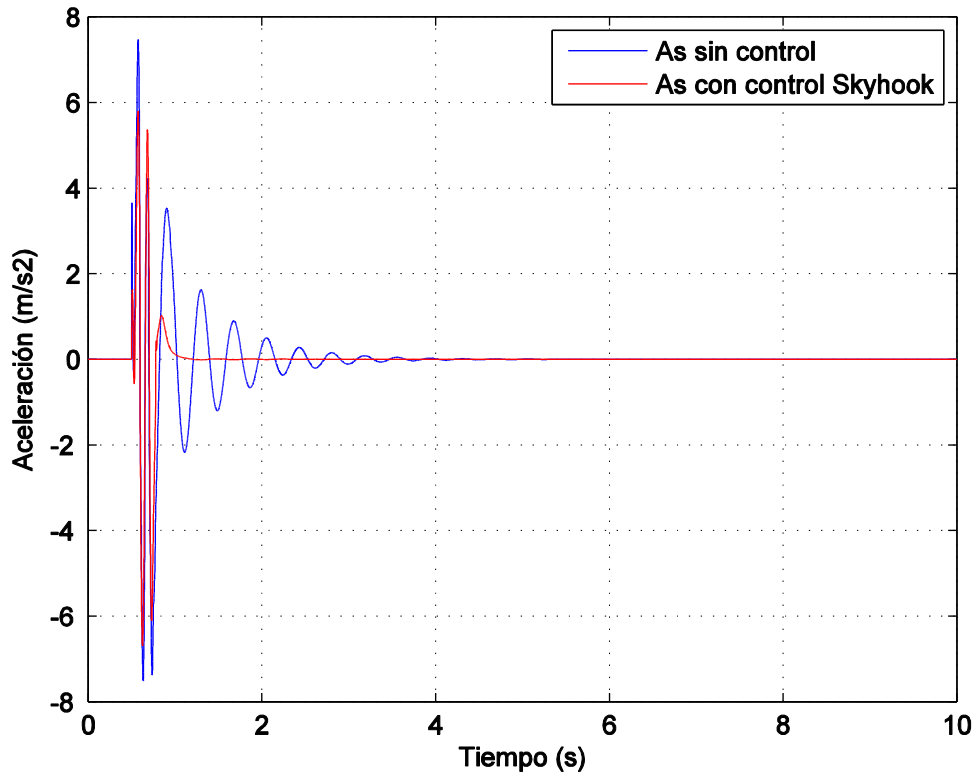


Figura 96. Gráfica de las señales de aceleración de la masa suspendida del sistema con y sin control *Skyhook*.
Fuente: Elaboración propia.

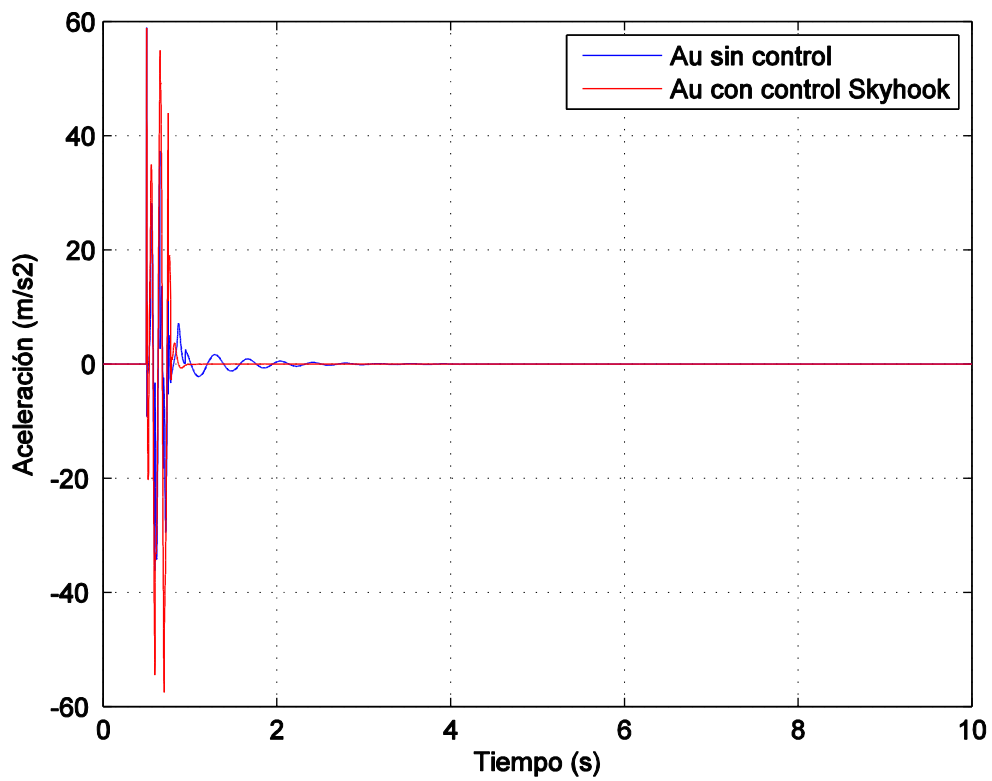


Figura 97. Gráfica de las señales de aceleración de la masa no suspendida del sistema con y sin control *Skyhook*.
Fuente: Elaboración propia.

4.6.2 Control *Groundhook*

Esta técnica supone que la masa no suspendida está conectada a un amortiguador, el cual está fijo a una superficie ficticia. En (Goncalves, 2001) se expone que el objetivo es modelar la ecuación de fuerza de la masa no suspendida de tal forma que, ante una entrada, sus oscilaciones disminuyan debido a la acción de ese elemento amortiguador C_{gnd} , lo cual se traduce en una reducción de la transmisibilidad de la masa no suspendida con respecto a las irregularidades del terreno sobre el cual se desplaza el vehículo. La figura 98 muestra un esquema correspondiente a la conceptualización de esta estrategia de control, pues como en el caso del controlador *Skyhook*, físicamente no se cuenta con un amortiguador conectado a un marco de referencia inercial fijo. Del análisis de fuerzas realizado se obtienen las ecuaciones de control (39) y (40).

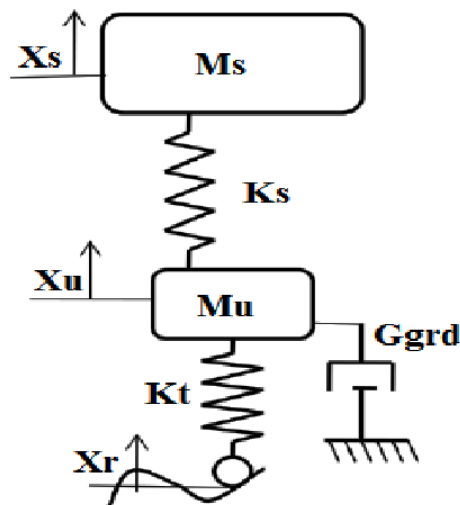


Figura 98. Esquema de la Estrategia de Control *Groundhook*.

Fuente: (Ansar Mulla, Sudhindra Jalwadi , & Deepak Unaune, 2014)

Si $-V_u V_{su} \geq 0$, entonces:

$$F_{sa} = C_{gnd} |V_u| \quad (39)$$

Si $-V_u V_{su} < 0$, entonces:

$$F_{sa} = 0 \quad (40)$$

Donde:

- V_{su} es la velocidad relativa de la masa suspendida m_s con respecto a la masa no suspendida m_u .
- V_u es la velocidad absoluta de m_u con respecto al piso.
- F_{sa} corresponde a la acción de control que depende de las variables anteriores y que debe traducirse en un valor de voltaje con el que se alimentará al amortiguador MR.

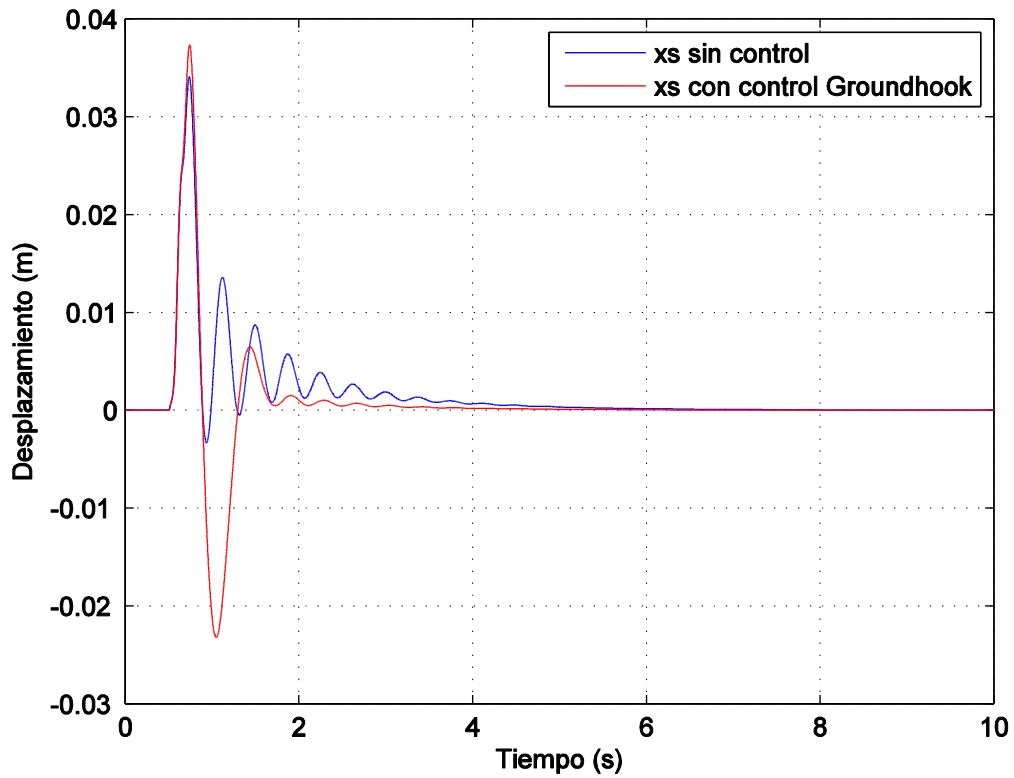


Figura 99. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa suspendida del sistema con y sin control *Groundhook*.

Fuente: Elaboración propia.

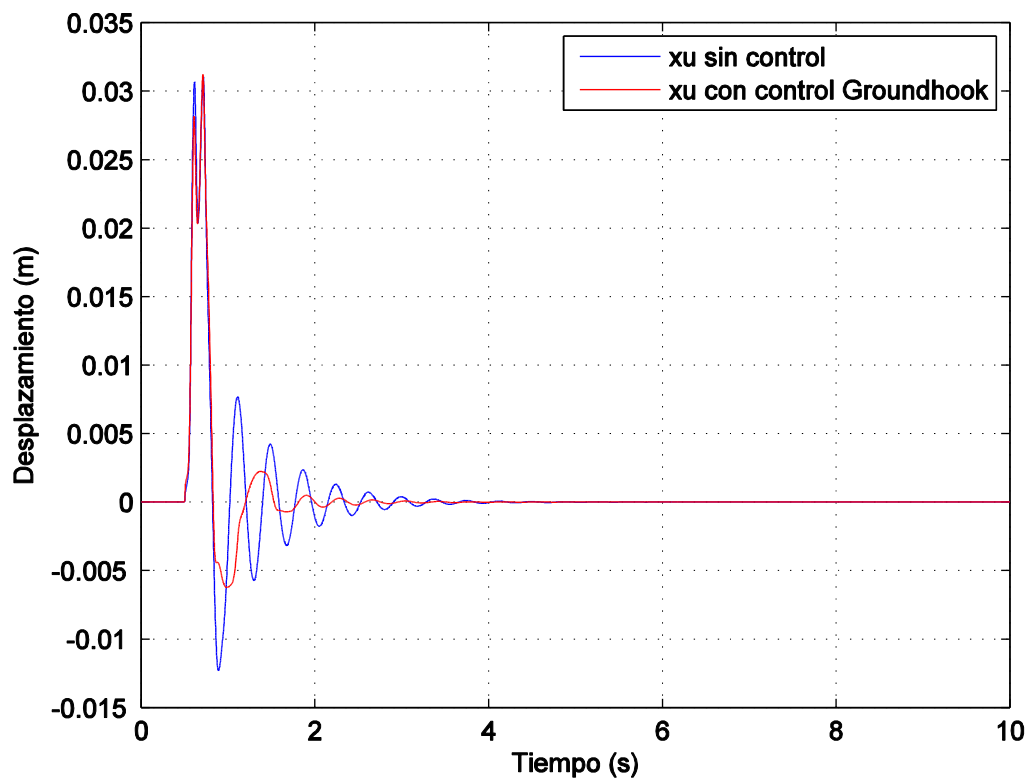


Figura 100. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa no suspendida del sistema con y sin control *Groundhook*.

Fuente: Elaboración propia.

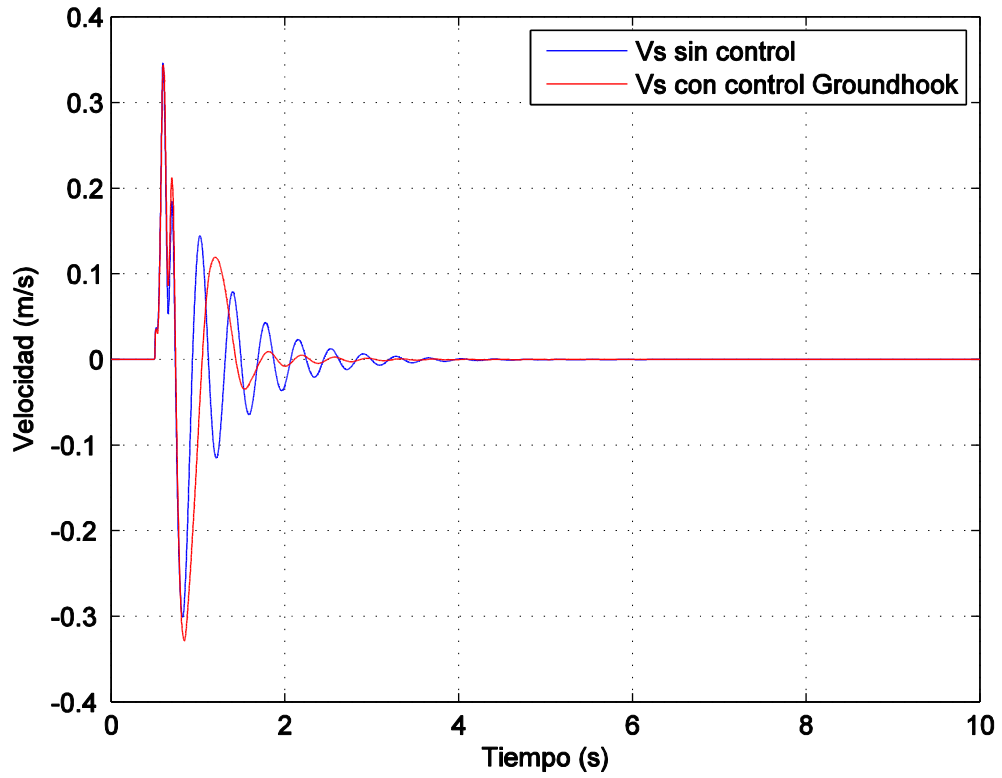


Figura 101. Gráfica de las señales de velocidad de la masa suspendida del sistema con y sin control *Groundhook*.
Fuente: Elaboración propia.

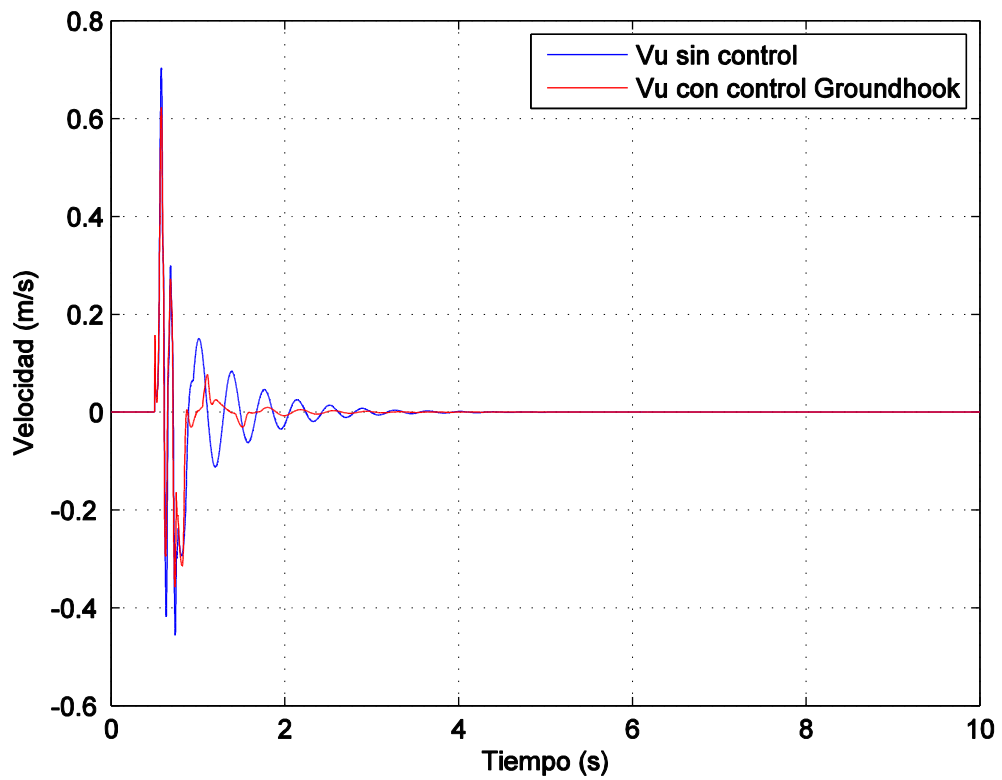


Figura 102. Gráfica de las señales de velocidad de la masa no suspendida del sistema con y sin control *Groundhook*.
Fuente: Elaboración propia.

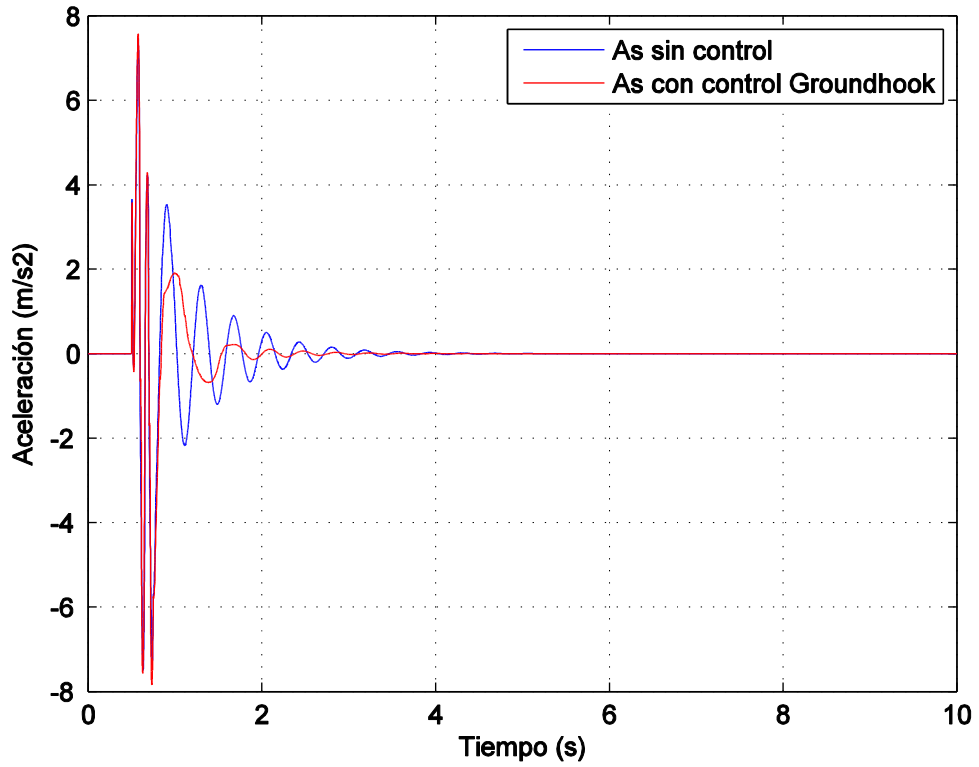


Figura 103. Gráfica de las señales de aceleración de la masa suspendida del sistema con y sin control *Groundhook*.
Fuente: Elaboración propia.

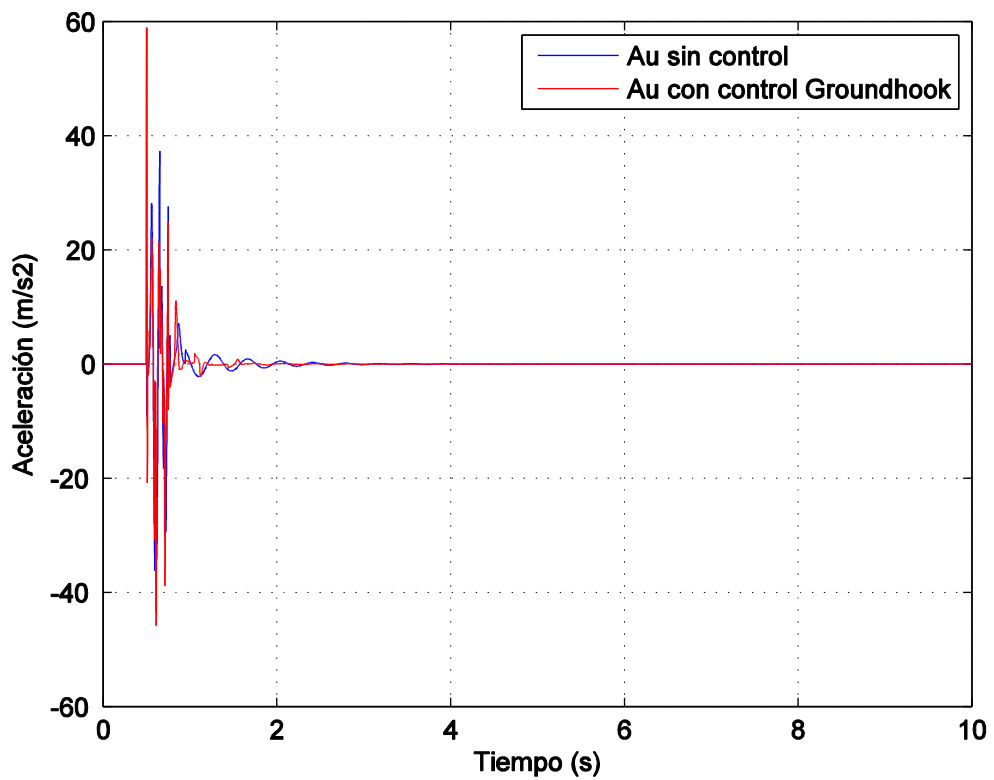


Figura 104. Gráfica de las señales de aceleración de la masa no suspendida del sistema con y sin control *Groundhook*.
Fuente: Elaboración propia.

4.6.3 Control Híbrido

En esta estrategia de control se combinan las acciones de los esquemas anteriores: el control *Skyhook* y *Groundhook*, con la finalidad de encontrar un punto intermedio donde se controle la oscilación de ambas masas. En la estrategia de control Híbrido se manipula una variable α en el rango de 0 a 1, lo cual permite aumentar o disminuir la influencia de cada estrategia. La figura 105 muestra el esquema correspondiente a esta estrategia de control.

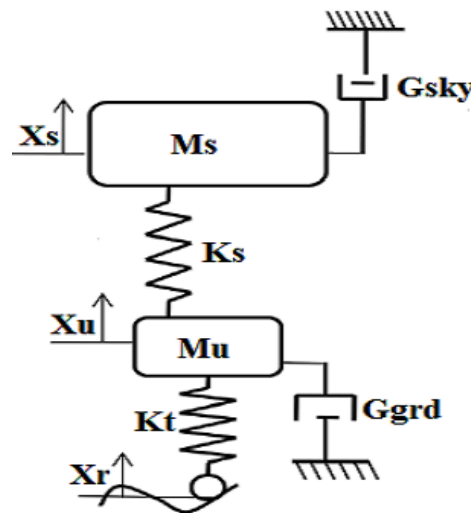


Figura 105. Esquema de la Estrategia de Control Híbrido.

Fuente: (Ansar Mulla, Sudhindra Jalwadi , & Deepak Unaune, 2014).

Las ecuaciones de control correspondientes a la estrategia de control híbrido se presentan a continuación:

Si $V_s V_{su} \geq 0$, entonces:

$$\sigma_{SKY} = C_{sky} |V_s| \quad (41)$$

Si $V_s V_{su} < 0$, entonces:

$$\sigma_{SKY} = 0 \quad (42)$$

Si $-V_u V_{su} \geq 0$, entonces:

$$\sigma_{GND} = C_{gnd} |V_u| \quad (43)$$

Si $-V_u V_{su} < 0$, entonces:

$$\sigma_{GND} = 0 \quad (44)$$

No es difícil notar que las ecuaciones (41), (42), (43) y (44) son muy similares a las que se mostraron en las estrategias de control *Skyhook* y *Groundhook*. No obstante, en el caso del control Híbrido, las salidas de control de las ecuaciones expuestas, se

ponderan en la ecuación (45) que considera ambos enfoques, es decir, tanto el confort como la estabilidad son tomados en cuenta.

$$F_{sa} = G_{hib} [\alpha G_{sky} + (1-\alpha) G_{gnd}] \quad (45)$$

Donde las variables G_{sky} y G_{gnd} suelen fijarse en 1, G_{hib} corresponde a una ganancia manipulable, α varía en el rango $[0,1]$ dependiendo del peso o influencia que se le quiera dar a la acción de control, es decir, si atenderá más al confort o a la estabilidad.

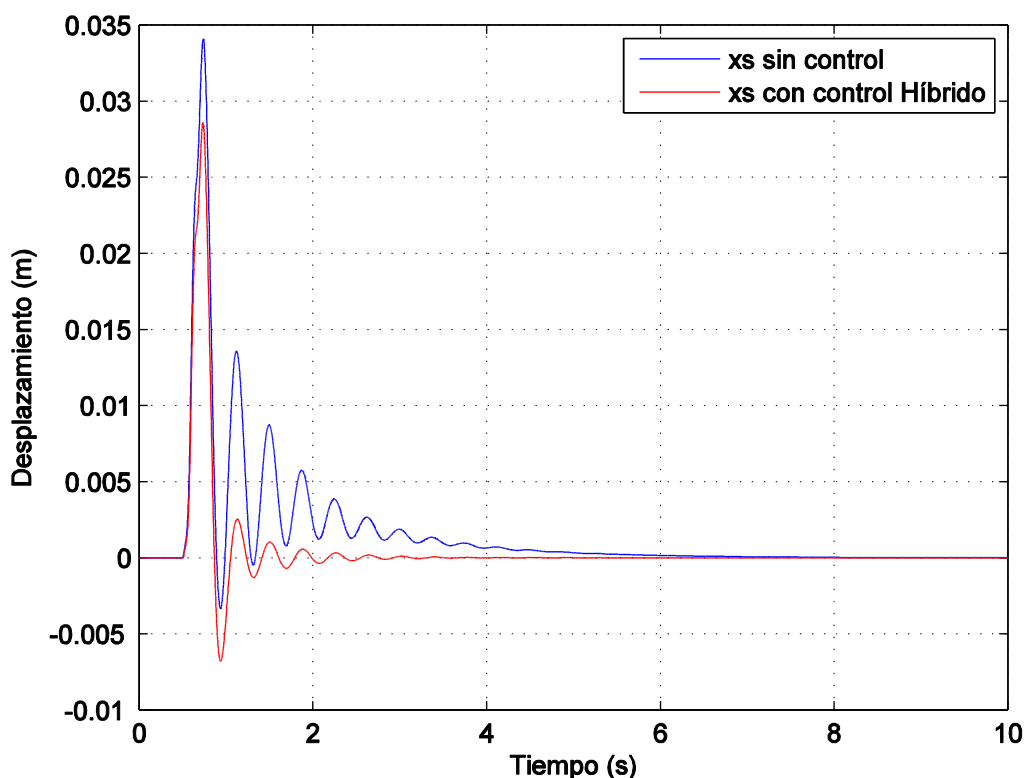


Figura 106. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa suspendida del sistema con y sin control Híbrido.

Fuente: Elaboración propia.

Para los dos tipos de control no lineal simulados, se obtuvieron los resultados que se esperaban. En el caso del control *Groundhook*, se tienen las figuras 99 y 100 donde se observa claramente que existe una atenuación de las oscilaciones presentes en la señal de desplazamiento, tanto de la masa suspendida como de la masa no suspendida; sin embargo, el resultado más favorable se aprecia en el caso del neumático, que precisamente es lo que se esperaba con este tipo de control pues atiende a la variable de estabilidad, asegurando que la masa no suspendida (prácticamente el neumático) se mantenga siempre en contacto con la superficie de rodadura. Pasa lo mismo con las señales de velocidad y aceleración de la masa no suspendida. Esto se puede observar claramente en las figuras 101, 102, 103 y 104, donde el tiempo de establecimiento se reduce notablemente y gran parte de las oscilaciones generadas disminuyen su amplitud.

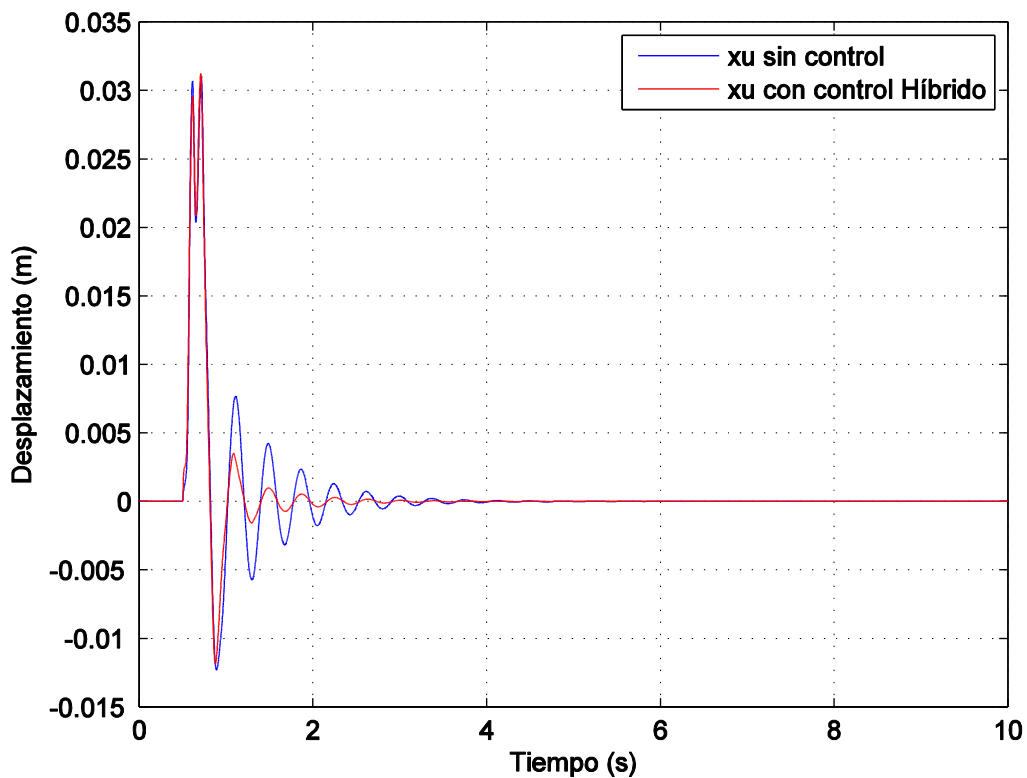


Figura 107. Gráfica de las señales de desplazamiento de la masa no suspendida del sistema con y sin control Híbrido.
Fuente: Elaboración propia.

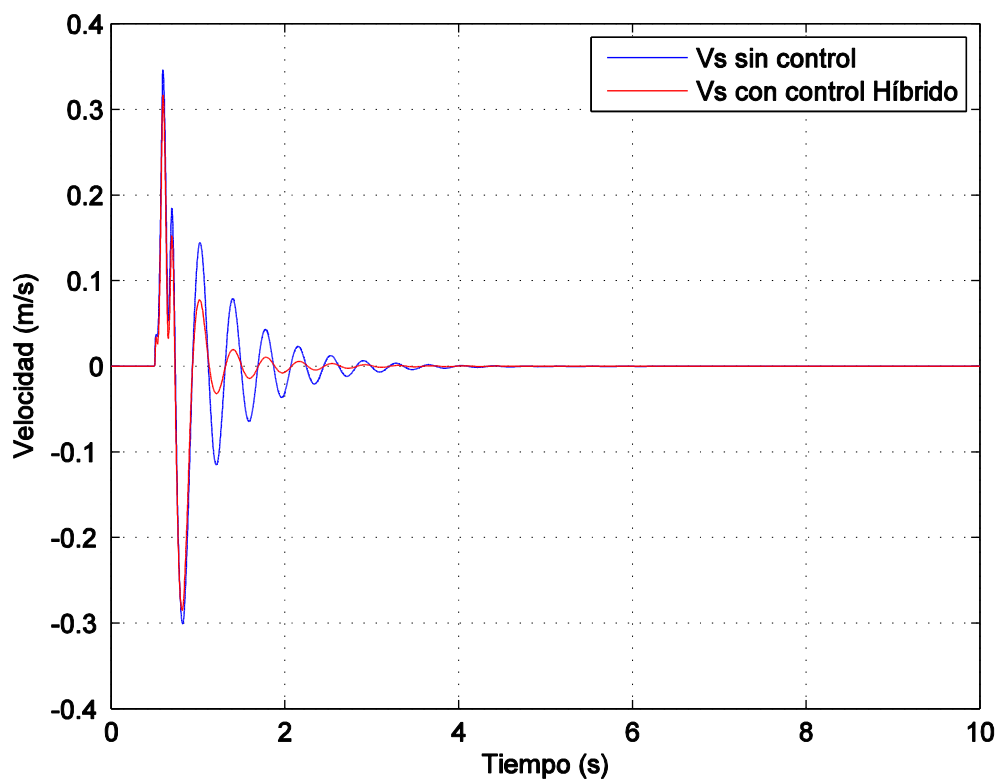


Figura 108. Gráfica de las señales de velocidad de la masa suspendida del sistema con y sin control Híbrido.
Fuente: Elaboración propia.

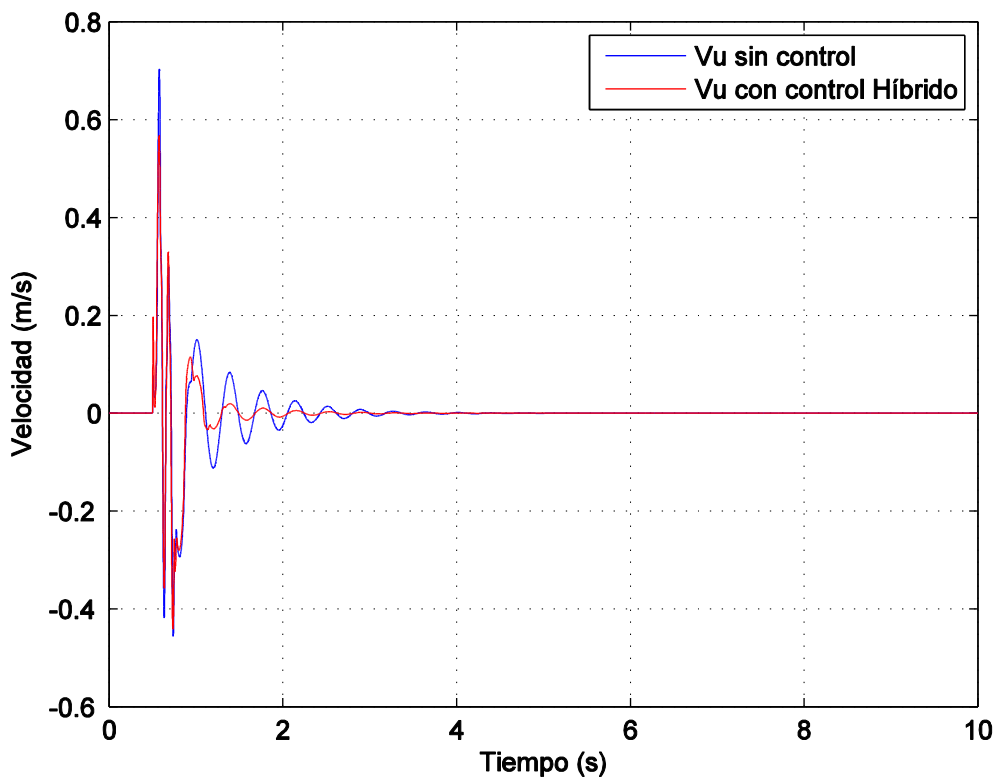


Figura 109. Gráfica de las señales de velocidad de la masa no suspendida del sistema con y sin control Híbrido.
Fuente: Elaboración propia.

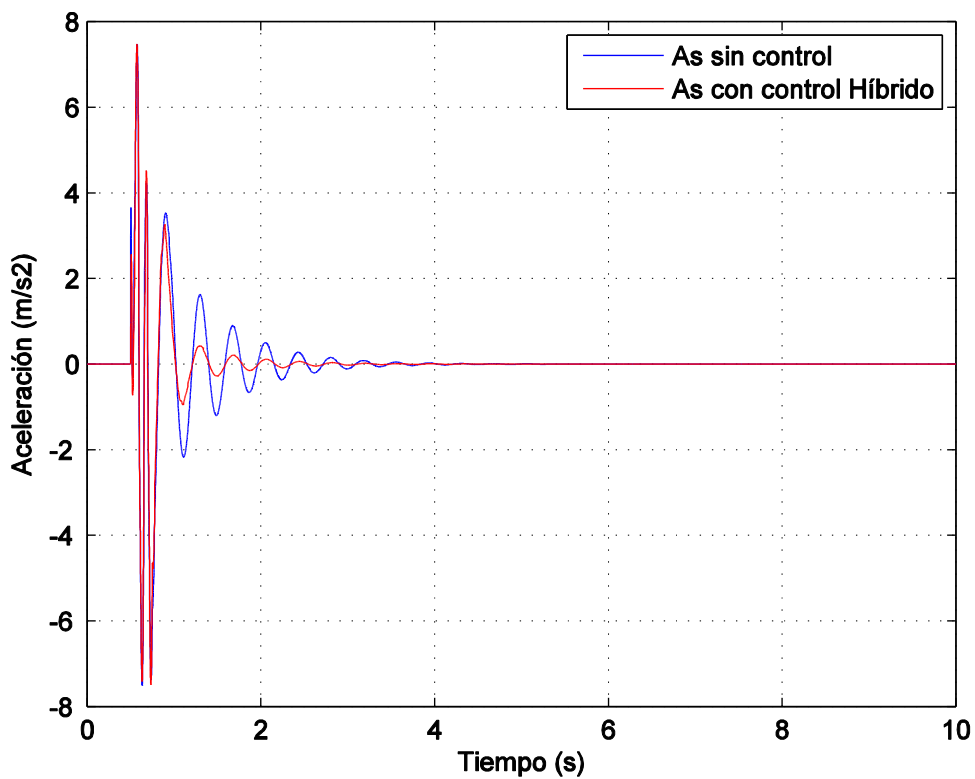


Figura 110. Gráfica de las señales de aceleración de la masa suspendida del sistema con y sin control Híbrido.
Fuente: Elaboración propia.

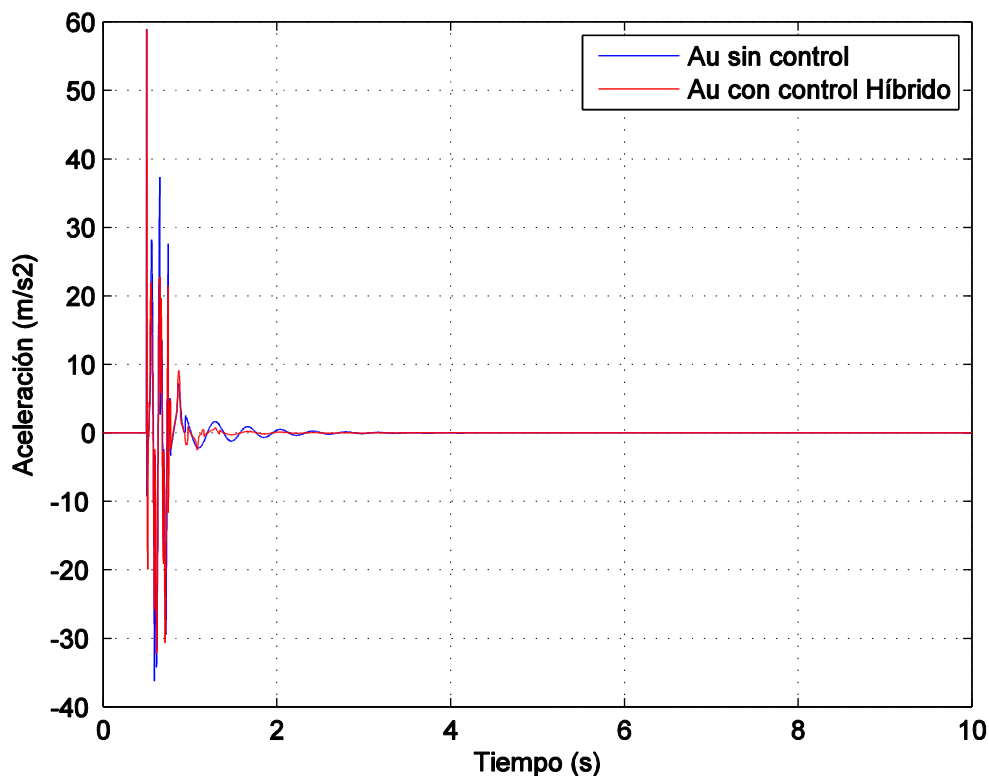


Figura 111. Gráfica de las señales de aceleración de la masa no suspendida del sistema con y sin control Híbrido.

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, en el caso del control Híbrido, se tienen las figuras 106 y 107 donde se observa existe una atenuación de las oscilaciones presentes en la señal de desplazamiento, tanto de la masa suspendida como de la masa no suspendida, manteniendo un compromiso entre las variables de confort y estabilidad. En otras palabras, lo que se consigue con este tipo de control es aislar el chasis de las vibraciones producidas por las irregularidades del terreno, manteniendo las ruedas siempre en contacto con la superficie.

Por otro lado, pasa lo mismo con las señales de velocidad y aceleración de ambas masas del sistema. Esto se puede observar claramente en las figuras 108, 109, 110 y 111, donde el tiempo de establecimiento se reduce notablemente y gran parte de las oscilaciones generadas disminuyen su amplitud, al igual que en los casos anteriores, pero esta vez no en cada de una de las masas por separado, sino que de manera más equilibrada posible en los dos tipos de masa del sistema.

Capítulo 5

Resultados experimentales y trabajos futuros

En este capítulo se describe detalladamente el procedimiento seguido para la realización de las pruebas del amortiguador MR, el cual será montado en un *kart* (ver figura 112), diseñado y construido por un grupo de alumnos⁶ como trabajo del curso de pregrado Mecánica Dinámica de la Universidad de Piura. Este vehículo cuenta con amortiguadores hidráulicos convencionales empleados principalmente en motos.

Como ya se ha explicado en el capítulo 2, el comportamiento de los fluidos reológicos cambia en función del voltaje bajo el que se encuentren, por lo que resulta necesario la ejecución de varias pruebas con distintos niveles de voltaje (0, 5 y 12 V). Estas pruebas se realizaron pasado por un pequeño “rompemuelles”⁷ dentro de la Universidad.

5.1 Preparación de componentes para experimentación

En primer lugar se debe definir que parámetros son los que se medirán y guardarán, y qué sistema de adquisición de datos se empleará para ello.



Figura 112. Capturas fotográficas del "kart" en el cual se analiza el comportamiento del amortiguador MR.

Fuente: Capturas fotográficas propias.

Entonces, para recoger los datos necesarios para el estudio del comportamiento de un sistema de suspensión con amortiguador MR, se tuvo que instalar y calibrar los siguientes dispositivos:

- Sensor de distancia SHARP 3522_0 (20-150cm)

Este sensor fabricado por *Sharp* produce una salida analógica que convierte 2,5 V en 20 cm y 0,4 V en 150 cm, el cual se observa en la figura 113 y cuyas especificaciones se detallan en la tabla 10 (Phidgets, Inc., 2012).

⁶ El coordinador general de este grupo y principal responsable de este trabajo es el Ing. Raúl Burneo.

⁷ Son colocados sobre la superficie de las pistas con la finalidad de mantener la velocidad de circulación reducida a lo largo de una determinada vía.



Figura 113. Sensor infrarrojo para medir distancia 3522_0 - Sharp.

Fuente: *Products for USB Sensing and Control*
- *Phidgets Website*.

Además puede calcular la distancia a los objetos que presentan un borde muy estrecho tal como una pared en un ángulo muy agudo; sin embargo, es importante tener en cuenta que la salida de este sensor puede variar de una unidad a otra, y en base a las características del objetivo (reflectancia, tamaño, dirección del movimiento, alineación de objetos, etc.).

Tabla 10. Especificaciones técnicas y geométricas del Sensor de Distancia - SHARP 3522_0.

PROPIEDADES DEL SENSOR	
Tipo de sensor	Distancia (Infrarrojo)
Tipo de salida del sensor	Radiométrico
Medición de la distancia mínima	200 mm
Medición de la distancia máxima	1.5 m
Tiempo de respuesta máximo	50 ms
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	
Voltaje mínimo de alimentación	4.5 V _{DC}
Voltaje máximo de alimentación	5.5 V _{DC}
Consumo de corriente máxima	50 mA
PROPIEDADES FÍSICAS	
Peso	6 g
Temperatura mínima de operación	-10 °C
Temperatura máxima de operación	60 °C

Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, se requiere que sea conectado a un adaptador de distancia infrarrojo (1101 – *IR Distance Adapter*) para ser utilizado con la tarjeta *Phidgets* correspondiente, tal como se observa en la figura 114.

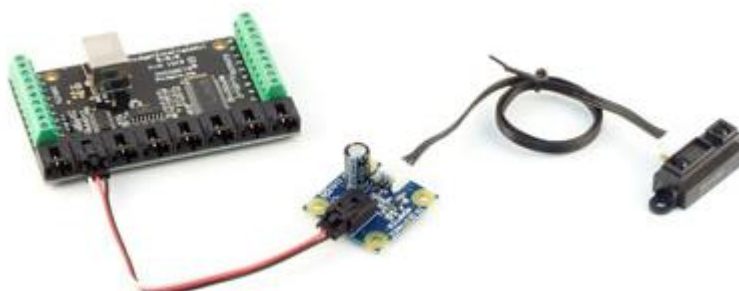


Figura 114. Sistema conectado para medición de distancia usando un sensor infrarrojo *Sharp*, un adaptador y la tarjeta *Phidgets* correspondiente.

Fuente: *Products for USB Sensing and Control - Phidgets Website.*

- Sensor de medición inercial 9 DOF Razor IMU

Este sistema de medición inercial (ver figura 115) dispone de 3 sensores de alta calidad, un giroscopio de 3 ejes ITG3200, un acelerómetro ADXL345 de ejes, y un compás/ magnetómetro HMC5883L de ejes. Por lo tanto, el conjunto proporciona 9 grados de libertad. Todas las salidas de los sensores son procesadas por un microcontrolador ATmega328, el cual envía a su vez la información por el puerto serie UART para recuperarlos de forma limpia.

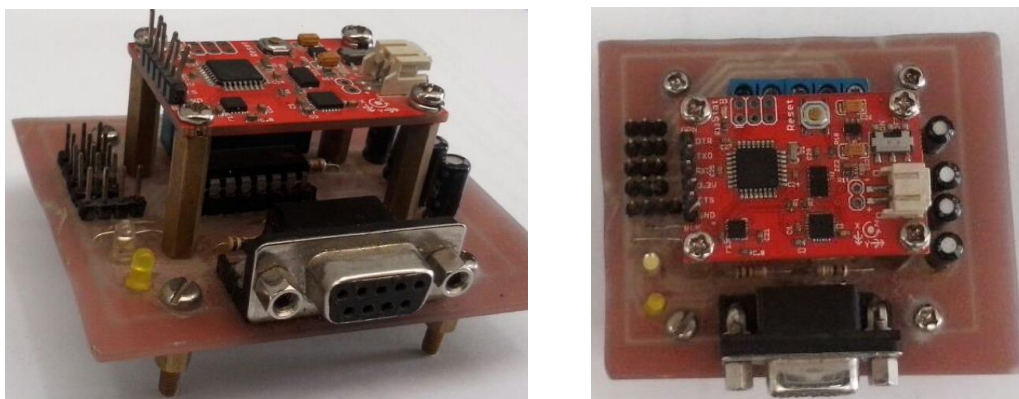


Figura 115. Sistema de medición inercial Razor IMU de 9 grados de libertad montado en tarjeta para conexión por puerto serial.

Fuente: Capturas fotográficas propias.

La placa de este sensor está programada para trabajar con un *bootloader* de Arduino (8 MHz). Puede utilizarse el entorno de programación de Arduino para programar otro *firmware* (SparkFun Electronics® , s.f.).

Por otro lado, es importante incluir en este capítulo la información correspondiente al dispositivo magnetorreológico que reemplaza el amortiguador convencional que está instalado en el “*kart*”, lo cual convierte al sistema de suspensión pasiva con el que cuenta, en un sistema semiactivo capaz de variar su constante de amortiguamiento.

- Amortiguador magnetorreológico RD – 8041-1

Se trata de un amortiguador compacto (ver especificaciones geométricas en la tabla 11) que emplea fluido MR, especialmente adecuado para aplicaciones industriales. Este tipo de amortiguadores es controlado por el aumento de la resistencia a la fluencia del fluido MR en respuesta a la intensidad de campo magnético que se induzca.



Figura 116. Captura fotográfica del amortiguador MR - carrera larga.

Fuente: Captura fotográfica propia.

En la figura 116 se aprecia este dispositivo comprado especialmente para esta investigación, a la empresa norteamericana *Lord Corporation*.

Algunas de las características y beneficios que tiene este tipo de amortiguadores son:

- Rápido tiempo de respuesta: responde en menos de 15 milisegundos a los cambios en el campo magnético.
- Fácil de usar: proporciona una electrónica simple.
- Durable: proporciona una excelente estabilidad a largo plazo.

El amortiguador MR en mención puede ser almacenada en un espacio de -40 a $+100^{\circ}\text{C}$. Asimismo debe ser manipulado con cuidado y no calentarse demasiado pues contiene gas nitrógeno a alta presión (300 psi).

- Controlador RD – 3002-03 – *Wonder Box*

Es un producto complementario dentro del campo de los dispositivos MR, el cual permite explorar múltiples posibilidades de control de la tecnología MR. Proporciona un control de lazo cerrado de corriente para compensar las variaciones en la carga eléctrica hasta alcanzar los límites de la alimentación. Puede funcionar como un dispositivo de interfaz para algún control de estos elementos MR con PLC o computadora. Si se emplea el modo manual, este dispositivo cuenta con potenciómetro para controlar la corriente suministrada a un dispositivo conectado.



Figura 117. Captura fotográfica del controlador del amortiguador MR - *Wonder Box*.

Fuente: Captura fotográfica propia.

El dispositivo (ver figura 117) cuenta con un LED rojo que se enciende cuando funciona correctamente, para lo cual se debe alimentar el dispositivo con 12 V_{DC}, utilizando un transformador que a su vez va conectado a un tomacorriente de 220 V_{AC}.

Tabla 11. Especificaciones técnicas y geométricas del amortiguador MR RD - 8041-1.

PROPIEDADES ELÉCTRICAS	
Corriente de entrada	
Continuo por 30segundos	1 max
Intermitente	2 max
Voltaje de entrada	12 DC
Consumo de corriente máxima	50 mA
PROPIEDADES FÍSICAS	
Carrera	74 mm (2.91 in)
Longitud extendido	248 mm (9.76 in)
Diámetro del cilindro	42.1 mm (1.66 in)
Diámetro del vástago	10 mm (0.9 in)
Resistencia a la tracción	8896 N (2000 lbf)
Fuerza (pp)	
5 cm/s @ 1 A	>2447 N (>550 lbf)
20 cm/s @ 0 A	<667 N (<150 lbf)
Temperatura máxima de operación	71 °C (160 F)

Fuente: Elaboración propia.

Como ya se mencionó, el dispositivo controlador puede emplearse en modo manual o conectando una señal de control de 0 – 5 V_{DC} al terminal BNC⁸ ubicado al lado del dispositivo. De esta manera, la corriente de salida que va al amortiguador MR puede

⁸ El conector BNC (*Bayonet Neill-Concelman*) es de rápida conexión/desconexión, empleado para cable coaxial. Recibe ese nombre por el “cierre en bayoneta” que presenta para garantizar una correcta conexión y por el nombre de sus dos inventores: Paul Neill y Carl Concelman.

ser ahora controlado con la nueva señal de voltaje de entrada (BCN). Una característica importante es que la señal de control de entrada se puede cambiar hasta 1 kHz. En la tabla 12 se presentan la información técnica de este dispositivo.

Tabla 12. Especificaciones técnicas y geométricas del controlador para el amortiguador AMR - *Wonder Box*.

Conector para alimentación	2.1 mm tipo hembra
Frecuencia de modulación por ancho de pulso (PWM)	30 kHz
Corriente de salida máxima	2 A
Largo	63.5 mm (2.5 in)
Ancho	27.9 mm (1.1 in)
Altura	88.9 mm (3.5 in)

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se utilizó una computadora portátil para recibir y procesar los datos, y extensiones para tomacorriente 220 V_{AC}.

5.2 Instalación de equipos

En primer lugar se realizó el montaje del amortiguador MR en reemplazo del amortiguador convencional, que se encontraba colocado en el *kart* donde se realizaron los ensayos experimentales, tal como se observa en la figura 118.



Figura 118. Amortiguador hidráulico de moto montado en el *kart*.

Fuente: Captura fotográfica propia.

Para esto fue necesario fabricar unas extensiones como las que se observan en la figura 119, ya que la longitud máxima extendida del amortiguador MR no igualaba a la longitud del amortiguador convencional.



Figura 119. Extensiones fabricadas para el montaje del amortiguador MR en el *kart*.
Fuente: Captura fotográfica propia.

Nótese además que en dichas extensiones se colocaron las agarraderas del amortiguador que se dejaría de usar para facilitar la instalación y no tener la necesidad de realizar más modificaciones.

También es importante mencionar que se fabricaron unos topes de *nylon* (ver proceso en la figura 120) para conectar el amortiguador MR con las extensiones y evitar movimientos no deseados.



Figura 120. Proceso de fabricación e instalación en torno, de topes para colocación de amortiguador MR en sus respectivas extensiones.
Fuente: Captura fotográfica propia.

Por último, la selección del resorte que acompañaría al amortiguador se realizó en base a la capacidad que tiene el mismo para variar su dureza. De esta manera, se escogió un resorte de carguero, el cual es relativamente suave. Además se escogió porque sus dimensiones eran las ideales, pues al colocar las extensiones, el diámetro de cuerpo del dispositivo incrementó. En la figura 121 se aprecia finalmente el conjunto resorte – amortiguador MR, con sus respectivas extensiones, y en la figura 122 se aprecia dicho conjunto ya montado en el *kart*.



Figura 121. Conjunto resorte - amortiguador MR.
Fuente: Captura fotográfica propia.



Figura 122. Conjunto resorte - amortiguador MR montado en el kart.
Fuente: Capturas fotográficas propias.

Una vez instalado el amortiguador MR, se procede a colocar el sensor de distancia y el de medición inercial, así como el resto de equipos y periféricos para alimentación en el vehículo, con lo que finalmente sería posible realizar las pruebas dinámicas, pero dependiendo de una conexión eléctrica monofásica de 220 V_{AC}.

La ubicación elegida para el sistema de medición inercial Razor IMU de 9 grados de libertad es la parte central delantera del kart, como se observa encerrado de azul en la figura 123. Asimismo se aprecia en la figura 124 el sensor de distancia instalado sobre un soporte de metal colocado en el extremo inferior de amortiguador. En el lado opuesto, es decir, en el extremo superior del amortiguador se colocó otra platina de metal opaco para reflejar la radiación lumínica infrarrojo que emite el sensor, cuyo funcionamiento se explica en el apartado 5.1.



Figura 123. Vista completa del *kart*, con los equipos instalados y a punto de poner en marcha.
Fuente: Captura fotográfica propia.

Por otra parte, el dispositivo regulador del voltaje (*Wonder Box*) que es suministrado al amortiguador MR va situado en la parte lateral del vehículo, pegado mediante cinta adhesiva. Esta disposición se seleccionó ya que la longitud de los cables de alimentación del amortiguador magneto-reológico no permitía instalarlo en otra posición y, para poder comprobar con mayor comodidad, mediante un polímetro, si la tensión que se suministra se encuentra dentro de los parámetros adecuados para cada ensayo. En la figura 125 puede observarse la ubicación de este dispositivo.

Finalmente, los periféricos necesarios para la monitorización de los datos y el manejo del regulador (extensiones, computador portátil) se instalaron en el *kart*. De esta manera, la persona encargada de manejar los equipos para el registro y grabado de los datos, dispone de un considerable espacio para trabajar cómodamente. En la figura 123, se puede observar la colocación de estos dispositivos encerrador de color verde, menos la *laptop* que se colocaba luego de que el conductor se acomodara.



Figura 124. Vista de la parte delantera del *kart*, con los equipos instalados.
Fuente: Captura fotográfica propia.

5.3 Pruebas realizadas

El ensayo realizado para la toma de datos consiste en hacer circular el vehículo a velocidad muy reducida (10 km/h) a distintos valores de voltaje (0, 5 y 10 V). Como ya se sabe, la variación de voltaje implica una variación en el valor del coeficiente de amortiguamiento que presenta el amortiguador MR, por lo cual se obtendrán resultados distintos para la misma velocidad pero con distinto voltaje. En la figura 126 aparece el rompemuelleres que superó el vehículo. Se trata de un obstáculo de 15 cm de altura que sirvió como escenario para la prueba del amortiguador MR y poder compararlo finalmente con el amortiguador hidráulico convencional con el que contaba el *kart*.



Figura 125. Ubicación del controlador de corriente del amortiguador MR.
Fuente: Captura fotográfica propia.



Figura 126. Rompemuelles por el cual se hizo circular el *kart* para obtención de resultados experimentales.
Fuente: Captura fotográfica propia.

La figura 127 muestra la lectura proporcionada por el sensor de desplazamiento en términos de desplazamiento (m), tanto del amortiguador MR (señal de color azul) como del amortiguador hidráulico convencional (señal de color rojo). Esta figura refleja claramente

que el comportamiento del amortiguador MR (dispositivo semiactivo) es muy similar al de un amortiguador convencional (dispositivo pasivo) cuando no existe una diferencia de tensión de alimentación en sus bornes (cables de alimentación). No obstante, se puede afirmar incluso que el amortiguador MR responde hasta cierto punto de una manera más suavizada y con oscilaciones de menor amplitud, a comparación del amortiguador convencional. Es importante mencionar también que las oscilaciones que se aprecian en dicha figura, antes de superar el obstáculo sobre el terreno (rompemuelles), se deben principalmente a la influencia del resto de elementos que componen la suspensión completa del vehículo.

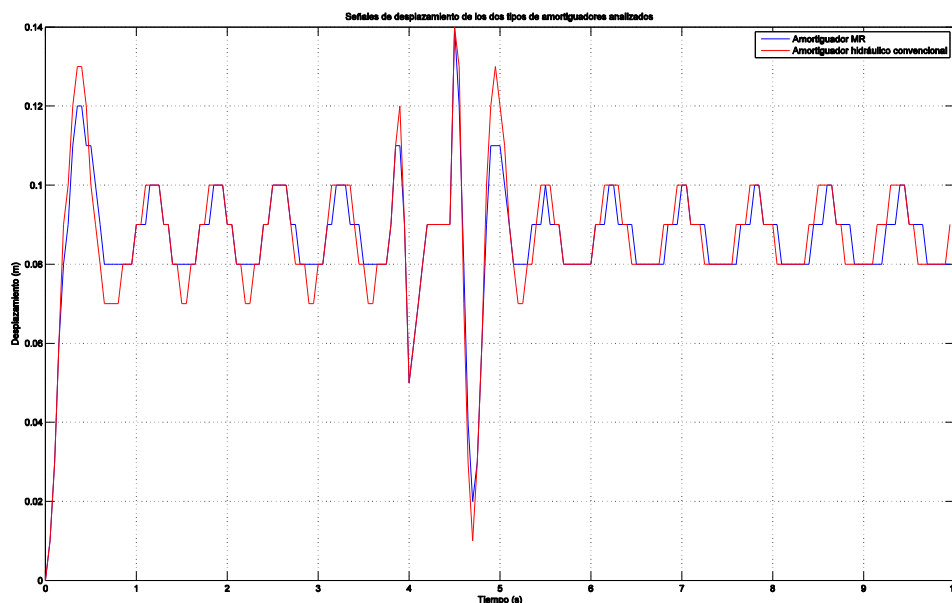


Figura 127. Gráfica del desplazamiento de los amortiguadores en estudio frente al tiempo de medición. Ensayo realizado con el *kart* pasando sobre un rompemuelleres a 10 km/h y 0 V.
Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, los resultados que se muestran en la figura 128 corresponden a las señales de desplazamiento del amortiguador MR que se obtienen para distintos valores de voltaje de alimentación. Debe notarse que conforme se va incrementando el voltaje de entrada, el coeficiente de amortiguamiento va incrementando también, lo que se traduce en una suspensión más rígida con oscilaciones de menor amplitud, que asegura una mayor estabilidad del vehículo. Esto es necesario especialmente en trayectos largos. De esta manera queda demostrado que es posible controlar la dureza del amortiguador MR dependiendo del diferencial de voltaje con el que se le excite. Entonces, con una adecuada estrategia de control implementada y algún otro sensor que permita la obtención de un parámetro de entrada adecuado al sistema, se podrían alcanzar y superar aplicaciones como las que se exponen detalladamente en el capítulo 2 de esta tesis.

Asimismo, existe otra señal de vital importancia en el análisis de las suspensiones: la aceleración, parámetro medido gracias al sistema de medición inercial IMU explicado en el apartado 5.1. Gracias a sus 9 grados de libertad es posible realizar la medición de la aceleración en los tres ejes y sus respectivos ángulos de inclinación. A partir de estas lecturas fue posible determinar la aceleración en cada amortiguador, señales que se muestran en las figuras 129 y 130.

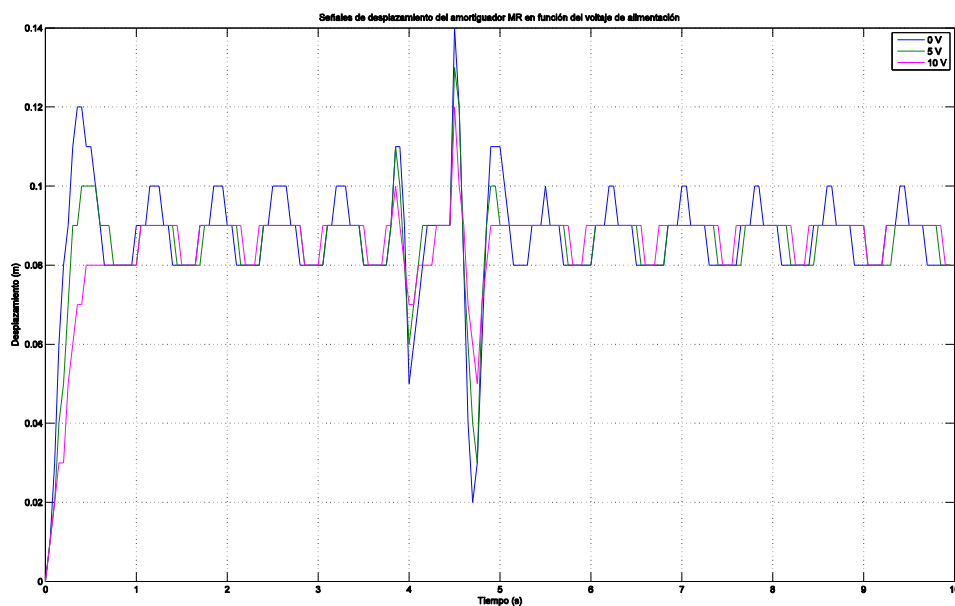


Figura 128. Gráfica del desplazamiento del amortiguador MR frente a distintos valores de voltaje de alimentación.
Fuente: Elaboración propia.

Los valores de la consistencia del fluido MR y por lo tanto de la suspensión, cambia hasta mil veces por segundo dependiendo del nivel de excitación recibido. Esto hace ajustar inmediatamente la suspensión a las necesidades de conducción.

Sin embargo, este dispositivo no solo se adaptará a las necesidades de conducción dependiendo de la superficie de rodadura, pues el sensor que mide la aceleración hace posible que se adapten las aceleraciones, situaciones de frenado y movimientos oscilatorios del chasis. Esto demuestra entonces que las aceleraciones constituyen un rol importante en el diseño de un sistema de suspensión, dependiendo de qué variable se desea atender en mayor grado: la estabilidad o el confort.

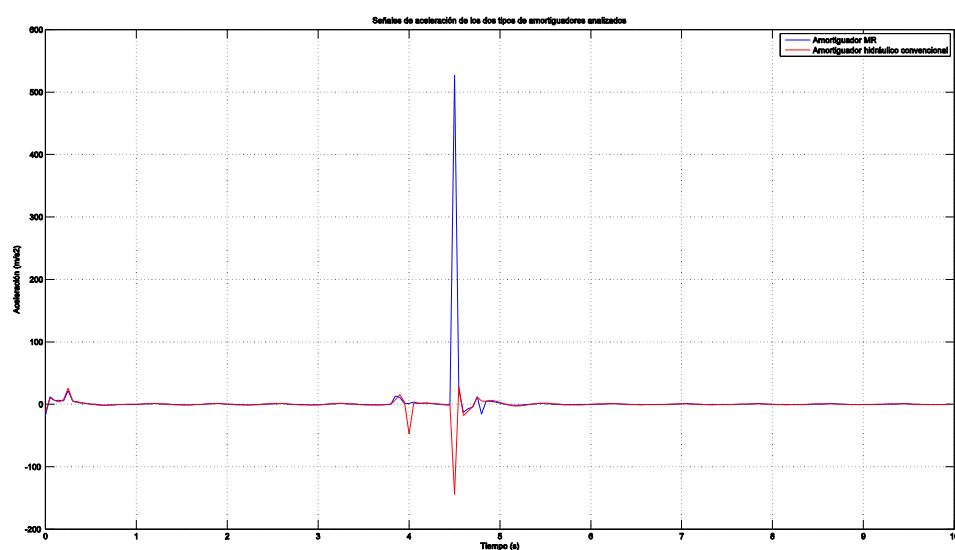


Figura 129. Gráfica de la aceleración de los amortiguadores en estudio frente al tiempo de medición. Ensayo realizado con el kart pasando sobre un rompemuelles a 10 km/h y 0 V.

Fuente: Elaboración propia.

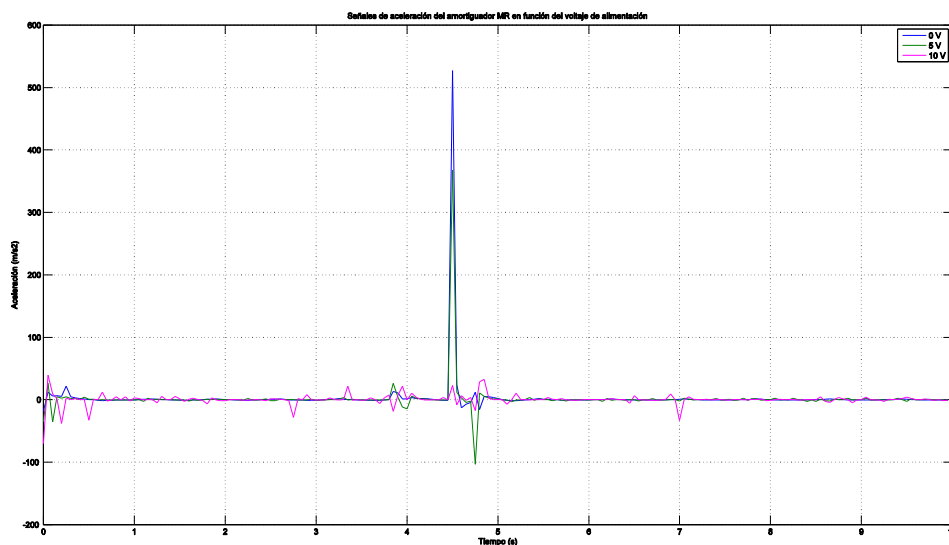


Figura 130. Gráfica de la aceleración del amortiguador MR frente a distintos valores de voltaje de alimentación.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 130 correspondiente a la gráfica de las aceleraciones del amortiguador MR en función del valor de voltaje de alimentación, se puede apreciar que conforme aumenta la dureza en el amortiguador, los picos en la señal de aceleración se van haciendo menos pronunciados. Al igual que en el caso de la señal de desplazamiento, la influencia del resto de elementos que componen el sistema global de suspensión es notoria y se ve reflejada en la forma de la gráfica obtenida.

5.4 Trabajos futuros

Sería muy importante que se siga desarrollando este proyecto para la aplicación del amortiguador MR no solo en el área automotriz, donde ya se viene tomando en consideración el efecto que produce el peso del amortiguador en el sistema de suspensión y las variables que debe medir para controlar la amortiguación; sino también en más aplicaciones con la ingeniería bio-mecánica: diseño y fabricación de equipos de rehabilitación o prótesis que requieran de una articulación sensible que necesite poder regular su dureza.

En la figura 131 se expone un diagrama de bloques con las posibles variables a medir y controlar como es la corriente que recibirá el electroimán del amortiguador que a su vez generará el campo magnético necesario para variar la viscosidad del fluido MR y por ende su dureza.

Se requiere de un sistema embebido adecuado para realizar el control de la amortiguación en el sistema de suspensión, prestando especial atención al tipo de estrategia de control y los parámetros de control y los que se van a controlar. En principio sería ideal poder implementar las estrategias de control no lineal (*Skyhook*, *Groundhook* e Híbrido) simuladas en el capítulo 4, cuyos resultados fueron favorables y sin duda alguna serían totalmente reproducibles en un prototipo físico.

Finalmente, sería mejor construir íntegramente todo el amortiguador MR, que adaptar uno convencional, por razones de diseño mecánico y construcción; además de ser mucho más fácil de incluir las características necesarias para su óptimo desempeño. De hecho ya se ha

diseñado dos tipos de amortiguadores semiactivos: uno que se parece mucho a los amortiguadores MR ya existentes, el cual se observa en la figura 132; y el otro, que parte de una idea poco convencional. Este último diseño se aprecia en la figura 133.

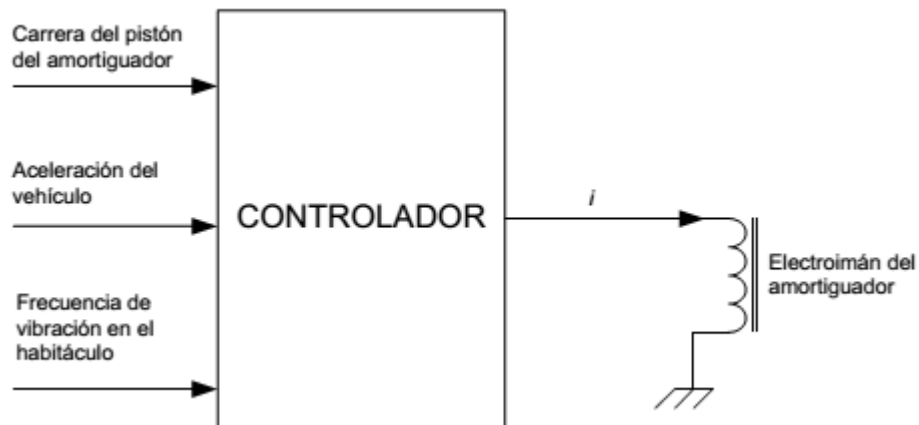


Figura 131. Diagrama de bloques de un controlador para el electroimán de un amortiguador MR.

Fuente: (Guzmán Mayorca, 2007).

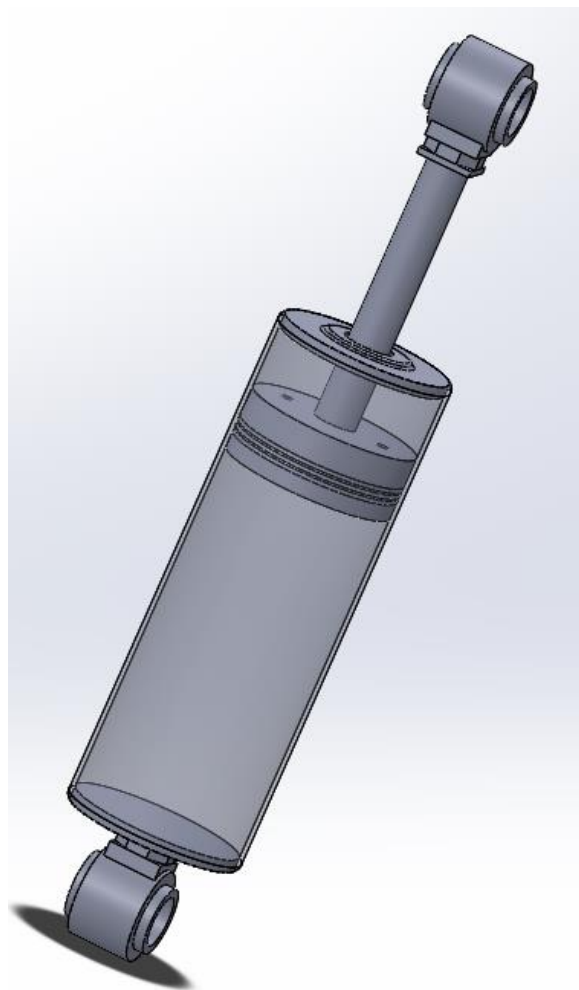


Figura 132. Prototipo de amortiguador MR diseñado en *SOLIDWORKS*.

Fuente: Elaboración propia.

El primer diseño requiere del diseño adicional de un solenoide que formará parte del émbolo del pistón, y será el encargado de generar el campo magnético que excitará las partículas del fluido MR que trabajará en el amortiguador. De esta manera se consigue regular su viscosidad y por ende su coeficiente de amortiguamiento.

Por otra parte, el segundo diseño es nuevo y en él se pretende controlar su rigidez mediante el accionamiento electromecánico de pines colocados en una de las paredes del amortiguador semiactivo. Lógicamente la simulación de fluidos juega un papel sumamente importante en este diseño; así como el control de entrada y salida de los pines para generar esfuerzos que reduzcan o faciliten el paso del aceite por las cámaras del amortiguador. La disposición y número de pines será objeto de estudio también.

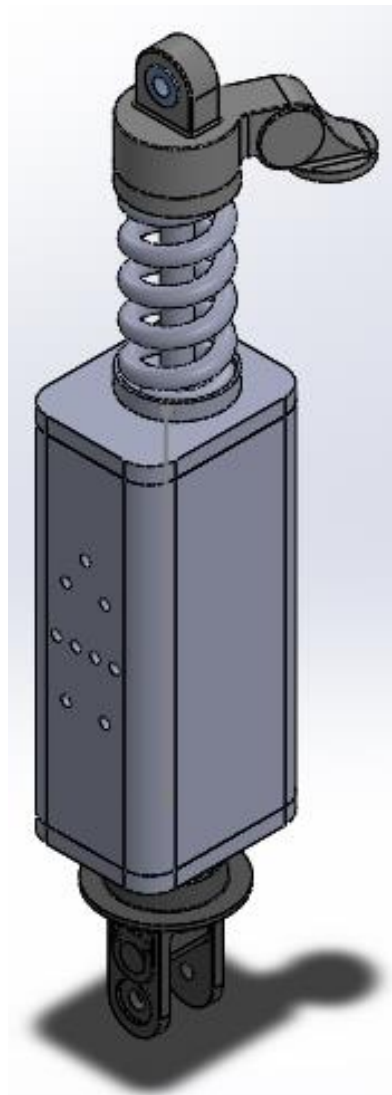


Figura 133. Prototipo nuevo de amortiguador semiactivo diseñado en *SOLIDWORKS*.

Fuente: Elaboración propia

Conclusiones

En esta tesis se ha realizado el montaje de un amortiguador magnetorreológico RD – 8041-1 en la suspensión delantera de un vehículo tubular (*kart*). Para analizar el comportamiento, tanto del amortiguador hidráulico convencional, como del magnetorreológico se instalaron sensores de distancia infrarrojos. El amortiguador magnetorreológico empleado está diseñado para ser utilizado en asientos de vehículos pesados, por lo que sus características no son óptimas para ser empleado como elemento amortiguador en la suspensión de un vehículo automóvil ordinario. Por esta razón fue necesario realizar un estudio para adaptarlo como elemento amortiguador de una suspensión vehicular, en este caso de un *kart*.

Como se mencionó en el capítulo 5, las pruebas se realizaron haciendo pasar el vehículo por un rompemuelles, en el que se pudo observar pequeñas vibraciones en los datos obtenidos. En el caso del amortiguador convencional se observa que los resultados se encuentran dentro de un rango constante de valores; mientras que en el caso del amortiguador MR, cuando se aumenta su tensión de alimentación se registran valores más reducidos de desplazamiento del vástago que lo compone, incluso llega a comprimirse menos que el amortiguador convencional bajo las mismas condiciones de trabajo.

Se puede concluir, a la vista de los resultados obtenidos, que conforme aumente el voltaje de alimentación del amortiguador MR, aumenta la resistencia que éste ofrece a ser comprimido, es decir, su dureza.

Por otro lado la colocación de los sensores de desplazamiento no es exactamente la misma, lo cual puede originar pequeñas diferencias a la hora de realizar las pruebas. Esto se debe a que la disposición de distintos elementos propios del *kart* impide su perfecta colocación. No obstante, se ha buscado ubicarlos de tal manera que su influencia en los datos registrados sea prácticamente despreciable.

Otra conclusión importante a la que se ha podido llegar es que después de haber estudiado el comportamiento de los sistemas de suspensión semiactiva, específicamente usando un amortiguador MR, se sabe que es posible impulsar el desarrollo de tecnologías como ésta en nuestro país, tomando como punto de partida los estudios y avances ya alcanzados.

Es importante dejar claro que el peso del amortiguador MR obviamente será mayor que el de un amortiguador hidráulico convencional, por razones como la presencia de las partículas de hierro al aceite, el peso de las bobinas del electroimán, que a su vez dependerá del número de espiras que tenga, y el porcentaje de limallas de hierro presentes tanto en el electroimán, como en el fluido MR.

Finalmente, se puede concluir que las estrategias de control no lineal analizadas mediante simulación, pueden ser implementadas mediante un sistema embebido correctamente seleccionado y programado. Los resultados obtenidos en las simulaciones demuestran que la mejor opción de control a implementar es la de tipo Híbrido, es decir aquella que combina las acciones del control *Skyhook* y el *Groundhook*, pues se estaría estableciendo un compromiso entre las variables más importantes de un sistema de suspensión: la estabilidad y el confort. En otras palabras, la correcta selección de parámetros de control permitirá que el pasajero del vehículo tenga un viaje más cómodo ya que sufrirá en menor medida las

vibraciones generadas por las irregularidades del terreno; y a la vez viajará más seguro pues se aseguraría que las ruedas se mantengan siempre en contacto con la superficie sobre la cual se desplaza el vehículo.

Bibliografía

- © HBM. (s.f.). *U2A: célula de carga para pesaje de contenedores suspendidos medios y pesados*. Obtenido de Documentación: <http://www.hbm.com/es/menu/productos/celulas-de-carga/celulas-de-carga-autocentrantes/u2a/>
- © PROMETEC . (s.f.). *Arduino y sus puertas analógicas*. Obtenido de Convertidores Analógico a digital ADCs: <http://www.prometec.net/puertas-analogicas/>
- Águila, A. (1997). *Procedimiento de Evaluación de Riesgos Ergonómicos y Psicosociales*. España.
- Alberdi Urbietta, J. (2003). *Amortiguadores y suspensión*. Campus Tecnológico de la Universidad de Navarra. Navarra, España: TECNUN. Obtenido de www.tecnun.es/automocion
- Alexandru, C., & Alexandru, P. (2011). A comparative analysis between the vehicles passive and active suspensions. *International Journal Of Mechanics.*, 4(5), 371-378.
- Alonso Pérez, J. M. (2008). *Técnicas del automóvil*. CHASIS (8 ed.). Madrid, España: Thomson Paraninfo.
- Álvarez Esteban, C. (2007). *“Estudio y modelado de una amortiguador magnetoreológico mediante aprendizaje incremental”*. Universidad Carlos III de Madrid.
- 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*, 265 - 269.
- Arduino Website. (2015). *Arduino/Genuino UNO*. Obtenido de <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*, 1 - 6 .
- Bregni, C. (2010). *Reología*. Universidad de Buenos Aires, Departamento de Tecnología Farmacéutica, Facultad de Farmacia y Bioquímica, Buenos Aires.
- Calkini. (2010). *Introducción a la Reología*. Anexo I, Instituto Tecnológico Superior de Calkini.
- 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*, 3(9), 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. Obtenido de <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.
- Cheng, Y., He, J., Li, X., Peng, J., & Gao, M. (2008). A study on matching and multi-objective fuzzy control strategy of heavy truck suspension system. *International Symposium on Computational Intelligence and Design*, 91 - 94.

- Coronel Benavente, D. (2010). *Montaje y estudio de un amortiguador magnetorreológico en la suspensión de un vehículo automóvil*. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, Escuela Politécnica Superior, Madrid, España.
- 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. (Mayo de 2013). *Product User's Manual – HC-SR04 Ultrasonic Sensor*. Obtenido de ROBOT . HEAD to TOE: 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*. Southern Illinois University, Carbondale.
- DIYMakers. (s.f.). *DIYMakers*. Obtenido de ARDUINO + BLUETOOTH: <http://diymakers.es/arduino-bluetooth/>
- Dong, X. M., Yu, M., Liao, C. R., & Chen, W. M. (2010). Comparative research on semiactive control strategies for magnetorheological suspension. *Nonlinear Dynamics*, 3(59), 433-453.
- 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*, 1 - 6.
- Félix Herrán, L. C. (2006). *Control de una suspensión semiactiva con amortiguadores magnetorreológicos*. 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*, 1353 - 1357.
- Fontanillo Castaño, Á. (2006). *Caracterización del nivel de confort del vehículo mediante ensayos de confort en banco*. Proyecto de fin de carrera, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona, Barcelona.
- Fundación EROSKI. (18 de Diciembre de 2006). *Tipos de amortiguador*. Obtenido de Versión online de la revista CONSUMER EROSKI.
- Gamota, F. E., & Filisko, D. R. (1991). Dynamic Mechanical Studies of Electrorheological Materials: Moderate Frequencies. *Journal of Rheology*, 35, 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. (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*. Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, EUA.
- 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 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*, 5(45), 1589 - 1597.

- Haibo, L., & Jianwei, Y. (2009). Study on semi-active suspension system simulation based on magnetorheological damper. *Second International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation.*, 2, 936-939.
- Hernández Valencia, J. (2007). *Mecánica Automotriz*. Módulo, Universidad de Atacama, Unidad Técnico Pedagógica, Copiapó, Chile. Obtenido de Sistemas de Suspensión , amortiguación y dirección.
- Herrán, L., Rodríguez, J., & Ramírez, R. (2006). Modelo de una Suspensión Semiactiva con un Amortiguador Magnetorreológico. *Congreso Nacional de Control Automático. UNAM.*
- Hrovat, D. (1990). Optimal active suspension structures for quarter-car vehicle models. *Automática*, 5(25), 845 - 860.
- Hurel, J., Mandow , A., & García, A. (2013). Los sistemas de suspensión activa y semiactiva: Una revisión. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial*, 00, 1-12.
- ISO. (1989). Norma 2361 ISO. *Evaluación de la Exposición Humana a la Vibración en Cuerpo Completo*. 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., Spirk, S., Pellegrini, E., Pletschen, N., & Lohmann, B. (2011). Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system. *American Control Conference*, 4580-4585.
- Krüger, W., Vaculin, O., & Kortüm, W. (2002). Multi-disciplinary simulation of vehicle system dynamics. *RTO AVT Symposium on "Reduction of Military Vehicle Acquisition Time and Cost through Advanced Modelling and Virtual Simulation"*.
- Kumar, M. S. (2008). Development of active suspension system for automóviles using PID controller. *The World Congress on Engineering*, II.
- Lee, H. (2004). Virtual test track. *IEEE, Transactions on Vehicular Technology*, 6(53), 1818-1826.
- 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*.
- LORD Corporation. (s.f.). *Industries*. Obtenido de <http://www.lord.com/>
- Lord, T. (1999). *Designing with MR Fluids*. Lord Corporation Engineering note, Research Center, Cary, NC.
- Lord, T. (2001). *Vibration and Seat Design*. Research Center, Cary.
- LORD Corporation. (Julio de 2015). *Industries/ Automotive*. Obtenido de <http://www.lord.com/>
- 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"*. Centro Tecnológico Gaike.
- Miller, L., & Nobles , C. (1990). Methods for eliminating jerk and noise in semiactive suspension. *SAE (Society of Automotive Engineers)*, 2(99), 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*. Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Mecánica, Madrid.
- Phidgets, Inc. (2012). *Products for USB Sensing and control*. Obtenido de 3522_0 - Sharp Distance Sensor (20-150cm): http://www.phidgets.com/products.php?product_id=3522
- Pichardo, J. M. (2010). *Tipos de suspensión independiente*. Obtenido de <http://www.km77.com/tecnica/bastidor/clasificacion-suspension/t01.asp>
- Poussot Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Ramirez Mendoza, R., & Flores, L. (2005). *Optimal Skyhook Control for SemiActive Suspension*. Monterrey: Laboratorio de Automática de Grenoble.
- Poynor, J. C. (2001). *Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers*. Tesis de Maestría en Ingeniería Mecánica, Blacksburg, Virginia.
- QED Technologies. (s.f.). *QED Technologies*. Obtenido de <https://qedmrf.com/en/>
- Reas, C., & Fry, B. (23 de Septiembre de 2009). Rhizome. (D. Shiffman, Entrevistador) Obtenido de <http://rhizome.org/editorial/2009/sep/23/interview-with-casey-reas-and-ben-fry/>
- Reas, C., & Fry, B. (23 de Septiembre de 2009). Rhizome. (D. Shiffman, Entrevistador) Obtenido de <http://rhizome.org/editorial/2009/sep/23/interview-with-casey-reas-and-ben-fry/>
- Redfield, R. (1990). Low-bandwidth semi-active damping for suspension control . *American Control Conference*, 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. (21 de Febrero de 2014). *Geek Factory*. Obtenido de Bluetooth HC-05 y HC-06 Tutorial de Configuración: <http://www.geekfactory.mx/tutoriales/bluetooth-hc-05-y-hc-06-tutorial-de-configuracion/>
- Sapiński , B., & Bydoń , S. (2006). *Application of magnetorheological fluid brake to shaft position control in induction motor*. Process Control AGH – University of Science and Technology al. Mickiewicza, Cracow, Poland.
- Sename, O., Do, A.-L., & Dugard, L. (2002). *Modeling and Control of Semiactive Suspension*.
- 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*, D3(200), 219-228.
- Shiao, Y., Lai, C. C., & Nguyen, Q. A. (2010). The analysis of a semi-active suspension system . *SICE Annual Conference*, 2077 - 2082.
- SparkFun Electronics® . (s.f.). *9 Degrees of Freedom - Razor IMU*. Obtenido de <https://www.sparkfun.com/products/10736>
- Spencer, B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K., & Carlson, J. D. (1996). Phenomenological model of a magnetorheological damper. *ASCE Journal of Engineering Mechanics.*, 3(123), 230-238.
- Stancioiu, T., Giuclea, D., & Sireteanu, M. (2004). *Modelling of Magnetorheological Damper Dynamic Behaviour by Genetic Algorithms Based Inverse Method* (Vol. 5). 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*, 195 - 200.

- Sunwoo, M., Cheok, K. C., & Huang, N. J. (1990). Application of model reference adaptive control to active suspension systems. *American Control Conference*, 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. A Review of the Scientific Evidence*, Vancouver.
- Venugopal, R., Beine, M., & Ruekgauer, A. (2002). Real-time simulation of adaptive suspension control using dSPACE control development tools. *International Journal of Vehicle Design*, 128 - 138.
- WangMiao, W., & Chen, C. (1976). Method for Random Vibration of Hysteretic Systems. *ASCE Journal of the Engineering Mechanics Division*, 102.
- Wen, Y. (1976). Method for Random Vibration of Hysteretic Systems. *Journal of the Engineering Mechanics Division*, 102, 249 - 263.
- Wikipedia® - Arduino. (01 de Agosto de 2015). *Fundación Wikimedia, Inc.* Obtenido de Arduino: <https://es.wikipedia.org/wiki/Arduino>
- Worden , G., & Tomlinson, K. (2001). *Nonlinearity in Structural Dynamics, Detection, Identification and Modelling*. Institute of Physics Publishing, Bristol, Reino Unido.
- Yu, F., Li, D. F., & Crolla, D. (2008). Integrated vehicle dynamics control – stateof - the art review. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference.*, 1-6.
- 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*, 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*(55), 618 - 621.

Anexo 1

El programa utilizado para la inicialización del archivo de *SIMULINK* que contiene el modelo matemático del amortiguador MR y del sistema de suspensión semiactiva se presenta a continuación.

```
clc
clear all

% Datos

k0=1050;
k1=540;

ALPHA=30.56;
BETA=613000;
GAMMA=500;
n=2;

ALPHAa=14000;
ALPHAb=69500;

c1a=28300;
c1b=295;

c0a=2100;
c0b=350;

% Voltaje de alimentación
V=2.5;

Visc=190;

% x0=14.3;
x0=0;

[ X, Y, XY, x1, x2, x3, y1, y2, y3 ] = RelieveFinal( 1,20 );

Dentro de este programa se llama a una función que genera la señal tipo rompemuelleres que emplea como entrada al sistema. Esta función se presenta a continuación

function [ X, Y, XY, x1, x2, x3, y1, y2, y3 ] = RelieveFinal( t,v )

v = v*(5/18);
e = v*t;
k=1;

for i=0:0.05:ceil(e)
    if i>=0 && i<5
```

```

    x1(k) = i;
    y1(k) = 0;
end

if i>=5.5
    x3(k) = i;
    y3(k) = 0;
end
k=k+1;
%plot(y)
%pause(0.001)
end

x3=x3(112:length(x3));
y3=y3(112:length(y3));

% Función arco de circunferencia

n=3;

P=[5 0; 5.25 0.15; 5.5 0];

j=1;
x2=zeros(1,21); y2=x2;
for t=0:0.05:1
    Q=P;
    for i=1:n-1
        Q = (1-t)*Q(1:n-i, :)+t*Q(2:n-i+1, :);
    end
    x2(j) = Q(1,1); y2(j) = Q(1,2);
    j=j+1;
end

X = [x1,x2,x3];
X = X';
Y = [y1,y2,y3];
Y = Y';
XY=[X Y];
figure
plot(X,Y)
axis equal

end

```

Anexo 2

En este anexo se muestra parte del código en Arduino utilizado para realizar las mediciones con el sistema de medición inercial Razor IMU de 9 grados de libertad montado en una tarjeta para conexión por puerto serial:

```

/*****
/***** USER SETUP AREA! Set your options here! *****/
/*****

// HARDWARE OPTIONS
/*****/
// Select your hardware here by uncommenting one line!
//#define HW__VERSION_CODE 10125 // SparkFun "9DOF Razor IMU" version
"SEN-10125" (HMC5843 magnetometer)
#define HW__VERSION_CODE 10736 // SparkFun "9DOF Razor IMU" version
"SEN-10736" (HMC5883L magnetometer)
//#define HW__VERSION_CODE 10183 // SparkFun "9DOF Sensor Stick" version
"SEN-10183" (HMC5843 magnetometer)
//#define HW__VERSION_CODE 10321 // SparkFun "9DOF Sensor Stick" version
"SEN-10321" (HMC5843 magnetometer)
//#define HW__VERSION_CODE 10724 // SparkFun "9DOF Sensor Stick" version
"SEN-10724" (HMC5883L magnetometer)

// OUTPUT OPTIONS
/*****/
// Set your serial port baud rate used to send out data here!
#define OUTPUT__BAUD_RATE 115200

// Sensor data output interval in milliseconds
// This may not work, if faster than 20ms (=50Hz)
// Code is tuned for 20ms, so better leave it like that
#define OUTPUT__DATA_INTERVAL 20 // in milliseconds

// Output mode definitions (do not change)
#define OUTPUT__MODE_CALIBRATE_SENSORS 0 // Outputs sensor min/max
values as text for manual calibration

```

```

#define OUTPUT__MODE_ANGLES 1 // Outputs yaw/pitch/roll in degrees
#define OUTPUT__MODE_SENSORS_CALIB 2 // Outputs calibrated sensor values
for all 9 axes
#define OUTPUT__MODE_SENSORS_RAW 3 // Outputs raw (uncalibrated) sensor
values for all 9 axes
#define OUTPUT__MODE_SENSORS_BOTH 4 // Outputs calibrated AND raw sensor
values for all 9 axes
// Output format definitions (do not change)
#define OUTPUT__FORMAT_TEXT 0 // Outputs data as text
#define OUTPUT__FORMAT_BINARY 1 // Outputs data as binary float

// Select your startup output mode and format here!
int output_mode = OUTPUT__MODE_ANGLES;
int output_format = OUTPUT__FORMAT_TEXT;

// Select if serial continuous streaming output is enabled per default on startup.
#define OUTPUT__STARTUP_STREAM_ON true // true or false

// If set true, an error message will be output if we fail to read sensor data.
// Message format: "!ERR: reading <sensor>", followed by "\r\n".
boolean output_errors = false; // true or false

// Bluetooth
// You can set this to true, if you have a Rovering Networks Bluetooth Module attached.
// The connect/disconnect message prefix of the module has to be set to "#".
// (Refer to manual, it can be set like this: SO,#)
// When using this, streaming output will only be enabled as long as we're connected.
That way
// receiver and sender are synchronized easily just by connecting/disconnecting.
// It is not necessary to set this! It just makes life easier when writing code for
// the receiving side. The Processing test sketch also works without setting this.
// NOTE: When using this, OUTPUT__STARTUP_STREAM_ON has no effect!
#define OUTPUT__HAS_RN_BLUETOOTH false // true or false

// SENSOR CALIBRATION
/*****
// How to calibrate? Read the tutorial at http://dev.qu.tu-berlin.de/projects/sf-razor-9dof-ahrs
// Put MIN/MAX and OFFSET readings for your board here!
// Accelerometer
// "accel x,y,z (min/max) = X_MIN/X_MAX Y_MIN/Y_MAX Z_MIN/Z_MAX"
#define ACCEL_X_MIN ((float) -512)
#define ACCEL_X_MAX ((float) 57)
#define ACCEL_Y_MIN ((float) -477)
#define ACCEL_Y_MAX ((float) 205)
#define ACCEL_Z_MIN ((float) 215)
#define ACCEL_Z_MAX ((float) 511)

// Magnetometer (standard calibration mode)

```

```

// "magn x,y,z (min/max) = X_MIN/X_MAX Y_MIN/Y_MAX Z_MIN/Z_MAX"
#define MAGN_X_MIN ((float) -184)
#define MAGN_X_MAX ((float) 351)
#define MAGN_Y_MIN ((float) -279)
#define MAGN_Y_MAX ((float) 218)
#define MAGN_Z_MIN ((float) -222)
#define MAGN_Z_MAX ((float) 86)

// Magnetometer (extended calibration mode)
// Uncomment to use extended magnetometer calibration (compensates hard & soft iron
errors)
#define CALIBRATION__MAGN_USE_EXTENDED true
const float magn_ellipsoid_center[3] = {96.615, -31.1141, -1.48917};
const float magn_ellipsoid_transform[3][3] = {{0.911666, 0.00723768, 0.00653633},
{0.00723768, 0.953886, 0.0334323}, {0.00653633, 0.0334323, 0.974169}};

// Gyroscope
// "gyro x,y,z (current/average) = .../OFFSET_X .../OFFSET_Y .../OFFSET_Z
#define GYRO_AVERAGE_OFFSET_X ((float) 20.43)
#define GYRO_AVERAGE_OFFSET_Y ((float) 17.06)
#define GYRO_AVERAGE_OFFSET_Z ((float) -23.09)

/*
// Calibration example:

// "accel x,y,z (min/max) = -277.00/264.00 -256.00/278.00 -299.00/235.00"
#define ACCEL_X_MIN ((float) -277)
#define ACCEL_X_MAX ((float) 264)
#define ACCEL_Y_MIN ((float) -256)
#define ACCEL_Y_MAX ((float) 278)
#define ACCEL_Z_MIN ((float) -299)
#define ACCEL_Z_MAX ((float) 235)

// "magn x,y,z (min/max) = -511.00/581.00 -516.00/568.00 -489.00/486.00"
// #define MAGN_X_MIN ((float) -511)
// #define MAGN_X_MAX ((float) 581)
// #define MAGN_Y_MIN ((float) -516)
// #define MAGN_Y_MAX ((float) 568)
// #define MAGN_Z_MIN ((float) -489)
// #define MAGN_Z_MAX ((float) 486)

// Extended magn
#define CALIBRATION__MAGN_USE_EXTENDED true
const float magn_ellipsoid_center[3] = {91.5, -13.5, -48.1};
const float magn_ellipsoid_transform[3][3] = {{0.902, -0.00354, 0.000636}, {-0.00354,
0.9, -0.00599}, {0.000636, -0.00599, 1}};

// Extended magn (with Sennheiser HD 485 headphones)
// #define CALIBRATION__MAGN_USE_EXTENDED true
// const float magn_ellipsoid_center[3] = {72.3360, 23.0954, 53.6261};

```


Anexo 3

En este anexo se presentan las fichas técnicas del amortiguador MR modelo RD-8041-1 y del controlador LORD *Wonder Box*:

LORD TECHNICAL DATA

RD-8040-1 and RD-8041-1 Dampers

Description

LORD RD-8040-1 (short stroke) and RD-8041-1 (long stroke) dampers are compact, magneto-rheological (MR) fluid dampers suitable for industrial suspension applications. Continuously variable damping is controlled by the increase in yield strength of the MR fluid in response to magnetic field strength.

Features and Benefits

Fast Response Time – responds in less than 15 milliseconds to changes in the magnetic field.

Easy to Use – provides simple electronics and straight forward controls.

Durable – provides excellent long term stability.

Storage

Dampers should be stored at -40 to +100°C (-40 to +212°F).

The RD-8040-1 and RD-8041-1 dampers are monotube shocks containing high-pressure nitrogen gas (300 psi). Handle with care and do not heat or puncture body.

Electrical Properties*

Input Current, Amp	
Continuous for 30 seconds	1 max
Intermittent	2 max
Input Voltage, Volt	12 DC
Resistance, ohms	
@ ambient temperature	5
@ 71°C (160°F)	7

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

Typical Properties*

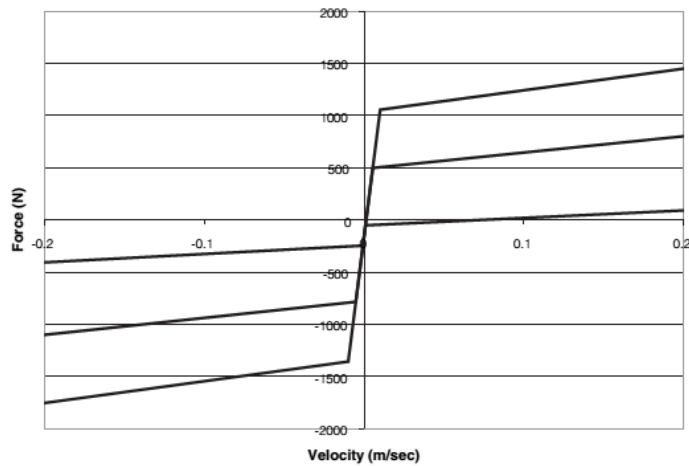
	RD-8040-1	RD-8041-1
Stroke, mm (in)	55 (2.17)	74 (2.91)
Extended Length, mm (in)	208 (8.2)	248 (9.76)
Body Diameter, mm (in)	42.1 (1.66) max	42.1 (1.66) max
Shaft Diameter, mm (in)	10 (0.39)	10 (0.39)
Tensile Strength, N (lbf)	8896 (2000) max	8896 (2000) max
Damper Forces, N (lbf) Peak to Peak		
5 cm/sec @ 1 A	>2447 (>550)	>2447 (>550)
20 cm/sec @ 0 A	<667 (<150)	<667 (<150)
Operating Temperature, °C (°F)	71 (160) max	71 (160) max

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

LORD
AskUsHow™

LORD TECHNICAL DATA

Typical Force vs. Velocity



Offset at origin is due to gas precharge required for temperature compensation and to prevent cavitation.

LORD USER INSTRUCTIONS

LORD Wonder Box[®] Device Controller Kit

LORD Wonder Box[®] device controller kit is a companion product for the magneto-rheological (MR) fluid devices. The kit includes the device controller, 12 Volt DC power supply and two banana plugs.

The Wonder Box device controller kit provides closed loop current control to compensate for changing electrical loads up to the limits of the power supply. The Wonder Box controller may be operated as an interface device for PLC or computer control of MR fluid devices. The Wonder Box device controller kit is for indoor use only.

If manual operation is desired, a potentiometer is provided to control the current supplied to an attached device.

The output current is linearly proportional to the input voltage. The output current will be 0.0 Amps when the control input is approximately 0.4-0.6 Volts at the BNC terminal (refer to Typical Performance graph).

Pulse Control

In Manual or External Voltage Control, current to the device may be switched on and off by depressing the switch on the side of the controller (E).

Technical Data

Overall Dimensions (LxWxH), mm (in)	63.5 x 27.9 x 88.9 (2.5 x 1.1 x 3.5)
Input Receptacle	2.1 mm Female
Pulse Width Modulation (PWM) Frequency, kHz	30
Output Current, Amp	2 max

Operating Instructions

Connect the banana plugs to each wire of the MR fluid device. Insert the banana plugs into the Wonder Box controller output (B). Polarity is not important. Connect the power supply to the input connector (A). The red LED should light indicating proper operation of the unit.

Manual Control

Current to the device is adjusted by rotating the potentiometer (C) in the clockwise direction. An external voltage control input should not be connected to the BNC terminal (D).

External Voltage Control

With the potentiometer control set to zero (rotate fully counter clockwise), connect a 0-5 Volt DC control signal to the BNC terminal on the side of the Wonder Box controller (D). Output current to a device can now be controlled with this input signal. The input control signal can be switched up to 1 kHz.

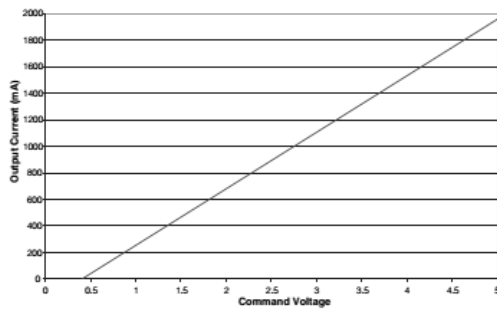
Wonder Box Device Controller



LORD
AskUsHow™

LORD USER INSTRUCTIONS

Typical Performance, 4 ohm load



Performance graph should not be used for control or design purposes.

The tables below indicate typical performance using the supplied power supply. When utilizing the Wonder Box device controller kit in a control circuit, it is recommended that the user measure the exact voltage to current relationship in their application.

Input Voltage	Output Current (4 ohm)
~ 0.4-0.6 V	0 mA
2 V	750 mA
4.3 V	1800 mA

Input Voltage	Output Current (8 ohm)
~ 0.4-0.6 V	0 mA
1.6 V	600 mA
3.2 V	1300 mA

Values stated in these instructions represent typical values as not all tests are run on each lot of material produced. For formalized product specifications for specific product end uses, contact the Customer Support Center.

Information provided herein is based upon tests believed to be reliable. In as much as LORD Corporation has no control over the manner in which others may use this information, it does not guarantee the results to be obtained. In addition, LORD Corporation does not guarantee the performance of the product or the results obtained from the use of the product or this information where the product has been repackaged by any third party, including but not limited to any product end-user. Nor does the company make any express or implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose concerning the effects or results of such use.

Wonder Box and "Ask Us How" are trademarks of LORD Corporation or one of its subsidiaries.

LORD provides valuable expertise in adhesives and coatings, vibration and motion control, and magnetically responsive technologies. Our people work in collaboration with our customers to help them increase the value of their products. Innovative and responsive in an ever-changing marketplace, we are focused on providing solutions for our customers worldwide . . . Ask Us How.

LORD Corporation World Headquarters

111 Lord Drive
Cary, NC 27511-7923
USA

Customer Support Center
+1 877 ASK LORD (275 5673)

www.lord.com

©2006 LORD Corporation OD UI7000 (Rev.0 5/06)

LORD
AskUsHow™