



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Electricidad y Computación



**“ESTUDIO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO DE CONTROLADORES
INTELIGENTES EN BASE A REDES NEURONALES ARTIFICIALES Y
LÓGICA BORROSA EN EL CONTROL DE VIBRACIONES DEL
SISTEMA NO LINEAL DE SUSPENSIÓN BÁSICA DE UN VEHÍCULO
LIGERO”**

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

MAGÍSTER EN AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL INDUSTRIAL

Presentado por

ING. MARTHA ELIZABETH SAIGUA MARTÍNEZ

ING. JUAN AMÉRICO VARGAS SOTO

Guayaquil – Ecuador

2016

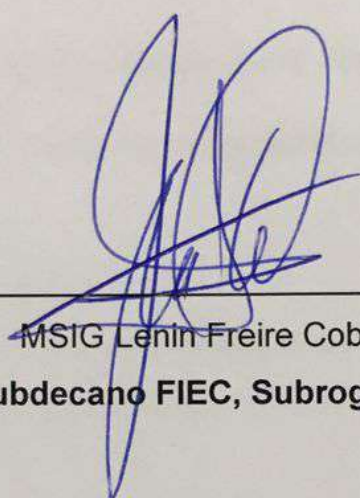
AGRADECIMIENTOS

Agradecemos principalmente a Dios por sus bendiciones, a nuestros Padres por apoyarnos siempre y especialmente a nuestro director de este Trabajo de Titulación, Msc. Aristides Reyes, por la orientación, el seguimiento y la supervisión continua del mismo, pero sobre todo por la motivación y el apoyo recibido para poder culminar esta meta.

DEDICATORIA

Dedicamos este trabajo a nuestros
Padres y a nuestros Hermanos.

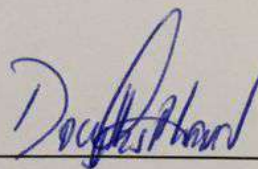
TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN



MSIG Lenin Freire Cobo
Subdecano FIEC, Subrogante



Ms. C. Aristides Reyes Bacardí
Director del Trabajo de Titulación




Ph. D. Douglas Plaza Guingla
Miembro Principal

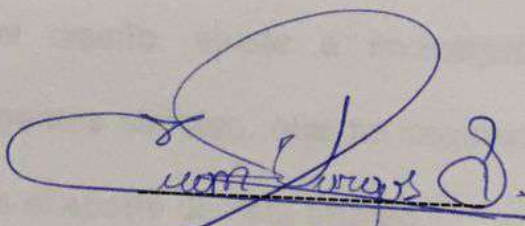
DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad y la autoría del contenido de este Trabajo de Titulación, nos corresponde exclusivamente; y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Ing. Martha Saigua Martínez



Ing. Juan Vargas Soto

RESUMEN

El presente Trabajo de Titulación se enfoca en el diseño de controladores inteligentes para el control de las suspensiones de los llamados cuarto y medio carro. El control de tales suspensiones es la base del sistema de suspensión del carro completo, en el cual ocurren oscilaciones combinadas alrededor de los ejes del sistema de coordenadas espacial del carro en movimiento y deben de ser atenuadas por la suspensión, manteniendo el confort y la estabilidad de la conducción.

La suspensión actual ya no es pasiva mucho menos lo será la del futuro, la suspensión pasiva se complementa con los sistemas computarizados actuales de control de los automóviles, con múltiples sensores y actuadores de todo tipo de la actual mecatrónica automotriz.

Un esfuerzo en el diseño, ajuste e investigación del desempeño de controladores inteligentes simples, que no requieren de grandes esfuerzos computacionales, es el aporte de este trabajo.

En el mismo se fundamentan: un controlador neuronal simple entrenado en línea a partir del error en el desplazamiento de la masa suspendida, un

controlador difuso con una base de reglas muy simple y la combinación de ambos, buscando su complementación (neuro difuso).

Se ponen a prueba y ajustan por el Método de Prueba y Error tomando como criterio final de evaluación y aceptación del desempeño las normas establecidas para las características de las vibraciones permisibles al cuerpo humano completo (Normas ISO 2631-1, ISO 2631-2, ISO 2631-4), a la aceleración, a los valores medios cuadráticos de las oscilaciones amortiguadas (valores rms) y la energía de la masa suspendida.

El soporte programático para la simulación de las estrategias de control se fundamentó en la programación y las facilidades que brinda el programa profesional MATLAB y su herramienta de simulación SIMULINK. Los objetivos planteados al inicio del trabajo de investigación fueron cumplidos.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	VI
ÍNDICE GENERAL	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	II
ÍNDICE DE FIGURAS	III
INTRODUCCIÓN	XIV
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1 ANTECEDENTES	1
1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	3
1.3 SOLUCIÓN PROPUESTA	4
1.4 OBJETIVO GENERAL	4
1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1.6 METODOLOGÍA	5
1.6.1 Formalismo difuso como controlador	6
1.6.2 Red Neuronal Artificial como controlador	19
CAPÍTULO 2	27
2.1 CLASIFICACIÓN DE LAS SUSPENSIONES	27
2.2 ESTADO DEL ARTE EN EL MODELADO DE LAS SUSPENSIONES ACTIVAS	42
2.3 ESTADO DEL ARTE EN EL CONTROL DE LAS SUSPENSIONES ACTIVAS	54
CAPÍTULO 3	64
MODELADO DE LAS SUSPENSIONES	64
3.1 MODELOS CLÁSICOS DE LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO	64
3.1.1 Representaciones del camino para la simulación y el análisis de los sistemas de suspensión	65
3.1.2 Modelos matemáticos de un cuarto y medio carro publicados con mayor frecuencia	72
3.2 ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS MODELOS DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO	78
3.3 JUSTIFICACIÓN DE LOS MODELOS PROPUESTOS PARA EL DISEÑO DE CONTROLADORES DE SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO	93
CAPÍTULO 4	95
DISEÑO DE LOS CONTROLADORES PARA LAS SUSPENSIONES DE ESTUDIO	95
4.1 DETERMINACIÓN DE LOS OBJETIVOS DE CONTROL PARA LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO	95
4.2 DISEÑO DEL CONTROLADOR DE TIPO PID PARA LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO DE ESTUDIO	97

4.2.1 Requisitos de diseño	102
4.2.2 Modelo del Actuador Hidráulico y diseño del controlador PID para el "sistema cuarto de carro"	103
4.2.3 Controlador PID para el "sistema de suspensión de medio carro"	107
4.3 DISEÑO DE CONTROLADORES NEURONAL, BORROSO Y NEURO-BORROSO PARA LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO DE ESTUDIO	112
4.3.1 Diseño del controlador neuronal.	112
4.3.2 Diseño del controlador difuso.....	118
4.3.3 Diseño del controlador neuro-difuso.....	120
CAPÍTULO 5.	129
ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	129
5.1 PRUEBAS Y RESULTADOS	129
5.2 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS POR SIMULACIÓN.....	134
5.2.1 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de un cuarto de carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador difuso.....	135
5.2.2 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de un cuarto de carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador neuronal (NNPID)	138
5.2.3 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de medio carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador difuso PID (FPID).....	139
5.2.4 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de medio carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador neuronal del tipo PID (NNPID)..	145
5.2.5 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de medio carro en movimiento con controladores PID clásico y neuro-difuso PID (NFPID)	148
5.3 GENERALIZACIÓN DE LOS RESULTADOS	151
5.3.1 Valor rms de aceleración y densidad espectral de potencia para la suspensión del cuarto de carro controlada mediante controlador del tipo PID (numeral 4.2.2)	152
5.3.2 Valor rms de aceleración y densidad espectral de potencia para la suspensión del cuarto de carro controlada mediante controlador del tipo difuso (numeral 4.3.2).....	154
5.3.3 Valor rms de aceleración y densidad espectral de potencia para la suspensión del cuarto de carro controlada mediante controlador del tipo neuronal	156
5.3.4 Valor rms y densidad espectral de potencia para la suspensión del medio carro controlada mediante controlador del tipo neuronal PD	158
5.3.5 Valor rms y densidad espectral de potencia para la suspensión del medio carro controlada mediante controlador del tipo difuso PD+I	159
5.3.6 Valor rms y densidad espectral de potencia para la suspensión del medio carro controlada mediante controlador del tipo neuro difuso	161
5.3.7 Generalización de los resultados	162

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	164
CONCLUSIONES.....	164
RECOMENDACIONES.....	166
ANEXOS.....	167
ANEXO 1.....	168
ANEXO 2.....	173
ANEXO 3.....	175
BIBLIOGRAFÍA.....	177

ABREVIATURAS

DEP – densidad espectral de potencia	MISO – múltiples entradas y una salida
EPL - Elevación de Pequeña Longitud	MJ – Martha y Juan
FPID – controlador difuso del tipo PID	Ms – masa suspendida
g_0 – ganancia de escala de salida (Passino and Yurkovich, 1998)	Mus - masa no suspendida
$H(s)$ – Función de transferencia	NFPID – controlador neuro difuso del tipo PID
ISO – International Organization for Standardization, (Organización Internacional para la Normalización)	NNPID – red neuronal del tipo PID
K_d – ganancia derivativa,	PB - Perturbación del Bache
kd_0 – valor inicial de la ganancia derivativa	PD – controlador proporcional derivativo
K_i – ganancia integral	PD+I – controlador proporcional derivativo más la integración
K_p – ganancia proporcional,	PIC - Perturbación Irregular del Camino
kp_0 – valor inicial de la ganancia proporcional	PID – controlador proporcional-integral-derivativo
MIMO - múltiples entradas y múltiples salidas	RMS, rms – valor medio cuadrático
	RNA – red neuronal artificial

ÍNDICE DE TABLAS

Número	Nombre de la Tabla	Pag.
Tabla 2.1	Coefficientes de rigidez y de amortiguación de las suspensiones	55
Tabla 3.1	Características de las irregularidades del camino	92
Tabla 4.1	Tabla de valores de los parámetros del cuarto de carro	121
Tabla 4.2	Valores finales de ajuste de las ganancias del controlador PID	127

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	NOMBRE	PÁGINA
Figura 1.1	Estructura de un controlador difuso	19
Figura 1.2	Funciones de pertenencia triangular y trapezoidal (tomado de Nguyen y otros, 2003).	20
Figura 1.3	Función de Gauss o campana de Gauss con $c=0$ y $\sigma=1$ (tomado de Nguyen y otros, 2003)	21
Figura 1.4	Ejemplo genérico de aplicación del conectivo AND como mínimo. (Tomado de Reyes, 2005)	23
Figura 1.5	Ejemplo genérico de aplicación del conectivo AND como producto (dibujo de los autores)	24
Figura 1.6	Conjuntos difusos implicados y valor numérico de salida del controlador para dos tipos de implicaciones (mínimo y producto)	26
Figura 1.7	Controlador difuso del tipo PD (PD-like)	28
Figura 1.8	Red Neuronal Artificial tipo perceptrón con la capa de entrada, la capa escondida y la capa de salida	29
Figura 1.9	Controlador estabilizante con red neuronal por el modelo inverso de la planta (tomado de Hagan and Demuth, 1999)	30

Figura 1.10	Sistema de Control Adaptativo con modelo inverso en RNA de la planta	31
Figura 1.11	Control no lineal por el modelo neuronal	32
Figura 1.12	Esquema del controlador predictivo neuronal (tomado de Aguado, 2000)	34
Figura 2.1	Sistema de aislamiento pasivo de vibraciones	37
Figura 2.2	Respuesta Temporal y Característica Amplitud vs. Frecuencia del diagrama de Bode del sistema de suspensión pasivo con una masa	39
Figura 2.3	Sistema de aislamiento pasivo de vibraciones con dos masas (tomado de Segla y Reich, 2007)	40
Figura 2.4	Respuesta Temporal y Característica Amplitud vs. Frecuencia del diagrama de Bode del sistema de suspensión pasivo con dos masas	43
Figura 2.5	Respuesta Temporal del sistema pasivo de la llanta	44
Figura 2.6	Sistema de suspensión activa total	45
Figura 2.7	Sistema de suspensión semi activa	46

- Figura 2.8 Sistemas de suspensión (a- pasiva, b- semi activa mecatrónica, c-totalmente activa mecatrónica y c- mecatrónica híbrida) 47
- Figura 2.9 Sistema de suspensión activa de dos grados de libertad 48
- Figura 2.10 Modelo dinámico del sistema de suspensión activa (tomado de Guía, Seatzu and Usai, 2000) 49
- Figura 2.11 Modelo de medio carro con unión esférica (a la izquierda) y esquema de la suspensión activa (a la derecha). (Alexandru and Alexandru, 2011) 54
- Figura 2.12 Sistema de suspensión activa de dos grados de libertad y esquema de control. 60
- Figura 2.13 Diagrama en bloques del sistema de suspensión 63
- Figura 3.1 Modelo de Elevación de Pequeña Longitud (EPL) empleado con frecuencia en los artículos revisados (simulación de los autores). 66

- Figura 3.2 Perturbación del tipo bache (pot hole) para dos 67
velocidades de traslación del cuarto de carro
(simulación de los autores).
- Figura 3.3 Perturbación del tipo Perturbación Irregular 68
del Camino (PIC) (simulación de los autores).
- Figura 3.4 Dibujo representativo del sistema de 72
suspensión (tomado de (Mouleeswaran, 2012)
- Figura 3.5 Modelo para la suspensión activa del medio 74
carro (tomado de Hassanzadeh y otros, 2010).
- Figura 3.6 Esquema de la válvula hidráulica y el cilindro 76
empleados en los actuadores de las
suspensiones activas.
- Figura 3.7 Diagrama en bloques de Simulink para 77
simulación del sistema de suspensión de un
cuarto de carro
- Figura 3.8 Resultados de la corrida considerando un 80
paso escalón de 0.05 cm de amplitud como
perturbación del sistema de suspensión
pasiva
- Figura 3.9 Resultado de la influencia de la perturbación 81
del tipo EPL con los parámetros indicados en
3.1.1

- Figura 3.10 Resultado de la influencia de la perturbación del tipo PB con los parámetros indicados en 3.1.1 82
- Figura 3.11 Resultado de la influencia de la perturbación del tipo PIC con los parámetros indicados en 3.1.1 83
- Figura 3.12 Diagrama Simulink para el estudio del medio carro 84
- Figura 3.13 Irregularidad del camino, la gráfica superior muestra la irregularidad para la llanta delantera, la inferior es la perturbación en la llanta trasera 85
- Figura 3.14 Desplazamiento vertical de las masas no suspendidas. 86
- Figura 3.15 Coordenadas generales de la masa suspendida. 87
- Figura 4.1 Sistema de suspensión activa controlado mediante un controlador PID 101
- Figura 4.2 Desplazamiento de las masas suspendida y no suspendida del cuarto de carro con velocidad de 30 Km/h y camino con irregularidad difícil 102

Figura 4.3	Aceleración de la masa suspendida	104
Figura 4.4	Programación del generador de pulsos (irregularidad del camino)	104
Figura 4.5	Resultados de la simulación del cuarto de carro controlado	106
Figura 4.6	Diagrama Simulink del cuarto de carro controlado	124
Figura 4.7	Resultados de la simulación del cuarto de carro controlado mediante un cilindro hidráulico	124
Figura 4.8	Gráfico de la fuerza aplicada por el actuador al sistema de suspensión	125
Figura 4.9	Estructura de control en cascada aplicado en (John E. D. E. y otros, 2011)	127
Figura 4.10	Perturbación del camino (en la gráfica izquierda) y desplazamientos delantero y trasero en el medio carro (en la gráfica derecha) controlados con controladores PID	128
Figura 4.11	Errores en el control de los lazos externos de control	129
Figura 4.12	Estructura de control en cascada	130

Figura 4.13	Arquitectura del controlador neuronal autoajustable empleado	132
Figura 4.14	Plano de fase para la determinación del proceso de establecimiento del error vs la variación del error	139
Figura 4.15	Arquitectura del control neuro-difuso propuesto (dibujo de los autores)	140
Figura 4.16	Diagrama Simulink para el comportamiento del controlador con red neuronal más integrador	146
Figura 4.17	Diagrama Simulink para el comportamiento del controlador con lógica difusa más integrador	147
Figura 5.1	Desplazamientos de las masas del sistema	
Figura 5.2	Plano de fase	150
Figura 5.3	Error en el sistema	150
Figura 5.4	Respuesta temporal de la suspensión con el controlador PID ajustado para el hueco	151
Figura 5.5	Plano de fase con PID ajustado y obstáculo tipo hueco	151
Figura 5.6	Respuesta temporal de la suspensión con el controlador PID ajustado para la elevación	152

Figura 5.7	Plano de fase que define el universo de discurso	154
Figura 5.8	Resultados de la simulación de la suspensión de un cuarto de carro en movimiento con controlador PID clásico	155
Figura 5.9	Resultados para un cuarto de carro en movimiento ante un obstáculo del tipo elevación brusca con FPID	158
Figura 5.10	Resultados para un cuarto de carro en movimiento ante un obstáculo del tipo elevación brusca con controlador neuronal (NNPID)	160
Figura 5.11	Sistema de suspensión de medio carro aplicando un controlador clásico del tipo PID	163
Figura 5.12	Controlador difuso del tipo PID del sistema de suspensión de medio carro	164
Figura 5.13	Respuestas del sistema de suspensión de medio carro a los obstáculos del camino	164
Figura 5.14	Error en la ubicación de las masas suspendidas y no suspendidas, respecto de la referencia cero	165

Figura 5.15	Controladores para el sistema de suspensión de medio carro	165
Figura 5.16	Diagrama Simulink empleado para el control neuronal tipo PID (NNPID) de la suspensión de medio carro	167
Figura 5.17	Respuestas del sistema de suspensión del medio carro a los obstáculos en el camino diseñados por las expresiones (3.1)	168
Figura 5.18	Respuestas del sistema de suspensión del medio carro controlado por regulador neuro difuso ante obstáculos diseñados por las expresiones (3.1)	169
Figura 5.19	Sistema de suspensión de medio carro con controlador neuro difuso del tipo PID	170
Figura 5.20	Diagrama en bloques para el cálculo del valor rms de las oscilaciones del cuarto de carro	172
Figura 5.21	Gráfico de los valores calculados rms de la aceleración del cuarto de carro	173
Figura 5.22	Resultado de ejecutar las líneas de comandos de MATLAB para calcular la DEP de las oscilaciones del cuarto de carro con control PID.	174

- Figura 5.23 Gráfico de los valores calculados de rms de la 175
aceleración del cuarto de carro con
controlador difuso
- Figura 5.24 Resultado de ejecutar las líneas de comandos 176
de MATLAB para calcular la DEP de las
oscilaciones del cuarto de carro con control
difuso
- Figura 5.25 Gráfico de los valores calculados de rms de la 177
aceleración del cuarto de carro con
controlador neuronal
- Figura 5.26 Resultado de ejecutar las líneas de comandos 178
de MATLAB para calcular la DEP de las
oscilaciones del cuarto de carro con control
neuronal
- Figura 5.27 Gráfico de los valores calculados de rms de la 179
aceleración del medio carro con controlador
neuronal
- Figura 5.28 Resultado de ejecutar las líneas de comandos 179
de MATLAB para calcular la DEP de las
oscilaciones del medio carro con controlador
neuronal

- Figura 5.29 Gráfico de los valores calculados de rms de la 180
aceleración del medio carro con controlador
difuso PD
- Figura 5.30 Resultado de ejecutar las líneas de comandos 181
de MATLAB para calcular la DEP de las
oscilaciones del medio carro con controlador
difuso PD
- Figura 5.31 Gráfico de los valores calculados de rms de la 182
aceleración del medio carro con controlador
neuro difuso
- Figura 5.32 Resultado de ejecutar las líneas de comandos 182
de MATLAB para calcular la DEP de las
oscilaciones del medio carro con controlador
neuro-difuso

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de suspensión se han aplicado durante años en los vehículos, desde el carruaje tirado por caballos con muelles de hojas flexibles dispuestas en las cuatro esquinas, hasta el moderno automóvil con algoritmos complejos de control.

Cuando un vehículo transita por un camino con un perfil casual se expone a las vibraciones, las cuales son dañinas tanto para los pasajeros, en lo que se refiere al confort, como para la durabilidad del propio vehículo. Por otro lado, cuando un vehículo gira en una esquina o cabecea al frente durante el frenado ocurren diferentes perturbaciones. También pueden ocurrir desagradables vibraciones verticales (rebote) del cuerpo del vehículo al conducir sobre un camino irregular.

Estos movimientos dinámicos (surgimientos de aceleraciones) no sólo tienen un efecto adverso en el confort, sino también pueden proporcionar inseguridad, porque las llantas podrían perder su contacto con el camino.

El presente Trabajo de Titulación se enfoca en la disminución de las rms y la densidad espectral de potencia de la aceleración impresa por el automóvil sobre los pasajeros y la carga cuando el vehículo se desplaza por un camino sinuoso. Para ello se han diseñado diferentes controladores inteligentes y se comparan los desempeños de tales controladores inteligentes con el desempeño del sistema de suspensión controlado con un controlador del tipo PID.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

Los movimientos dinámicos (oscilaciones amortiguadas) que surgen durante el traslado de un vehículo ligero tienen un efecto adverso en el confort del paseo y además pueden proporcionar inseguridad ya que las llantas podrían perder su contacto con en el camino.

Cuando el cuerpo humano se expone a estas vibraciones las mismas pueden causar una amplia gama de serios problemas físicos tales como dolor crónico de la espalda y daños a los nervios.

Al transmitirse las vibraciones al cuerpo, los efectos pueden amplificarse por factores tales como la postura del cuerpo, el tipo de asiento y la frecuencia de las vibraciones.

Las partes individuales del cuerpo humano tienen sus propias frecuencias resonantes. Es por eso que después de un viaje largo seguimos sintiendo como si todavía estuviéramos en movimiento aún después de haberse parado el vehículo. Las vibraciones de los motores pueden agitar al cuerpo al punto de causar micro-fracturas en las vértebras, daños a los nervios y dolor agudo de la espalda inferior.

Debido a los avances en la transportación y en el sector automotriz, se pueden viajar distancias más largas a velocidades mayores. Las investigaciones de las vibraciones al cuerpo entero ahora tienen el enfoque de determinar las vibraciones y los niveles de exposiciones que inician cambios físicos y mecánicos en el cuerpo.

Los resultados de las investigaciones actuales podrían proporcionar pautas útiles para los fabricantes de vehículos y en específico para los ingenieros mecatrónicos dedicados al diseño y construcción de suspensiones activas.

El Trabajo de Titulación se enfoca en resolver sólo el efecto adverso en el confort del paseo mediante el diseño de suspensiones no pasivas con el empleo de las técnicas del control inteligente: Redes Neuronales Artificiales, Lógica Borrosa y sus combinaciones.

Se diseñarán sólo los controladores para los modelos de un cuarto de carro y medio carro, publicados en artículos relevantes referenciados, de tal manera que se puedan encontrar y proponer aportes para el análisis y diseño de

suspensiones no pasivas de mayor complejidad (carro completo) mediante pruebas in sílico¹.

Las bondades de los controladores diseñados se comprobarán también in sílico empleando los modelos de referencia.

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

La tarea principal de la suspensión del vehículo es asegurar el confort del paseo y mantener un buen contacto con el camino para una variedad de condiciones del mismo y maniobras del vehículo.

En general, una buena suspensión debe proporcionar un paseo cómodo y un buen manejo dentro de un rango razonable de desviaciones.

Desde el punto de vista del diseño del sistema, hay dos categorías principales de perturbaciones en un vehículo, a saber: el camino y las perturbaciones de la carga.

Las perturbaciones del camino tienen características de grandes magnitudes en las oscilaciones a frecuencias bajas (tales como ocurre en los baches del

¹ **In sílico:** expresión que significa "hecho por computadora o vía simulación computacional". Los resultados de los ensayos in sílico son lo suficientemente aceptables como para jugar un papel importante en la evaluación de resultados.

camino) y de pequeñas magnitudes a frecuencias más altas (producidas por la aspereza o rugosidad del camino).

1.3 SOLUCIÓN PROPUESTA

Este Trabajo de Titulación se enfoca en el diseño de suspensiones activas según las técnicas del control automático para proponer controladores inteligentes empleando los formalismos teórico-prácticos de las Redes Neuronales Artificiales y la Lógica Borrosa que mejoren las prestaciones de las suspensiones activas de los vehículos ligeros.

1.4 OBJETIVO GENERAL

Diseñar controladores para un sistema no lineal de suspensión activa de un cuarto y medio carro empleando las técnicas de diseño que proporcionan las redes neuronales artificiales, la lógica difusa y sus combinaciones.

1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Estudiar los modelos de un cuarto de carro y de medio carro.
- b) Investigar el desempeño de los controladores avanzados inteligentes neuronales, borrosos y neuro-borrosos adaptativos ante cambios en la referencia y en presencia de diferentes tipos de perturbaciones
- c) Realizar la comparación entre el desempeño del control clásico PID y los controladores inteligentes diseñados.

1.6 METODOLOGÍA

La investigación realizada en este Trabajo de Titulación es de tipo aplicada, ya que los controladores, difuso y el neuronal, implementados en MATLAB se utilizan para el estudio del comportamiento del control de las oscilaciones en los modelos de un cuarto y de medio carro tomados de artículos publicados en revistas de alto nivel científico-técnico y en condiciones específicas.

Sin embargo, la aplicación requiere de un enfoque completamente matemático basado en las teorías de la Lógica Difusa y de las Redes Neuronales Artificiales.

En el desarrollo de la investigación se cumplen las siguientes acciones:

1. Revisión de la bibliografía sobre el tema,
2. Estudio de los modelos matemáticos publicados en la bibliografía referenciada de un cuarto y medio carro y de los modelos para los actuadores de mayor aceptación en la práctica de construcción de suspensiones para los automóviles ligeros y su programación en MATLAB-Simulink,
3. Obtener el desarrollo matemático de los controladores difuso y neuronal y, con base en los resultados, implementar el sistema de suspensión y comprobar su desempeño In Sílico en MATLAB/Simulink
4. Documentar las versiones finales de los controladores

5. Redactar el documento final

Se referenciaron diferentes artículos científicos, monografías especializadas y la asesoría directa del director del proyecto.

1.6.1 Formalismo difuso como controlador

La modelación matemática de los conceptos difusos fue presentada por primera vez por el profesor Lofti Zadeh en 1965 para describir matemáticamente las clases de objetos que no tienen definidos con precisión los criterios de pertenencia. Su argumento fue que: “el significado en el lenguaje natural es una cuestión de grados”.

Los controladores lógicos difusos más empleados, realizan la misma función que los controladores convencionales del tipo PID, pero se las arreglan muy bien ante los problemas complejos de control mediante la heurística y los modelos matemáticos proporcionados por la lógica difusa, en lugar de a través de modelos matemáticos proporcionados por ecuaciones diferenciales ordinarias (Nguyen y otros, 2003).

Esto es particularmente útil para aquellos sistemas cuyos modelos matemáticos son no lineales o para los que simplemente no están disponibles para el control los modelos matemáticos estándares.

Las implementaciones del control difuso son, en algún sentido, imitaciones de las leyes de control utilizadas por los seres humanos.

La creación de máquinas para emular la experiencia humana en control da una nueva forma de diseñar controladores para instalaciones complejas cuyos modelos matemáticos no son fáciles de especificar.

El control difuso es un intento de formalizar la experiencia y el conocimiento empírico de los mejores expertos en la operación de un proceso determinado, de manera que puedan aplicarse automáticamente en el control del proceso u otros similares con semejantes resultados.

Para el diseño de reguladores difusos, se opera con los llamados conjuntos difusos, que fueron definidos por primera vez por Zadeh (1965).

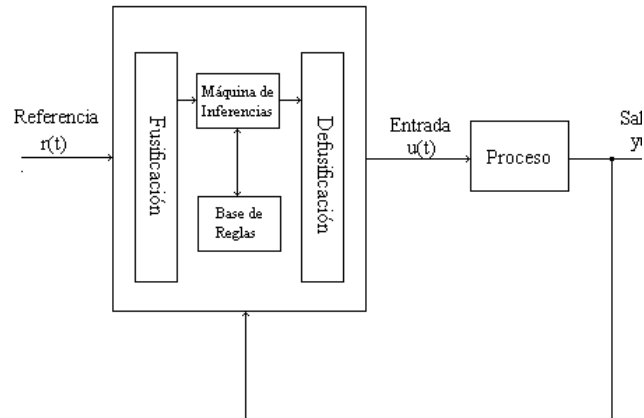
Aunque los conjuntos difusos se han introducido exitosamente para modelar muchos procesos de toma de decisiones en presencia de incertidumbre, no hay duda de que una de sus aplicaciones más exitosas ha sido precisamente en el desarrollo de una metodología de control sumamente flexible y general.

El controlador difuso se compone de los 4 elementos siguientes:

1. Base de Reglas. Contiene el conocimiento experto resumido en un conjunto de reglas del tipo condición → acción o la forma modus ponens (Passino y Yurkovich, 1998): if __ then __ (si ____ entonces _____) 7

2. Máquina de Inferencias. Simula el proceso de toma de decisiones del experto, teniendo en cuenta la base de reglas y el conocimiento difuso del proceso.

Figura 1.1. Estructura de un controlador difuso



3. Una interface de difusificación que transforma la información precisa real de entrada al controlador en información lingüística o difusa que puede ser interpretada por la base de reglas y la máquina de inferencias.
4. Una interface de Desdifusificación que convierte las conclusiones de la máquina de inferencia en acciones de control, o sea nuevamente a valores reales precisos.

Como se observa el controlador difuso no es más que un conjunto de operaciones lógicas difusas sobre valores reales que involucran la transformación de estos valores a valores difusos (empleando conjuntos difusos) mediante etiquetas lingüísticas, de éstas a la inferencia difusa con reglas de inferencias y por último la toma de decisión partiendo de los

consecuentes de las reglas disparadas lo que resulta en la promediación difusa a valores reales.

Es entonces un algoritmo que proporciona una transformación estática, lineal a trozos y por tanto no lineal en el conjunto de valores o universos de discursos de las variables de entrada y salida, o sea no existe una dinámica dada por ecuaciones diferenciales ordinarias en tiempo continuo o en ecuaciones en diferencias, que describa el comportamiento del proceso de: difusificación, realizar inferencias difusas, tomar decisiones y des difusificar el resultado a valores reales.

La teoría de la Lógica Difusa define el dominio de cada variable real como un universo de discurso, el cual se subdivide en subconjuntos difusos recibiendo cada subconjunto difuso un nombre o etiqueta lingüística. La pertenencia o grado de pertenencia de cada valor real a un subconjunto dado o etiqueta lingüística queda determinado mediante las llamadas funciones de pertenencia.

Las Funciones de Pertenencia son funciones numéricas que se corresponden con las etiquetas lingüísticas. Una función de pertenencia representa el grado de pertenencia de la variable lingüística dentro de las etiquetas lingüísticas (PID and Fuzzy Logic Toolkit, 2009).

Un gran número de monografías, (Nguyen y otros, 2003), (Passino y Yurkovich, 1998), (Reznik, 1997), entre otras, describen las funciones de pertenencia, de las cuales las de mayor empleo son las mostradas en la Figura 1.2.

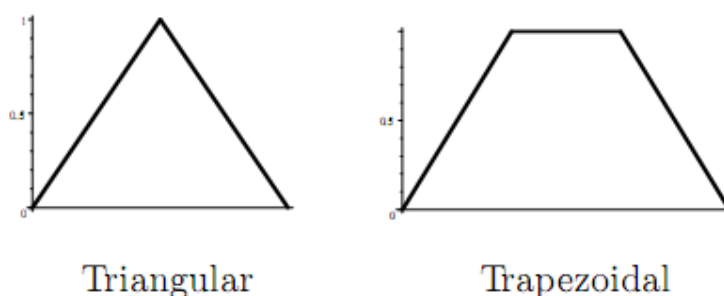


Figura 1.2. Funciones de pertenencia triangular y trapezoidal (tomado de Nguyen y otros, 2003).

Otra de las funciones empleadas como función de pertenencia es la función de Gauss, que tiene la forma:

$$\mu(x) = e^{-\frac{(x-c)^2}{2\sigma^2}} \quad (1.1)$$

Y queda representada como se muestra en la Figura 1.3

La misma tiene propiedades matemáticas de sumo interés, tal como ser infinitamente diferenciable, propiedad muy útil cuando se desea ubicar las funciones de pertenencia de Gauss y seleccionar el ancho de las mismas con datos de la práctica mediante entrenamiento, por ejemplo por el Método del Descenso por el Gradiente. El área bajo la curva de Gauss con $c=0$ y $\sigma=1$ (ver Figura 1.3) es $\sqrt{2\pi}$.

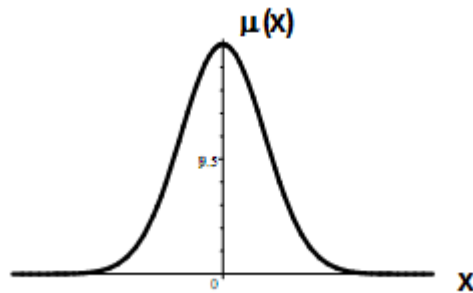


Figura 1.3 Función de Gauss o campana de Gauss con $c=0$ y $\sigma=1$ (tomado de Nguyen y otros, 2003)

Como quedó descrito antes, un formalismo difuso consta de reglas de inferencia, las mismas que se componen de dos partes, a saber: antecedente y consecuente.

Un antecedente compuesto de dos o más variables de entrada caracteriza al formalismo difuso como de formalismo con múltiples entradas. Si la regla en cuestión tiene múltiples entradas y el consecuente está definido por una sola variable, entonces se dice que el formalismo es de múltiples entradas y simple salida, que en inglés se designa como MISO.

Si los consecuentes de cada regla tuvieran múltiples variables de salida entonces se dice que es un formalismo difuso de múltiples entradas y salidas, lo que en inglés se designa como MIMO.

Así, las reglas o en su conjunto, el mecanismo de inferencia difuso, establece un mapeo entre las variables del antecedente (entradas) y las variables del consecuente (salidas).

En la teoría de control difuso, se necesitan formas útiles para combinar los subconjuntos difusos. Estas formas de combinar coinciden con los métodos clásicos conocidos para los conjuntos ordinarios. En otras palabras, los métodos de combinar los conjuntos difusos generalizan los métodos comunes para los conjuntos ordinarios.

Los operadores utilizados para combinar los conjuntos difusos son llamados conectivos difusos u operadores de agregación.

Si la regla tiene más de un antecedente se debe especificar el conectivo difuso para determinar cómo calcular el valor verdadero del antecedente de la regla.

Los conectivos más empleados son:

AND (como mínimo) $\mu A \cdot B = \min(\mu A, \mu B)$

AND (como producto) $\mu A \cdot B = (\mu A, \mu B)$

OR (como máximo) $\mu A + B = \max(\mu A, \mu B)$

OR (como relación probabilística) $A + B = ((A + B) - (AB))$

Este último conectivo para los antecedentes especifica el empleo de la suma probabilística como grado de pertenencia de los antecedentes.

En la Figura 1.4 se muestra la operación AND como mínimo para un caso genérico de valor de las variables de entrada y el disparo de dos reglas, por lo que se analiza la operación indicada en dos antecedentes múltiples.

Las reglas que genéricamente se disparan son:

R_i - IF A_1 is Z AND A_2 is Z THEN B is Z

R_j - IF A_1 is Z AND A_2 is PM THEN B is NM

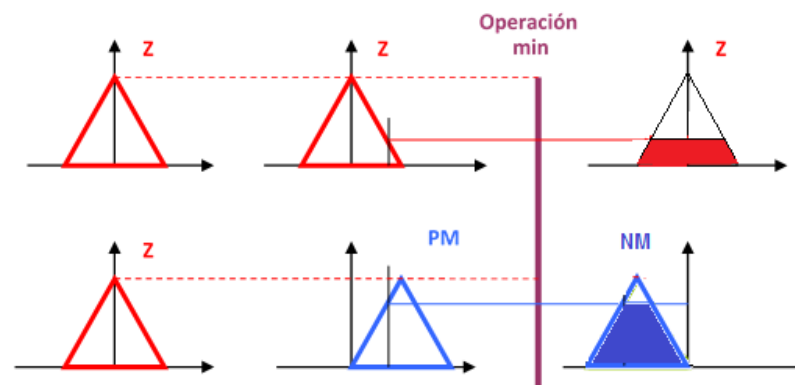


Figura 1.4. Ejemplo genérico de aplicación del conectivo AND como mínimo.

(Tomado de Reyes, 2005)

Si la implicación para el consecuente es también del tipo AND como mínimo entonces las funciones de pertenencia de cada variable lingüística de salida definida por la regla disparada se trunca al valor del mínimo calculado y

definido por la operación de mínimo del antecedente, como se muestra a la derecha de la Figura 1.4.

Bajo el supuesto que la operación definida para el consecuente es la operación AND como implicación producto con las mismas reglas disparadas se tiene el resultado como muestra la Figura 1.5.

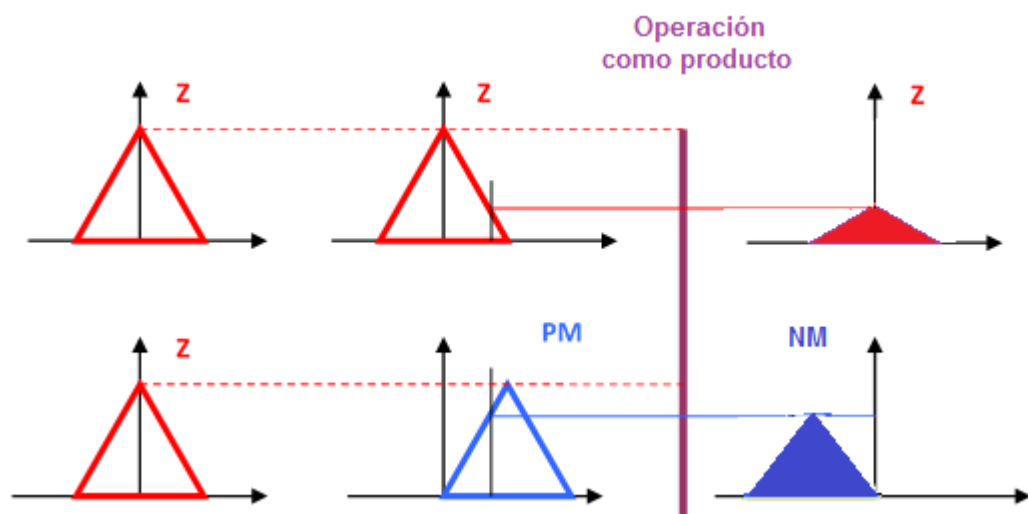


Figura 1.5. Ejemplo genérico de aplicación del conectivo AND como producto (dibujo de los autores).

Los métodos de des difusificación pueden ser varios. En (PID and Fuzzy Logic Toolkit, 2009) se señalan los siguientes:

- Centro del área o de gravedad
- Centro del área modificado
- Centro de las sumas

- Centro de los máximos
- Media de los máximos

En el Sistema de Inferencia Difuso que proporciona Simulink de MATLA® se pueden emplear los siguientes métodos. Como objetivo de la des difusificación se busca un valor numérico real que sea representativo de las conclusiones difusas (conjuntos difusos implicados).

Existen hoy en día muchos enfoques para la des difusificación (Reznik, 1997). En este capítulo se consideran en lo adelante solo dos enfoques.

Centro de Gravedad (Reyes, 2005). El método para combinar las recomendaciones de las reglas es como sigue.

Supóngase que los centros de las funciones de pertenencia de los consecuentes de las reglas activadas se denotan por los puntos b_i , ($i=1, 2$) entonces:

$$b_1 = 0$$

$$b_2 = -10$$

El método calcula el valor numérico por la expresión:

$$u = \frac{\sum_{i=1}^n \int b_i \mu_i(x)}{\sum_{i=1}^n \int \mu_i(x)}$$

Dada esta expresión para el cálculo del valor numérico de salida del controlador genérico de Lógica Difusa se puede exigir con $n=2$, lo siguiente:

$$u = \frac{b_1 \int \mu_1(x) + b_2 \int \mu_2(x)}{\int \mu_1(x) + \int \mu_2(x)} \quad (1.2)$$

Para el ejemplo genérico que se desarrolla el cálculo del área bajo los conjuntos difusos implicados no es difícil. Para el cálculo de las áreas de los triángulos truncados simétricos como funciones de pertenencia con un ancho en la base w con una altura h se tiene

$$A = w \left(h - \frac{h^2}{2} \right) \quad (1.3)$$

Donde A – área buscada.

Supóngase, para ejemplificar de manera genérica que los soportes de las funciones de pertenencia valen 20 unidades que la primera regla disparada proporciona un valor del mínimo (altura) de 0.25 y la segunda un valor de 0.75, entonces:

$$\int \mu_1(x) = w \left(h - \frac{h^2}{2} \right) = 20 \left(0.25 - \frac{0.25^2}{2} \right) = 4.375$$

$$\int \mu_2(x) = w \left(h - \frac{h^2}{2} \right) = 20 \left(0.75 - \frac{0.75^2}{2} \right) = 9.375$$

Sigue el cálculo de la salida del controlador difuso, o sea:

$$u = \frac{b_1 \int \mu_1(x) + b_2 \int \mu_2(x)}{\int \mu_1(x) + \int \mu_2(x)} = \frac{0 \cdot 4.375 - 10 \cdot 9.375}{4.375 + 9.375} = -6.8181 \text{ unidades}$$

El procedimiento completo explicado hasta aquí es el procedimiento empleado por Mandani y el controlador diseñado se denomina controlador de Mamdani.

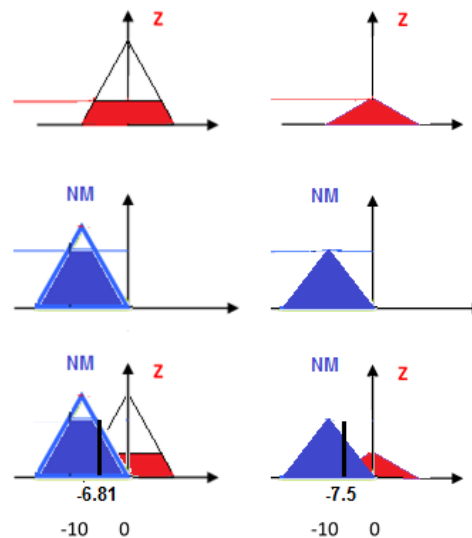


Figura 1.6. Conjuntos difusos implicados y valor numérico de salida del controlador para dos tipos de implicaciones (mínimo y producto).

Partiendo de (1.2) se pueden formular las siguientes recomendaciones:

- Las funciones de pertenencia de los extremos en los consecuentes no pueden ser del tipo saturación. La razón principal para esto es que en los procesos de decisión donde se emplean controladores, se buscan acciones que especifiquen un valor exacto para la entrada del proceso. Como se puede

apreciar el cálculo del área de una función de pertenencia con saturación implica un límite superior de la integral definida infinito.

- En la práctica, no se debe tener funciones de pertenencia de salida en los extremos del universo de discurso que tengan un área bajo la curva infinita ya que aunque ellas pueden estar truncadas para la implicación en la operación de mínimo (o escalada para el producto) todavía pueden terminar con un área infinita.
- La definición de las funciones de pertenencia debe realizarse con cuidado ya que la suma en el denominador no puede ser cero, sin importar qué entradas se apliquen al controlador difuso

Este tipo de Sistema de Inferencia difuso puede emplearse para el control difuso de una aspiradora, de una lavadora, en la clasificación de datos, análisis de decisiones, en sistemas expertos y la visión por computador.

En el campo del control automático ha encontrado aplicación a lazo cerrado siendo parte esencial de los controladores similares a los controladores PID (llamados en inglés fuzzy controllers PID-like)

Debido a su carácter multidisciplinar, los sistemas de inferencia difusos se asocian con una serie de nombres, (Fuzzy Logic Toolbox™ User's Guide, 2014) como son: sistemas basados en lógica difusa, en reglas, sistemas

expertos difusos, modelado difuso, memoria asociativa difusa, controladores de lógica difusa, o simplemente, de manera ambigua sistemas difusos.

Cuando se asocian con alguna variante de controlador de la familia de los PID en conjunto forman un controlador con una dinámica dada por la adición de una integración, de una derivación con respecto al tiempo o ambas cosas. En la Figura 1.7 se muestra un controlador difuso del tipo PD (PD-like).

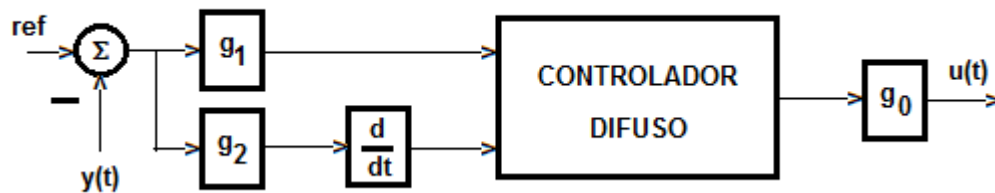


Figura 1.7 Controlador difuso del tipo PD (PD-like)

Las señales aplicadas a este controlador son la referencia que debe seguirse por el sistema de control difuso, la variable de salida del sistema, y la salida del controlador difuso es la señal de control. En este controlador difuso se emplean los llamados coeficientes de escala g_0 , g_1 y g_2 (Passino and Yurkovich, 1998).

1.6.2 Red Neuronal Artificial como controlador

A diferencia del control difuso, que es un método matemático para implementar estrategias de control en el lenguaje natural, el Control Neuronal

es otro método de control empleado cuando hay datos disponibles en forma de mediciones (datos numéricos observados) del comportamiento de la planta.

El Control Neuronal se refiere tanto a una metodología en la que el controlador en sí mismo es una red neuronal, como a una metodología en la que los controladores están diseñados en base a un modelo de red neuronal de la planta. Estos dos enfoques, básicamente diferentes, de aplicación de las redes neuronales en el control se denominan Métodos de Diseño Directo e Indirecto respectivamente.

La diversidad de los métodos o estrategias de control con redes neuronales artificiales radica en el modo de realizar el entrenamiento y en el tipo de red a utilizar.

En el presente trabajo nos referimos a las redes neuronales supervisadas para el control de procesos. Así, será necesario disponer de una respuesta deseada para realizar el entrenamiento de la red.

Los algoritmos de aprendizaje se basan casi siempre en el método de descenso según el gradiente, que implica que los pesos de la red neuronal durante el entrenamiento se ajustan siguiendo la dirección negativa del gradiente de una función de error dada.

Se muestran a continuación y de forma breve, algunos esquemas de control con redes neuronales supervisadas. Para la implementación de tales leyes de

control pueden utilizarse no solo las redes de conexiones hacia adelante sino también las redes recurrentes. Las más empleadas han sido el perceptrón multicapa y las redes parcialmente recurrentes (Isasi y Galván, 2004).

Un esquema de red neuronal artificial del tipo perceptrón multicapa se muestra en la Figura 1.8

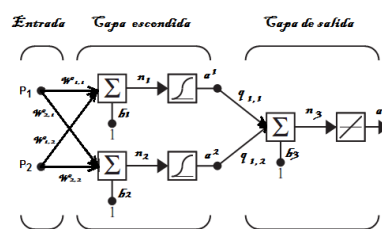


Figura 1.8 Red Neuronal Artificial tipo perceptrón con la capa de entrada, la capa escondida y la capa de salida.

La red neuronal mostrada tiene dos entradas, dos neuronas en la capa escondida con función sigmoide y una neurona en la salida con función lineal.

El esquema mostrado en la Figura 1.9 se ha aplicado, (Hagan and Demuth, 1999), para el control de la trayectoria del brazo de un robot, en donde se utiliza un controlador proporcional como el controlador de realimentación estabilizante.

De la Figura 1.9 se ve que la entrada total a la planta es la suma de la señal de control por realimentación y la señal de control anticipativo, que se calcula a partir del modelo de dinámica inversa (red neuronal) de la planta.

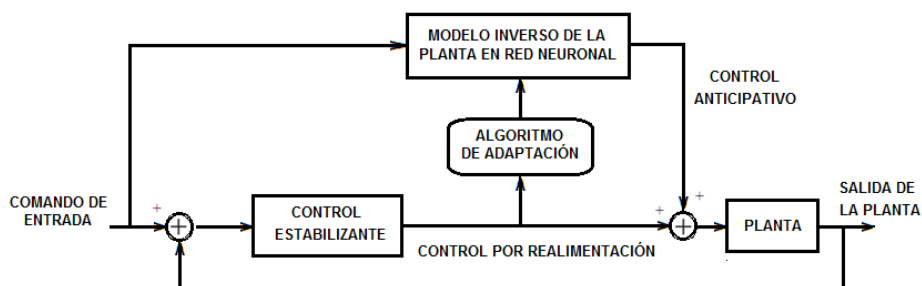


Figura 1.9 Controlador estabilizante con red neuronal por el modelo inverso de la planta (tomado de Hagan and Demuth, 1999)

Este esquema usa la trayectoria deseada como el comando de entrada y el control de realimentación como una señal de error.

A medida que avanza el entrenamiento de la red neuronal, la entrada del control por realimentación convergerá a cero y el controlador de red neuronal aprenderá a relevar al controlador por retroalimentación.

La ventaja de esta arquitectura es que se puede comenzar con un sistema estable, a pesar de que la red neuronal no ha sido entrenada adecuadamente.

La Figura 1.10 muestra una estructura propuesta en (Widrow and Walach, 1996) como Sistema de Control Adaptativo con modelo inverso en RNA de la planta. El algoritmo adaptativo recibe el error entre la salida de la planta y la salida del modelo de referencia. Los parámetros del controlador en RNA se actualizan para minimizar el error de seguimiento.

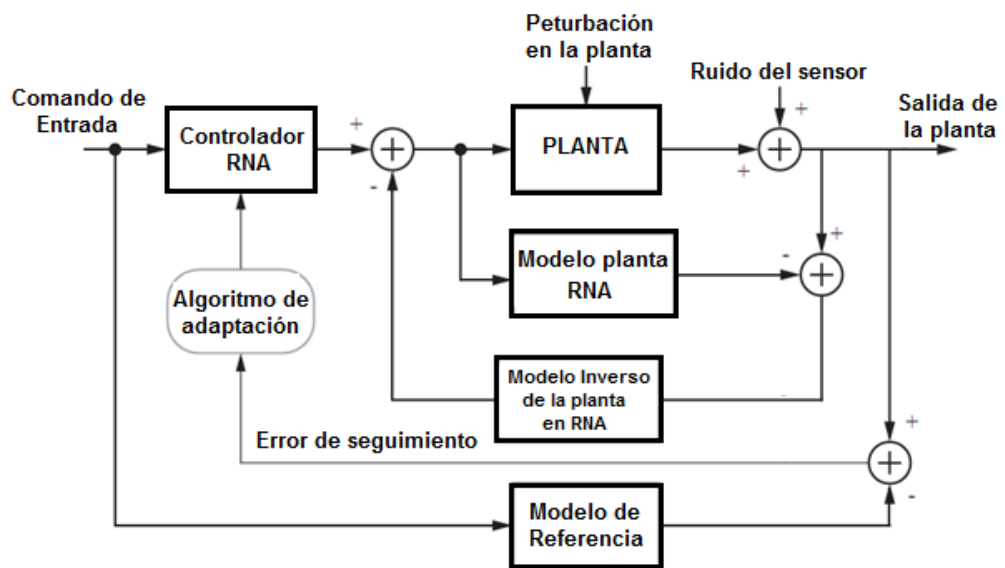


Figura 1.10 Sistema de Control Adaptativo con modelo inverso en RNA de la planta.

El enfoque básico de control adaptativo de referencia al modelo puede verse afectada por el ruido del sensor y las perturbaciones de la planta. Una alternativa que permite la cancelación del ruido y las perturbaciones incluye un modelo de planta con una red neuronal en paralelo con la planta. Ese modelo será entrenado para recibir las mismas entradas que recibe la planta y producir la misma salida.

La diferencia entre estas salidas será interpretada como el efecto del ruido y de las perturbaciones en la salida de la planta. Esa señal se aplica a un modelo inverso de la planta para generar una señal de control que compense el ruido

y la perturbación a la salida de la planta real. O sea la idea es cancelar la perturbación y el ruido presentes en la planta.

Control No lineal por el Modelo Interno

El Control No lineal por el Modelo Interno neuronal (NIMC en inglés), se muestra en la Figura 1.11. El mismo consta de un controlador diseñado en una red neuronal, un modelo de la planta en otra red neuronal, y un filtro de robustez con un único parámetro de ajuste (Nahas and Henso and Seborg, 92). El controlador de red neuronal generalmente está entrenado para representar la inversa de la planta, si ella existe.

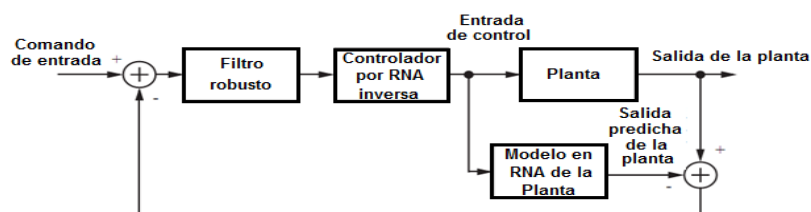


Figura 1.11 Control no lineal por el modelo interno neuronal

El error entre la salida del modelo de red neuronal de la planta y la medición de la salida de la planta se utiliza como la entrada de retroalimentación al filtro de robustez, cuya salida se alimenta al controlador de red neuronal.

El modelo de la planta y el controlador pueden ser entrenados fuera de línea a partir de datos recolectados durante el funcionamiento de la planta. El filtro

de robustez es un filtro de primer orden cuya constante de tiempo se selecciona para asegurar la estabilidad de lazo cerrado.

Control Predictivo Neuronal

La idea central del control predictivo es calcular, en cada etapa de tiempo discreto, una secuencia de valores del control actual y futuros que minimicen un funcional, generalmente cuadrático, que sirve para medir la calidad del control en un horizonte de tiempo determinado de antemano. En cada etapa se aplica al proceso sólo el primer valor de la secuencia de control calculada por lo cual a esta estrategia de control se le denomina de horizonte móvil.

Así, la red neuronal mostrada en la Figura 1.12 es la que calcula las predicciones de la salida.

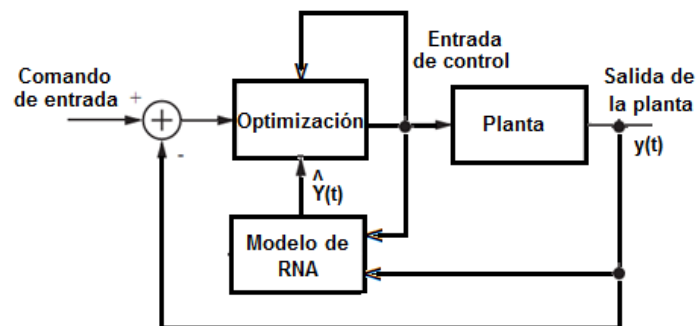


Figura 1.12 Esquema del controlador predictivo neuronal (tomado de Aguado, 2000)

Para aplicar este esquema se puede entrenar el modelo neuronal mediante un experimento de identificación previo o el entrenamiento continuo a lazo cerrado empleando una estrategia adaptable, Según (Aguado y otros, 1998) y (Aguado, 2000) la segunda solución es más conveniente aunque el costo computacional es mayor dada la complejidad del modelo neuronal.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE EN LAS INVESTIGACIONES DE LAS SUSPENSIONES DE VEHÍCULOS LIGEROS

2.1 CLASIFICACIÓN DE LAS SUSPENSIONES

La suspensión del vehículo tiene como objetivo (Horvat and Hubbard, 1981) absorber las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el pavimento, proporcionando a los pasajeros un adecuado nivel de confort y seguridad de marcha y protegiendo la carga y las piezas del automóvil.

Para el análisis del comportamiento del sistema de suspensión de un vehículo el peso del vehículo se descompone en dos partes, denominadas:

- a) masa suspendida, la integrada por todos los elementos cuyo peso es soportado por el bastidor o chasis y

b) masa no suspendida constituida por el resto de los componentes.

El enlace entre ambas masas lo materializa la suspensión. El sistema está compuesto por un elemento flexible (muelle de ballesta o helicoidal, barra de torsión, muelle de goma, gas o aire), y un elemento de amortiguación (o amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno. Son elementos auxiliares o complementarios del sistema de suspensión las llantas y los asientos.

En este trabajo se trata la suspensión como sistema activo de aislamiento de las vibraciones tomando como base los sistemas pasivos. Se sigue este proceso ya que partir de lo conocido conduce a campos desconocidos por un camino, en el cual es fácil entender el significado físico y matemático de cada paso.

Para comenzar el análisis, como modelo del sistema de aislamiento pasivo de las vibraciones para una suspensión con un grado de libertad se emplea el bien conocido sistema de muelle y amortiguador viscoso mostrado en la Figura 2.1, donde se tiene solo la masa suspendida.

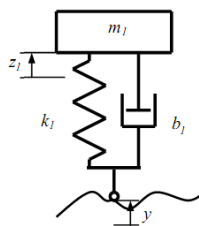


Figura 2.1 Sistema de aislamiento pasivo de vibraciones

La ecuación diferencial que describe el comportamiento del sistema de suspensión pasiva mostrada en la Figura 2.1, partiendo de la segunda Ley de Newton y el conocimiento de los valores para la masa y los respectivos coeficientes es:

$$m_1 \frac{d^2(z_1 - y)}{dt^2} = -k_1(z_1 - y) - b_1 \left(\frac{dz_1}{dt} - \frac{dy}{dt} \right) \quad (2.1)$$

En la ecuación (2.1) se tiene:

- $z_1(t)$ es el desplazamiento relativo a través de la suspensión;

- $y(t)$ describe el movimiento de la base del sistema, impuesto por el perfil de la carretera para una velocidad de desplazamiento constante;

m_1 - es la masa del sistema suspendida por los muelles;

- k_1 es la rigidez del resorte lineal;

- b_1 es la característica de amortiguación de la suspensión.

Desarrollando (2.1)

$$m_1 \frac{d^2(z_1)}{dt^2} - m_1 \frac{d^2(y)}{dt^2} = -k_1(z_1) + k_1 y - b_1 \left(\frac{dz_1}{dt} \right) + b_1 \frac{dy}{dt}$$

Reagrupando y dividiendo por la masa m_1

$$\frac{d^2(z_1)}{dt^2} + \frac{b_1}{m_1} \left(\frac{dz_1}{dt} \right) + \frac{k_1}{m_1} (z_1) = \frac{d^2(y)}{dt^2} + \frac{b_1}{m_1} \frac{dy}{dt} + \frac{k_1}{m_1} y$$

Sea $a(t)$ la aceleración vertical que imprime el camino sobre la llanta cuando el cuarto de carro se desplaza a cierta velocidad lineal horizontal:

$$a(t) = \frac{d^2(y)}{dt^2} + \frac{b_1}{m_1} \frac{dy}{dt} + \frac{k_1}{m_1} y \quad (2.2)$$

Entonces, dada la aceleración (2.2) en la base del sistema de suspensión la masa suspendida oscilará y la dinámica del desplazamiento Z_1 estará dada por:

$$\frac{d^2(z_1)}{dt^2} + \frac{b_1}{m_1} \left(\frac{dz_1}{dt} \right) + \frac{k_1}{m_1} (z_1) = a(t)$$

Transformando por Laplace para condiciones iniciales nulas, se tiene:

$$s^2 Z_1(s) + \frac{b_1}{m_1} s Z_1(s) + \frac{k_1}{m_1} Z_1(s) = A(s) \quad (2.3)$$

La función de transferencia de este sistema es:

$$G(s) = \frac{Z_1(s)}{A(s)} = \frac{1}{s^2 + \frac{b_1}{m_1} s + \frac{k_1}{m_1}} \quad (2.4)$$

(2.4) determina el desplazamiento vertical de la masa suspendida para un valor de aceleración vertical impresa por el camino en el sistema de suspensión.

Para parámetros dados de la masa suspendida y los coeficientes lineales de la rigidez del muelle y de amortiguación del amortiguador, la característica de amplitud frecuencia del sistema de suspensión pasivo se muestra en la Figura 2.2

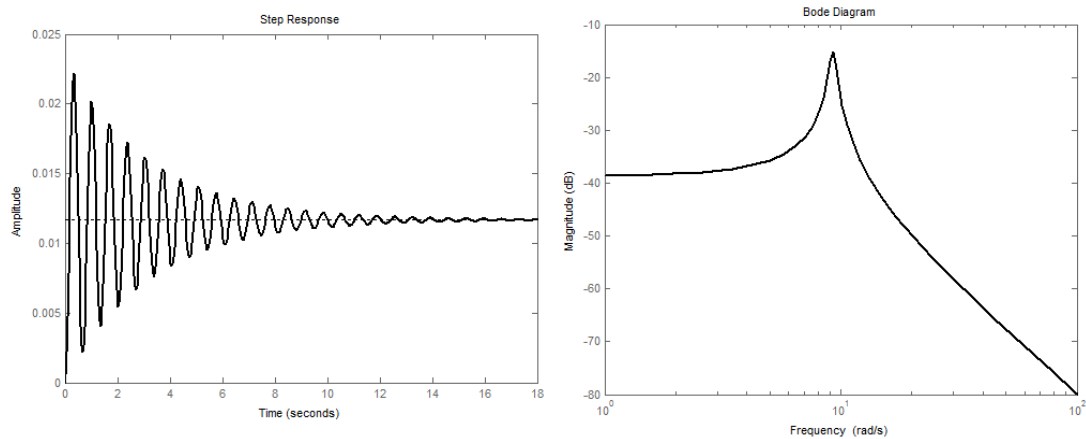


Figura 2.2. Respuesta Temporal y Característica Amplitud vs. Frecuencia del diagrama de Bode del sistema de suspensión pasivo con una masa.

Como se observa, la suspensión pasiva actúa de tal manera que las oscilaciones, surgidas por el desplazamiento del cuarto de carro sobre la superficie rugosa de la vía, se amortiguan, sin embargo, el tiempo de duración de las oscilaciones es relativamente grande.

El cálculo de esta característica se realizó mediante el programa “MJ_2.m” dado en el Anexo 1.

Un sistema más complejo de suspensión pasiva se muestra en la Figura 2.3, el cual muestra dos masas, dos elementos con elasticidad o muelles y dos elementos con amortiguación viscosa.

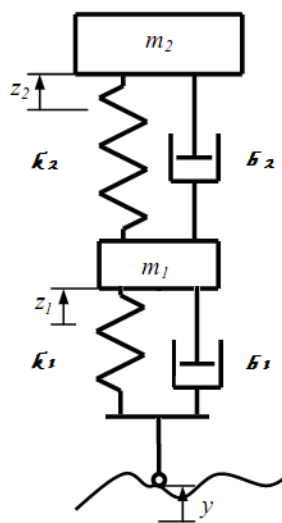


Figura 2.3 Sistema de aislamiento pasivo de vibraciones con dos masas (tomado de Segla y Reich, 2007).

En este sistema se tienen:

m_1 – masa no suspendida,

m_2 – masa suspendida por el sistema (k_1 , b_1),

k_1 - es la rigidez vertical de la llanta,

k_2 - es el coeficiente de rigidez de la suspensión,

b_1 - es el coeficiente de amortiguación de la llanta,

b_2 - es el coeficiente de amortiguación de la suspensión,

z_1 - es el desplazamiento vertical de la masa no suspendida,

z_2 - es el desplazamiento vertical de la masa suspendida,

y – se considera como la excitación del camino.

En lo adelante se considera solo el desplazamiento en el eje vertical de las masas.

Dado que la altura o diferencia z_1-y (que es una distancia relativa) es muy difícil de medir y que la deformación de la llanta (z_2-y) puede ser despreciable se podrá emplear el desplazamiento relativo z_1-z_2 , en el tiempo, para el análisis del comportamiento del sistema de suspensión pasivo mostrado en la Figura 2.3

Se desarrollan a continuación las ecuaciones que describen la dinámica del sistema pasivo con dos masas. Estamos interesados en encontrar una característica similar a la mostrada en la Figura 2.2 de manera que podamos realizar la comparación entre ambos sistemas y determinar en cuanto se mejora el confort con similares sistemas de suspensión pasivos.

Para cada una de las masas se plantea la ecuación que rige su comportamiento dinámico:

$$m_2\ddot{z}_2 + b_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (2.5)$$

$$m_1\ddot{z}_1 + b_1(\dot{z}_1 - \dot{y}) + k_1(z_1 - y) - b_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (2.6)$$

Transformando por Laplace suponiendo condiciones iniciales nulas en (2.5):

$$m_2s^2z_2(s) + b_2sz_2(s) + k_2z_2(s) = b_2sz_1(s) + k_2z_1(s)$$

$$(m_2s^2 + b_2s + k_2)z_2(s) = (b_2s + k_2)z_1(s)$$

$$z_1(s) = \frac{m_2s^2 + b_2s + k_2}{b_2s + k_2} z_2(s) \quad (2.7)$$

Realizando operaciones similares en (2.6):

$$m_1s^2z_1(s) + (b_1 + b_2)sz_1(s) + (k_1 + k_2)z_1(s) = (b_2s + k_2)z_2(s) + b_1sy(s) + k_1y(s)$$

Suponiendo que:

$$f(s) = b_1sy(s) + k_1y(s) \quad (2.8)$$

Y con (2.7)

$$\frac{[m_1s^2+(b_1+b_2)s+(k_1+k_2)](m_2s^2+b_2s+k_2)}{b_2s+k_2}z_2(s) = (b_2s+k_2)z_2(s) + f(s)$$

$$\left[\frac{[m_1s^2+(b_1+b_2)s+(k_1+k_2)](m_2s^2+b_2s+k_2)}{b_2s+k_2} - (b_2s+k_2) \right] z_2(s) = f(s)$$

$$\frac{z_2(s)}{f(s)} = \frac{b_2s+k_2}{[m_1s^2+(b_1+b_2)s+(k_1+k_2)](m_2s^2+b_2s+k_2)-(b_2s+k_2)^2} \quad (2.9)$$

Si, ahora hacemos:

$$H_2(s) = \frac{z_2(s)}{y(s)} \quad (2.10)$$

Entonces:

$$H_2(s) = \frac{(b_2s+k_2)(b_1s+k_1)}{(m_1s^2+b_1s+k_1)(m_2s^2+b_2s+k_2)+m_2s^2(b_2s+k_2)} = \frac{num(s)}{den(s)}$$

$$num(s) = b_1b_2s^2 + (b_1k_2 + b_2k_1)s + k_1k_2$$

$$den(s) = m_1m_2s^4 + (m_1b_2 + m_2b_1 + m_2b_2)s^3 + (k_1m_2 + k_2m_1 + m_2k_2 + b_1b_2)s^2 + (b_1k_2 + b_2k_1)s + k_1k_2$$

En la Figura 2.4 se muestra la respuesta temporal y la característica Amplitud vs. Frecuencia del sistema con dos masas de la Figura 2.3.

Como se observa, de la Figura 2.4 al considerar la rigidez y la amortiguación de la llanta las oscilaciones de la masa suspendida disminuyen tanto en el valor de la frecuencia de oscilación como en el tiempo de duración de las mismas.

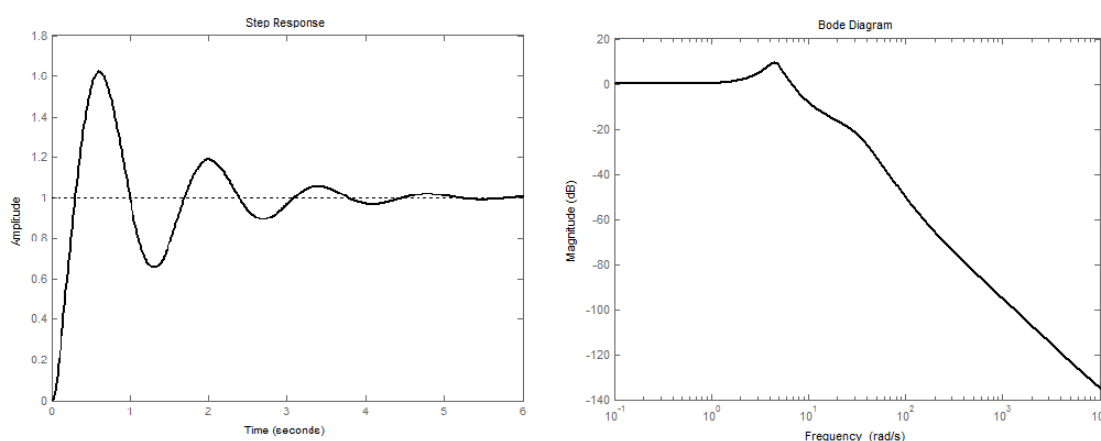


Figura 2.4 Respuesta Temporal y Característica Amplitud vs. Frecuencia del diagrama de Bode del sistema de suspensión pasivo con dos masas.

Alguna pista sobre el porqué de tal respuesta en el tiempo del sistema con dos masas se puede encontrar si se analiza de manera independiente el sistema conformado por la llanta.

Si se aísla este sistema del sistema de suspensión con la masa suspendida se obtiene la respuesta en el tiempo dada por la Figura 2.5

Como se observa, este sistema es un sistema con gran inercia (filtro pasa bajo), lo cual se infiere por el comportamiento de la respuesta sin oscilaciones.

Debido a este comportamiento la transferencia de energía mecánica hacia la

masa suspendida es modulada por el comportamiento de un filtro pasa bajo, lo cual suprime componentes de frecuencias superiores.

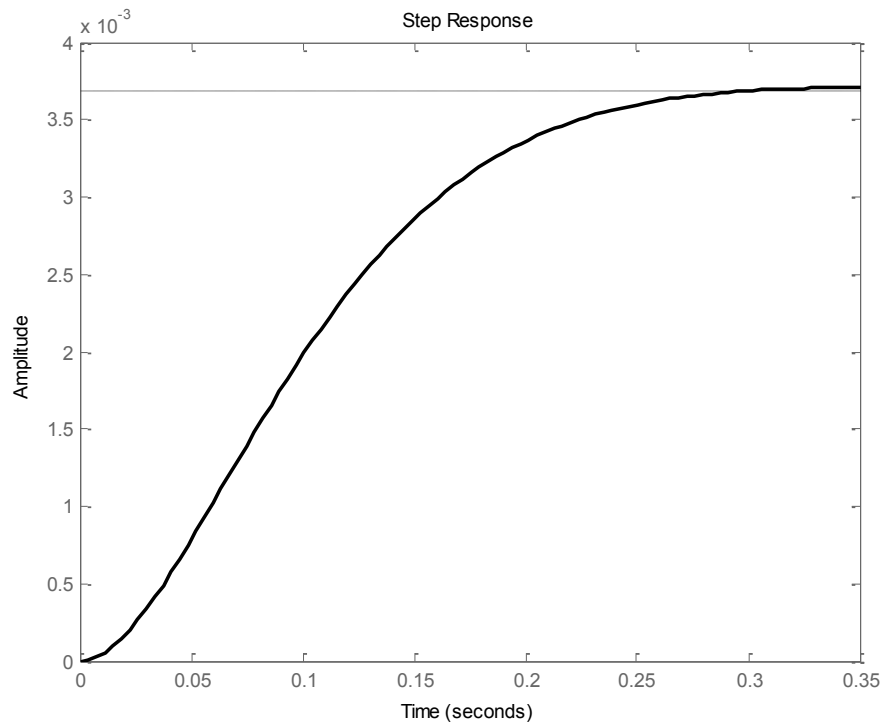


Figura 2.5 Respuesta Temporal del sistema pasivo de la llanta.

Hasta aquí se ha analizado el comportamiento de los sistemas pasivos de un cuarto de carro. Los datos de los coeficientes que caracterizan la rigidez y la amortiguación de las oscilaciones impresas en la masa suspendida por las irregularidades de la vía durante el desplazamiento del cuarto de carro se dan a continuación en la Tabla No. 2.1

Tabla No. 2.1 Coeficientes de rigidez y de amortiguación de las suspensiones

m1	49.8	Kg
m2	400	Kg
k1	135000	N/m
k2	40000	N/m
b1	8100	Ns/m
b2	1687.5	Ns/m

Resumiendo, la composición de un sistema de suspensión pasiva puede encontrarse en (Khajavi, and Abdollahi, 2007); el sistema de suspensión pasiva consiste de, al menos, un elemento disipador de energía, como el amortiguador viscoso y un elemento que almacena energía el cual es un muelle y la masa cuyo desplazamiento oscilante es analizado. Ya que ninguno de estos elementos adiciona energía al sistema de suspensión, entonces, esta clase de sistema recibe el nombre de sistema pasivo.

En la Figura 2.6 se muestra un Sistema de Suspensión Activa Total, en el cual un actuador de fuerza sustituye tanto al muelle como al amortiguador del Sistema de Suspensión pasiva.

En (Khajavi and Abdollahi, 2007) se refiere que en este tipo de suspensión el actuador hidráulico es controlado por una servo válvula de respuesta a las altas frecuencias. La señal aplicada a la servo válvula es la señal de control calculada según una ley de control óptima.

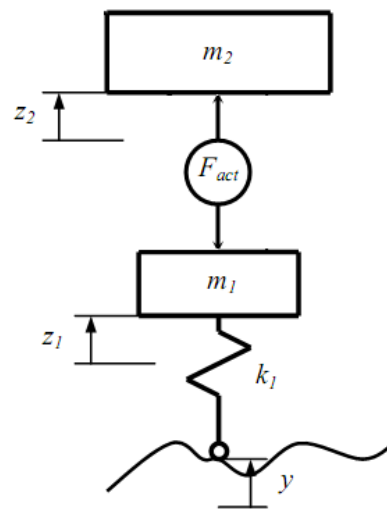


Figura 2.6 Sistema de suspensión activa total.

La desventaja principal de esta suspensión es que requiere una fuente externa de energía que proporcione la energía requerida para amortiguar las oscilaciones que surgen en el sistema durante el movimiento del vehículo con velocidad lineal horizontal dada.

Esto proporciona una penalización considerable en referencia a la complejidad, fiabilidad, costo y peso. Para reemplazar la complejidad y disminuir el costo de las suspensiones activas, así como mejorar la conducción

del vehículo ha surgido el concepto de suspensión semi activa. En la Figura 2.7 se muestra un esquema de suspensión semi activa.

En este tipo de sistema de suspensión, el muelle o resorte de la suspensión pasiva se mantiene, mientras que la fuerza de amortiguación en el amortiguador puede ser modulada de acuerdo con las condiciones de funcionamiento.

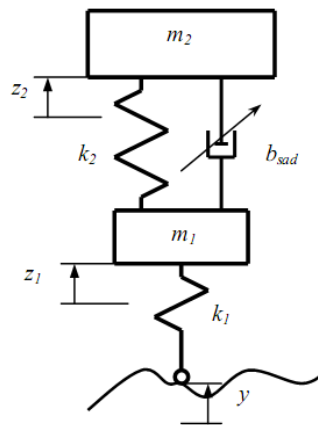


Figura 2.7 Sistema de suspensión semi activa

En (Koch y otros, 2011), se encuentra la clasificación mostrada en la Figura 2.8 y se señala que los sistemas de suspensión mecatrónicos están integrados en los vehículos con el fin de mejorar el confort durante la marcha, así como mejorar la seguridad del paseo.

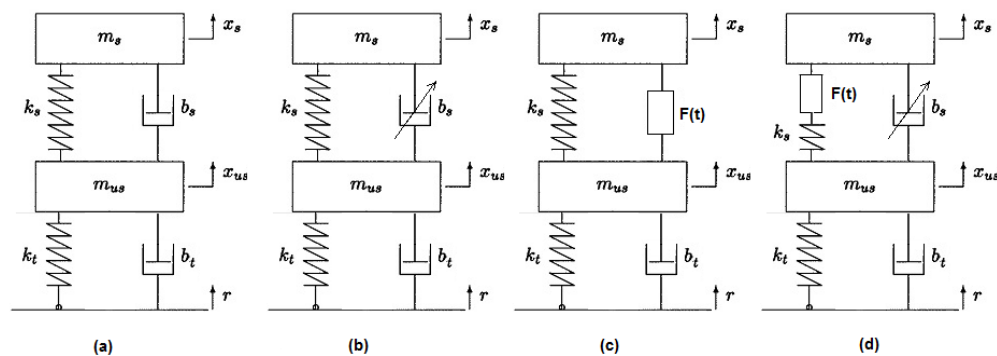


Figura 2.8 Sistemas de suspensión (a- pasiva, b- semi activa mecatrónica, c- totalmente activa mecatrónica y c- mecatrónica híbrida)

Ellos presentan la clasificación en sistemas semi-activos (por ejemplo, amortiguadores variables), sistemas totalmente activos con un actuador en paralelo al muelle primario y un ancho de banda de más de 20Hz y los sistemas activos lentos con un actuador integrado en serie con el muelle primario.

La Figura 2.8 muestra los modelos de cuartos de carro correspondientes a los diferentes sistemas de suspensión, donde las configuraciones del actuador se ubican entre la masa suspendida (una cuarta parte de la masa del chasis) y la masa no suspendida (principalmente de la rueda, del neumático y la masa del freno del vehículo).

Destacan además que en los vehículos en producción con sistemas de suspensión mecatrónica, la mayoría de los sistemas de amortiguación semi-activos integrados presentan baja demanda de energía, bajo peso y grandes anchos de banda de control.

2.2 ESTADO DEL ARTE EN EL MODELADO DE LAS SUSPENSIONES ACTIVAS

En lo adelante se dedica el resto del capítulo a describir brevemente los modelos que han sido publicados en la literatura científica y los controladores propuestos partiendo del año 2000 hasta 2014.

En (Yahaya y otros, 2000) se presenta un modelo matemático en variables de estado, para un cuarto de carro, obtenido mediante la aplicación de las leyes de Newton al sistema de dos grados de libertad similar al mostrado en la Figura 2.9

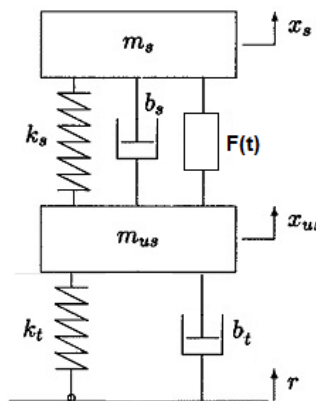


Figura 2.9 Sistema de suspensión activa de dos grados de libertad

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + G\delta(t)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{(x_{us} - \dot{r})} \\ \ddot{x}_{us} \\ \dot{(x_s - \dot{x}_{us})} \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_t}{m_t} & \frac{b_s}{m_t} & \frac{k_s}{m_t} & \frac{b_s}{m_t} \\ \frac{b_s}{m_t} & \frac{k_s}{m_t} & -\frac{(b_s + b_t)}{m_t} & \frac{k_t}{m_t} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{us} - r \\ \dot{x}_{us} \\ x_s - \dot{x}_{us} \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{m_s}{m_t} \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} -1 \\ \frac{b_t}{m_t} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{r} \quad (2.11)$$

Con:

x_{us} – Desplazamiento de la masa no suspendida

x_s – Desplazamiento de la masa suspendida

r – Desplazamiento del perfil del camino

m_s – Masa suspendida

m_{us} – Masa no suspendida

k_t – Rigidez de la llanta (constante)

k_s – Rigidez del sistema de suspensión (constante)

b_t – Coeficiente de amortiguación de la llanta (constante)

b_s – Coeficiente de amortiguación del sistema de suspensión (constante)

La señal de control está representada por u y la perturbación o irregularidad de la vía por \dot{r} .

En (Giua, Seatzu and Usai, 2000) se modela un sistema de suspensión mixta (un actuador con una suspensión pasiva convencional) para el árbol de eje de un vehículo basado en un modelo de medio carro, lineal, con cuatro grados de libertad.

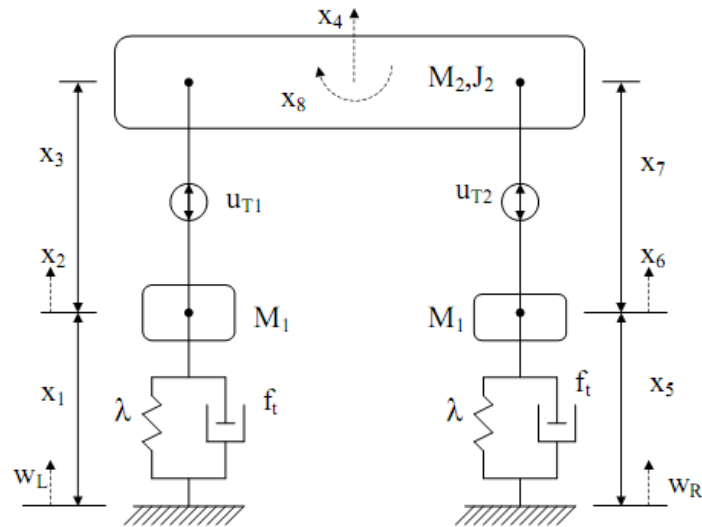


Figura 2.10 Modelo dinámico del sistema de suspensión activa (tomado de Giua, Seatzu and Usai, 2000)

En esta suspensión completamente activa se empleó la siguiente notación:

M_1 - masa no suspendida equivalente de la rueda y de las partes móviles de la suspensión que está conectada a la misma;

M_2 - es la masa suspendida, es decir, la parte de toda la masa del vehículo y la masa de la carga relativa al árbol de ejes;

J_2 - es el momento de inercia de la masa suspendida con respecto al eje baricéntrico perpendicular al plano del dibujo

λ - es la constante elástica de la llanta (neumático)

f_t - es el coeficiente que tiene en cuenta la amortiguación de la llanta;

$x_1(t)$, $x_3(t)$, $x_5(t)$, $x_7(t)$ representan las deformaciones con respecto al equilibrio estático;

$x_2(t)$, $x_6(t)$, $x_4(t)$ representan las velocidades verticales absolutas;

$x_8(t)$ representa la velocidad angular;

U_{T1} , U_{T2} representan las fuerzas de control total de izquierda y derecha, respectivamente.

En (Gobbi and Mastinu, 2001) se expone un modelo matemático para el estudio del comportamiento de la suspensión pasiva lineal de un cuarto de carro con dos grados de libertad y perturbaciones casuales.

El esquema de la suspensión es similar al mostrado en la Figura 2.3 y el modelo matemático es similar al modelo dado por las ecuaciones 2.5 y 2.6, pero con el coeficiente de amortiguación de la llanta nulo.

Se refiere que dos diferentes densidades espectrales de potencia se consideran para el modelado de la irregularidad de la vía. Las fórmulas analíticas derivadas pueden ser utilizadas ya sea durante el diseño preliminar o para otros fines, especialmente cuando los resultados aproximados son aceptables.

Las fórmulas analíticas estiman, con razonable precisión, el comportamiento dinámico de un vehículo moviéndose por una vía real rugosa. Sobre la base

de las fórmulas obtenidas, se realizó un análisis de la sensibilidad de los parámetros con referencia a los índices pertinentes de desempeño, es decir, las desviaciones estándares de la aceleración del cuerpo del vehículo (la inconformidad), de la fuerza vertical en la llanta (contacto con la vía), del suspensión espacio de trabajo de la suspensión.

Se determinó que en dependencia de la densidad espectral de potencia de la irregularidad en la vía y la velocidad del vehículo, la sensibilidad de los índices de desempeño a las variaciones de los parámetros de la suspensión puede cambiar dramáticamente.

En (Fialho and Balas, 2002) el esquema de la suspensión activa es similar al mostrado en la Figura 2.9 pero con el coeficiente de amortiguación de la llanta nulo y el modelo matemático es similar al modelo dado por las ecuaciones 2.5 y 2.6 igualando a cero el coeficiente de amortiguación de la llanta.

En (Shen and Peng, 2003) se emplea un modelo matemático similar al modelo en espacio de estados empleado en (Yahaya y otros, 2000) pero el actuador es un actuador hidráulico.

En (Sireteanu and Stoia, 2003) se utilizan el método de simulación de Newmark y el de Monte Carlo para obtener la respuesta media cuadrática del modelo de suspensión de dos grados de libertad con amortiguación no lineal, excitado por un ruido blanco gaussiano estacionario.

El objetivo del artículo es exponer la optimización de la característica de amortiguación no lineal del sistema, para los modelos pasivos y semi-activos de suspensión del vehículo con respecto al criterio de confort de marcha (mínima rms de la aceleración del cuerpo).

Se muestra que la suspensión semi-activa con fricción seca secuencial puede proporcionar una mejora perceptible en el confort en comparación con las suspensiones pasivas no lineales u óptima lineal.

En el artículo de (Chantranuwathana and Peng, 2004) se plantea que es ampliamente aceptado que el modelo de cuarto de carro es adecuado para estudiar la situación de compromiso entre los tres objetivos del desempeño de la suspensión: la calidad de la conducción, el comportamiento en carretera y la propia suspensión.

Para una suspensión de cuarto de carro, los únicos grados de libertad que se incluyen son los movimientos verticales de la masa suspendida y de la masa no suspendida.

El esquema empleado en este artículo para obtener el modelo matemático es similar al mostrado en la Figura 2.9 y el modelo está en el espacio de estados. El actuador empleado es el actuador hidráulico electrónicamente controlado, dado por la ecuación diferencial (2.12).

$$\dot{F}_a = \beta \left[k_1(\dot{x}_w - \dot{x}_c) - k_2 F_a + k_3 x_{sp} \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_{sp}) F_a / A_p} \right] \quad (2.12)$$

Donde

F_a - fuerza ejercida por el pistón

β - es el módulo del volumen del fluido

x_{sp} - desplazamiento del émbolo de la servo válvula

x_w - desplazamiento de la masa no suspendida

x_c - desplazamiento de la masa suspendida

P_s - presión hidráulica de la fuente

A_p - área del pistón

$$k_1 = k_{as} A_p^2 / V$$

$$k_{as} = (x'_w - x'_c) / (x_w - x_c)$$

V - volumen total de la cámara del cilindro

$$k_2 = k_p / 2V$$

k_p - coeficiente de amortiguación

$$k_3 = A_p k_{xd} / \sqrt{2} V$$

k_{xd} – coeficiente de flujo del orificio

Los autores (Verros and Natsiavas, 2005) presentan una metodología para optimizar los parámetros de la rigidez y de la amortiguación de la suspensión de los modelos no lineales del cuarto de carro sometidos a una excitación aleatoria del camino.

Se examinan los modelos de carros donde se selecciona el coeficiente de amortiguación de la suspensión. Emplean los modelos conocidos de cuarto de carro empleados en la ingeniería automotriz debido a su simplicidad y a la correcta información cualitativa que ellos proporcionan, al menos en la etapa inicial de diseño.

Se hace una comparación crítica entre los resultados obtenidos para los vehículos con suspensión lineal pasiva y los obtenidos para carros con amortiguadores semi-activos.

En (Canale y otros, 2005) el objetivo principal es presenta el diseño y el análisis de una estrategia de control para las suspensiones semi activas de vehículos de carretera. Inicialmente se prestó atención al esquema de medio carro similar al mostrado en la Figura 2.10.

Se señala además que el modelo de medio carro proporciona una descripción muy precisa del sistema de suspensión incluyendo los efectos de ambas aceleraciones, de la oscilación vertical y del cabeceo, en la masa corporal del

vehículo, lo que permite considerar los efectos de acoplamiento entre las fuerzas de la suspensión delantera y trasera del vehículo.

Sin embargo, fueron empleados los modelos simplificados de la suspensión de un cuarto de carro. Esta decisión se debió a los resultados obtenidos por los mismos autores los cuales muestran que el control de la suspensión delantera influye en la dinámica de la parte trasera del vehículo en un porcentaje inferior al 10% (lo mismo vale para el efecto del control de la suspensión trasera en la parte delantera del vehículo).

En 2011 aparece publicado el artículo (Alexandru and Alexandru, 2011) donde el análisis se realiza por medio de un modelo de coche como el mostrado en la Figura 2.11, que se corresponde con el sistema de suspensión de guiado del eje trasero.

La suspensión activa se obtiene mediante la colocación de un actuador de fuerza en paralelo a la suspensión pasiva, con el objetivo de minimizar el efecto de las perturbaciones de la carretera (que se consideran como perturbaciones para el sistema de control).

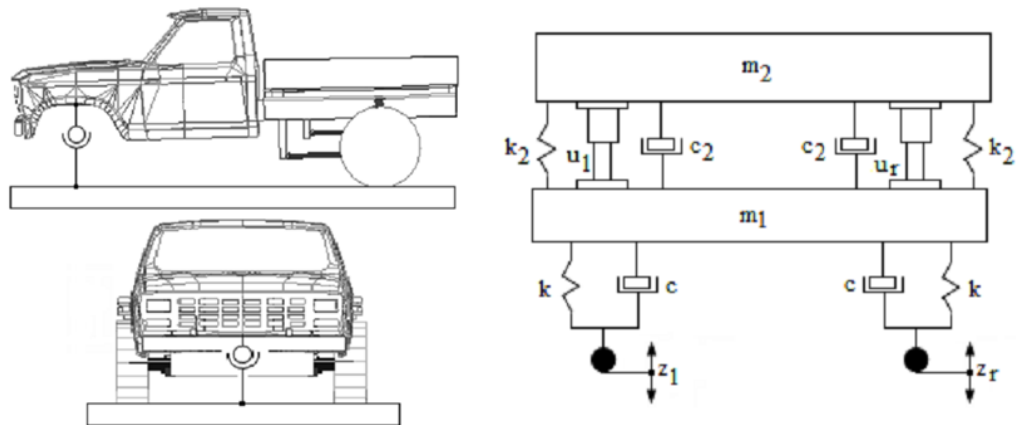


Figura 2.11 Modelo de medio carro con unión esférica (a la izquierda) y esquema de la suspensión activa (a la derecha). (Alexandru and Alexandru, 2011)

En (Koch y otros, 2011) se presentan los conceptos de control del actuador para una nueva estructura de un sistema de suspensión mecatrónico llamado de suspensión híbrida, que incluye una combinación de un amortiguador semi-activo y un actuador con ancho de banda pequeño conectado en serie con el muelle primario y potencialmente puede lograr un desempeño similar a un sistema de suspensión totalmente activo. Se obtienen el modelo y el enfoque de control para los dos actuadores conectados y se presenta la suspensión híbrida en un banco de pruebas de un cuarto de carro.

En (Changizi and Rouhani, 2011) el problema principal del sistema de suspensión es el aislamiento del cuerpo del vehículo de las irregularidades del terreno para maximizar el confort de los pasajeros y mantener un contacto

continuo entre la llanta y el camino. El artículo describe el modelo y el controlador empleado en el estudio y discute la respuesta del vehículo obtenida mediante simulación.

En el artículo publicado por (Basari y otros, 2012) se presenta un nuevo método de modelación de un Sistema de suspensión activa para el modelo de medio carro en el espacio de estados.

En el artículo de los autores (Nath and Kumar, 2012) se declara que la función principal de un sistema de suspensión es mejorar el confort de la marcha y mejorar las propiedades de manejo. El modelo en Bond Graph empleado en este estudio es de parámetros variables con el tiempo.

En el estudio que realizan (Aly and Salem, 2013) se afirma que el incremento de la competencia entre las marcas de carros por proporcionar mejor confort y seguridad en el manejo de los vehículos ligeros fuerza a las compañías a realizar investigaciones sobre estrategias alternativas en los sistemas de suspensiones activas de los carros. Un sistema de dos grados de libertad es diseñado y construido bajo el concepto de una suspensión de cuatro llantas independientes para simular las acciones del Sistema de suspensión activa.

El esquema empleado de dos grados de libertad es similar al mostrado en la Figura 2.11, pero sin el amortiguador de la llanta. El modelo matemático es dado por:

$$m_b \ddot{z}_b = F_a - c_s(\dot{z}_b - \dot{z}_w) + k_1(z_b - z_w) \quad (2.13)$$

$$m_w \ddot{z}_w = -F_a + k_1(z_b - z_w) - k_2(z_w - z_r) \quad (2.14)$$

En el artículo de (Mitra y otros, 2013) se desarrolló una metodología para diseñar una suspensión pasiva de un carro para satisfacer dos criterios contrapuestos, el confort y el agarre a la carretera según la norma ISO-2631-1, 1997. Se desarrolló también el modelo matemático del carro completo de siete grados de libertad para el sistema pasivo.

La solución del método analítico se valida con la simulación del modelo de Simulink.

Este modelo de simulación validado se utiliza como una plataforma para analizar el desempeño de la dinámica del vehículo para diferentes perfiles de la carretera, tabulando los resultados. Los parámetros empleados de la suspensión pasiva fueron tomados de un gran número de artículos científicos publicados con anterioridad al artículo.

Se concluye que el rango de velocidad de 5 a 10 km/h es una velocidad óptima para cruzar una protuberancia sin afectar a la zona de tolerancia de aceleraciones permisibles para el ser humano, que es de 0.315 m/s² a 0.625 m/s² según la norma ISO.

En el trabajo de los investigadores (Wang and Song, 2013) se establecen los modelos matemáticos de siete grados de libertad del sistema de suspensión basado en el vehículo completo para el diseño posterior del controlador difuso para el sistema de suspensión semi activa.

Recientemente se publicó el artículo de (Eligar and Banakar, 2014). Este artículo presenta el modelado y la simulación de una suspensión semi activa. Las irregularidades del camino son considerados como una sola irregularidad de la carretera y como una perturbación aleatoria.

2.3 ESTADO DEL ARTE EN EL CONTROL DE LAS SUSPENSIONES ACTIVAS

En (Yahaya y otros, 2000) se presenta un Regulador Lineal Cuadrático (LQR) para el sistema lineal invariante en el tiempo (LTI) descrito por la ecuación (2.11).

Se considera un regulador por realimentación de los estados

$$u(t) = -Kx(t) \tag{2.15}$$

Donde K es la matriz es la matriz de ganancias de realimentación de los estados.

El procedimiento de optimización consiste en encontrar el control $u(t)$ que minimiza el índice de desempeño J . Este índice representa el requerimiento de comportamiento así como también las limitaciones a la señal de control.

El índice a minimizar es:

$$J = \int_0^{\infty} (x'Qx + u'Ru)dt \quad (2.16)$$

La matriz de ganancias se representa como:

$$K = R^{-1}B'P$$

La matriz P debe satisfacer la ecuación matricial de Riccati:

$$A'P + PA - PBR^{-1}B'P + Q = 0$$

Y el control óptimo será:

$$u(t) = -(R^{-1}B'P) x(t) \quad (2.17)$$

Los resultados por simulación mostraron que la suspensión activa tuvo un mejor comportamiento en el sentido del confort en el paseo que la suspensión pasiva y recomendaban al control LQR como una excelente solución para mejorar el confort en el paseo y el manejo del vehículo en el nuevo milenio.

En (Giua, Seatzu and Usai, 2000) se propone una ley de control óptimo que tiene como objetivo optimizar el desempeño de la suspensión al tiempo que garantiza que la magnitud de las fuerzas generadas por los dos actuadores y

las fuerzas totales aplicadas entre la rueda y el cuerpo nunca excedan los límites dados. La solución obtenida toma la forma de una ley de control adaptativo que permite cambiar entre diferentes ganancias constantes de realimentación de estado.

Los resultados de las simulaciones muestran que el límite de las fuerzas activas es un parámetro de diseño útil para establecer un compromiso entre el desempeño y la potencia requerida.

En (Lauwerys, Swevers and Sas, 2002) se discute el desarrollo de un controlador para un carro de pasajeros empleando el amortiguador activo recientemente construido, en el cual dos válvulas varían continuamente las características del amortiguador.

El objetivo fue controlar los modos del cuerpo rígido del carro durante el balanceo y el cabeceo, así como el salto de la llanta y los primeros modos de flexión y torsión. El diseño del control se basa en los modelos de amortiguación y de un cuarto de carro válidos para las frecuencias indicadas en el artículo.

En (Fialho and Balas, 2002) se diseña un controlador con Variación Lineal de los Parámetros considerando un actuador hidráulico no lineal. Se demostró por simulación la superioridad del controlador diseñado.

En (Shen and Peng, 2003) se presentan las posibles soluciones en el diseño del control a lazo cerrado para un servo sistema de suspensión activa. Se

muestra que tanto para el control de la fuerza como para el control del desplazamiento, se tienen ceros de pequeños valores en la planta, que imponen un límite en el desempeño en implementaciones prácticas.

Se encontró que la de la suspensión activa en el problema de control del desplazamiento no proporciona beneficios significativos. Se estudiaron cuatro diferentes soluciones posibles, diferentes actuadores, modificación de los parámetros de la suspensión, amortiguadores por vibraciones, y los algoritmos de control avanzados.

Se afirma que en realidad, la dinámica de los actuadores puede ser bastante complicada, y la interacción entre el actuador y la suspensión del vehículo no puede ser ignorada, sobre todo para los actuadores hidráulicos, que parecen ser una de las opciones más viables debido a su alta relación potencia-peso, bajo costo y la fuerza que se puede generar durante un período prolongado de tiempo sin sobrecalentamiento.

El problema de la suspensión activa estudiado en (Chantranuwathana and Peng, 2004) es un problema de rechazo a las perturbaciones (irregularidades del camino). El objetivo es lograr una buena calidad de conducción y un buen comportamiento en el camino. Más concretamente, se diseña un controlador para reducir las magnitudes \ddot{x}_c , $(x_r - x_w)$ y $(x_w - x_c)$ en presencia de perturbaciones.

La arquitectura de control que se emplea consta de dos partes: una en el controlador del lazo de fuerza (sub lazo) y un controlador del lazo principal, como se muestra en la Figura 2.12. El objetivo principal de este trabajo es el diseño del controlador del lazo de fuerza.

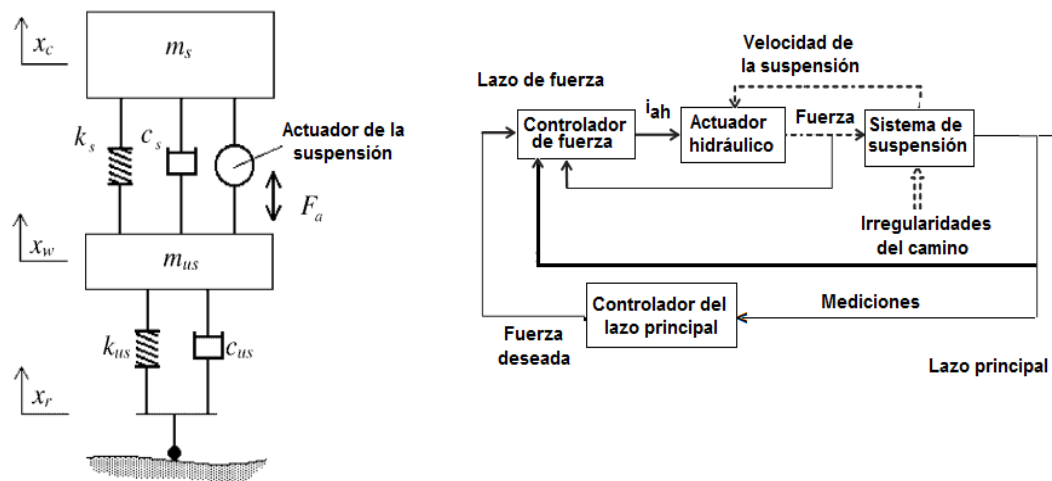


Figura 2.12. Sistema de suspensión activa de dos grados de libertad y esquema de control.

Como se expuso en 2.2 (Canale y otros, 2005) se plantearon, como objetivo principal, presentar el diseño de una estrategia de control para las suspensiones semi activas de vehículos de carretera simplificando un modelo de medio carro con dos modelos de cuarto de carro, uno trasero y otro delantero.

Dadas las insignificantes propiedades de acoplamiento del sistema de medio carro ya señaladas, es bastante razonable llevar a cabo el diseño del control

procediendo de manera descentralizada sobre la base de dos modelos de cuarto de carro separados que describen la dinámica de las suspensiones trasera y delantera.

Así, la estrategia de control propuesta en este artículo fue el Control Predictivo “rápido” en Base al Modelo.

En el artículo (Alexandru and Alexandru, 2011) la estrategia de control se desarrolla considerando la perturbación del camino como la perturbación a rechazar por el sistema de control, el cual genera las señales de fuerza. Se enfoca como un sistema MEMS (Múltiple Entrada-Múltiple Salida, en inglés MIMO) que tiene como entradas la perturbación del camino y las señales de control, mientras que las salidas son los desplazamientos de las llantas y los ángulos de balanceo, cabeceo y de guiñada de la carrocería del vehículo (teniendo en cuenta el modelo de medio carro que se muestra en la Figura 2.11).

Considerando el principio de superposición, las salidas son el efecto combinado de las señales de entrada. La suspensión activa utiliza sensores para medir la dinámica del vehículo, las señales de salida de los sensores se transmiten al controlador, el cual se comunica con el actuador de la fuerza. Debido a que las oscilaciones de guiñada son muy pequeñas se centra el estudio en las oscilaciones de balanceo y de cabeceo.

Los momentos estabilizadores se introducen considerando el desacople entre los sistemas de suspensión de cada llanta. Los controladores diseñados son del tipo PID.

En el mismo año fue publicado el artículo de (Changizi and Rouhani, 2011). La idea del trabajo es exponer el diseño de un controlador difuso para controlar el sistema de suspensión continuamente amortiguado mejorando el confort mediante la reducción de la aceleración del cuerpo del vehículo provocada por las irregularidades del camino.

En las conclusiones se realiza una comparación entre el desempeño del controlador difuso y el control PID in sílico empleando simulaciones en MATLAB®

En el artículo publicado por los autores (Basari y otros, 2012) se desarrolla una estrategia de control robusta para controlar la suspensión activa. Se emplea la Lógica difusa para controlar el sistema. Se toman como variables de entrada del controlador difuso la velocidad y el desplazamiento de la llanta delantera. Las fuerzas activas mejoran la conducción del vehículo, el confort del paseo y las propiedades del manejo se consideran como salidas.

Se propone el diseño del controlador para que minimice los desplazamientos del chasis y de las llantas cuando el vehículo se desplace por superficies irregulares, y los puntos elevados del pavimento, actúan sobre las llantas de los carros. La comparación del desempeño del Sistema de control de la

suspensión activa difusa se compara con el desempeño del Sistema de suspensión pasiva empleando las simulaciones en Matlab/Simulink.

Como resultado se tiene que la suspensión activa proporciona mejores prestaciones que la suspensión pasiva.

En el artículo de los autores (Nath and Kumar, 2012) el objetivo es mostrar cómo el controlador proporcional, integral, derivativo (PID) juega un papel esencial en el modelo de la suspensión de un cuarto, medio y carro completo.

En el estudio que realizan (Aly and Salem, 2013) se ilustra la aplicación de las técnicas inteligentes al control de un sistema de suspensión de carro continuamente amortiguado. Se reduce la aceleración del cuerpo del vehículo causada por la interacción con el camino rugoso suave y real.

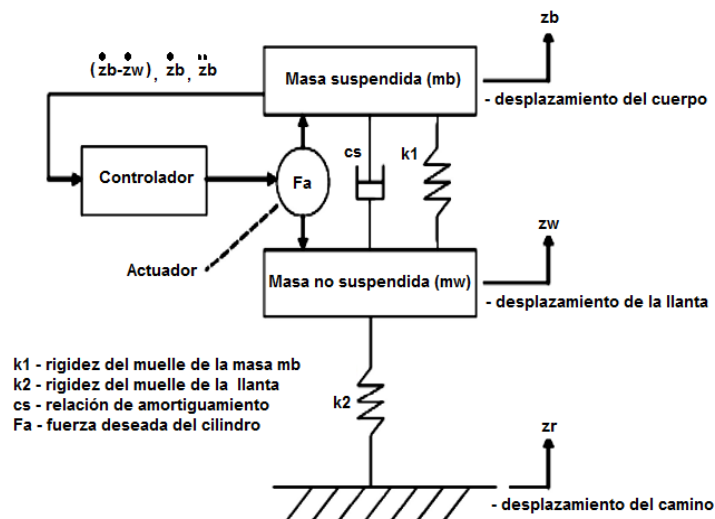


Figura 2.13. Diagrama en bloques del sistema de suspensión.

El artículo también discute el controlador empleado y la respuesta obtenida dentro de cierto rango de irregularidades del camino. Al concluir se proporciona la comparación entre el control inteligente y el clásico. En la Figura 2.13 se muestra el diagrama en bloques del sistema de suspensión a partir del cual se realiza el control en la suspensión.

Empleando el paquete de programación de Matlab/Simulink los investigadores (Wang and Song, 2013) obtuvieron los resultados por simulación, estableciendo que el Sistema de suspensión semi activa con amortiguador magneto eólico con un controlador difuso tiene un desempeño mejor que el sistema de suspensión pasiva.

Esto sirve de referencias exitosas para la aplicación de tales amortiguadores en las suspensiones semi activas de los vehículos.

Recientemente se publicó el artículo de (Eligar and Banakar, 2014). Este artículo presenta una suspensión semi activa con un amortiguador magneto eólico usando controladores de estructura variable.

Las suspensiones semi activas sólo cambian el coeficiente de amortiguación por la simple aplicación de una tensión de control como y cuando sea necesario

El sistema de control se aplica a un modelo de carro de 2 grados de libertad de un coche de pasajeros.

El controlador escogido para implementar la amortiguación semi activa empleando el amortiguador magneto eólico es un controlador de estructura variable el cual es un controlador robusto.

CAPÍTULO 3

MODELADO DE LAS SUSPENSIONES

En este capítulo se presentan los modelos matemáticos de un cuarto y medio carro que han sido aceptados como modelos de referencia para el estudio y diseño de suspensiones activas desde los puntos de vista del control automático.

Además se comienza estudiando la manera de modelar los diferentes obstáculos que pueden encontrarse en el camino los mismos que serán las perturbaciones aplicadas a los sistemas de suspensión activa. Se discuten sus simulaciones de manera detallada.

3.1 MODELOS CLÁSICOS DE LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO

La revisión de los artículos publicados mostró que la mayoría de los índices de desempeño de importancia para un sistema de suspensión son; mínimo

desplazamiento vertical y la aceleración de la masa suspendida que afectan directamente al confort del pasajero y mínima desviación de la suspensión, o sea, el desplazamiento relativo entre el muelle y la masa no suspendida que afecta al manejo del vehículo, (Yahaya y otros, 2000), (Giua, Seatzu and Usai, 2000), (Lauwerys, Swevers and Sas, 2002), (Shen and Peng, 2003), (Chantranuwathana and Peng, 2004), (Changizi and Rouhani, 2011), etc.

También es importante el salto de la llanta, ya que afecta directamente a la conducción o al manejo del vehículo, además de forzar la redistribución del peso del vehículo.

Así, para poder estudiar los parámetros mencionados de la suspensión de un vehículo, en particular de un cuarto de carro y medio carro, consideramos necesario modelar los diferentes caminos por los cuales puede transitar un vehículo. Esta modelación se toma de diferentes artículos publicados en revistas científicas, las que serán indicadas y comentadas en cada caso.

3.1.1 Representaciones del camino para la simulación y el análisis de los sistemas de suspensión

La forma sinusoidal del perfil del camino se muestra en Figura 2.1, y consiste en una elevación de altura $h = 0.05$ m, de longitud $\lambda = 20$ m, que está siendo recorrida con una velocidad del vehículo de $V = 20$ m/s = 72 Km/h (Lin Jung-Shan, Kanellakopoulus, 1997), (Dahunsi, Pedro and Nyandoro, 2010).

Las condiciones del terreno o camino como función del tiempo vienen dadas por (3.1):

$$Q = \begin{cases} \frac{h}{2}(1 - \cos(\omega t)) & 0 \leq t \leq \frac{2\lambda}{V_v} \\ 0 & \text{otros valores de } t \end{cases} \quad (3.1)$$

Los parámetros de (3.1) son:

h- altura del obstáculo en el camino,

λ - longitud del camino,

V- velocidad de movimiento lineal del vehículo

$\omega = \frac{2\pi V}{\lambda}$ - frecuencia de la función forzante del camino

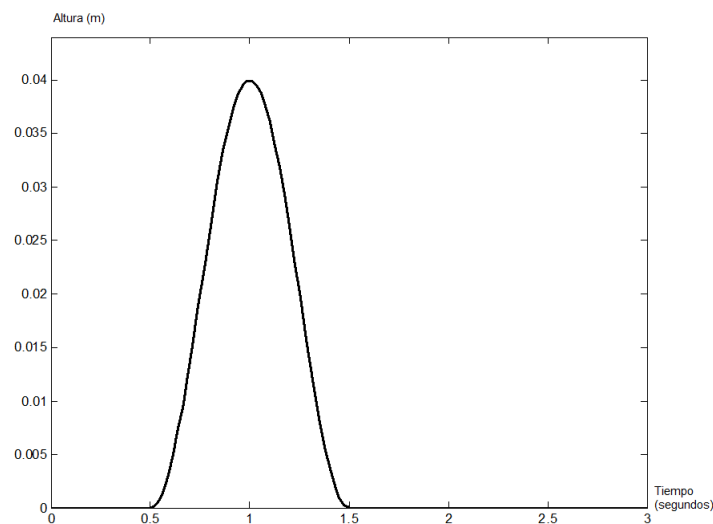


Figura 3.1 Modelo de Elevación de Pequeña Longitud (EPL) empleado con frecuencia en los artículos revisados (simulación de los autores).

Un tipo de perturbación tratada en la literatura consultada es el bache, (pot-hole en inglés). Esta perturbación se encuentra en (Mouleeswaran, 2012). Sin embargo, el autor solo considera la salida del bache sin tener en cuenta que el cuarto de carro debe primero entrar para después salir del bache.

Otra falencia encontrada es que, como no considera que se entra y se sale del bache, es imposible relacionarlo con la velocidad del cuarto de carro. Para solucionar este defecto en el presente Trabajo de Titulación se considerará la entrada y la salida del bache, lo que permite considerar la velocidad del vehículo o del cuarto de carro.

La Perturbación del Bache (PB) que será considerada en lo adelante es:

$$z_r = \begin{cases} 0 & t \leq 1 \\ -0.05 & 1 < t < 1 + \frac{\text{largo bache}}{\text{velocidad carro}} \\ 0 & t \geq 1 + \frac{\text{largo bache}}{\text{velocidad carro}} \end{cases} \quad (3.2)$$

El resultado de simular esta expresión se muestra en la Figura 3.2. Se muestran dos resultados, uno para la velocidad de 70 Km/h, que corresponde a 19.4 m/s y otro resultado correspondiente a 30 Km/h o sea 8 m/s aproximadamente. Ambos resultados consideran un largo del bache de 50 cm y una profundidad de 5 cm.

Obsérvese que a mayor velocidad menor es el tiempo de existencia de la perturbación, de esta forma este modelo del bache considera la velocidad del cuarto de carro.

Otra de las funciones del tiempo utilizadas para el estudio y verificación del diseño de controladores en las suspensiones activas es la dada en el artículo de (Du and Zhang, 2010) y en lo adelante denominada Perturbación Irregular del Camino (PIC), cuyo gráfico se muestra en la Figura 3.3

$$z_r(t) = 0.0254\text{sen}(2\pi t) + 0.005\text{sen}(10.5\pi t) + 0.001\text{sen}(21.5\pi t) \quad (3.3)$$

Para la simulación se ha considerado que la perturbación existe durante 4 segundos, recorriendo un camino de 32 m a una velocidad de 30 Km/h (8 m/s).

En diferentes artículos publicados se propone la modelación del camino como una función estocástica. Ya desde, (Hat, 1990) se llamaba la atención sobre esta formulación del camino indicando que:

- ✓ En la práctica, las características del camino de antemano se conocen muy poco y varían dentro de una gama amplia, dependiendo del tipo de camino (terreno) y de la velocidad del vehículo.
- ✓ Las características estocásticas del camino se basan en una promediación de variables de larga duración mientras que los sistemas de suspensión de altas

prestaciones principalmente están afectados por modelos de comportamiento de entrada de corta duración.

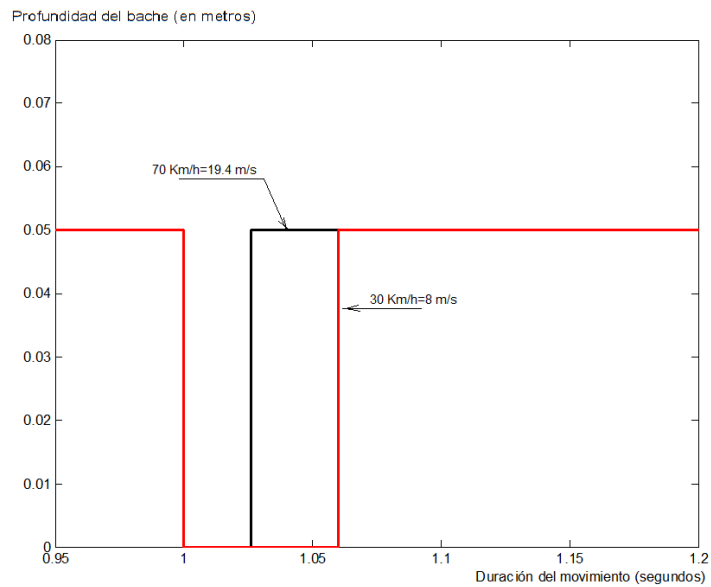


Figura 3.2. Perturbación del tipo bache (pot hole) para dos velocidades de traslación del cuarto de carro (simulación de los autores).

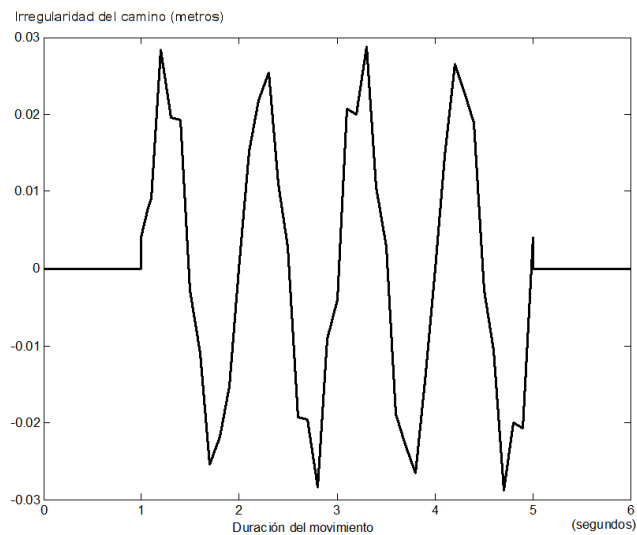


Figura 3.3. Perturbación del tipo Perturbación Irregular del Camino (PIC) (simulación de los autores).

- ✓ La presencia inesperada de baches u hoyos normalmente desafía la descripción estocástica; ellos pueden ser descubiertos solo por información anticipada.

Estas observaciones preliminares nos permiten dejar a un lado tales modelos estocásticos del camino, por lo que no serán analizados en este Trabajo de Titulación.

El modelo de medio carro que se analiza contempla las llantas de un lado del vehículo, así, si se aplica un camino a las llantas de un lado del vehículo, entonces, la llanta delantera verá la función (2.1) y la trasera la siguiente:

$$Q = \begin{cases} \frac{h}{2} (1 - \cos(w(t - \tau))) & \tau \leq t \leq \left(\tau + \frac{2\lambda}{v}\right) \\ 0 & \text{otros valores de } t \end{cases} \quad (3.4)$$

$$\tau = \frac{a+b}{v} \quad \text{Retardo de tiempo entre la llanta frontal y la posterior}$$

En lo que sigue, las llantas delanteras y traseras atacan los mismos perfiles del camino, la llanta trasera seguirá el mismo perfil del camino que la llanta delantera pero con un retardo de τ segundos, o sea sigue la misma trayectoria pero con un retardo. Esto significa que no tendremos en cuenta los cambios de dirección del vehículo.

La Perturbación del Bache (PB) que será considerada para la llanta trasera en lo adelante es:

$$z_r = \begin{cases} 0 & t \leq 1 \\ -0.05 & 1 < t < 1 + \frac{\text{largo bache}}{\text{velocidad carro}} \\ 0 & t \geq 1 + \frac{\text{largo bache}}{\text{velocidad carro}} \end{cases} \quad (3.5)$$

La Perturbación Irregular del Camino (PIC), que será considerada para la llanta trasera es modelada por:

$$z_r(t) = 0.0254\text{sen}(2\pi(t - \text{tau})) + 0.005\text{sen}(10.5\pi(t - \text{tau})) + 0.001\text{sen}(21.5\pi(t - \text{tau})) \quad (3.6)$$

En la Tabla 3.1 se muestra un resumen de las características de las irregularidades más frecuentes en los artículos referenciados.

Tabla 3.1. Características de las irregularidades del camino.

Modelos	Altura	Longitud	Velocidad [Km/h]
EPL	0.05 [m]	20[m](de camino)	72
PB	-0.05 [m]	50 [cm] (bache)	70
			30
PIC	Suma de sinusoides	32[m] (irregularidad)	30

3.1.2 Modelos matemáticos de un cuarto y medio carro publicados con mayor frecuencia

En el artículo de (Mouleeswaran, 2012) se presenta el modelo matemático que describe la dinámica del cuarto de carro cuando en el sistema de suspensión se tiene un cilindro hidráulico:

$$M_s \ddot{z}_s + K_a(z_s - z_{us}) + Ca(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) - u_a = 0 \quad (3.7)$$

$$M_{us} \ddot{z}_{us} + K_a(z_{us} - z_s) + Ca(\dot{z}_{us} - \dot{z}_s) + K_t(z_{us} - z_r) + u_a = 0 \quad (3.8)$$

Con:

z_s - desplazamiento de la masa suspendida

z_{us} - desplazamiento de la masa no suspendida

$z_s - z_{us}$ - desplazamiento relativo de la masa suspendida respecto de la no suspendida,

z_r - elevación del camino (perturbación)

La primera ecuación describe la dinámica de la masa suspendida en función de las fuerzas ejercidas por el resorte ($K_s(z_s - z_{us})$), por el amortiguador ($Ca(\dot{z}_s - \dot{z}_{us})$) y por el cilindro hidráulico (u_a).

La segunda ecuación describe la dinámica del movimiento de la masa no suspendida y sus componentes son la fuerza ejercida por el resorte

$(K_s(z_{us} - z_s))$, por el amortiguador $(C_a(\dot{z}_{us} - \dot{z}_s))$, la fuerza debida a la rigidez de la llanta $(K_t(z_{us} - z_r))$ y por el cilindro hidráulico (u_a).

Trabajando en la primera ecuación:

$$\ddot{z}_s = -\frac{K_s}{M_s}(z_s - z_{us}) - \frac{C_a}{M_s}(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) + \frac{1}{M_s}u_a \quad (3.9)$$

De forma similar para la segunda:

$$\ddot{z}_{us} = -\frac{K_s}{M_{us}}(z_{us} - z_s) - \frac{C_a}{M_{us}}(\dot{z}_{us} - \dot{z}_s) - \frac{K_t}{M_{us}}(z_{us} - z_r) - \frac{1}{M_{us}}u_a \quad (3.10)$$

Sean ahora las nuevas coordenadas:

$$z_1 = z_s$$

$$\dot{z}_1 = \dot{z}_s = z_2$$

$$\dot{z}_2 = -\frac{1}{M_s}[K_s(z_1 - z_3) + C_a(z_2 - z_4) + u_a] \quad (3.11)$$

$$z_3 = z_{us}$$

$$\dot{z}_3 = \dot{z}_{us} = z_4$$

$$\dot{z}_4 = \frac{1}{M_{us}}[K_s(z_1 - z_3) + C_a(z_2 - z_4) + K_t(z_r - z_3) - u_a]$$

Reagrupando:

$$\dot{z}_1 = z_2$$

$$\dot{z}_2 = -\frac{1}{M_s} [K_s(z_1 - z_3) + C_a(z_2 - z_4) + u_a] \quad (3.12)$$

$$\dot{z}_3 = z_4$$

$$\dot{z}_4 = \frac{1}{M_{us}} [K_s(z_1 - z_3) + C_a(z_2 - z_4) + K_t(z_r - z_3) - u_a]$$

En la Figura 3.4 se muestra un dibujo representativo del sistema de suspensión empleado por (Mouleeswaran, 2012).

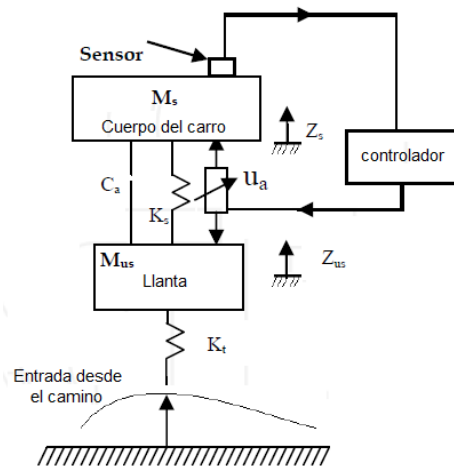


Figura 3.4. Dibujo representativo del sistema de suspensión (tomado de (Mouleeswaran, 2012))

Un gran número de artículos publicados, (Changizi and Rouhani, 2011), (Agharkakli y otros, 2012), (Nath and Kumar, 2012), (Fayyad, 2012), y otros refieren similares ecuaciones diferenciales de primer orden para la descripción del sistema de suspensión, se diferencian en el tipo de actuador empleado y en la denominación de las variables: desplazamiento de la masa suspendida,

desplazamiento de la masa no suspendida, desplazamiento relativo entre estas dos masas, al desplazamiento del camino, etc.

En el artículo de (Hassanzadeh y otros, 2010) se presenta el modelo matemático que describe la dinámica del medio carro.

El bien conocido esquema de medio carro mostrado en la Figura 3.5, se emplea ampliamente para el diseño de la suspensión activa de medio carro. Este esquema se compone de: la masa suspendida y dos modelos de cuarto de carro con sus masas no suspendidas m_f y m_r (delantera y trasera respectivamente) sin considerar los coeficientes de amortiguación de las llantas.

El modelo de medio carro es un sistema de cuatro grados de libertad. La masa suspendida, denotada por M_s , se supone un cuerpo rígido con libertad de moverse en la dirección vertical y oscilar alrededor del eje perpendicular al plano del dibujo, haciendo el movimiento denominado de cabeceo.

La variable z_c denota el desplazamiento vertical del centro de gravedad de la masa suspendida y el ángulo θ es el ángulo de cabeceo contado desde el eje longitudinal de la masa suspendida hasta la vertical trazada por el centro de gravedad. Los desplazamientos verticales de los extremos de la masa suspendida y de las masas no suspendidas, delantera y trasera, son denotados por z_f, z_r, z_1, z_2 respectivamente.

En el esquema, y por tanto en el modelo, las perturbaciones son causadas por las irregularidades del camino: z_{01} y z_{02} . Los actuadores generan las señales de mando o control $u_f(t), u_r(t)$.

Empleando la segunda ley de Newton se puede obtener las 10 ecuaciones que describen la dinámica del movimiento del medio carro, o sea el modelo matemático, a las que en conjunto se les asignará la numeración (3.13).

$$M\ddot{z}_c = f_f + f_r$$

$$I\ddot{\theta} = f_f a - f_r b$$

$$m_f \ddot{z}_1 = -k_{f2}(z_1 - z_{01}) - f_f$$

$$m_r \ddot{z}_2 = -k_{r2}(z_2 - z_{02}) - f_r$$

$$f_f = F_{k_{f1}} + F_{b_f} + u_f \quad (3.13)$$

$$f_r = F_{k_{r1}} + F_{b_r} + u_r$$

$$F_{k_{f1}} = k_{f1}^l(z_1 - z_c - a\theta) + k_{f1}^{nl}(z_1 - z_c - a\theta)^3$$

$$F_{b_f} = b_f^l(\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}) + b_f^l \left(\sqrt{|\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}|} \text{sign}(\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}) - |\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}| \right)$$

$$F_{k_{r1}} = k_{r1}^l(z_2 - z_c + b\theta) + k_{r1}^{nl}(z_2 - z_c + b\theta)^3$$

$$F_{b_r} = b_r^l(\dot{z}_2 - \dot{z}_c - b\dot{\theta}) + b_r^{nl} \left(\sqrt{|\dot{z}_2 - \dot{z}_c - b\dot{\theta}|} \text{sign}(\dot{z}_2 - \dot{z}_c - b\dot{\theta}) - |\dot{z}_2 - \dot{z}_c - b\dot{\theta}| \right)$$

En estas ecuaciones k_{f_1} , k_{r_1} , k_{f_2} y k_{r_2} son la rigidez de las suspensiones delantera y trasera y la rigidez lineal de las llantas delantera y trasera respectivamente. Las amortiguaciones no lineales delantera y trasera se denotan como b_f y b_r

Los factores no lineales de la rigidez y de la amortiguación de los elementos de la suspensión pasiva se modelan por:

$$(z_1 - z_c - a\theta)^3 \text{ y } (z_2 - z_c - b\theta)^3$$

$$\left(\sqrt{|\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}|} \text{sign}(\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}) - |\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}| \right) \quad \text{y}$$

$$\left(\sqrt{|\dot{z}_2 - \dot{z}_c - b\dot{\theta}|} \text{sign}(\dot{z}_2 - \dot{z}_c - b\dot{\theta}) - |\dot{z}_2 - \dot{z}_c - b\dot{\theta}| \right)$$

respectivamente.

Las fuerzas frontal y trasera de los muelles de la suspensión y las fuerzas frontal y trasera de amortiguación se denotan como $F_{k_{f_1}}$, $F_{k_{r_1}}$, F_{b_f} , F_{b_r} respectivamente.

La rigidez no lineal de la suspensión k_{i1} ($i \in \{f, r\}$) son una combinación del coeficiente lineal k_{i1}^l y del no lineal k_{i1}^{nl} y también la amortiguación no lineal de la suspensión b_i ($i \in \{f, r\}$) está compuesta de b_i^l y b_i^{nl}

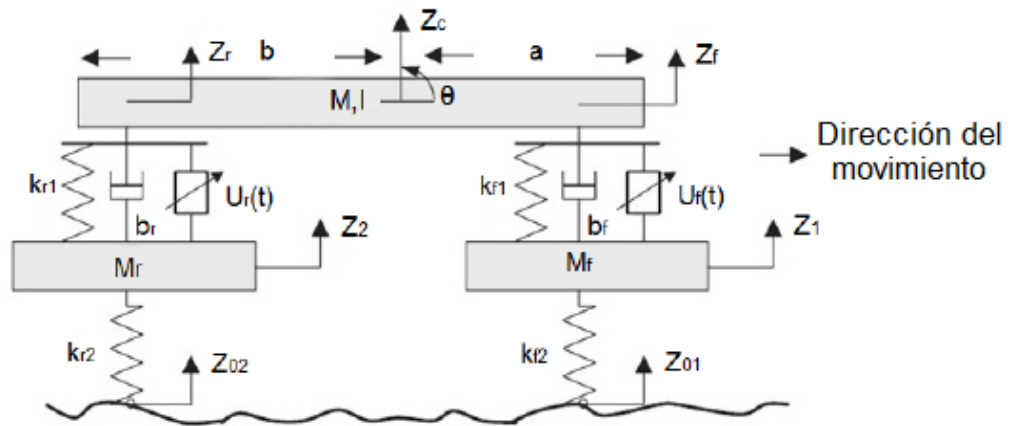


Figura 3.5. Modelo para la suspensión activa del medio carro (tomado de Hassanzadeh y otros, 2010).

En la Figura 3.6 se muestra un esquema genérico de los actuadores que, generalmente se muestran en los artículos referenciados en este Trabajo de Titulación.

3.2 ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS MODELOS DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO

Las simulaciones de un cuarto de carro se llevan a cabo con el modelo matemático dado por el sistema (3.7) y (3.8).

El diagrama en bloques de Simulink para realizar la simulación se muestra en la Figura 3.7, el mismo que puede correrse escribiendo el nombre del guion “modelo_cuarto_carro” en el espacio de trabajo de Matlab. Este guion es un

programa que interactúa con el usuario solicitando diferentes valores, los mismos que inicializan los parámetros del diagrama “MJ_modelo_cuarto” de Simulink, “corre” el diagrama en bloques y al finalizar muestra los resultados de la simulación.

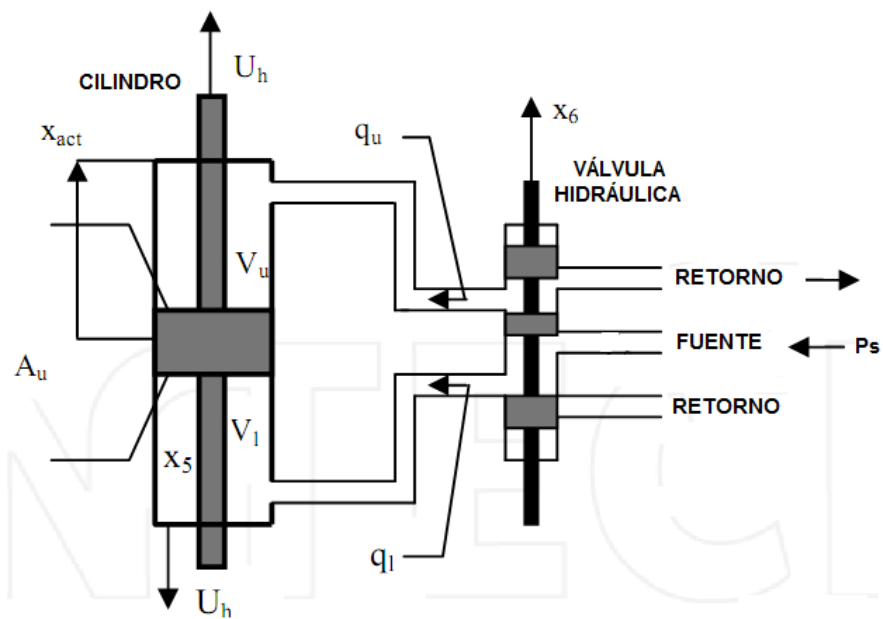


Figura 3.6. Esquema de la válvula hidráulica y el cilindro empleados en los actuadores de las suspensiones activas (tomado de Hassanzadeh y otros, 2010).

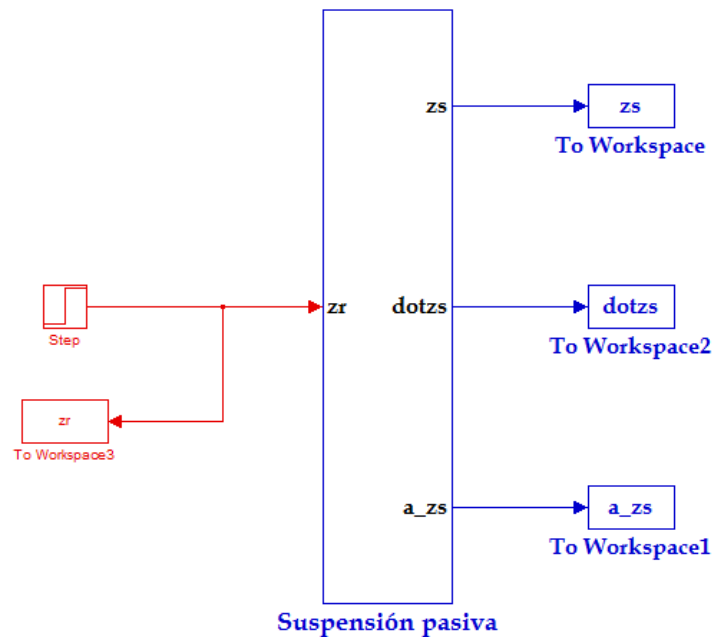


Figura 3.7 Diagrama en bloques de Simulink para simulación del sistema de suspensión de un cuarto de carro.

En la Figura 3.8 se muestran los resultados de la corrida del diagrama considerando un paso escalón de 0.05 cm de amplitud como perturbación del sistema de suspensión pasiva de cuarto de carro.

En la Figura 3.8 se muestra, en el gráfico superior, el desplazamiento de la masa suspendida, z_s , el mismo que alcanza en el primer momento una magnitud de 7.96 cm y termina con un valor de establecimiento de 5 cm.

En el tercero y último gráfico se muestra la aceleración que imprime la irregularidad del camino a la masa suspendida, como se observa esta

aceleración es de 9 m/s^2 , posterior a esto decrece exponencialmente hasta anularse totalmente.

Las diferentes perturbaciones o irregularidades del camino que serán aplicadas para el estudio del comportamiento de la suspensión pasiva se han simulado siguiendo las expresiones que a continuación se describen:

$$Q = \begin{cases} \frac{h}{2}(1 - \cos(\omega t)) & 0 \leq t \leq \frac{2\lambda}{v_v} \\ 0 & \text{otros valores de } t \end{cases} \quad (3.1)$$

PB

$$z_r = \begin{cases} 0 & t \leq 1 \\ -0.05 & 1 < t < 1 + \frac{\text{largo bache}}{\text{velocidad carro}} \\ 0 & t \geq 1 + \frac{\text{largo bache}}{\text{velocidad carro}} \end{cases} \quad (3.2)$$

PIC

$$z_r(t) = 0.0254\text{sen}(2\pi t) + 0.005\text{sen}(10.5\pi t) + 0.001\text{sen}(21.5\pi t) \quad (3.3)$$

Desde la Figura 3.9 hasta la Figura 3.11 se muestran los resultados de aplicar al sistema de suspensión pasiva las perturbaciones (3.1), (3.2) y (3.3) respectivamente.

Obsérvese que en la Figura 3.9 el desplazamiento de la masa suspendida es cercano a 5 cm, y se mantienen oscilaciones amortiguadas aproximadamente

hasta los 5 segundos. Por otro lado, la aceleración de la masa suspendida es pequeña.

En la Figura 3.10 se muestra la reacción del sistema de suspensión pasiva al bache. Se observan oscilaciones en la aceleración cuya amplitud inicial es muy grande, mayor de 9.8 m/s^2 .

Las oscilaciones del desplazamiento de la masa suspendida son mayores de 5 cm, de igual forma, las oscilaciones de la aceleración de la masa suspendida no son atenuadas por el sistema de suspensión.

Las simulaciones realizadas demuestran que el sistema de suspensión pasivo requiere ser mejorado.

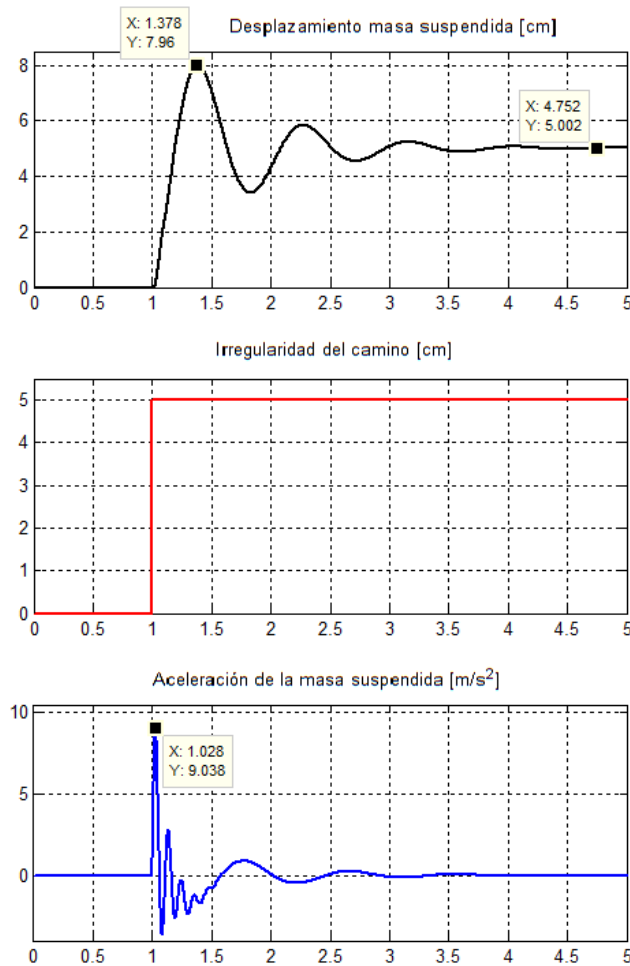


Figura 3.8. Resultados de la corrida considerando un paso escalón de 0.05 cm de amplitud como perturbación del sistema de suspensión pasiva.

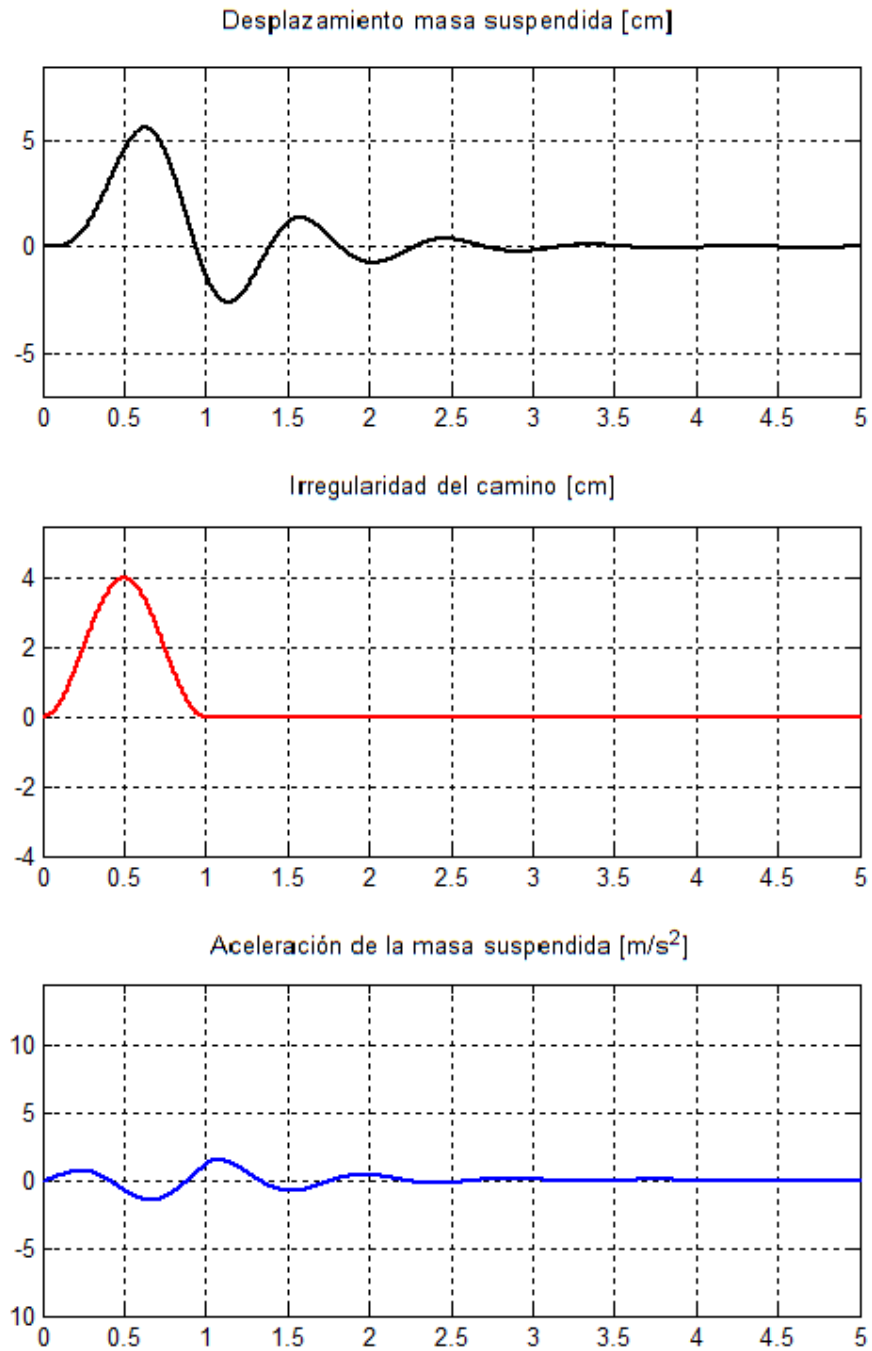


Figura 3.9 Resultado de la influencia de la perturbación del tipo EPL con los parámetros indicados en 3.1.1

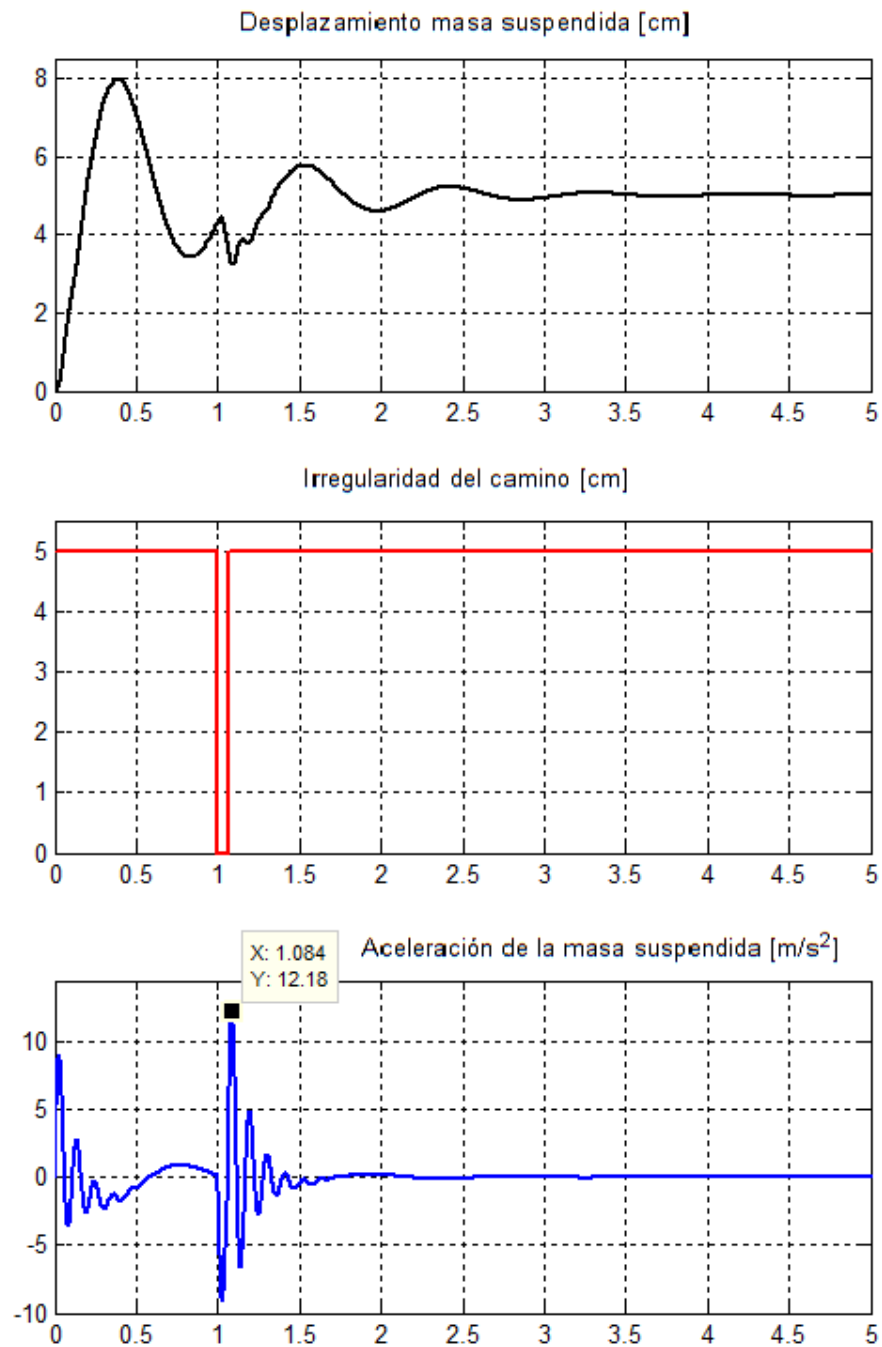


Figura 3.10. Resultado de la influencia de la perturbación del tipo PB con los parámetros indicados en 3.1.1

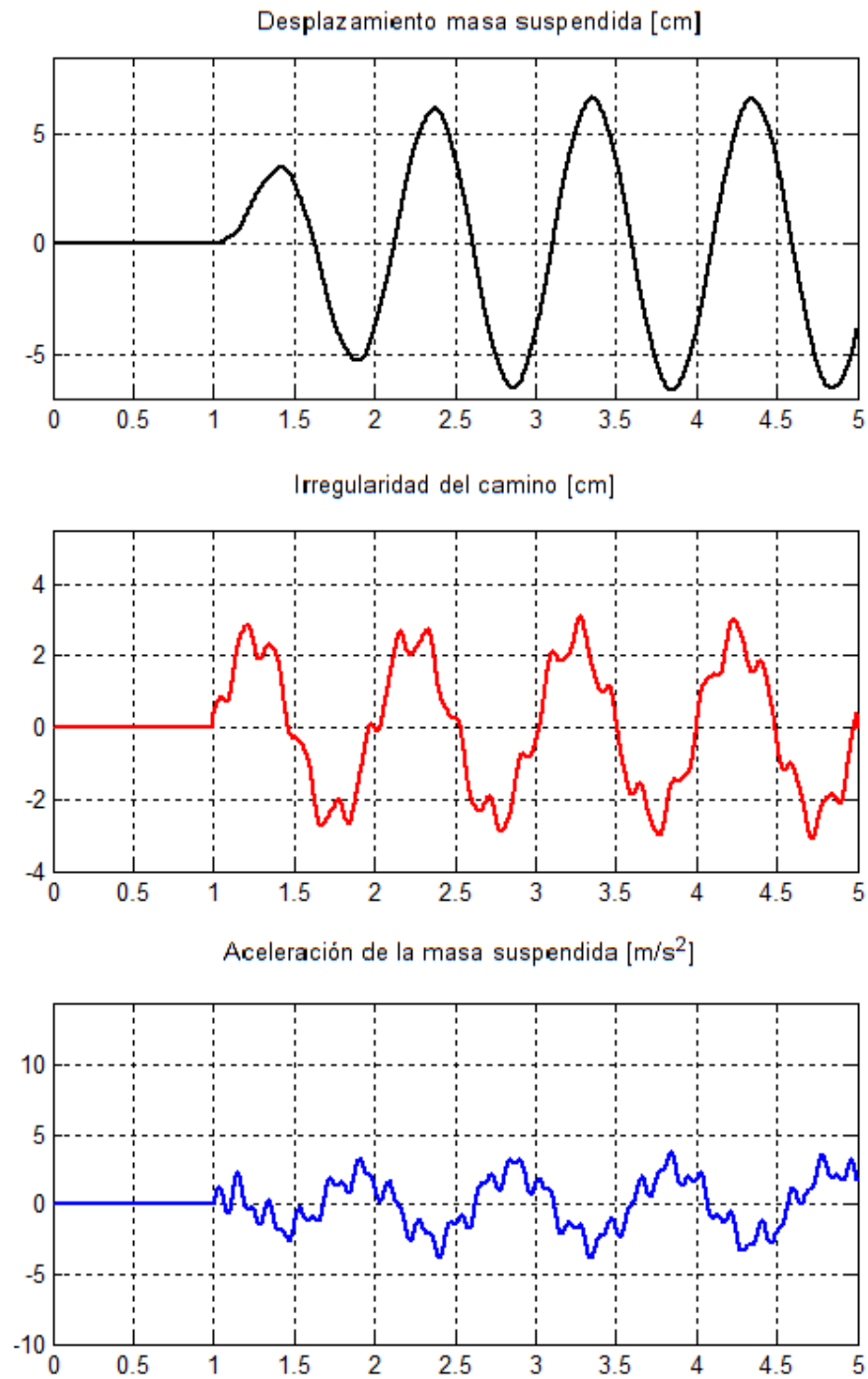


Figura 3.11 Resultado de la influencia de la perturbación del tipo PIC con los parámetros indicados en 3.1.1

Para el estudio del comportamiento del medio carro ante las perturbaciones (3.1), (3.2) y (3.3) se emplea el diagrama en bloques de Simulink mostrado en la Figura 3.12

.

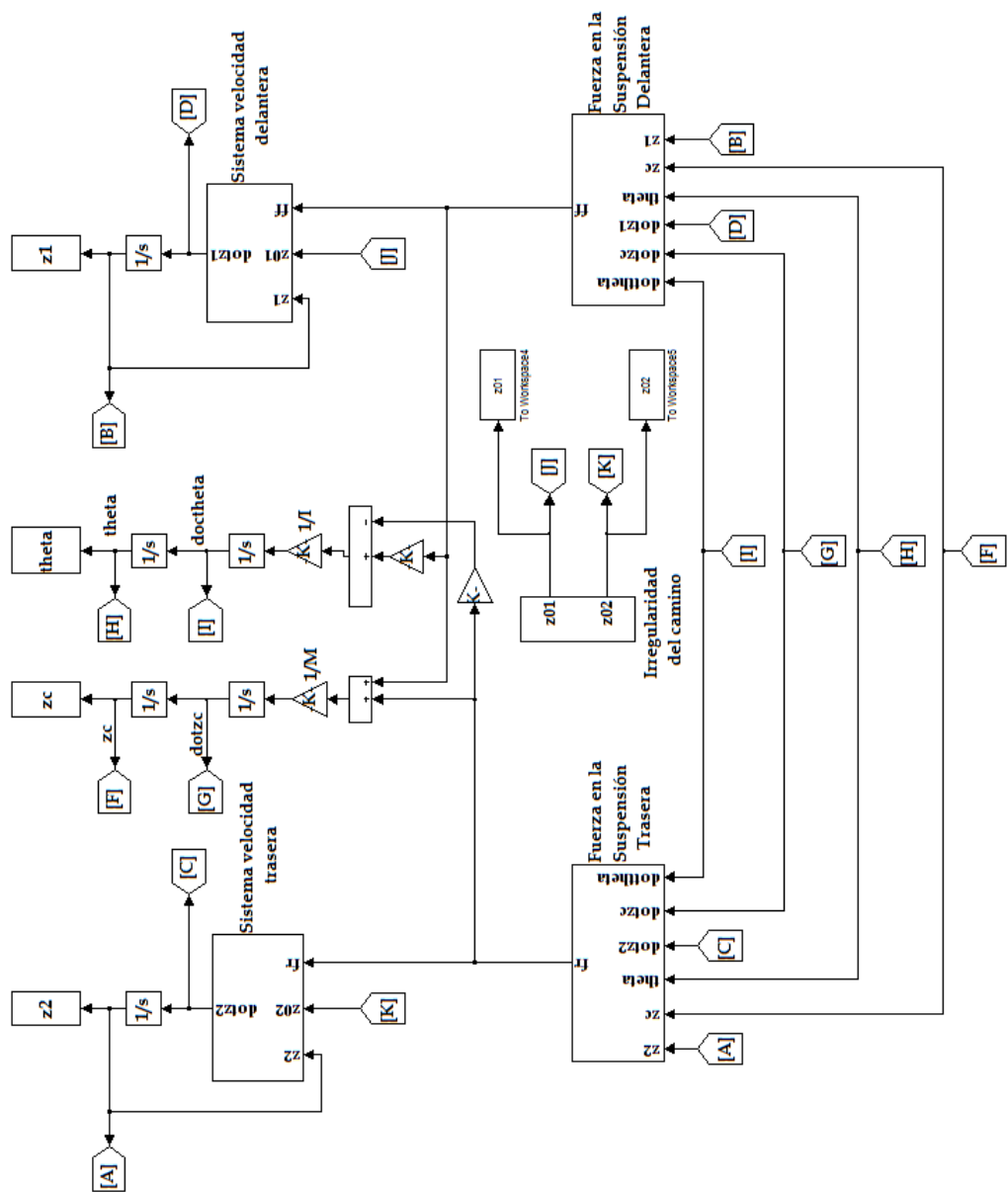


Figura 3.12 Diagrama Simulink para el estudio del medio carro

El diagrama de la Figura 3.12 se ha confeccionado empleando las ecuaciones (3.13). Por otro lado, se ha empleado la perturbación (3.1) modificada para un medio carro (Hassanzadeh y otros, 2010) dada por:

$$z_{01} = \begin{cases} h_1 * (1 - \cos(8\pi t)) & 0.5 \leq t \leq 0.75 \\ h_2 * (1 - \cos(8\pi t)) & 3 \leq t \leq 3.25 \\ 0 & \text{otros valores} \end{cases} \quad (3.1)$$

Con un retardo de $t_d = 0.25$ s para enfrentar la llanta trasera y $h_1=0.07$ cm y $h_2=0.025$ cm.

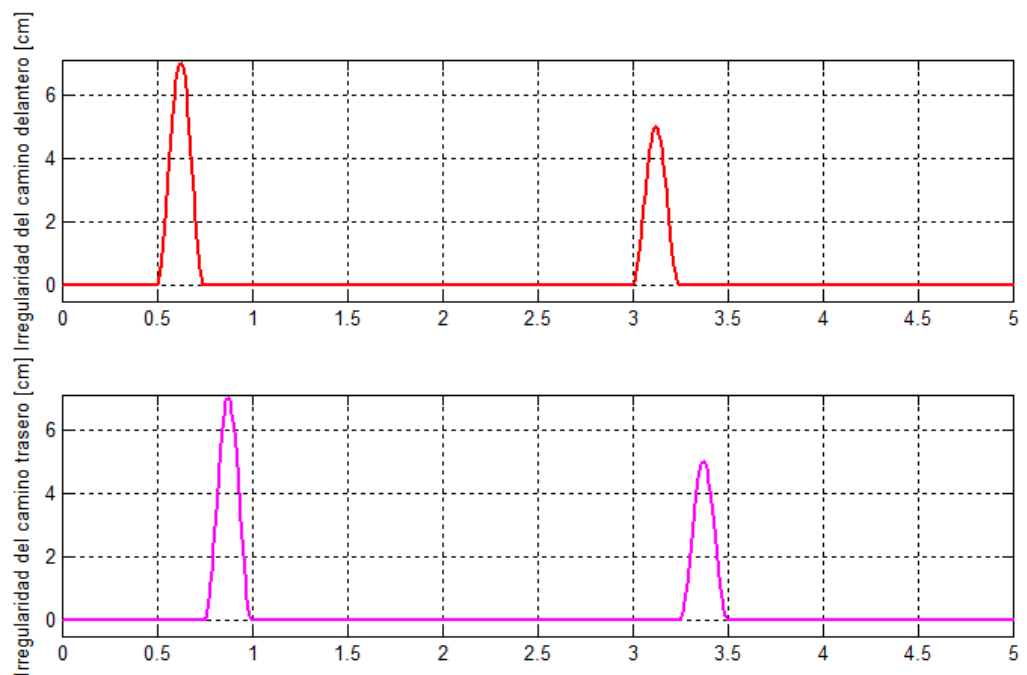


Figura 3.13 Irregularidad del camino, la gráfica superior muestra la irregularidad para la llanta delantera, la inferior es la perturbación en la llanta trasera.

Los resultados de la simulación se dan en las Figuras 3.13, 3.14 y 3.15.

Esta figura muestra dos elevaciones pequeñas en el camino, una seguida de la otra, lo que permite evaluar la rapidez de la recuperación del sistema de suspensión.

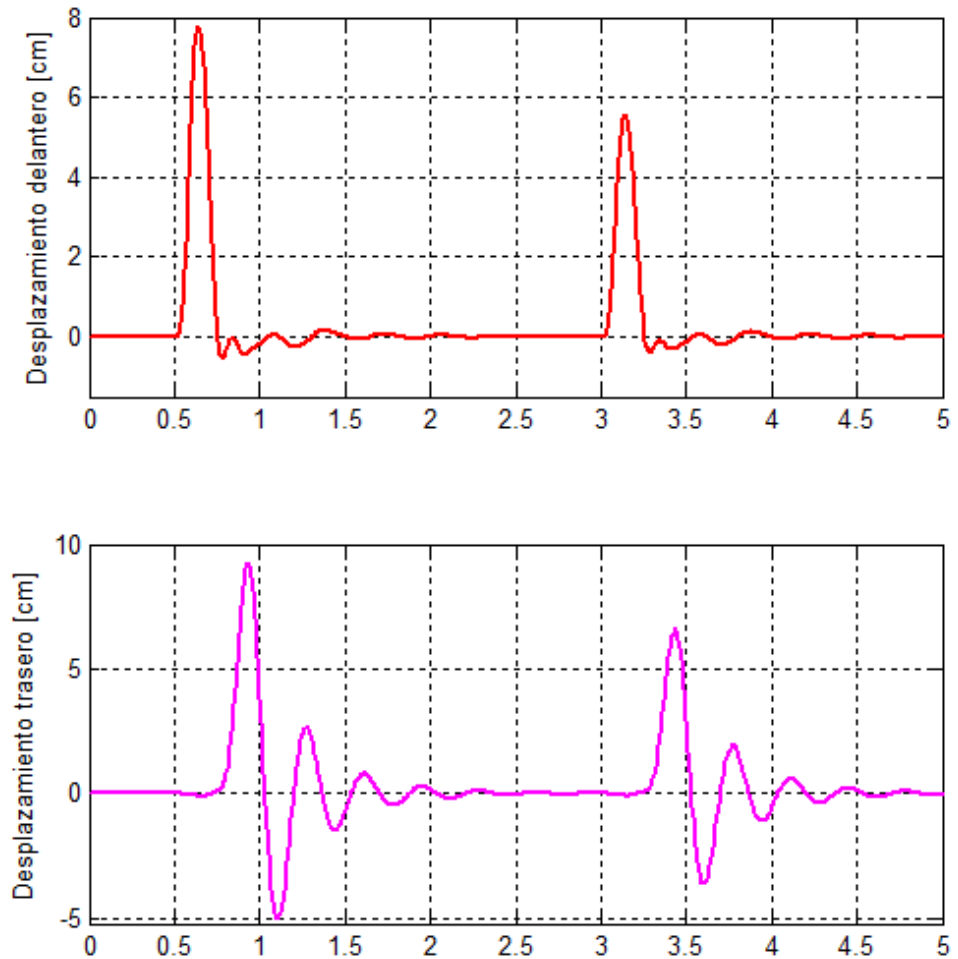


Figura 3.14 Desplazamiento vertical de las masas no suspendidas. En el gráfico superior de la llanta delantera, en el inferior de la llanta trasera.

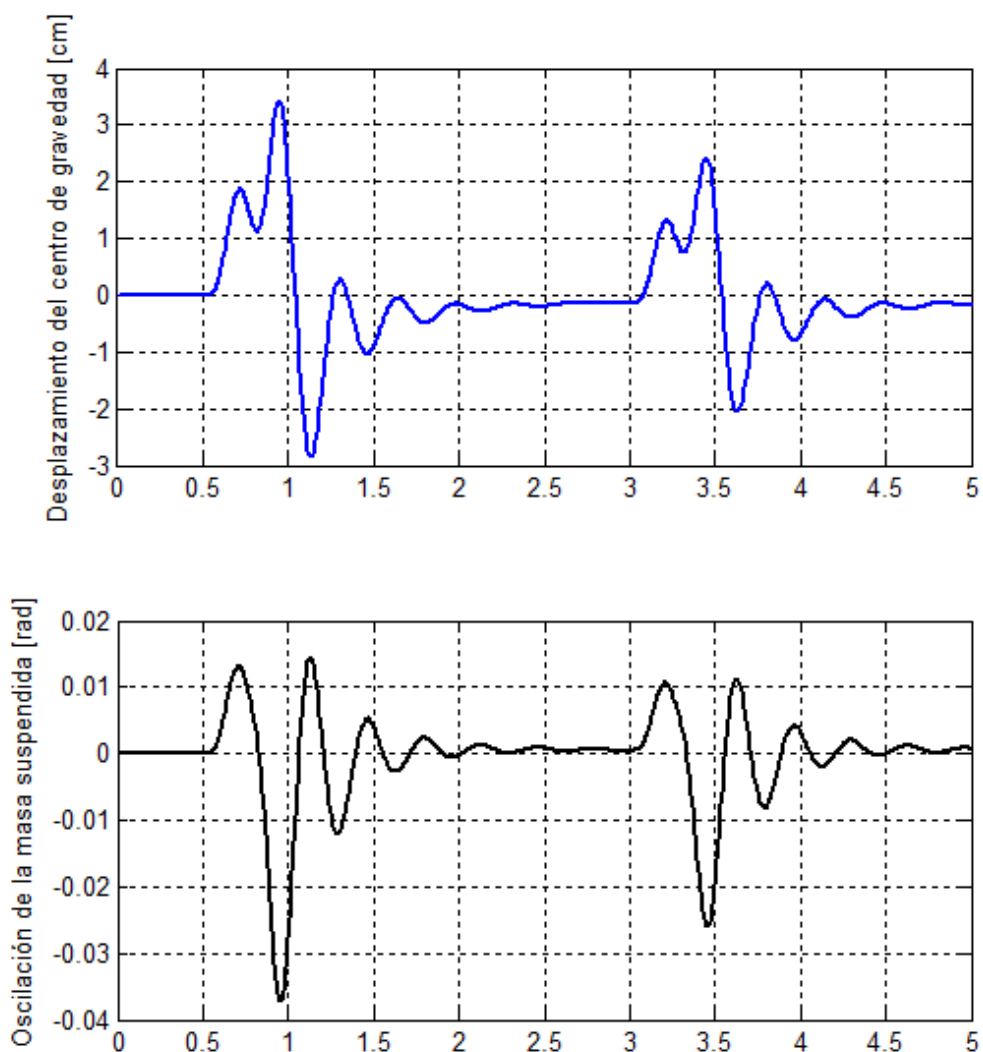


Figura 3.15. Coordenadas generales de la masa suspendida.

En el gráfico superior el desplazamiento vertical del centro de gravedad, en el inferior el ángulo de rotación alrededor del centro de gravedad de la masa.

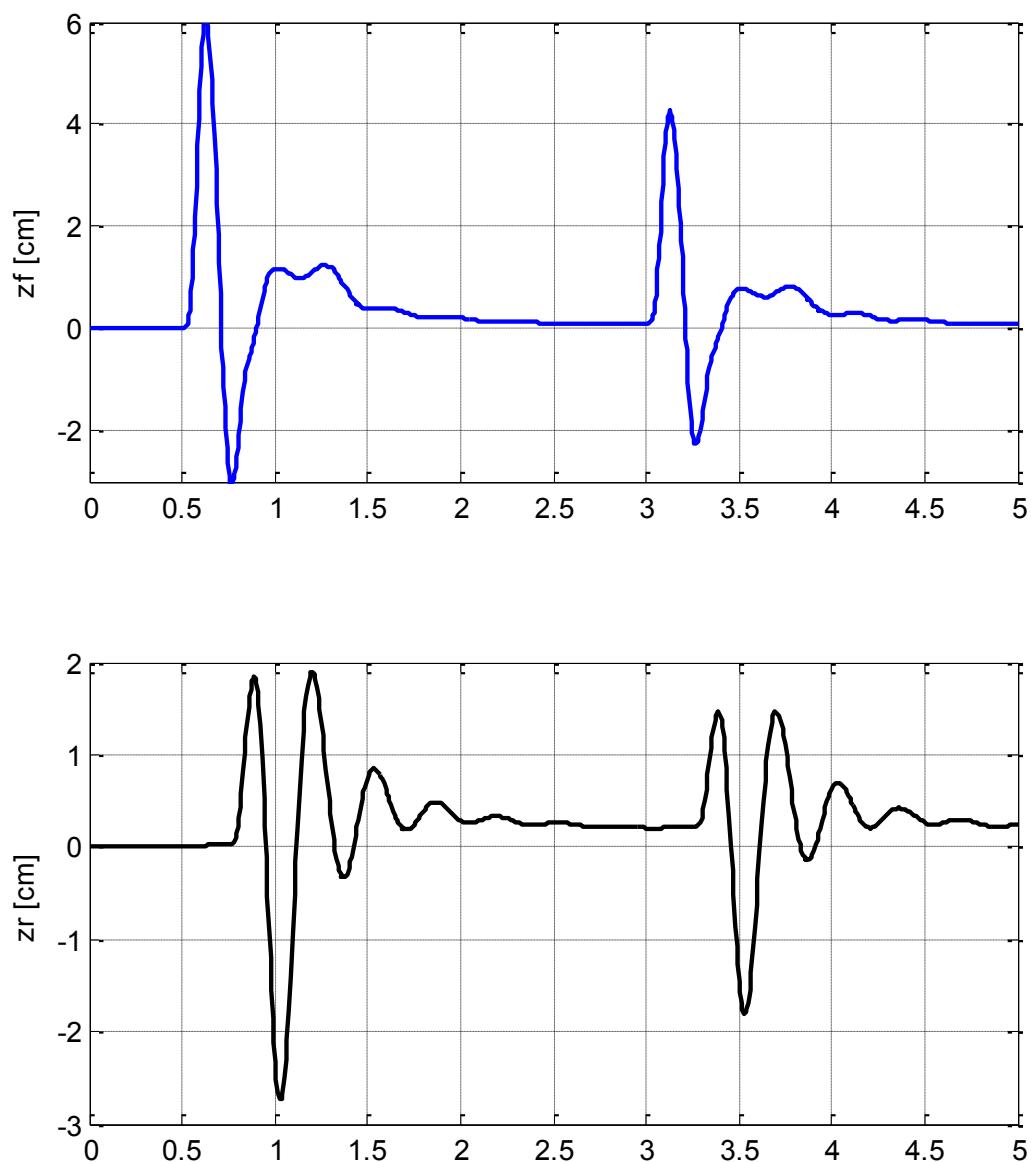


Figura 3.16. Desplazamientos de las partes frontal (z_f) y trasera (z_r) de la masa suspendida.

Los resultados mostrados en las figuras anteriores pueden obtenerse de manera inmediata corriendo el diagrama Simulink modelo_medio_carro_nocontrol. El mismo se proporciona en el CD.

3.3 JUSTIFICACIÓN DE LOS MODELOS PROPUESTOS PARA EL DISEÑO DE CONTROLADORES DE SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO

La función más importante del sistema de suspensión del vehículo es soportar la carrocería del vehículo, así como proporcionar el confort del paseo a los pasajeros y asegurar la conducción rechazando el desagradable movimiento vibratorio inducido por las irregularidades del camino. Además, el sistema de suspensión del vehículo debe mantener la carga vertical adecuada para proporcionar la estabilidad del vehículo cuando el vehículo gira, frena o acelera (Hassanzadeh y otros, 2010).

Para poder diseñar las suspensiones pasivas, semi activas o activas es necesario contar con un modelo matemático que permita realizar un estudio previo del comportamiento de la suspensión antes de construir la propia suspensión, lo que posibilita disminuir los costos de investigación.

De igual manera, estando construida la suspensión pasiva para mejorar el desempeño de la misma se requiere adicionar elementos mediante los cuales se puedan controlar la magnitud y la atenuación de las oscilaciones del cuerpo del vehículo (masa suspendida). Nuevamente, en aras de disminuir los costos de investigación se requiere determinar el modelo matemático de la suspensión, semi activa o totalmente activa.

El estudio de 4 artículos publicados entre 1990 hasta 2014 proporcionó que el 58.19% de los mismos tomaban como base el modelo matemático de un cuarto de carro sin amortiguación en la llanta. El 18.6% toman como base el modelo matemático de medio carro sin amortiguación en la llanta, el 16.3% toma como base el esquema de un cuarto de carro con amortiguación en la llanta y el resto toma como base el modelo matemático de medio carro con amortiguación en la llanta.

Siguiendo la generalidad de los artículos publicados y considerando necesario tener alguna referencia del comportamiento de suspensiones controladas en este Trabajo de Titulación se toman como modelos matemáticos para el diseño de los controladores los modelos de un cuarto (3.12) y medio carro (3.13) sin amortiguadores en las llantas.

CAPÍTULO 4

DISEÑO DE LOS CONTROLADORES PARA LAS SUSPENSIONES DE ESTUDIO

4.1 DETERMINACIÓN DE LOS OBJETIVOS DE CONTROL PARA LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO

La estabilidad en la conducción del vehículo y el confort durante el paseo tienen efectos mutuamente contradictorios. Esto hace que el sistema de suspensión pasiva no pueda cumplir con ambos requerimientos a la vez.

Por ejemplo, si se desea un gran performance en el confort del paseo debemos exigir que la amortiguación de la llanta junto con la masa no suspendida absorba casi toda la energía cinética que imprime el camino sobre el sistema general de suspensión durante el movimiento del vehículo. Esto haría que las oscilaciones de la llanta fueran excesivamente grandes con lo cual se perdería

periódicamente el contacto físico de la llanta con el camino, mínima fricción, lo que implicaría mala estabilidad en la conducción.

Por el contrario, si se desea que lo primordial sea la estabilidad en la conducción del vehículo, entonces será necesario que la casi totalidad de la energía impresa en el sistema de suspensión fuera captada por el subsistema de la masa suspendida. Esto implicaría que el o los pasajeros estarían desplazándose periódicamente en un movimiento oscilatorio con lo cual aumentaría el mareo, la fatiga y la indisposición fisiológica por el movimiento oscilante de nuestros órganos vitales.

Así, en el sistema de suspensión pasivo no es posible encontrar una solución satisfactoria a los problemas planteados ya que solo pueden almacenar o disipar energía.

El sistema de suspensión activa, a diferencia de los sistemas pasivos, pueden cambiar continuamente el flujo de energía hacia o desde el sistema cuando sea necesario mediante el control.

Como resultado, las suspensiones activas pueden mejorar tanto el confort de la conducción y el desempeño en la manipulación a niveles satisfactorios.

4.2 DISEÑO DEL CONTROLADOR DE TIPO PID PARA LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO DE ESTUDIO

En la Figura se muestra un sistema de suspensión activa de un cuarto de carro considerando un controlador PID ajustado por prueba y error.

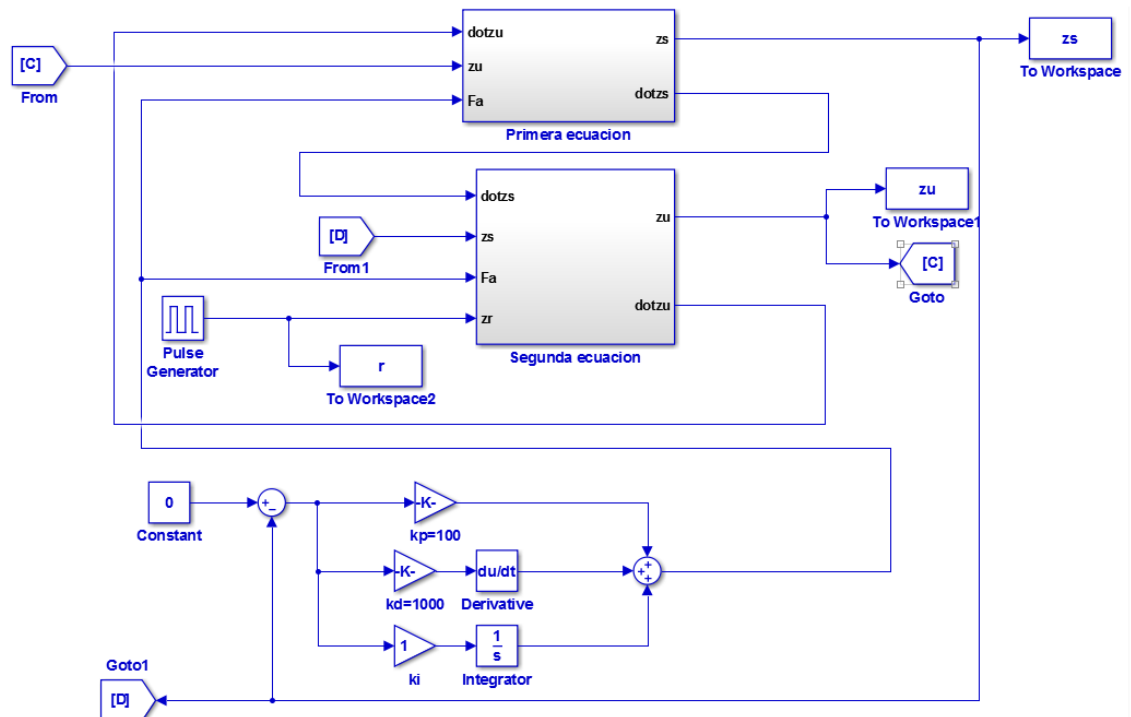


Figura 4.1 Sistema de suspensión activa controlado mediante un controlador PID.

En la Figura 4.2 se muestran los gráficos correspondientes al movimiento del cuarto de carro con una velocidad de 30 Km/h en un camino con irregularidades periódicas. En el gráfico superior se dan los comportamientos

en el tiempo de la irregularidad periódica en color rojo y del desplazamiento de la masa suspendida en color azul.

En el gráfico inferior se proporciona el comportamiento del desplazamiento de la masa no suspendida.

Es de notar que la irregularidad simulada es crítica, el generador de pulsos genera un pulso (un obstáculo) cada un metro con una extensión de 25 centímetros y que debido a la velocidad de 30 Km/h (8.33 m/segundos) simulada el cuarto de carro es impactado por el obstáculo de 0.1 m de altura cada 12 segundos, ver la programación en la Figura 4.4.

Por otro lado, el sistema de regulación se ajusta de tal manera que el movimiento oscilante del desplazamiento se termina a los 1.69 segundos de haber comenzado, lo que implica gran rapidez en la atenuación de la vibración de la masa suspendida.

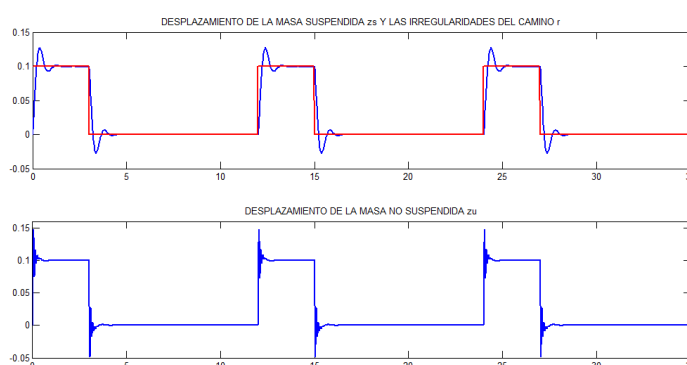


Figura 4.2 Desplazamiento de las masas suspendida y no suspendida del cuarto de carro con velocidad de 30 Km/h y camino con irregularidad difícil.

En la Figura 4.3 se muestra la aceleración de la masa suspendida. Como se observa la misma es un pico periódico de muy corta duración y le siguen pequeñas oscilaciones de la aceleración de la masa suspendida.

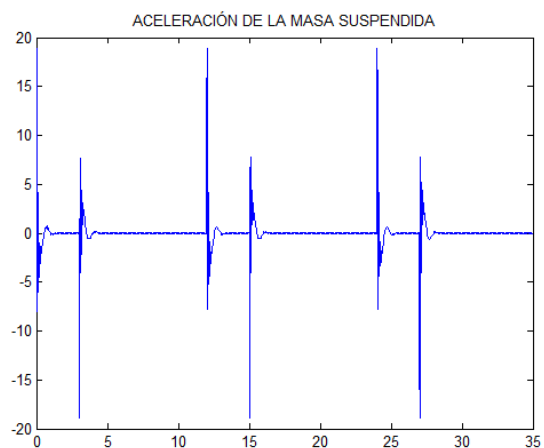


Figura 4.3 Aceleración de la masa suspendida.

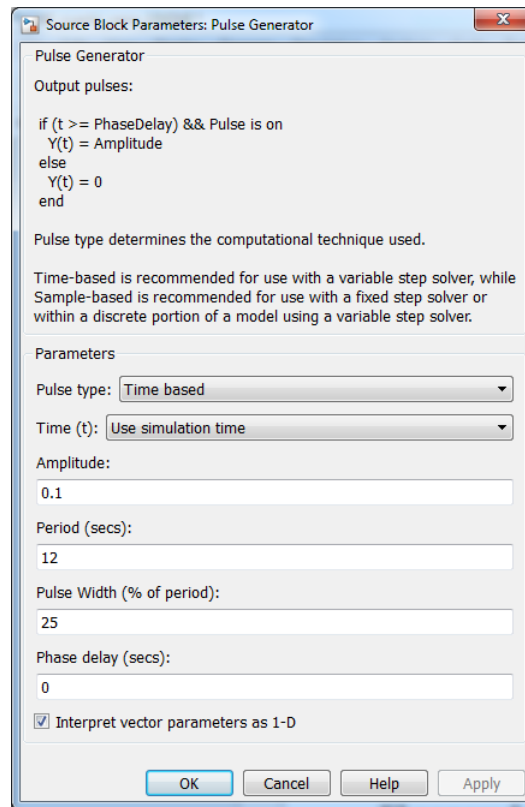


Figura 4.4 Programación del generador de pulsos (irregularidad del camino)

Por ejemplo, cuando el cuarto de carro supera un escalón de altura 10 cm, las oscilaciones de la carrocería del vehículo no deben salirse del rango de +/- 5 mm y regresar suavemente al valor de establecimiento en 5 segundos.

Los parámetros del controlador eran: $k_p=10$, $k_d=1000$, y $k_i=1$. Para un cambio de parámetros del sistema de suspensión los parámetros del controlador son: $k_p=100$, $k_d=1000$, y $k_i=1$.

Lo que implica que la ganancia del controlador proporcional se incrementa en 10 veces para ese mismo tipo de obstáculo y a la misma velocidad de

movimiento pero con diferentes parámetros del cuarto de carro, mostrados en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Tabla de valores de los parámetros del cuarto de carro.

Masa suspendida	$M_s=400 \text{ kg}$	Coeficiente de elasticidad de la llanta	$K_t=135 \times 10^3$ N/m
Masa no suspendida	$M_{us}=49.8 \text{ kg}$	Coeficiente de amortiguación de la masa suspendida	$C_a=1687.5$ N/m/s
Coeficiente de elasticidad del resorte	$K_a=4 \times 10^4$ N/m		

Los resultados de la simulación, después del ajuste de los parámetros del PID se muestran en la Figura 4.5.

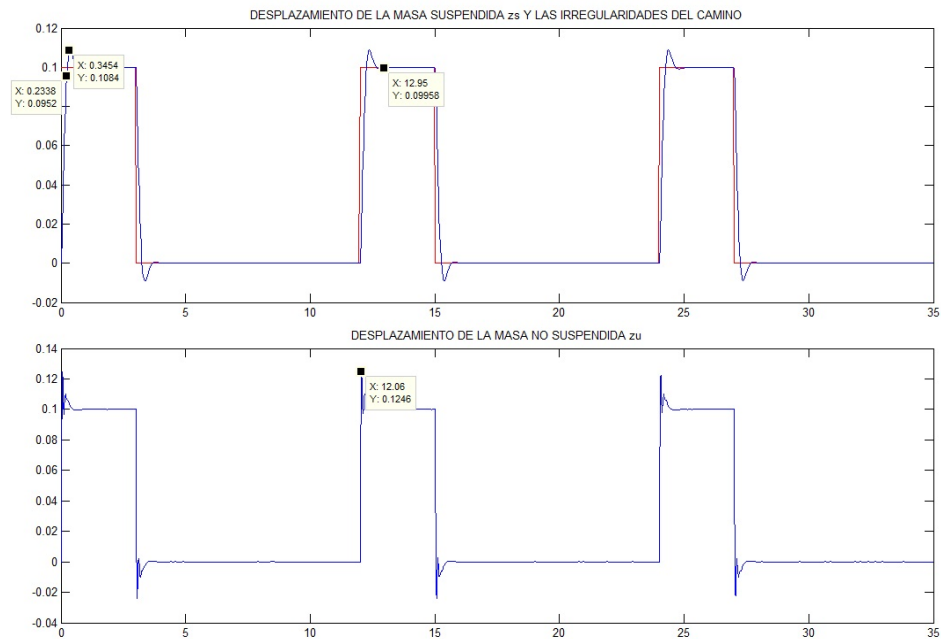


Figura 4.5 Resultados de la simulación del cuarto de carro controlado.

Las ganancias del PID ajustado son las siguientes: $k_p=100$, $k_d=1000$, $k_i=1$.

Con tales valores el porcentaje de sobrerregulación es de $M\%=8.4\%$ y el tiempo de establecimiento es de $t_{est}=0.95$ segundos, los cuales son aceptables.

4.2.1 Requisitos de diseño

Un buen sistema de suspensión (Control Tutorial for MATLAB & SIMULINK, 2014) debe tener una satisfactoria capacidad de retención del vehículo sobre el camino sin dejar de ofrecer comodidad al conducir sobre los baches y huecos del camino.

Cuando el cuarto de carro experimenta cualquier perturbación del camino (huecos, grietas y las irregularidades del pavimento), la masa suspendida no debería tener grandes oscilaciones, y las oscilaciones deben disiparse rápidamente.

En el presente Trabajo de Titulación se desea diseñar un controlador por realimentación de modo tal que la salida z_u tenga una sobre regulación no mayor que 5% y un tiempo de establecimiento menor que 5 segundos.

4.2.2 Modelo del Actuador Hidráulico y diseño del controlador PID para el "sistema cuarto de carro"

El actuador hidráulico utilizado para el control de la suspensión activa en (Mathworks documentation, 2014) está mecánicamente conectado entre la masa suspendida o del cuerpo y la masa no suspendida vinculada a la llanta.

La dinámica nominal del actuador puede ser representada por la función de transferencia de primer orden (4.1):

$$F(s) = \frac{1}{\frac{1}{60}s+1} = \frac{1}{0.0167s+1} \quad (4.1)$$

El desplazamiento máximo del vástago del actuador hidráulico es de 0,05 m.

El modelo nominal del actuador (Mathworks documentation, 2014) aproxima las dinámicas físicas del actuador. Se pueden modelar diferentes dinámicas

del modelo del actuador de manera que se obtendría una familia de modelos de actuadores.

Con esta dinámica entre el controlador PID y las masas suspendida y no suspendida, como se muestra en el diagrama Simulink en la figura 4.6, se efectúa una nueva simulación. Los resultados de la cual se proporcionan en las gráficas de las figuras 4.7 y 4.8, en esta última adicionalmente se proporciona la fuerza aplicada por el actuador hidráulico.

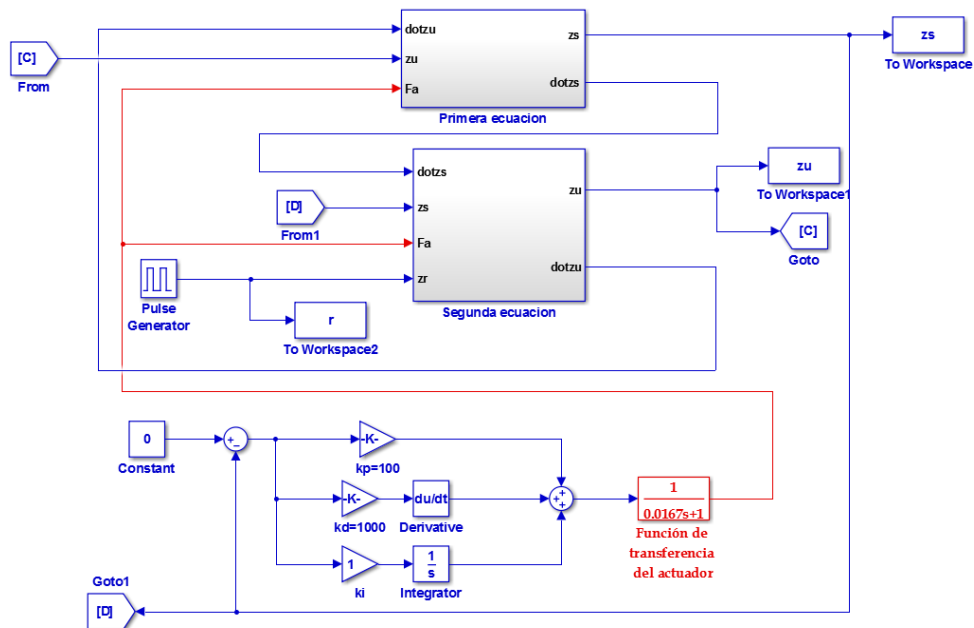


Figura 4.6 Diagrama Simulink del cuarto de carro controlado

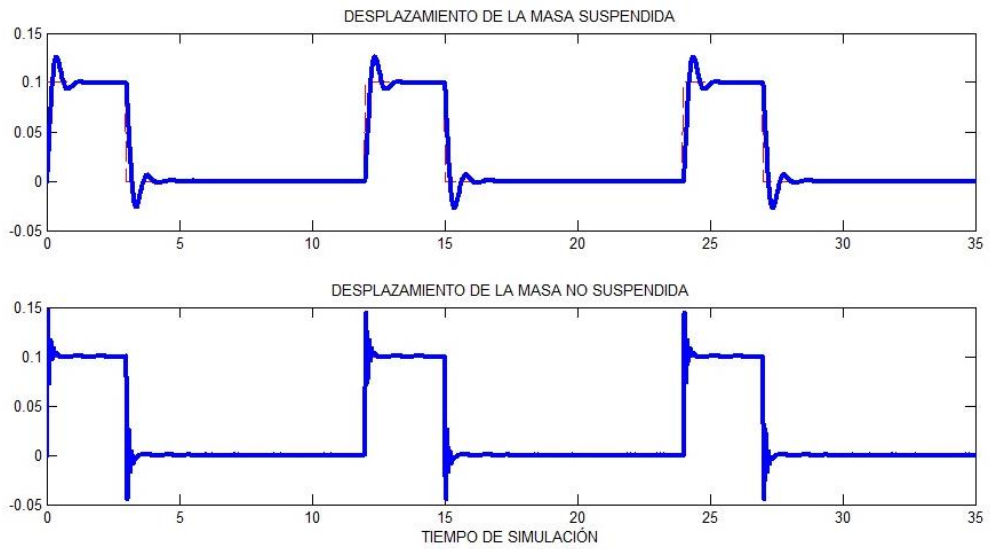


Figura 4.7 Resultados de la simulación del cuarto de carro controlado mediante un cilindro hidráulico.

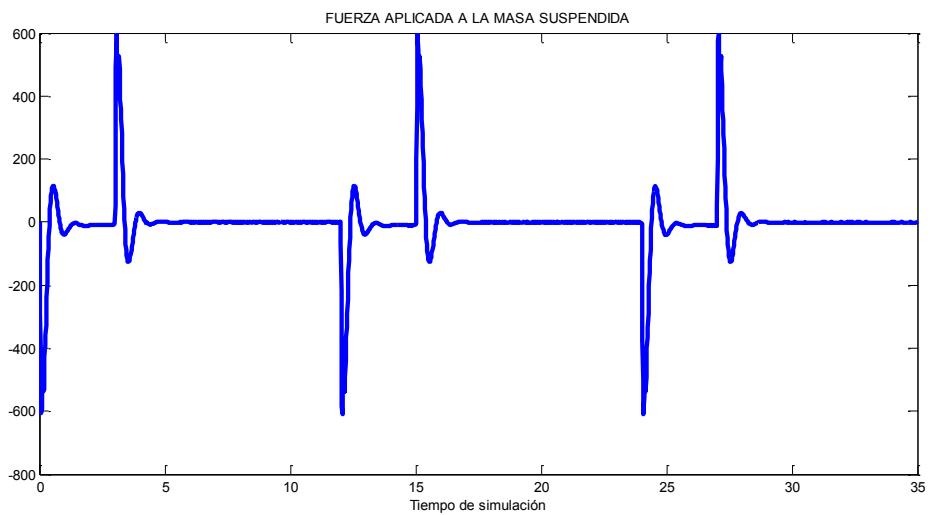


Figura 4.8 Gráfico de la fuerza aplicada por el actuador al sistema de suspensión.

Se ha modelado el sistema considerando las dinámicas del cuarto de carro y la presencia del actuador. Los resultados de la simulación se muestran en las figuras 4.7 y 4.8.

En la primera se han representado las dinámicas de la masa suspendida y de la no suspendida. En la segunda figura se muestra la fuerza aplicada por el actuador sobre ambas masas.

Observando la figura 4.7 es menester destacar la relación dinámica entre el desplazamiento de las masas. Efectivamente, las oscilaciones de la masa suspendida son menores que las oscilaciones de la masa no suspendida. Esto implica que de alguna manera la energía imprimida por el camino hacia la suspensión, durante el recorrido del vehículo a una velocidad dada, se ve atenuada en el sistema amortiguador de la masa no suspendida y la frecuencia de oscilación de la masa suspendida es menor siendo menor la amplitud inicial de las oscilaciones de esta masa.

Como se muestra en la figura, la sobrerregulación que imprime el obstáculo en el camino de 0.1 cm en la masa no suspendida es de 45.5%, sin embargo en la masa suspendida es de 26%.

Por otro lado las oscilaciones de la masa no suspendida son tres, mientras que para la masa suspendida es solo una oscilación. Los valores ajustados de las ganancias del controlador PID son: $k_p=100$, $k_d=1000$, $k_i=1$.

4.2.3 Controlador PID para el "sistema de suspensión de medio carro"

El sistema de suspensión de medio carro controlado con controladores del tipo PID se muestra en la figura 4.9.

Para este sistema se han diseñado cuatro controladores del tipo PID siguiendo el diseño estructural de controladores en cascada expuesto en (dos Santos Coelho and Barbosa, 2011). Los valores finales de ajuste de las ganancias del controlador se dan en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2. Valores finales de ajuste de las ganancias del controlador PID

	Kp	Ki	Kd	Lazo
Suspensión delantera	0.003	0.00125	0	Interno
	750	375	187.5	Externo
Suspensión trasera	0.005	0.00215	0	Interno
	600	300	150	Externo

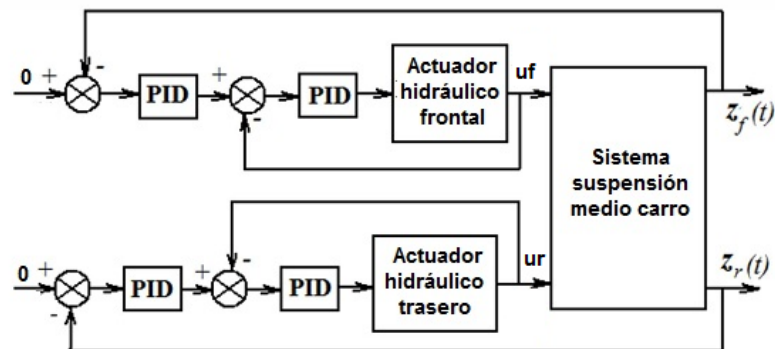


Figura 4.9 Estructura de control en cascada aplicado en (dos Santos and Barbosa, 2011).

El resultado de simular el sistema de medio carro considerando el actuador dado en (4.1) ante un modelo matemático del perfil del camino del tipo (3.1) se muestra en las figuras 4.10 y 4.11. Los desplazamientos delantero y trasero se obtienen atenuados por amplitud.

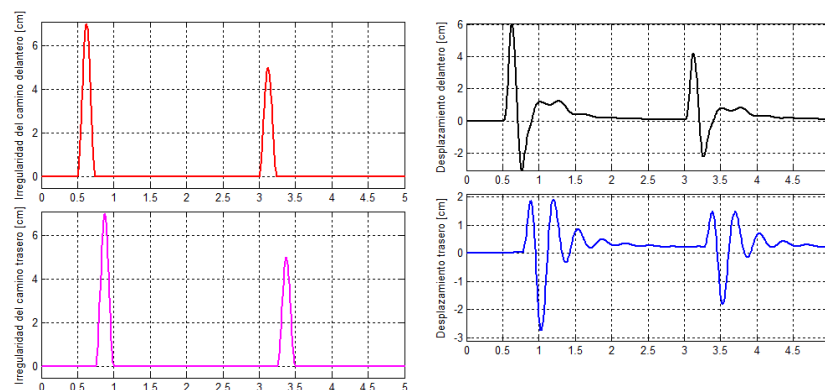


Figura 4.10 Perturbación del camino (en la gráfica izquierda) y desplazamientos delantero y trasero en el medio carro (en la gráfica derecha) controlados con controladores PID.

Como se observa los errores en el sistema de control externo de la suspensión del medio carro son muy pequeños pero no cero, siendo más notable la desigualdad con cero (-0.001018 cm) para la suspensión trasera en el estado estacionario.

Mucho más pequeño es el error de establecimiento del controlador externo para la suspensión delantera, -0.0001784 cm.

En lo adelante se diseñan los controladores inteligentes considerando inicialmente los mismos valores de ganancias del controlador PID anteriormente ajustado.

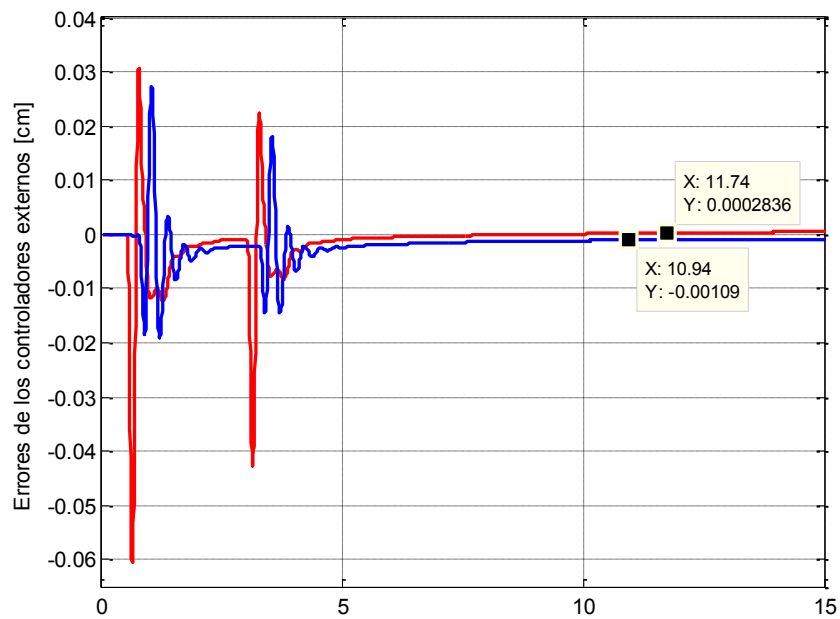


Figura 4.11. Errores en el control de los lazos externos de control.

La estructura de control en cascada realizada en programación en bloques de Simulink se muestra en la figura 4.12.

Los resultados gráficos del análisis por valores rms y por densidad espectral de potencia de la aceleración de la masa suspendida del sistema de suspensión de medio carro con controlador PID se proporcionan en el Anexo. El valor de potencia media hasta la desaparición de las oscilaciones del medio carro con PID es de $p_{pid_med} = 5.4297e+04$ [unidades de potencia/frecuencia].

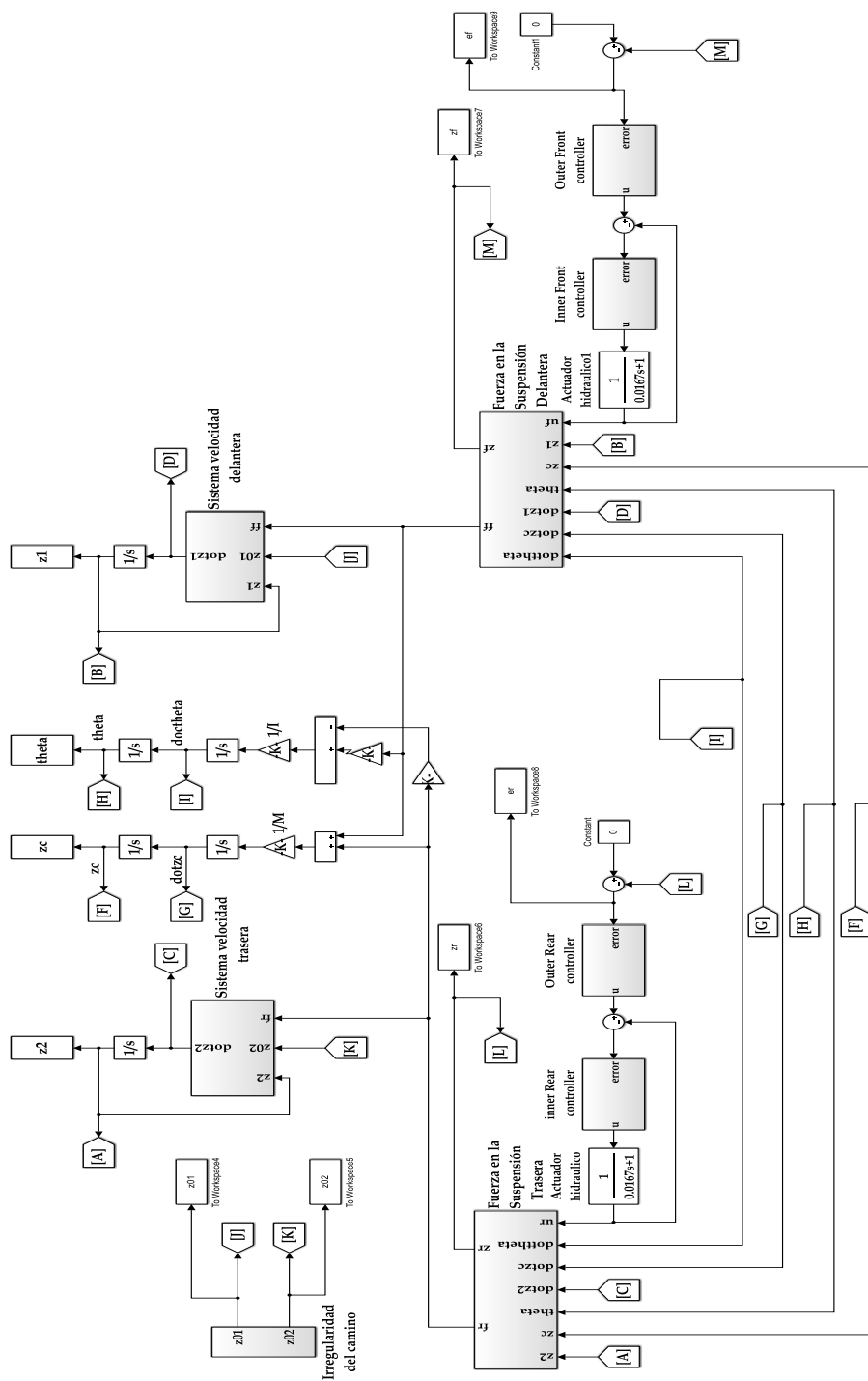


Figura 4.12 Estructura de control en cascada del medio carro con controladores PID.

4.3 DISEÑO DE CONTROLADORES NEURONAL, BORROSO Y NEUROBORROSO PARA LAS SUSPENSIONES DE UN CUARTO Y MEDIO CARRO DE ESTUDIO

En esta parte del Trabajo de Titulación se fundamentarán los controladores inteligentes a diseñar y probar en el control de un cuarto de carro y medio carro.

4.3.1 Diseño del controlador neuronal.

Las ideas que subyacen en el controlador neuronal que se propone son emplear una red neuronal artificial, en lo adelante RNA, perceptrón multicapa, con un algoritmo de aprendizaje de Retro Propagación del error del sistema de control [Aguado y otros, 1998].

El controlador neuronal se compone de tres capas, la de entrada, la escondida y la de salida. La capa de entrada presenta dos neuronas a las cuales se aplicarán los valores del error y del cambio en el error. La capa escondida se compone de dos neuronas con dos entradas una salida y función de activación sigmoide, cada una.

En la figura 4.13 se muestra un dibujo de la configuración de esta red neuronal artificial.

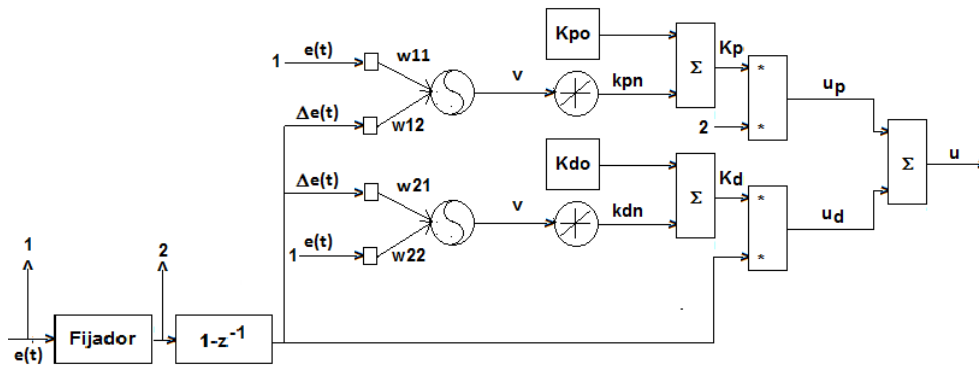


Figura 4.13 Arquitectura del controlador neuronal autoajutable empleado.

El regulador neuronal con estructura PD, cuyos parámetros K_p y K_d se ajustan durante el funcionamiento del proceso mediante dos redes neuronales se muestra en la figura 4.13 y se corresponde con el propuesto en (Aguado, 2000) para el control de un péndulo invertido.

Los algoritmos de entrenamiento de las redes que ajustan las ganancias K_p y K_d se desarrollaron en la bibliografía ya mencionada. En lo que sigue se verán las expresiones para el caso concreto del controlador de una suspensión de carro.

La función objetivo es:

$$E(t) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^t e^2(t) \quad (4.2)$$

$$e(t) = y_r(t) - y(t) \quad (4.3)$$

La expresión (4.3) es el error de regulación, $y_r(t)$ es la referencia en el instante de tiempo t . El tiempo discreto está representado por t y k y toman los valores $T, 2T, 3T, \text{etc.}$, donde T es el período de muestreo, el cual se omite por simplificación de la exposición.

El vector de entrada a las dos redes neuronales se define, para el instante de tiempo t , en la forma siguiente:

$$\mathbf{x}(t) = [\mathbf{e}(t) \quad \Delta\mathbf{e}(t)]' \quad (4.4)$$

Cada red neuronal tiene tres capas: la de entrada, la escondida y la capa de salida. La capa de entrada tiene dos entradas dadas por (4.4). La capa escondida consta de una sola neurona y sus entradas son:

$$S = w_{11}\mathbf{e}(t) + w_{12}\Delta\mathbf{e}(t) \quad (4.5)$$

En (4.5) w_{ij} representa los coeficientes de peso de las conexiones entre la capa de entrada y la única neurona de la capa escondida. Para la otra red neuronal se tiene: w_{21}, w_{22}

Se escoge la función sigmoide como función de activación de la neurona de la capa escondida. La salida, $neto1$, de la capa escondida es:

$$neto1 = \frac{1}{1+\exp(-S)} = \frac{1}{1+\exp(-(w_{11}\mathbf{e}(t)+w_{12}\Delta\mathbf{e}(t)))} \quad (4.6)$$

$$K_{pn} = v\beta = v \frac{1}{1+\exp(-s)} \quad (4.7)$$

La parte del control que depende de la ganancia proporcional se declara como sigue:

$$u_p = K_p(t)e(t) \quad (4.8)$$

Para la parte del control que depende de la ganancia derivativa se tiene:

$$u_d = K_d(t)\Delta e(t) \quad (4.9)$$

Obsérvese que las ganancias $K_p(t)$ y $K_d(t)$ dependen del tiempo.

Finalmente el control es la suma:

$$u = u_p + u_d \quad (4.10)$$

$$K_p(t) = K_{po} + K_{pn}(t), \text{ con } K_d(t) = K_{do} + K_{dn}(t) \quad (4.11)$$

El algoritmo de retropropagación del error en el sistema de control para la actualización de los pesos requiere el cálculo del gradiente de la función objetivo:

$$\nabla E(t) = \begin{bmatrix} \frac{\partial E}{\partial v} \\ \frac{\partial E}{\partial w_{ij}} \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Las derivadas parciales se expresan mediante la regla de la cadena:

$$\frac{\partial E(t)}{\partial v} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \frac{\partial u(t)}{\partial e_p(t)} \frac{\partial e_p(t)}{\partial K_p(t)} \frac{\partial K_p(t)}{\partial K_{pn}(t)} \frac{\partial K_{pn}(t)}{\partial v} \quad (4.13)$$

Que proporciona la forma final del término de actualización por el descenso por el gradiente:

$$\frac{\partial E(t)}{\partial v} = -e^2(t)\beta \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \quad (4.14)$$

De igual forma se obtiene:

$$\frac{\partial E(t)}{\partial w_{ij}} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \frac{\partial u(t)}{\partial e_p(t)} \frac{\partial e_p(t)}{\partial K_p(t)} \frac{\partial K_p(t)}{\partial K_{pn}(t)} \frac{\partial K_{pn}(t)}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial S} \frac{\partial S}{\partial w_{ij}} \quad (4.15)$$

Considerando que:

$$\frac{\partial \beta}{\partial S} = \frac{\exp(-S)}{[1+\exp(-S)]^2} = \beta(1 - \beta) \quad (4.16)$$

Se tiene:

$$\frac{\partial E(t)}{\partial w_{ij}} = -e^2(t)v\beta(1 - \beta)x_j \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \quad (4.17)$$

Considerando que:

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e(t) \\ \Delta e(t) \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Los pesos w y v se actualizan por el método de la retro-propagación del error que consiste en moverse en la dirección contraria del gradiente de la función objetivo $E(t)$. Así:

$$v = v(t - 1) + \eta e^2(t) \beta \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \quad (4.19)$$

$$w_{1j} = w_{1j}(t - 1) + \eta e^2(t) v \beta (1 - \beta) x_j \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \quad (4.20)$$

Con $j=1,2$

Y η es un número positivo denominado coeficiente de aprendizaje.

La derivada $\frac{\partial y(t)}{\partial u(t)}$ generalmente es desconocida o su cálculo es muy complejo

según el proceso a controlar. En (Cui y Shin, 1993) se plantea al respecto:

“El valor exacto de $\left| \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \right|$ no es importante, debido a que el tamaño del paso se puede ajustar.

Ciertamente, esto requiere

$$\left| \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \right| < \infty \quad \forall t \quad (4.21)$$

Por lo tanto, si el signo de $\frac{\partial y(t)}{\partial u(t)}$ se conoce en cada instante de tiempo,

entonces tenemos un algoritmo simple para entrenar la red neuronal utilizando

el error de la salida del sistema en lugar del error de la salida de la red”.

(Traducción de los autores)

Las ecuaciones de actualización de los coeficientes de peso v_1 y w_{21} , w_{22} de la red neuronal que sirve para ajustar al coeficiente K_d , pueden deducirse siguiendo un procedimiento semejante.

$$v_1 = v_1(t - 1) + \eta_1 e(t) \Delta e(t) \beta \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \quad (4.22)$$

$$w_{2j} = w_{2j}(t - 1) + \eta_1 e(t) \Delta e(t) \beta (1 - \beta) x_j \frac{\partial y(t)}{\partial u(t)} \quad (4.23)$$

La elección de la función de transferencia de la capa de salida se fundamenta en que durante el funcionamiento de la planta el valor de las ganancias puede aumentar o disminuir y por eso las variaciones de las ganancias K_p y K_d (K_{pn} , K_{dn}) pueden ser positivas o negativas.

Por otro lado estas variaciones pueden tener cualquier valor absoluto y no están restringidas a valores entre cero y uno.

4.3.2 Diseño del controlador difuso

El controlador difuso debe satisfacer algunas exigencias las cuales referenciamos a continuación.

La cantidad de conjuntos difusos del universo de discurso es una decisión de diseño. Cuanta más cantidad se elija, mayor poder descriptivo y flexibilidad

tendrá el lenguaje. Este mayor poder descriptivo tiene su costo en mayor complejidad por la cantidad de reglas involucradas. Se recomiendan valores entre 2 y 10 conjuntos difusos en el universo de discurso.

Respecto de la forma que tendrán las funciones de pertenencia, no existen diferencias apreciables en los resultados del control entre las diferentes posibilidades (triangulares, trapezoidales, gaussianas, sigmoideas,...). Por ello la mayoría de los productos comerciales ofrecen las trapezoidales, entendiendo la triangular como un caso particular siendo éstas las más fáciles de implementar.

Si se espera que las señales a aplicar al controlador difuso presenten variaciones aleatorias (estén corrompidas por el ruido) entonces se recomienda, dado el conocimiento de la desviación estándar, que la base o soporte del conjunto difuso sea no menor que el doble del valor de la misma desviación, de lo contrario la pertenencia de la señal aplicada a un conjunto difuso variará no por el valor de dicha variable sino por el valor de la desviación estándar del ruido.

La evolución del proceso transitorio debe quedar perfectamente descrita por las reglas. Para lo cual se recomienda construir el plano de fase y observar el proceso de establecimiento del error vs la variación del error de manera que se verifique el desarrollo del transitorio como se muestra en la figura 4.14A.

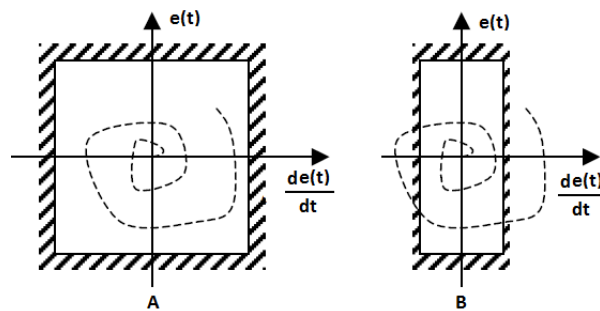


Figura 4.14. Plano de fase para la determinación del proceso de establecimiento del error vs la variación del error.

En esta figura se muestran dos elecciones de los universos de discurso. A la derecha se muestra la manera incorrecta de seleccionarlos y a la izquierda la manera correcta.

Por último, está el problema de la completitud. La completitud significa que se espera que el controlador provea una salida para todos los estados posibles de la planta a controlar, para lo cual, todas las variables de entrada y salida del controlador deben poder vincularse a un conjunto difuso, y a su vez cada conjunto difuso debe participar del antecedente o consecuente de una regla.

Estas exigencias han sido tomadas resumiendo diferentes fuentes o monografías, entre las cuales se nombra [Passino y Yurkovich, 19].

4.3.3 Diseño del controlador neuro-difuso

Las ideas que subyacen en el controlador neuro-difuso que proponemos son emplear una red neuronal artificial, en lo adelante RNA, perceptrón

multicapa, con un algoritmo de aprendizaje de Retro Propagación del error del sistema de control [Aguado y otros, 1998] en combinación con un controlador difuso, como se muestra en la figura 4.15.

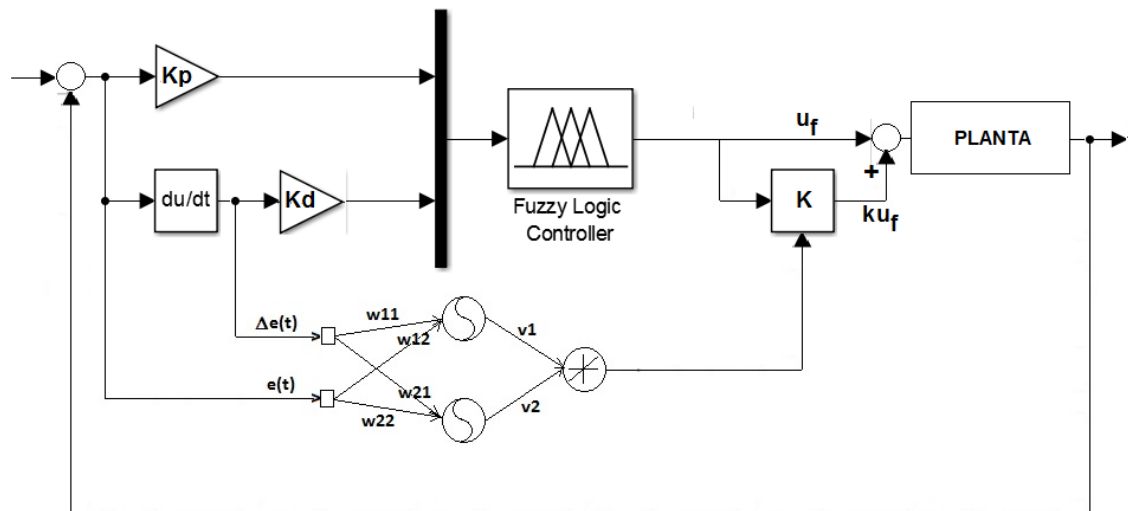


Figura 4.15 Arquitectura del control neuro-difuso propuesto (dibujo de los autores).

El controlador neuronal es similar al descrito con antelación en este Trabajo de Titulación así como el difuso, por lo que el resultado es la combinación de ambos para controlar la suspensión del carro.

El control neuronal se calcula de tal forma que existe una señal adicional a la entrada de la planta, ku_f .

Esta señal adicional puede ser negativa, cero o positiva, según se requiera para garantizar un error de establecimiento nulo y una respuesta adecuada del sistema de suspensión.

En la figura 4.15 se muestra un dibujo de la configuración del controlador neuro-difuso.

La salida de la red se puede calcular fácilmente como sigue:

$$a_1^3 = k = a_1^2 v_1 + a_2^2 v_2 \quad (4.24)$$

$$a_1^2 = \frac{1}{1 + \exp(-(w_{11}e(t) + w_{12}\Delta e(t)))} \quad (4.25)$$

$$a_2^2 = \frac{1}{1 + \exp(-(w_{21}e(t) + w_{22}\Delta e(t)))} \quad (4.26)$$

Entonces:

$$a_1^3 = \frac{v_1}{1 + \exp(-(w_{11}e(t) + w_{12}\Delta e(t)))} + \frac{v_2}{1 + \exp(-(w_{21}e(t) + w_{22}\Delta e(t)))} \quad (4.27)$$

Para el entrenamiento se propone emplear el criterio de minimizar la función objetivo siguiente:

$$E(t) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^t e^2(k)$$

El error en el sistema es entonces la diferencia:

$$\mathbf{e}(t) = \mathbf{y}_{ref} - \mathbf{y} \quad (4.28)$$

El vector de entrada a la red neuronal es:

$$\mathbf{x} = [\mathbf{e}(t) \quad \Delta \mathbf{e}(t)] \quad (4.29)$$

El algoritmo de retropropagación para el entrenamiento en línea de la red neuronal (Passino and Yurkovich, 1998) requiere el cálculo del gradiente de la función objetivo con respecto a los coeficientes, o sea:

$$\nabla E(t) = \begin{bmatrix} \frac{\partial E}{\partial v_j} \\ \frac{\partial E}{\partial w_{ji}} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Entonces la derivada parcial se obtiene aplicando la regla de la cadena:

$$\frac{\partial E}{\partial v_j} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \frac{\partial u_k}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial v_j}$$

Así:

$$\frac{\partial E}{\partial v_1} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \frac{\partial u_k}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial v_1} \quad (4.31)$$

$$\frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} = \mathbf{e}(t) \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} = -\mathbf{1} \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial k} = u_f \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial k}{\partial v_1} = a_1^2 \quad (4.35)$$

Finalmente:

$$\frac{\partial E}{\partial v_1} = -e(t) a_1^2 u_f \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \quad (4.36)$$

Para el segundo peso:

$$\frac{\partial E}{\partial v_2} = -e(t) a_2^2 u_f \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \quad (4.37)$$

Para los pesos que conectan a las neuronas de entrada con las de la capa escondida se tiene:

$$\frac{\partial E}{\partial w_{ji}} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \frac{\partial u_k}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial a} \frac{\partial a_j}{\partial S_j} \frac{\partial S_j}{\partial w_{ji}}$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{11}} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \frac{\partial u_k}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial S_1} \frac{\partial S_1}{\partial w_{11}}$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{11}} = -e(t) u_f v_1 h_1 (1 - h_1) e(t) \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \quad (4.38)$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{12}} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \frac{\partial u_k}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial S_1} \frac{\partial S_1}{\partial w_{12}}$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{12}} = -e(t)u_f v_1 h_1 (1 - h_1) \Delta e(t) \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \quad (4.39)$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{21}} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \frac{\partial u_k}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial a_1} \frac{\partial a_2}{\partial S_2} \frac{\partial S_2}{\partial w_{21}}$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{21}} = -e(t)u_f v_2 h_2 (1 - h_2) e(t) \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \quad (4.40)$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{22}} = \frac{\partial E(t)}{\partial e(t)} \frac{\partial e(t)}{\partial y(t)} \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \frac{\partial u_k}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial a_1} \frac{\partial a_2}{\partial S_2} \frac{\partial S_2}{\partial w_{22}}$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{22}} = -e(t)u_f v_2 h_2 (1 - h_2) \Delta e(t) \frac{\partial y(t)}{\partial u_k} \quad (4.41)$$

Entonces, para actualizar los pesos:

$$v_1(t) = v_1(t - 1) + \eta e(t) \frac{\partial y}{\partial u_k} u_f h_1 \quad (4.42)$$

$$v_2(t) = v_2(t - 1) + \eta e(t) \frac{\partial y}{\partial u_k} u_f h_2 \quad (4.43)$$

$$w_{11} = w_{11}(t - 1) + \eta e(t) u_f v_1 h_1 (1 - h_1) e(t) \frac{\partial y}{\partial u_k} \quad (4.44)$$

$$w_{12} = w_{12}(t - 1) + \eta e(t) u_f v_1 h_1 (1 - h_1) \Delta e(t) \frac{\partial y}{\partial u_k} \quad (4.45)$$

$$w_{21} = w_{21}(t - 1) + \eta e(t) u_f v_2 h_2 (1 - h_2) e(t) \frac{\partial y}{\partial u_k} \quad (4.46)$$

$$w_{22} = w_{22}(t - 1) + \eta e(t) u_f v_2 h_2 (1 - h_2) \Delta e(t) \frac{\partial y}{\partial u_k} \quad (4.47)$$

Donde η es un número positivo generalmente pequeño conocido como coeficiente de aprendizaje.

En todas las expresiones para la actualización se tiene la derivada parcial $\frac{\partial y}{\partial u_k}$ la cual generalmente no se conoce pues depende del tipo de proceso y su relación entrada-salida.

En (Cui y Shin, 1993) y (Aguado et al, 1998) se demuestra que para una amplia clase de procesos es suficiente sustituir dicha derivada por su signo, lo cual por otra parte, coincide con la ganancia del proceso.

En las figuras 4.16 y 4.17 se muestran los diagramas Simulink programados para la simulación del comportamiento de los controladores con red neuronal más integrador y con lógica difusa más integrador.

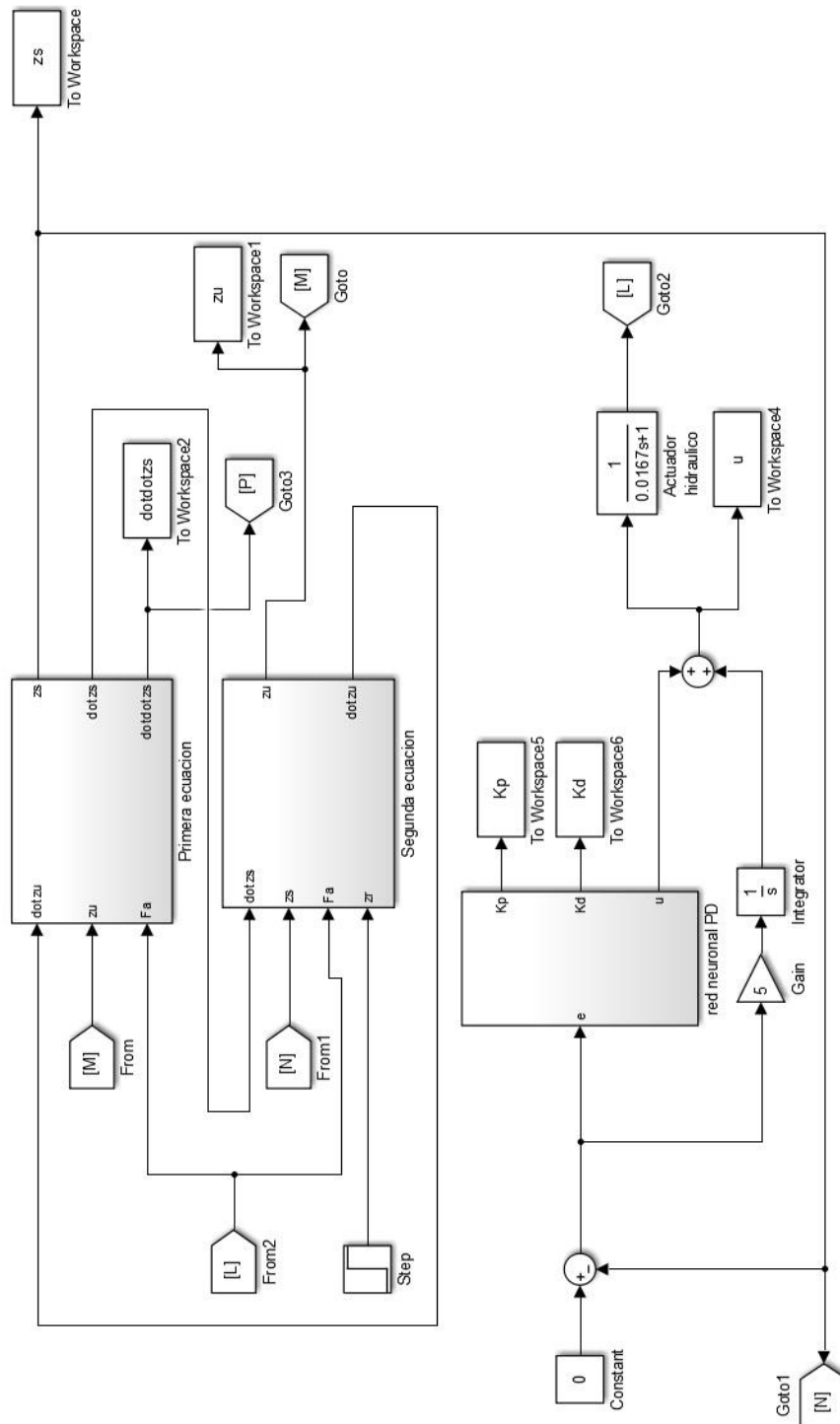


Figura 4.16 Diagrama Simulink para el comportamiento del controlador con red neuronal más integrador

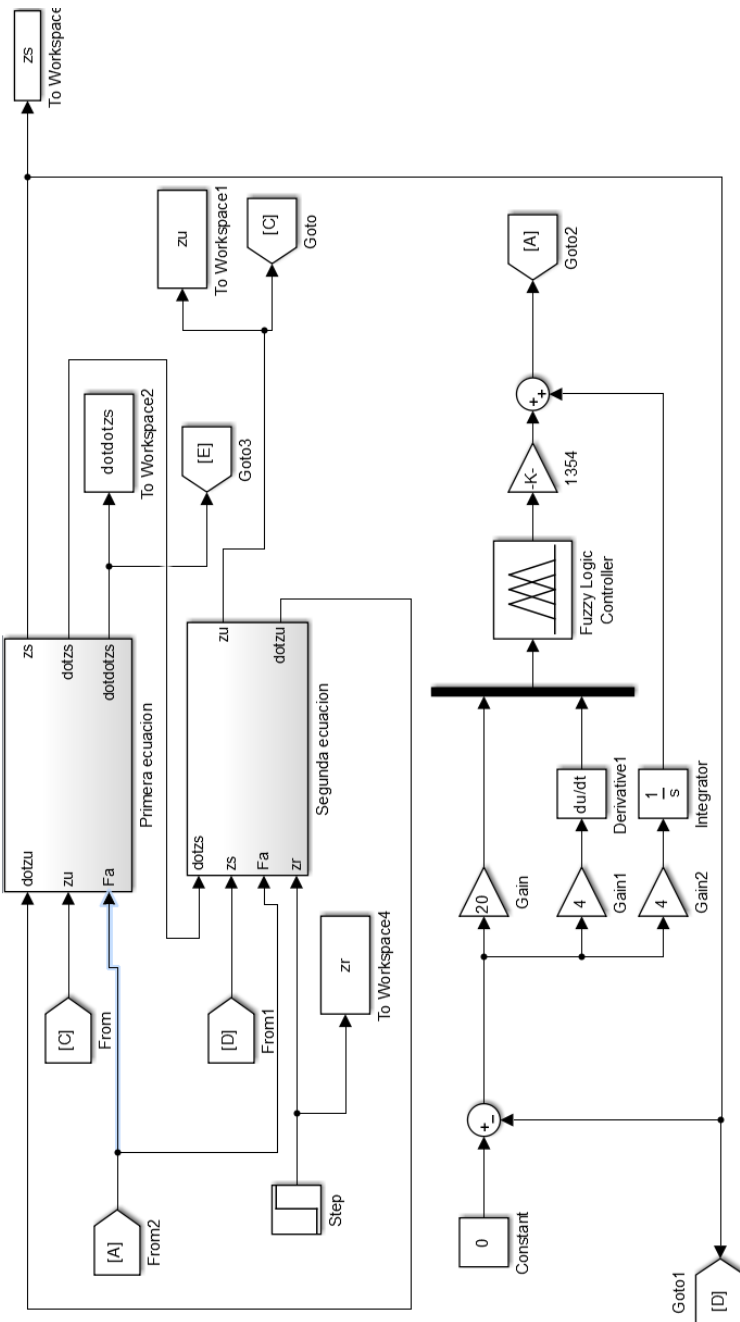


Figura 4.17 Diagrama Simulink para el comportamiento del controlador con lógica difusa más integrador.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

5.1 PRUEBAS Y RESULTADOS

La primera prueba que se propone es la aplicación de obstáculos del tipo elevación y hueco.

Esto se realiza considerando la necesidad de ajustar finamente las ganancias de los controladores según la experiencia de ajuste de controladores del tipo PID en procesos que no presentan oscilaciones atenuadas como son los sistemas de suspensiones activas por lo que se trata de disminuir la amplitud y la cantidad de oscilaciones alrededor del valor de establecimiento.

El primer sistema de suspensión actuado se encuentra en el diagrama MJ_cuarto_carro mostrado en el Anexo 1. De igual manera se probarán los sistemas de cuarto de carro controlados con red neuronal y con lógica difusa más integrador.

Posteriormente se realizará la misma prueba al sistema de medio carro controlado con similares controladores adicionando un controlador neuro difuso considerando que el modelo del medio carro es no lineal.

Cuando se ejecuta este diagrama se presentan los gráficos mostrados en las figuras 5.1, 5.2 y 5.3 para el caso de hueco.

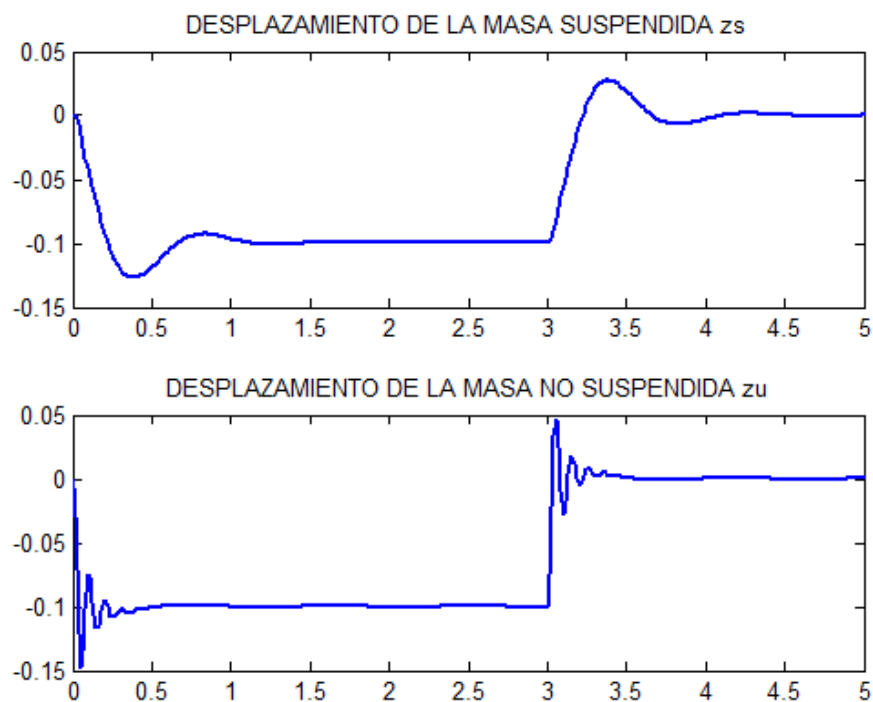


Figura 5.1 Desplazamientos de las masas del sistema

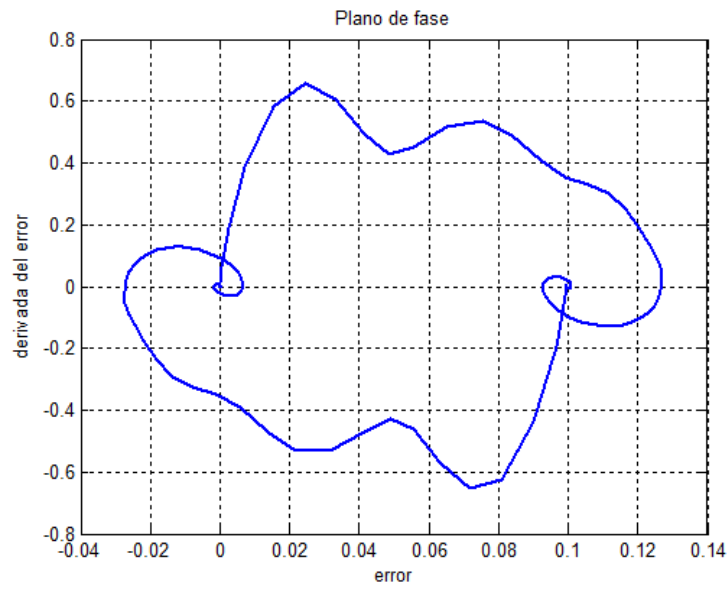


Figura 5.2 Plano de fase

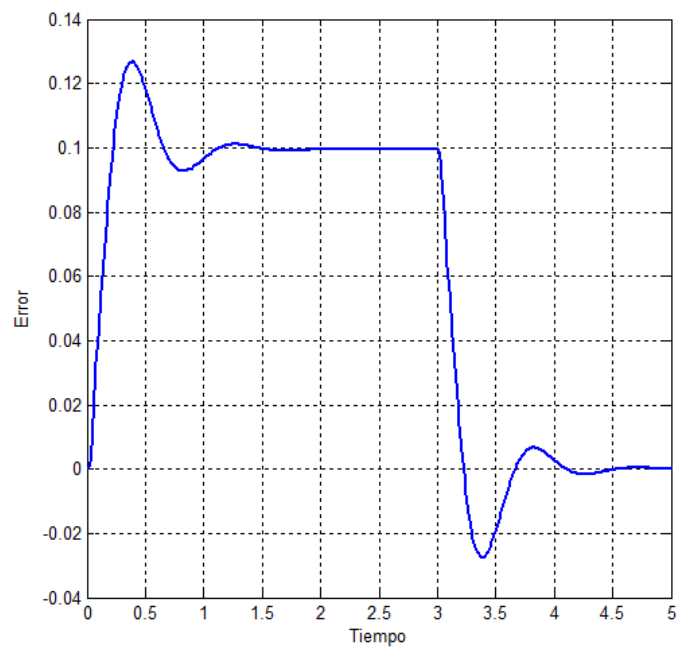


Figura 5.3 Error en el sistema

Un ajuste fino del controlador del tipo PID da como resultado las respuestas mostradas en las figuras 5.4 y 5.5 para el obstáculo tipo hueco.

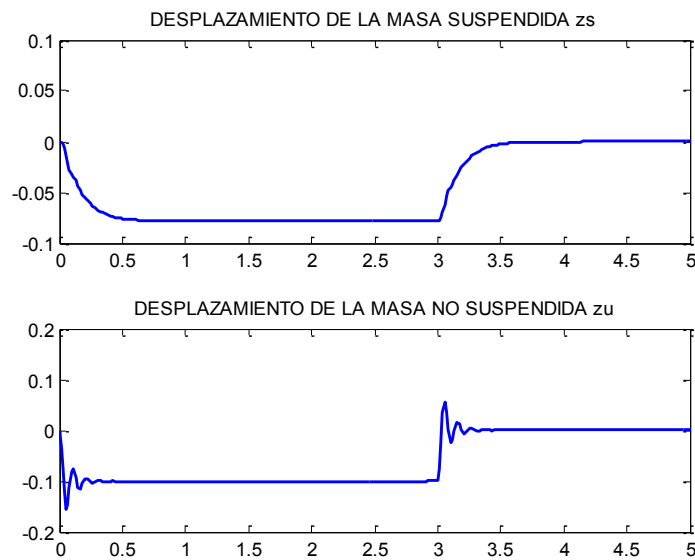


Figura 5.4 Respuesta temporal de la suspensión con el controlador PID ajustado para el hueco.

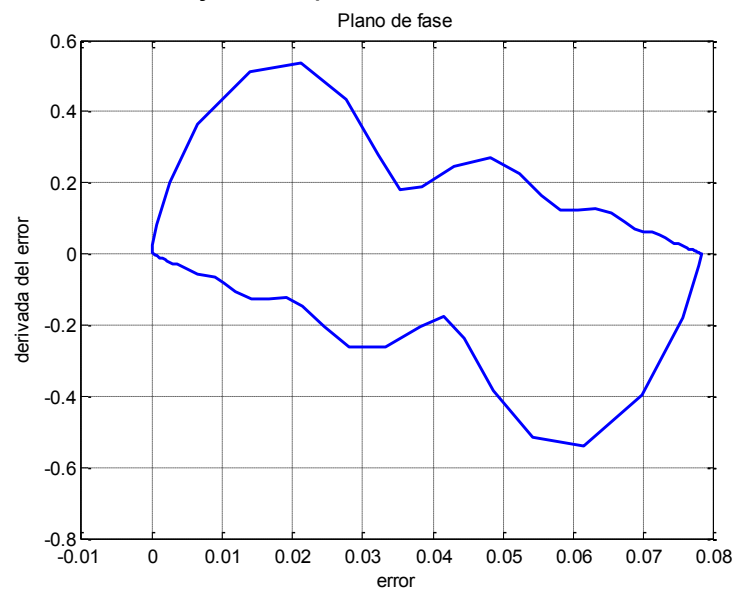


Figura 5.5. Plano de fase con PID ajustado y obstáculo tipo hueco

En el caso de un obstáculo del tipo elevación la respuesta del sistema de suspensión se muestra en las figuras 5.6 y 5.7

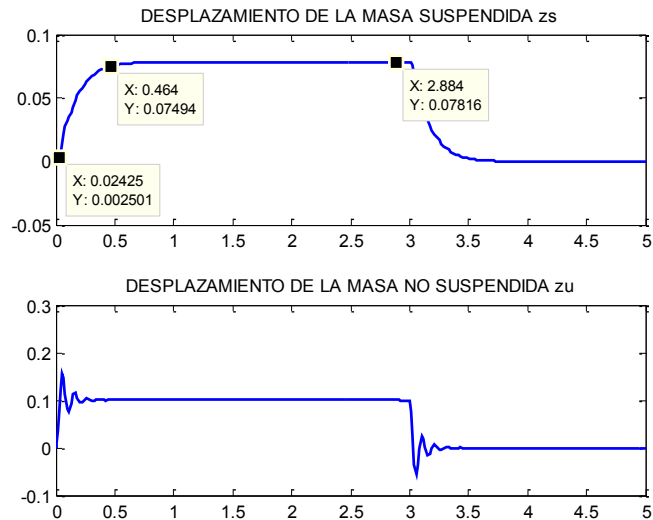


Figura 5.6 Respuesta temporal de la suspensión con el controlador PID ajustado para la elevación.

Como se observa la respuesta es rápida y alcanza el valor final sin oscilaciones.

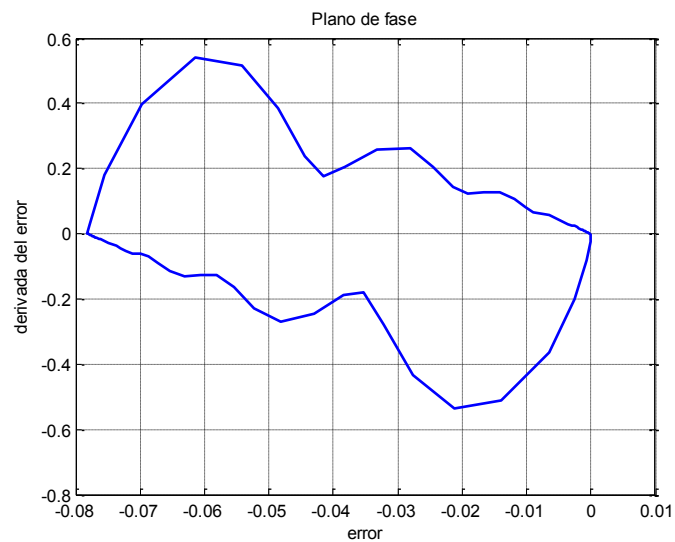


Figura 5.7. Plano de fase que define el universo de discurso

El plano de fase permite definir claramente el universo de discurso para el diseño del controlador difuso.

5.2 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS POR SIMULACIÓN

En lo que sigue en este numeral se contrastan los resultados por simulación (in sílico) del comportamiento de un cuarto, primero, y medio carro después, de los controladores del tipo PID diseñados y ajustados con los resultados de los controladores difusos y neuro difusos cuando se desplazan a cierta velocidad y encuentran en el camino obstáculo del tipo salto o salida de un bache del camino.

De lo que se trata es de emular pruebas similares realizadas con otros tipos de plantas o procesos a los que se les aplica un paso escalón. Sin embargo con las suspensiones activas los requerimientos consideran un compromiso entre confort del paseo y estabilidad en la conducción, conceptos ya discutidos con anterioridad.

5.2.1 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de un cuarto de carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador difuso

Se realiza la simulación del sistema de suspensión de un cuarto de carro con movimiento y el empleo de un controlador PID. Los resultados de la simulación se muestran en la figura 5.8

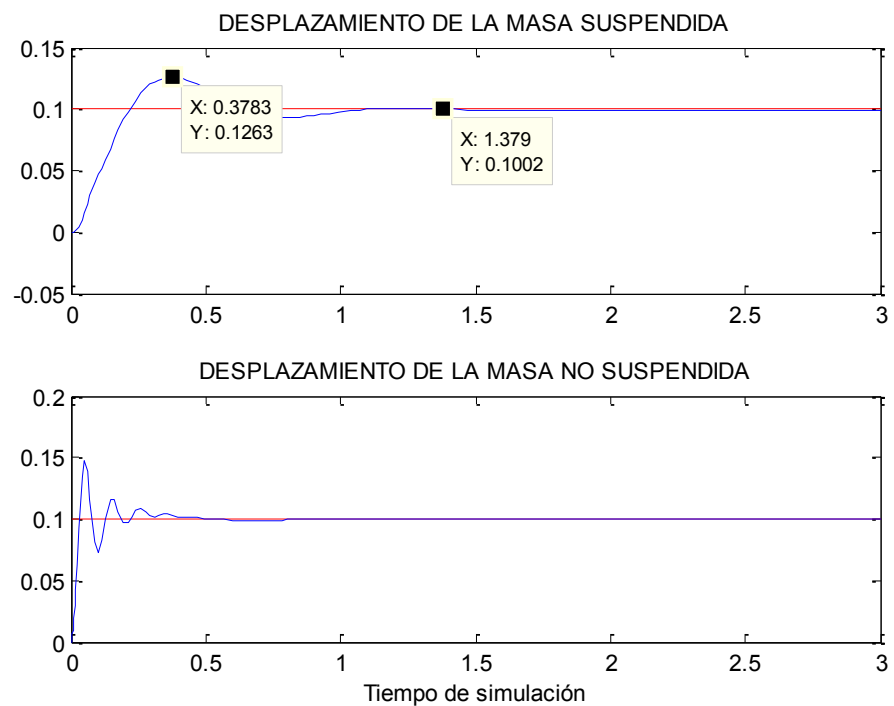


Figura 5.8 Resultados de la simulación de la suspensión de un cuarto de carro en movimiento con controlador PID clásico.

En la figura 5.8 se muestran algunos valores sobre la respuesta de la posición de la masa suspendida. Estos valores son el valor máximo alcanzado por el desplazamiento y el valor de establecimiento.

Aunque para las suspensiones, en general, no se establecen requerimientos al proceso transitorio se puede emplear estos valores para la comparación de las respuestas al escalón o al obstáculo del tipo salto o salida de un bache del camino.

La sobrerregulación mostrada es de 26% y el tiempo de establecimiento es de 1.379 segundos.

Es de destacar que el sistema de suspensión activa muestra dos consumidores de la energía impresa por el camino sobre la suspensión de un cuarto de carro.

El primer consumidor de energía está en la masa no suspendida y el muelle recuperador equivalente de la llanta del carro.

Es evidente que las oscilaciones que realiza la posición de la masa no suspendida son de mayor amplitud y de mayor frecuencia que las oscilaciones que realiza la masa suspendida.

Por consiguiente, la energía que excita a la masa suspendida ya está atenuada y la banda de paso del sistema de transmisión hacia la masa suspendida es estrecha y las oscilaciones de gran frecuencia no pueden excitar a dicha parte del sistema de suspensión.

Los resultados de simular el sistema de suspensión activa con un regulador difuso PID (FPID) se muestran en la figura 5.9

Al analizar la respuesta del sistema de suspensión actuando un regulador difuso se observa que la sobrerregulación es muy grande, sin embargo este esquema de control tiene a su favor que el valor de establecimiento es inferior al valor de establecimiento del sistema controlado con un PID en 1.74 veces.

Como también se puede observar, la posición de la masa no suspendida con controlador PID y con regulador difuso se establece al mismo valor al mismo tiempo.

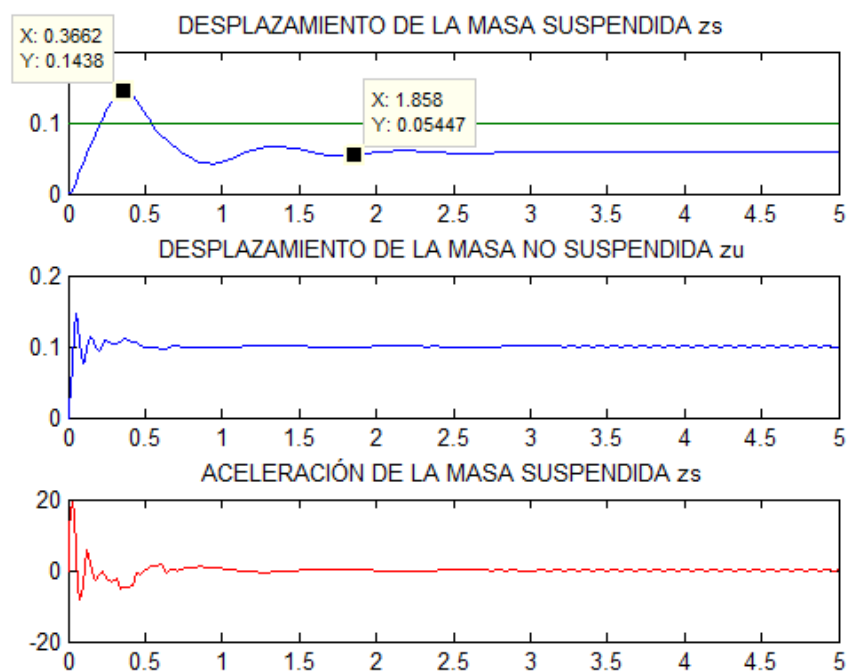


Figura 5.9. Resultados para un cuarto de carro en movimiento ante un obstáculo del tipo elevación brusca con FPID.

Podemos afirmar que el regulador difuso se encarga de manera dedicada a evitar oscilaciones de gran frecuencia y a disminuir el valor final de establecimiento de la posición de la masa suspendida.

5.2.2 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de un cuarto de carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador neuronal (NNPID)

En la figura 5.10 se muestran algunos valores sobre la respuesta en el dominio del tiempo de la posición de la masa suspendida.

Como se destacó anteriormente, el sistema de suspensión activa muestra dos consumidores de la energía impresa por el camino siendo el primero la masa no suspendida y el muelle recuperador equivalente de la llanta del carro.

Las oscilaciones que realiza la posición de la masa no suspendida son de mayor amplitud y de mayor frecuencia que las oscilaciones que realiza la masa suspendida.

En general, su comportamiento no es peor que cuando se tiene un controlador PID aplicando el control sobre el actuador hidráulico.

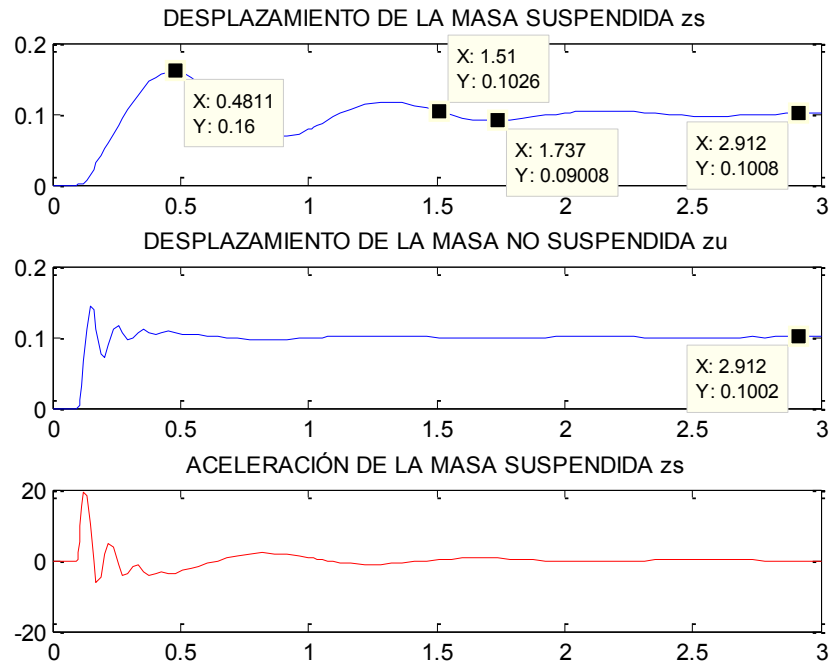


Figura 5.10. Resultados para un cuarto de carro en movimiento ante un obstáculo del tipo elevación brusca con controlador neuronal (NNPID).

5.2.3 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de medio carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador difuso PID (FPID)

El sistema de suspensión de medio carro aplicando un controlador clásico del tipo PID se mostró en la figura 4.12 con el diagrama de Simulink de la suspensión y el controlador del tipo PID.

La respuesta de este sistema a las irregularidades del tipo dos elevaciones pequeñas en el camino, una seguida de la otra se muestra en la figura 4.10 y 4.11.

El sistema de suspensión con controlador del tipo difuso PID se muestra en la figura 5.11. En la figura 5.12 se muestra el controlador difuso del tipo PID. Los controladores diseñados son idénticos, presentan iguales ganancias de escalamiento de la salida del controlador g_0 , ganancia de escalamiento de la entrada del error g_1 , ganancia de escalamiento derivativa del error g_2 , y la ganancia de escalamiento integral g_3 (Passino y Yurkovich, 1999).

En la figura 5.13 se muestran las respuestas del sistema de suspensión a los obstáculos antes mencionados. La combinación gráfica presenta en el primer gráfico el desplazamiento de la suspensión delantera, en el segundo gráfico, el desplazamiento de la suspensión trasera. Al término de la reacción de la suspensión delantera ocurre la reacción de la suspensión trasera sobre el primer obstáculo, lo que influye de manera recíproca y decisivamente sobre el comportamiento de la suspensión delantera.

Esto conlleva a que la reacción de la suspensión trasera para el primer obstáculo se amortigüe. Algo similar ocurre con las reacciones de ambas suspensiones (delantera y trasera) para el segundo obstáculo, como se muestra en las gráficas.

Por otro lado, como se observa en la figura 5.14, el error en la ubicación de las masas suspendidas y no suspendidas, respecto de la referencia cero, después de que el móvil pase los obstáculos retorna a la posición inicial con un pequeño

error de 0.00456 mm y de -0.009099 mm respectivamente lo que indica que retornan a su valor inicial, cualquiera sea éste.

En todos los casos la influencia de las oscilaciones de la suspensión delantera amortiguan las oscilaciones de la suspensión trasera.

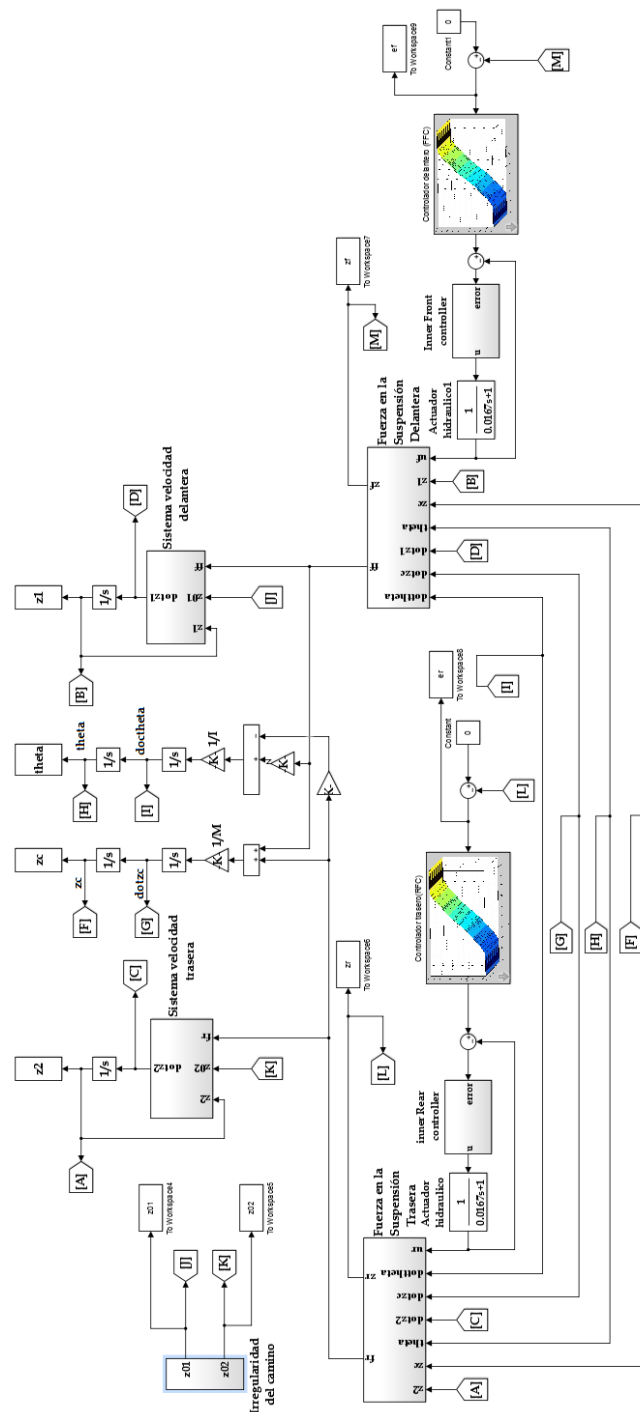


Figura 5.11 Sistema de suspensión de medio carro aplicando un controlador clásico del tipo PID

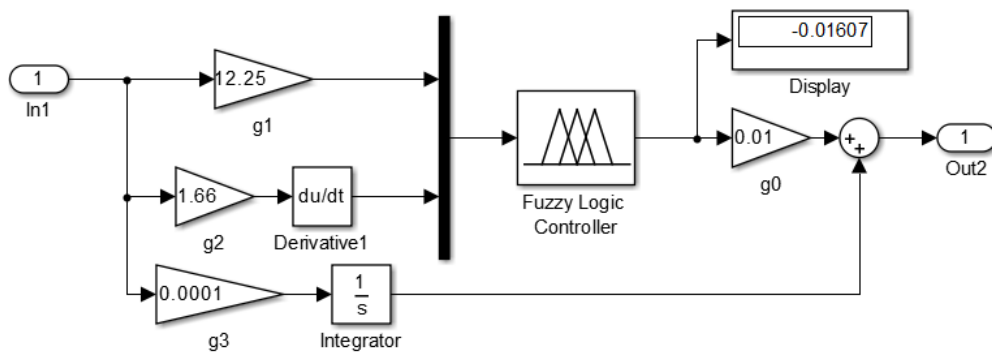


Figura 5.12 Controlador difuso del tipo PID del sistema de suspensión de medio carro.

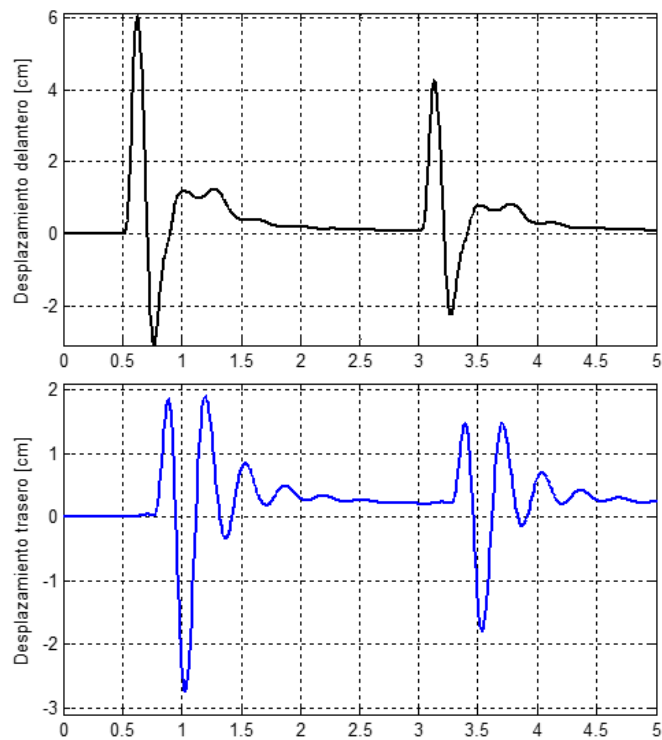


Figura 5.13 Respuestas del sistema de suspensión de medio carro a los obstáculos del camino.

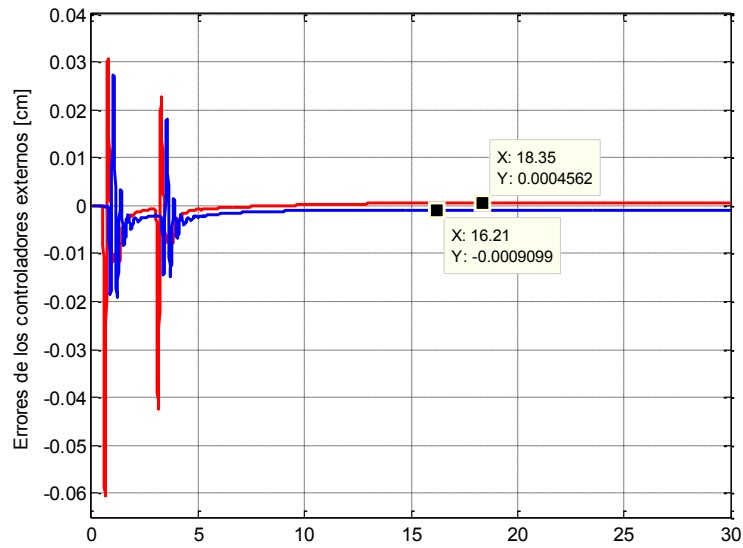


Figura 5.14. Error en la ubicación de las masas suspendidas y no suspendidas, respecto de la referencia cero.

El ajuste de los parámetros de las escalas se realizó por prueba y error.

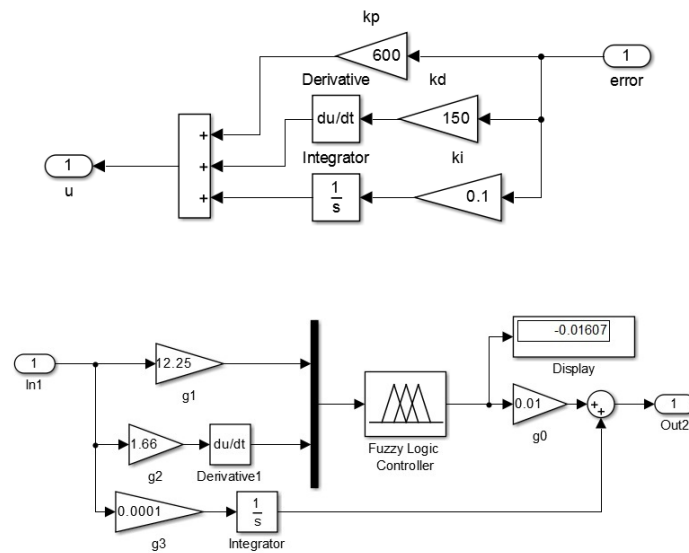


Figura 5.15. Controladores para el sistema de suspensión de medio carro.

En la figura 5.15 se muestran los controladores empleados para el sistema de suspensión del medio carro. En el diagrama superior se muestra el controlador externo del tipo PID y en la gráfica inferior el controlador externo difuso del tipo PID.

Como se observa la ventaja del segundo sobre el primero radica en los pequeños valores de las ganancias de los componentes proporcional, derivativo e integral y en que en el segundo caso existe un elemento de control adicional, g_0 , el cual permita un nuevo grado de libertad en la regulación del controlador disminuyendo así los valores del resto de las ganancias.

5.2.4 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de medio carro en movimiento con controlador PID clásico y regulador neuronal del tipo PID (NNPID)

El regulador neuronal que se diseña es el mismo que fue aplicado en el control neuronal del cuarto de carro y explicado en 4.3.1.

En este caso se han ajustado las ganancias a los valores iniciales de $k_p=70$ y $k_d=25$ con lo cual se logra un restablecimiento más rápido a los valores iniciales de los desplazamientos delantero y trasero en la suspensión.

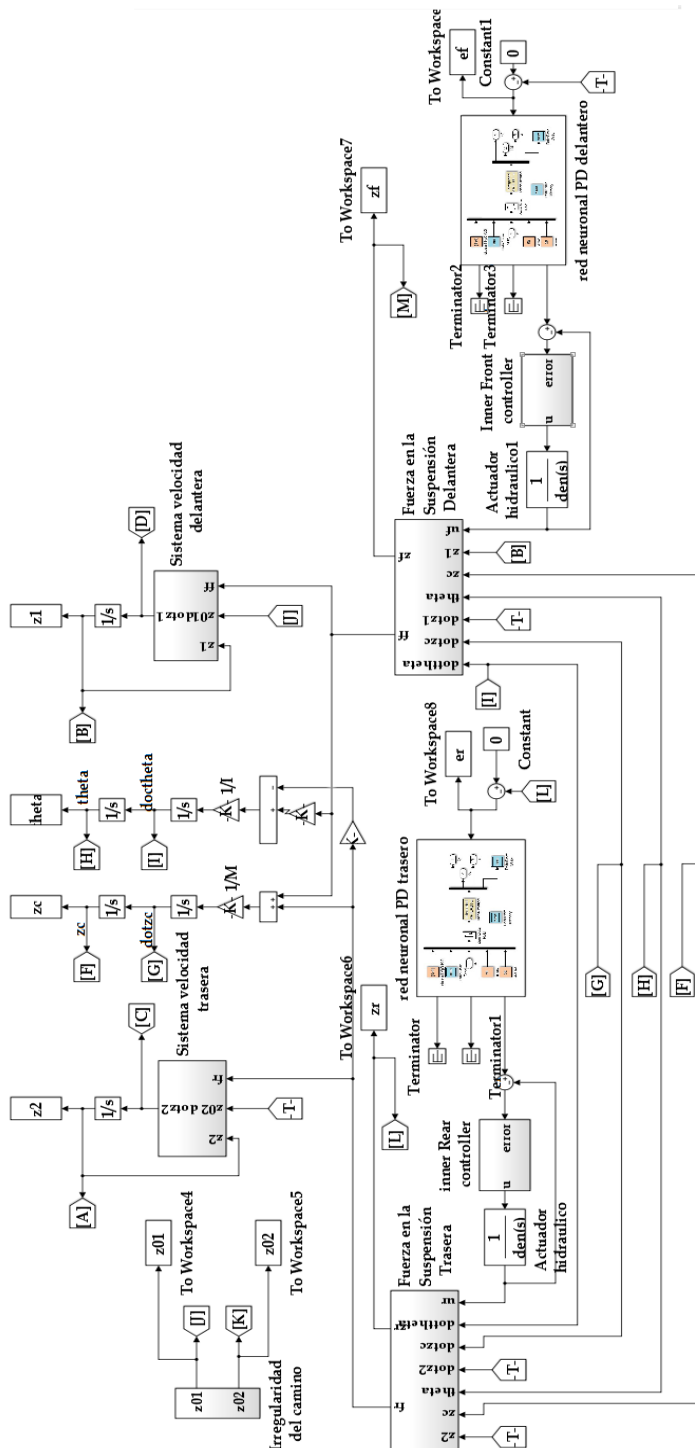


Figura 5.16 Diagrama Simulink empleado para el control neuronal tipo PID (NNPID) de la suspensión de medio carro.

El diagrama Simulink empleado se muestra en la figura 5.16 y las respuestas del sistema de suspensión del medio carro a los obstáculos en el camino diseñados en este Trabajo de Titulación siguiendo las expresiones (3.1) se muestran en la figura 5.17.

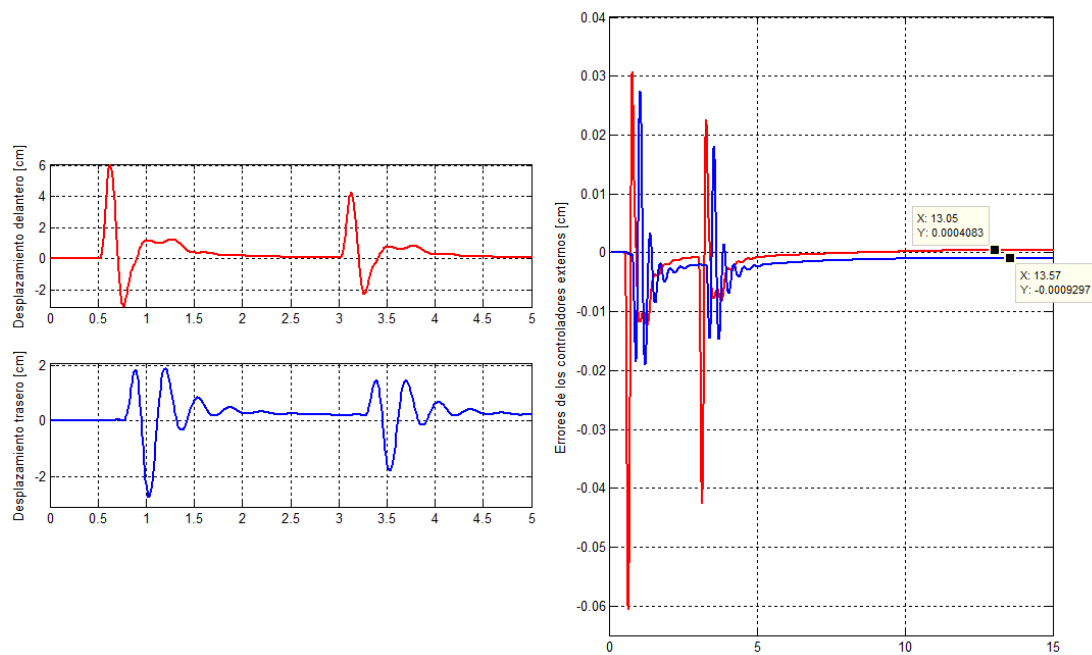


Figura 5.17. Respuestas del sistema de suspensión del medio carro a los obstáculos en el camino diseñados por las expresiones (3.1)

Al igual que con el controlador difuso, la recuperación de los desplazamientos de las suspensiones frontal y trasera se realiza con rapidez, la suspensión trasera sigue siendo la que más tarda en recuperar su estado inicial.

5.2.5 Comparación de respuestas del sistema de suspensión de medio carro en movimiento con controladores PID clásico y neuro-difuso PID (NFPID)

El sistema de suspensión de medio carro con controlador neuro difuso del tipo PID se muestra en la figura 5.19

El regulador neuronal que se emplea en este sistema es el mismo que fue aplicado en el control neuronal del cuarto de carro y explicado en 4.3.1. Sin embargo en este caso solo empleamos la salida para la ganancia proporcional considerando que el mismo es un apoyo al controlador difuso del tipo PD+I, ya explicado con anterioridad.

Las gráficas de las respuestas de las suspensiones traseras y delanteras se muestran a continuación en las figuras 5.18

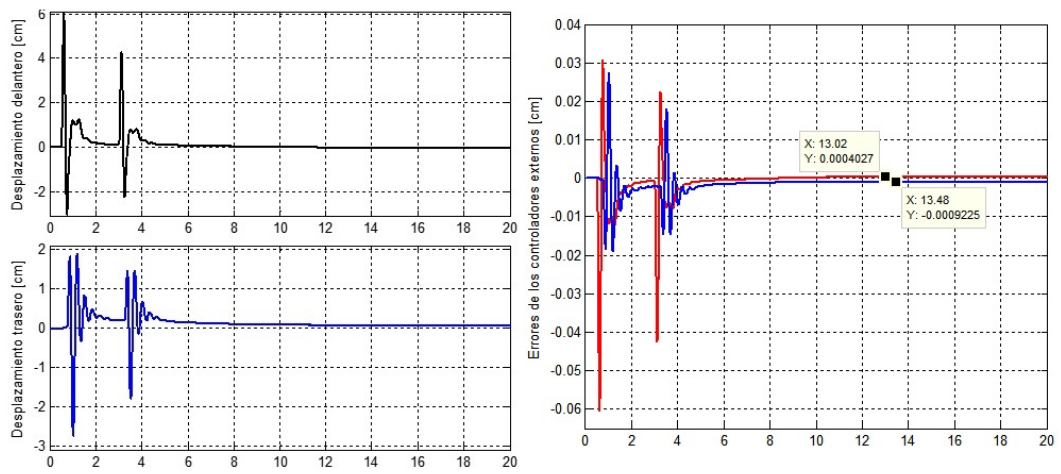


Figura 5.18. Respuestas del sistema de suspensión del medio carro controlado por regulador neuro difuso ante obstáculos diseñados por las expresiones (3.1)

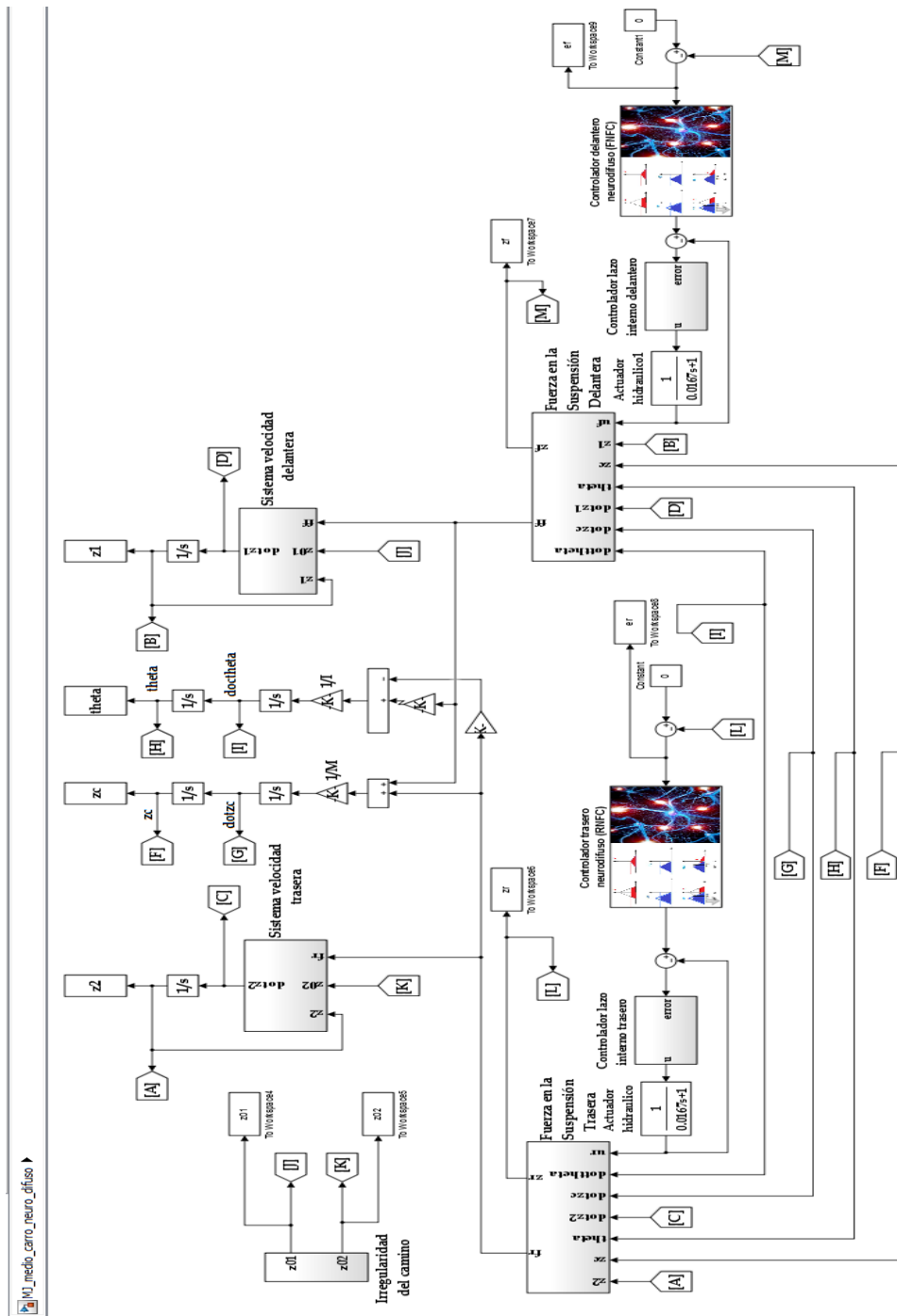


Figura 5.19. Sistema de suspensión de medio carro con controlador neuro difuso del tipo PID

Al igual que con los controladores difuso y neuronal, la recuperación de los desplazamientos de las suspensiones frontal y trasera se realiza con rapidez, la suspensión trasera sigue siendo la que más tarda en recuperar su estado inicial.

Por otro lado los errores en el establecimiento de las suspensiones trasera y delantera son ahora más pequeños que con los demás tipos de controladores, PID, difuso PD+I y neuronal tipo PD autoajutable.

5.3 GENERALIZACIÓN DE LOS RESULTADOS

Para el análisis del confort en el vehículo no basta con el estudio de los resultados de la aceleración vertical del cuarto o medio carro en función del tiempo de los modelos de suspensión controlados.

Se debe estudiar además otras dos medidas indirectas (Norma UNE-ISO 2631-2:2008), para la comparación del desempeño de los controladores, a saber, el Valor Eficaz (RMS, las siglas en inglés de “Root Mean Square”) y la densidad espectral de potencia (PSD: Power Spectral Density) de la aceleración.

En lo que sigue se analizan estos dos parámetros para los diferentes sistemas de suspensión diseñados y ajustados in sílico de manera que se tenga la mayor cantidad de información por simulación de las suspensiones controladas no solo desde los puntos de vista cinemático-dinámico sino

también energético, considerando las regulaciones actuales para las oscilaciones permisibles sobre el cuerpo completo de los seres humanos.

5.3.1 Valor rms de aceleración y densidad espectral de potencia para la suspensión del cuarto de carro controlada mediante controlador del tipo PID (numeral 4.2.2)

Para el cálculo de los parámetros mencionados de las oscilaciones amortiguadas, se empleará el diagrama en bloques de Simulink mostrado en la figura 5.20

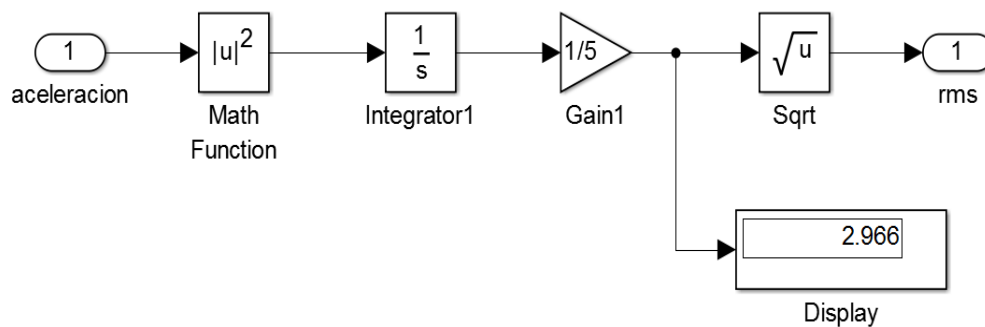


Figura 5.20. Diagrama en bloques para el cálculo del valor rms de las oscilaciones del cuarto de carro.

El gráfico que muestra los valores calculados se proporciona en la figura 5.21

El cálculo de la densidad espectral de potencia de estas mismas oscilaciones se realizará mediante los códigos de MATLAB después de haber terminado la simulación.

```
acel=a_zs.*a_zs; Hpsd = dspdata.psd(acel);
```

```
figure(5), plot(Hpsd)
```

En la figura 5.22 se muestra el resultado de ejecutar estas líneas de comandos de MATLAB

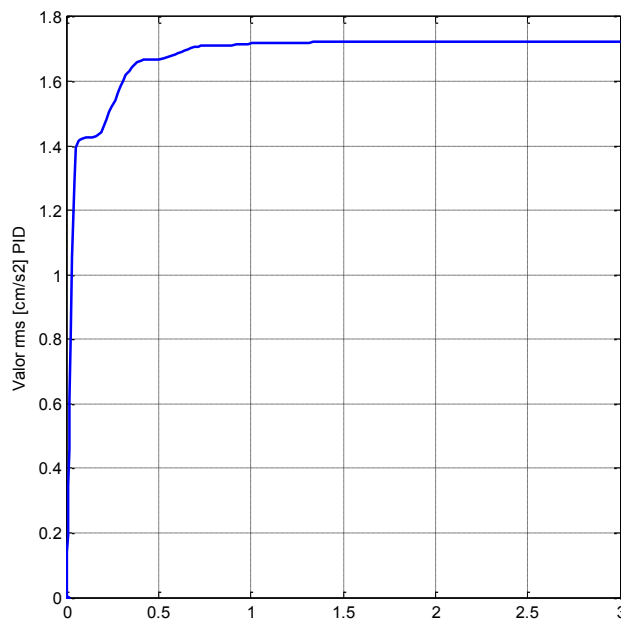


Figura 5.21 Gráfico de los valores calculados rms de la aceleración del cuarto de carro.

Para la aceleración desarrollada por la masa suspendida se puede calcular la potencia media empleando la función `bandpower(x)` de MATLAB al término de la corrida de cada diagrama de Simulink.

En este caso se obtuvo el valor de $p_pid = 2.5699e+03$ [unidades de potencia/frec], o sea un gran valor de energía media en la masa suspendida durante todo el tiempo de simulación (hasta terminar las oscilaciones amortiguadas de la masa suspendida).

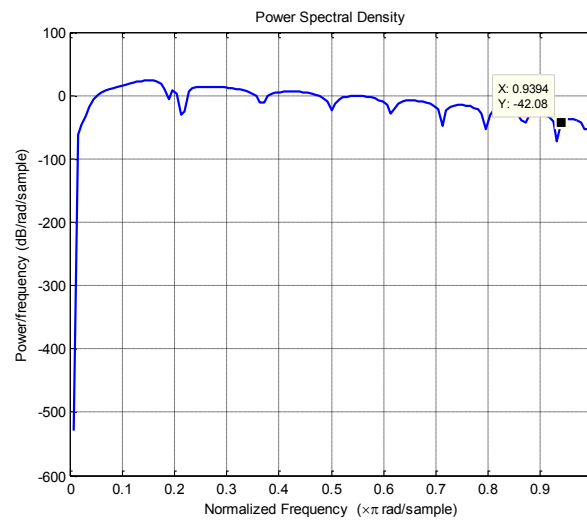


Figura 5.22 Resultado de ejecutar las líneas de comandos de MATLAB para calcular la DEP de las oscilaciones del cuarto de carro con control PID.

5.3.2 Valor rms de aceleración y densidad espectral de potencia para la suspensión del cuarto de carro controlada mediante controlador del tipo difuso (numeral 4.3.2)

La simple inspección de los gráficos mostrados en las figuras 5.23 y 5.24 nos permite comprender que los valores rms experimentados por el pasajero en un sistema de suspensión controlado por un controlador difuso son mucho menores que los experimentados por el mismo pasajero pero con un sistema de suspensión controlado por un controlador del tipo PID.

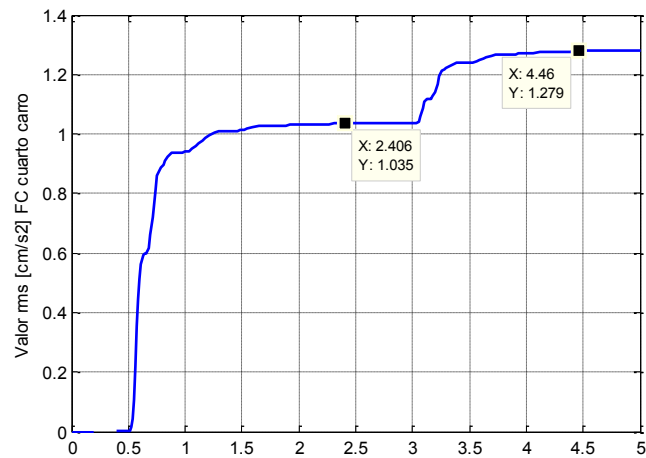


Figura 5. 23 Gráfico de los valores calculados de rms de la aceleración del cuarto de carro con controlador difuso.

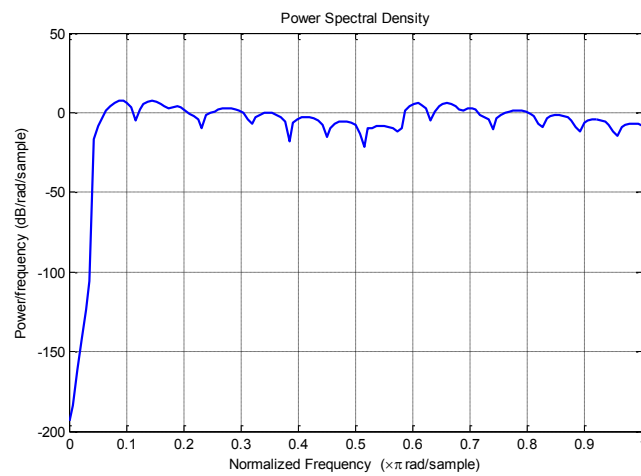


Figura 5.24 Resultado de ejecutar las líneas de comandos de MATLAB para calcular la DEP de las oscilaciones del cuarto de carro con control difuso.

De igual manera, para la aceleración desarrollada por la masa suspendida se puede calcular la potencia media empleando la función `bandpower(x)` de MATLAB al término de la corrida de cada diagrama de Simulink.

En este caso se obtuvo el valor de $p_fuzzy = 2.9349$ [unidades de potencia/frec], o sea un valor inferior de energía media en la masa suspendida durante todo el tiempo de simulación (hasta terminar las oscilaciones amortiguadas de la masa suspendida).

5.3.3 Valor rms de aceleración y densidad espectral de potencia para la suspensión del cuarto de carro controlada mediante controlador del tipo neuronal

La inspección de los gráficos mostrados en las figuras 5.25 y 5.26 nos permite determinar que los valores rms experimentados por el pasajero en un sistema de suspensión controlado por un controlador neuronal son mucho menores que los experimentados por el mismo pasajero pero con un sistema de suspensión controlado por un controlador del tipo PID.

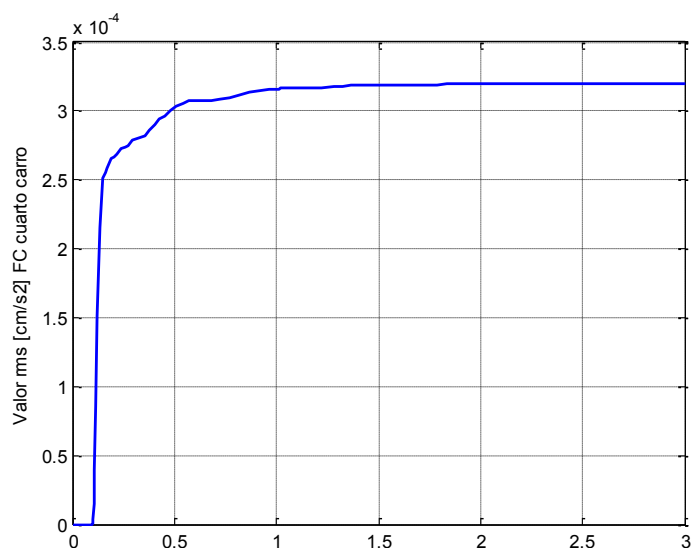


Figura 5.25 Gráfico de los valores calculados de rms de la aceleración del cuarto de carro con controlador neuronal.

Figura 5.26 Resultado de ejecutar las líneas de comandos de MATLAB para calcular la DEP de las oscilaciones del cuarto de carro con control neuronal.

Para la aceleración desarrollada por la masa suspendida se puede calcular la potencia media empleando la función `bandpower(x)` de MATLAB al término de la corrida de cada diagrama de Simulink.

En este caso se obtuvo el valor de $p_{nn} = 3.1545$ [unidades de potencia/frec], o sea un valor inferior de energía media en la masa suspendida durante todo



el tiempo de simulación (hasta terminar las oscilaciones amortiguadas de la masa suspendida) comparado con el valor de energía media en la masa suspendida para el sistema controlado con PID y algo mayor que el valor de energía media en la masa suspendida para el sistema controlado con controlador difuso.

5.3.4 Valor rms y densidad espectral de potencia para la suspensión del medio carro controlada mediante controlador del tipo neuronal PD

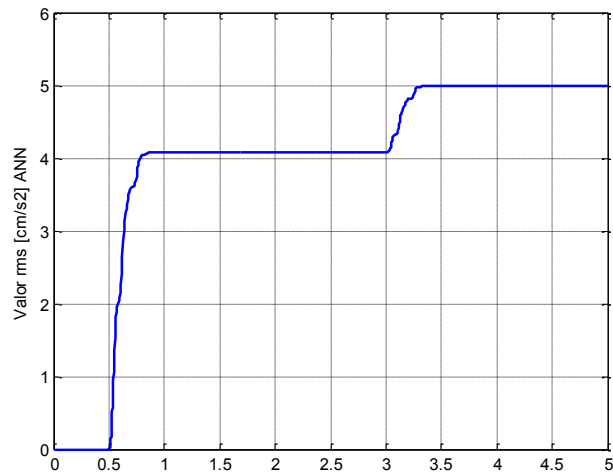


Figura 5.27 Gráfico de los valores calculados de rms de la aceleración del medio carro con controlador neuronal

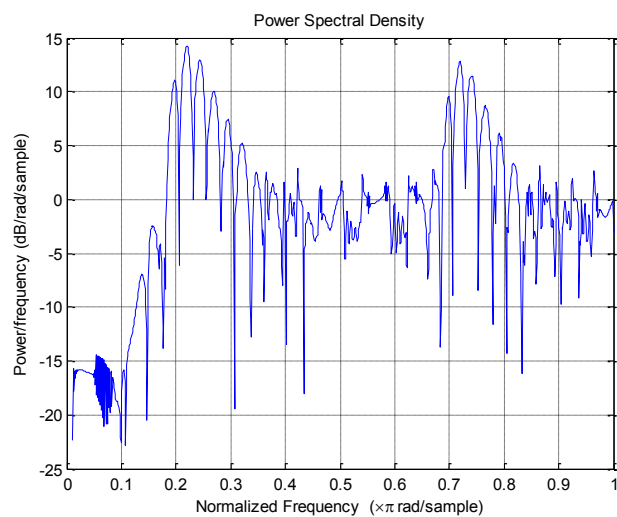


Figura 5.28 Resultado de ejecutar las líneas de comandos de MATLAB para calcular la DEP de las oscilaciones del medio carro con controlador neuronal

La inspección de los gráficos mostrados en las figuras 5.27 y 5.28 nos permite determinar que los valores rms experimentados por el pasajero en un sistema de suspensión de medio carro controlado por un controlador neuronal son mucho menores que los experimentados por el mismo pasajero pero con un sistema de suspensión controlado por un controlador del tipo PID, el cual se muestra en el Anexo 3.

5.3.5 Valor rms y densidad espectral de potencia para la suspensión del medio carro controlada mediante controlador del tipo difuso PD+I

Como se observa en la figura 5.29 el valor rms para el medio carro se establece en 5 cm/s^2 al final de la estabilización de la masa suspendida.

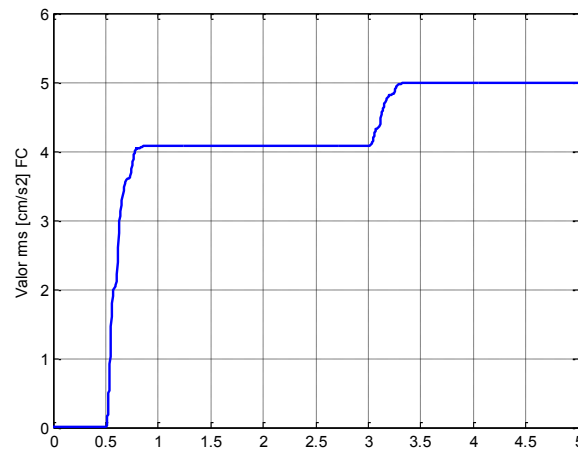


Figura 5.29 Gráfico de los valores calculados de rms de la aceleración del medio carro con controlador difuso PD

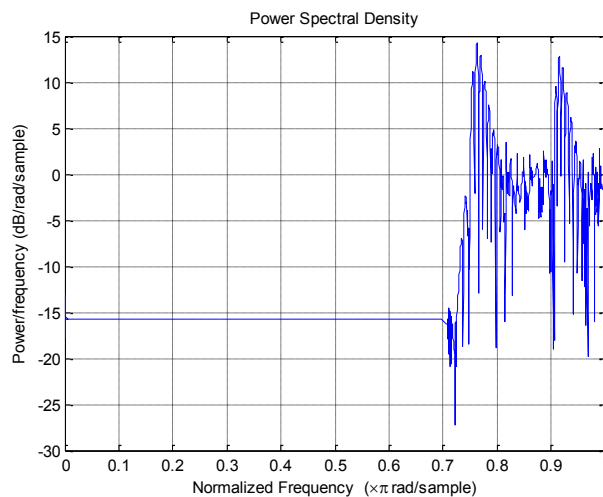


Figura 5.30 Resultado de ejecutar las líneas de comandos de MATLAB para calcular la DEP de las oscilaciones del medio carro con controlador difuso PD

La figura 5.30 muestra una densidad de potencia con valores menores a la unidad en el rango de bajas y medias frecuencias. En el rango de las frecuencias cercanas a la frecuencia de Nyquist el valor de potencia oscila

alrededor de 1 [unidades de potencia/frecuencia] y la potencia media es de $p_{\text{fuz_medio}} = 7.5851$ [unidades de potencia/frecuencia].

5.3.6 Valor rms y densidad espectral de potencia para la suspensión del medio carro controlada mediante controlador del tipo neuro difuso

Los resultados de los valores rms y de la densidad espectral de potencia obtenidos con el controlador neuro difuso se muestran en las figuras 5.31 y 5.32

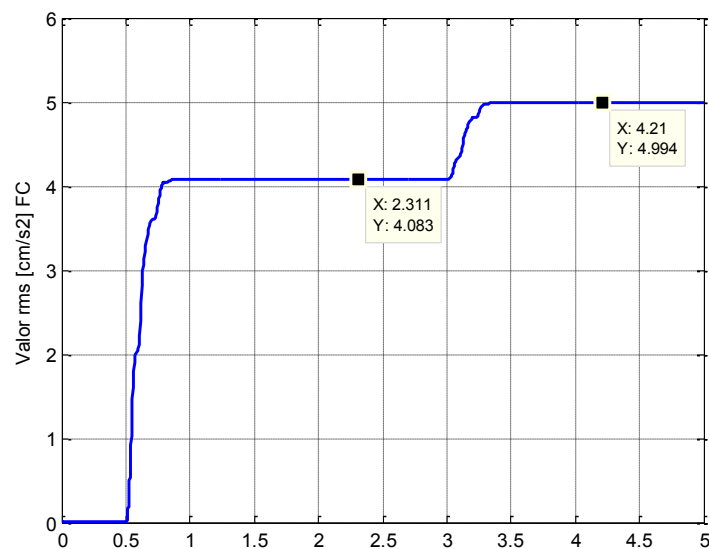


Figura 5.31. Gráfico de los valores calculados de rms de la aceleración del medio carro con controlador neuro difuso

Los valores rms obtenidos con el controlador neuro difuso son iguales a los valores rms del caso cuando el controlador es difuso PD.

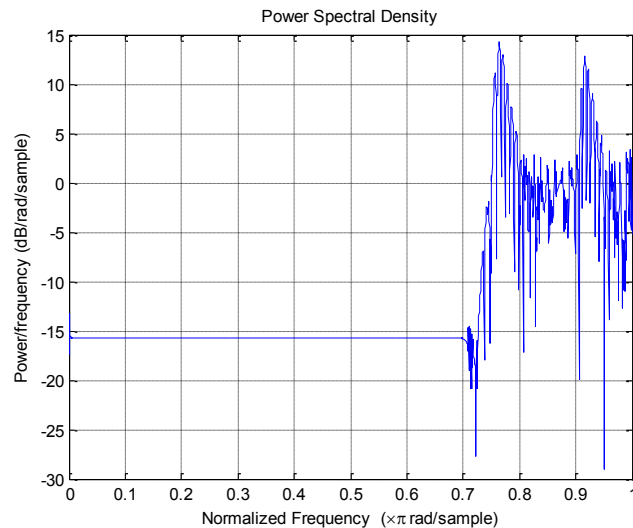


Figura 5.32 Resultado de ejecutar las líneas de comandos de MATLAB para calcular la DEP de las oscilaciones del medio carro con controlador neuro-difuso

En todo el rango de las frecuencias el valor de potencia se comporta de manera similar al caso anterior, sin embargo la potencia media es de $p_{nnfuz_medio} = 7.2766$ [unidades de potencia/frecuencia], valor inferior al obtenido solo con el controlador difuso en 4.24% menor.

5.3.7 Generalización de los resultados

El análisis de los resultados del control de los sistemas de un cuarto de carro, generalizado para el medio carro por simulación, da la esperanza de extender el empleo de los controladores inteligentes diseñados (neuronal,

difuso y neuro-difuso) al control de los sistemas de suspensión de un carro completo.

Extender el análisis del desempeño de tales controladores inteligentes al carro completo es un reto futuro en la búsqueda de la disminución de las afectaciones de los pasajeros de vehículos ligeros.

Es de esperar que estos buenos resultados se obtengan también en la búsqueda de la disminución de las afectaciones de las cargas en los vehículos de gran porte.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. Para el cuarto de carro controlado mediante actuador el mejor comportamiento se presenta con el controlador neuronal PID. El mismo proporciona un desplazamiento de la masa suspendida de solo dos oscilaciones alrededor de su valor de establecimiento, rápida disminución de los valores de aceleración y desde los puntos de vista de la distribución de energía en la señal de aceleración de la masa suspendida es muy pequeña en las bajas frecuencias, del orden de $(-35\text{dB/rad/sample})$, cercano a los valores de frecuencias centrales entre $\pm 13\text{dB/rad/sample}$ y en el rango extremo derecho de los valores de frecuencias de cero hasta aproximadamente -13dB/rad/sample . Estos valores son inferiores a los obtenidos con el controlador difuso y muy inferiores a los obtenidos con el controlador clásico PID.
2. Respecto del control del sistema de suspensión de medio carro, el análisis de los resultados por simulación de los diferentes controladores, indica que el

mejor desempeño lo proporciona el controlador neuro difuso. El valor de $p_{pid_med} = 3.1545$ [unidades de potencia/frec], es el valor obtenido de energía media en la masa suspendida durante todo el tiempo de simulación (hasta terminar las oscilaciones amortiguadas de la masa suspendida).

3. El objetivo principal de diseñar controladores inteligentes “en base a redes neuronales, difusos y sus combinaciones” se ha logrado.
4. Se estudiaron los modelos de cuarto de carro y medio carro publicados en la literatura en revistas de alto impacto internacional. El desempeño de estos controladores ante cambios en la referencia y con perturbaciones externas fue simulado y caracterizado por diferentes parámetros tales como: desplazamiento de la masa suspendida, aceleración, valor rms de la misma y la densidad espectral de potencia.
5. Se realizó la comparación entre el comportamiento de los sistemas de suspensión de cuarto y medio carro controlado con PID y con los controladores avanzados inteligentes.

RECOMENDACIONES

1. Extender las pruebas de los diferentes controladores inteligentes, por simulación, al sistema de suspensión de carro completo.
2. Realizar un estudio del comportamiento de las suspensiones del carro completo para diferentes valores razonables de velocidad y tipos de caminos de manera que se tenga un abanico de situaciones en las cuales se puedan comprobar el desempeño de cada controlador tanto difuso, neuronal como sus combinaciones más efectivas, entendiendo por efectividad la valoración de los parámetros: desplazamiento de las masas suspendidas, aceleraciones del centro de masas y de las masas asociadas con las cuatro suspensiones, valores rms de las aceleraciones y las densidades espectrales de potencia media de las aceleraciones.

ANEXOS

ANEXO 1

Guion MJ_1

```

%para calcula el módulo de la característica
%de la suspensión pasiva en el diagrama Simulink
%MJ_suspension_pasiva.mdl

m=input('Ingrese valor de la masa suspendida en Kg  ')%400

k1=input('Ingrese valor de la rigidez del muelle en N/m ')%40000

b1=input('Ingrese valor del coeficiente de amortiguación en Ns/m
')%1687.5

sim('MJ_suspension_pasiva')

subplot(211),plot(logw,Gw,'LineWidth',2.0,'color','k')

xmin=-6;

xmax=3;

ymin=0;

ymax=0.25;

axis([xmin xmax ymin ymax]);

grid;

ylabel('Amplitud vs. escala logarítmica');

xlabel('Escala logarítmica de Frecuencia');

subplot(212),plot(f,Gw,'LineWidth',2.0,'color','b')

xmin=0;

xmax=1;

ymin=0;

ymax=0.25;

axis([xmin xmax ymin ymax]);

grid;

ylabel('Amplitud vs. frecuencia');

```

```
xlabel('Escala de Frecuencia [Hz]');
```

Guion MJ_2

```
%cálculo de la característica de amplitud vs. frecuencia del sistema
pasivo con
```

```
%de dos masas
```

```
m1=input('Valor de la masa no suspendida en kg ');%49.8 kg
```

```
m2=input('Valor de la masa suspendida en kg ');%400
```

```
k1=input('Valor del coeficiente de rigidez de la llanta en N/m
');%135000
```

```
k2=input('Valor del coeficiente de rigidez de la suspensión en N/m
');%40000
```

```
b1=input('Valor del coeficiente de amortiguación de la llanta en
Ns/m ');
```

```
%8100
```

```
b2=input('Valor del coeficiente de amortiguación de la suspensión en
Ns/m ');
```

```
%1687.5
```

```
%*****
```

```
*****
```

```
%otros datos
```

```
%m1 = 49.8 kg;%m2 = 466.5 kg;%k1 = 135000N/m;%k2 = 5700 N/m;%b1 =
```

```
1400Ns/m;
```

```
%b2 = 290Ns/m;
```

```
%*****
```

```
*****
```

```
num=[b1*b2 b1*k2+b2*k1 k1*k2];
```

```

den=[m1*m2 m1*b2+m2*b1+m2*b2 k1*m2+k2*m1+m2*k2+b1*b2 b1*k2+b2*k1
k1*k2];

sys=tf(num,den);

bodemag(sys)

num2=[1];den2=[1 b1/m1 k1/m1];sys2=tf(num2,den2);figure(2)

bodemag(sys2)

figure(3)

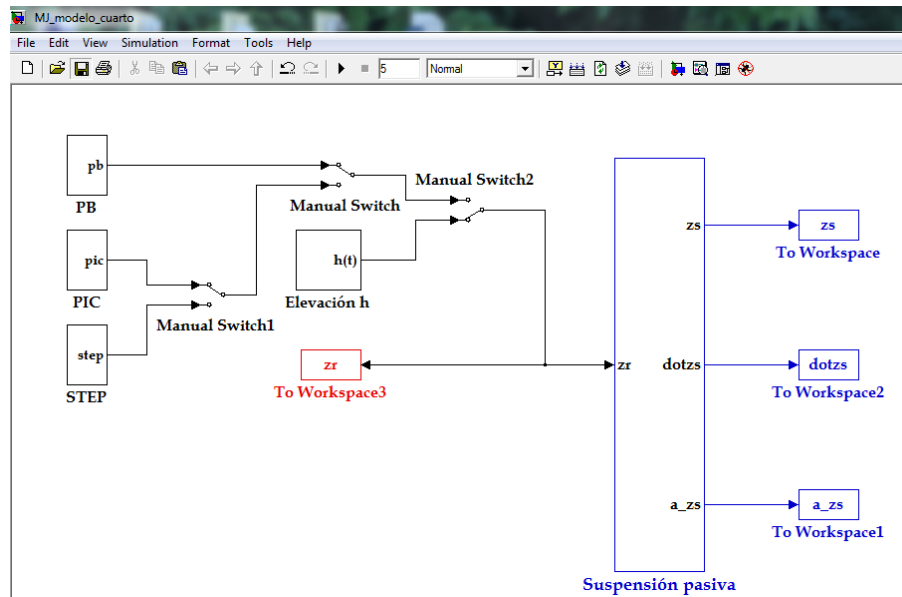
step(sys)

figure(4)

step(sys2)

```

Diagrama en bloques de Simulink MJ_modelo_cuarto.mdl para estudio del comportamiento de la suspensión pasiva en un cuarto de carro.



Programa del guion modelo_cuarto_carro.m

```

%Simula suspensión pasiva del cuarto de carro
%del diagrama Simulink MJ_modelo_cuarto.mdl

```

```

Ms=input('Valor de la masa suspendida en kg M= ');%300 kg
Ka=input('Valor del coeficiente de rigidez de la suspensión en N/m
Ka= ');%16850
Ca=input('Valor del coeficiente de amortiguación de la suspensión en
Ns/m Ca= ');
%1000
Mus=input('Valor de la masa no suspendida en kg Mus= ');%60
Kt=input('Valor del coeficiente de rigidez de la llanta en N/m Kt=
');%190000
sim('MJ_modelo_cuarto')
subplot(311),plot(tout,100*zs,'LineWidth',2.0,'color','k')
grid;
axis([0,5,-7,8.5])
ylabel('Desplazamiento masa suspendida [cm]');
subplot(312),plot(tout,100*zr,'LineWidth',2.0,'color','r')
grid;
axis([0,5,-4,5.5])
ylabel('Irregularidad del camino [cm]');
subplot(313),plot(tout,a_zs,'LineWidth',2.0,'color','b')
grid;
axis([0,5,-10,14.5])
ylabel('Aceleración de la masa suspendida [m/s^2]');

```

Programa del guion medio_carro.m

```

%Simula suspensión pasiva de medio carro
%del diagrama Simulink MJ_medio_carro.mdl
sim('MJ_medio_carro')

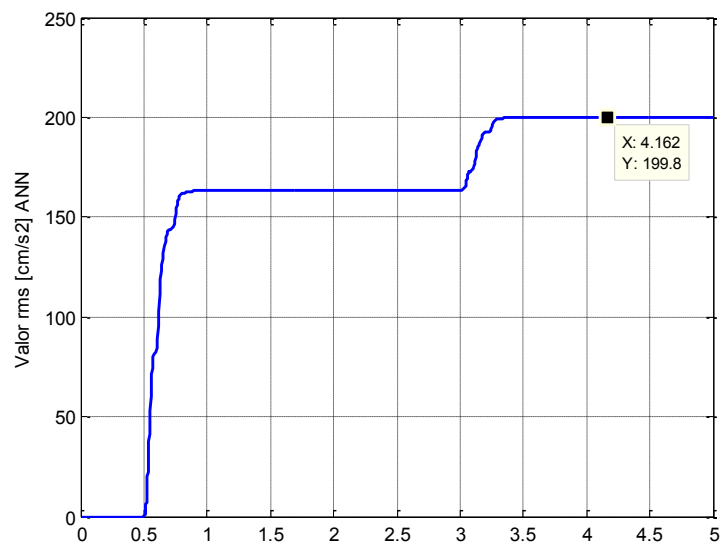
```

```
figure(1)
subplot(211),plot(tout,100*z01,'LineWidth',2.0,'color','r')
grid;
axis([0,5,-0.5,16])
ylabel('Irregularidad del camino delantero [cm]');
subplot(212),plot(tout,100*z02,'LineWidth',2.0,'color','m')
grid;
axis([0,5,-0.5,16])
ylabel('Irregularidad del camino trasero [cm]');
figure(2)
subplot(211),plot(tout,100*z1,'LineWidth',2.0,'color','r')
grid;
axis([0,5,-1.5,16])
ylabel('Desplazamiento delantero [cm]');
subplot(212),plot(tout,100*z2,'LineWidth',2.0,'color','m')
grid;
axis([0,5,-15,20])
ylabel('Desplazamiento trasero [cm]');
figure(3)
subplot(211),plot(tout,100*zc,'LineWidth',2.0,'color','b')
grid;
axis([0,6,-6,7])
ylabel('Desplazamiento del centro de gravedad [cm]');
subplot(212),plot(tout,theta,'LineWidth',2.0,'color','k')
grid;
axis([0,5,-0.08,0.03])
ylabel('Oscilación de la masa suspendida [rad]');
```

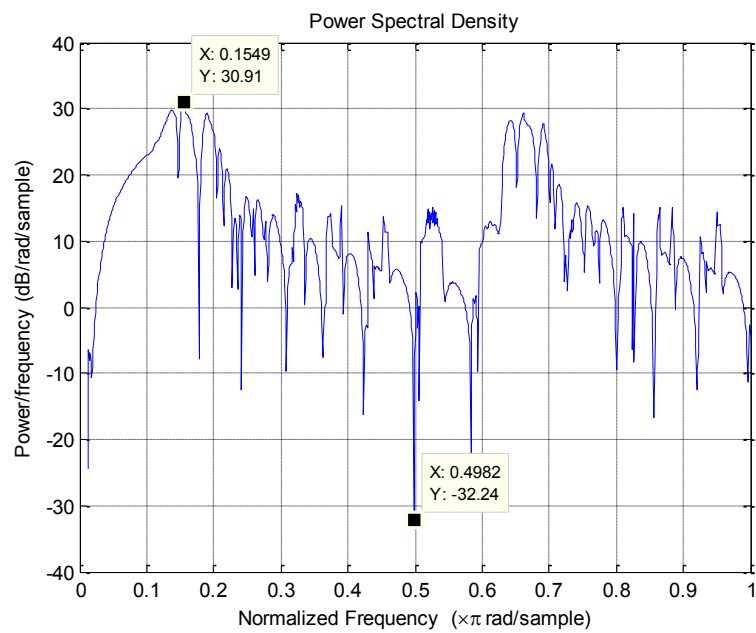
ANEXO 2

Caracterización de la aceleración de la masa suspendida delantera (trasera) del sistema de suspensión de medio carro con controladores del tipo PID

Valor rms de la aceleración de la masa suspendida delantera (o trasera) del medio carro controlado mediante controladores del tipo PID en el lazo externo y en el lazo interno.



Valor DEP de la aceleración de la masa suspendida delantera (o trasera) del medio carro controlado mediante controladores del tipo PID en el lazo externo y en el lazo interno.



$$p_{pid_med} = 5.4297e+04$$

ANEXO 3

FUNCIÓN RED NEURONAL PD

```
function[B]=redneuronalpd(F)

A=F';

eta=A(1);

eta1=A(2);

Kp0=A(3);

Kd0=A(4);

epas=A(5);

w11=A(6);

w12=A(7);

v=A(8);

w21=A(9);

w22=A(10);

v1=A(11);

e=A(12);

emax=A(13);

velmax=A(14);

%cálculo de la salida de la red neuronal

enorm=e/emax;

vel=e-epas;

velnorm=vel/velmax;

S=enorm*w11+velnorm*w12;

S1=enorm*w21+velnorm*w22;

h=1/(1+exp(-S));

h1=1/(1+exp(-S1));

Kpn=h*v;
```



```
Kdn=h1*v1;

%actualización de los pesos y error
ecua=enorm*enorm;
v=v+0.5*eta*ecua*h;
w11=w11+0.5*eta*ecua*v*h*(1-h)*enorm;
w12=w12+0.5*eta*ecua*v*h*(1-h)*velnorm;
v1=v1+0.5*eta1*enorm*velnorm*h;
w21=w21+0.5*eta1*enorm*velnorm*v1*h*(1-h)*enorm;
w22=w22+0.5*eta1*enorm*velnorm*v1*h*(1-h)*velnorm;

mem(1)=e;
mem(2)=w11;
mem(3)=w12;
mem(4)=v;
mem(5)=w21;
mem(6)=w22;
mem(7)=v1;

Kp=Kp0+Kpn;
Kd=Kdn+Kd0;
up=Kp*e;
ud=Kd*vel;
u=up+ud;

B=[Kp Kd u mem];
```

BIBLIOGRAFÍA

1. L. A. Zadeh, "Fuzzy sets," Inform. and Contr., vol. 8, pp. 338-353, 1965
2. Hung T. Nguyen, Nadipuram R. Prasad, Carol L. Walker y Elbert A. Walker. A First Course in Fuzzy and Neural Control. Chapman & Hall/CRC. 2003
3. Passino, K. M. and Yurkovich, S. Fuzzy Control. 1998. Addison Wesley
4. PID and Fuzzy Logic Toolkit User Manual. National Instrument. LabVIEW™. June 2009
5. Reznik, L. Fuzzy Controllers. Newnes, 1997
6. Reyes, A. B. Control Inteligente. Documento de estudio MACI 2005-2007
7. Fuzzy Logic Toolbox™ User's Guide, 2014
8. Isasi, P. y Galván, I. Redes Neuronales Artificiales. Un enfoque práctico. 2004
9. Hagan, M. T. and H.B. Demuth. Neural Networks for Control. Proceedings of the 1999 American Control Conference, San Diego, CA, 1642-1656. 1999.
10. Widrow, B. and Walach, E. Adaptive Inverse Control, New Jersey: Prentice Hall, 1996
11. Nahas, E.P., Henso, M.A. and Seborg, D.E. "Nonlinear Internal Model Control Strategy for Neural Models," Computers and Chemical Engineering, vol. 16, pp. 1039-1057, 1992
12. Aguado, B. A., Ordaz, H. A., Noriega, P. A. y Rauch, S. V., Self-Tuning Neural Controller, Proceedings of 5th. IFAC Workshop on Algorithms and Architecture for Real Time Control, Cancun, México, 1998.

13. Aguado, B. A. Temas de Identificación y Control Adaptable. Instituto de Cibernética, Matemática y Física. 2000
14. Horvat, D and M. Hubbard. Optimum vehicle suspension minimizing rms rattlespace, sprung mass acceleration and jerk. Trans. of the ASME pp. 228-236. 1981
15. Segla, S. and Reich, S. Optimization and comparison of passive, active, and semi-active vehicle suspension systems. 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), June 18-21, 2007
16. Khajavi, M. N., and Abdollahi, V. Comparison between Optimized Passive Vehicle Suspension System and Semi Active Fuzzy Logic Controlled Suspension System Regarding Ride and Handling. International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering Vol: 1 No:1, 2007
17. Koch, G., Pellegrini, E., Spirk, S., Pletschen N. and Lohmann, B. Actuator Control for a Hybrid Suspension System. Technical Reports on Automatic Control. Vol. TRAC-6, 2011
18. Yahaya Md. Sam, Mohd. Ruddin Hj. Ab. Ghani, LQR Controller for Active Car Suspension. IEEE. 2000
19. Giua, A., Seatzu, C. and Usai, G. A Mixed Suspension System for a Half-Car Vehicle Model. Dynamics and Control, Vol. 10, No. 4, pp. 375-397, December 2000.

20. Gobbi, M. and Mastinu, G. Analytical description and optimization of the dynamic behavior of passively suspended road vehicles. *Journal of Sound and Vibration*. 2001
21. Fialho, I. and Balas, G. J. Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol.10, No.1, 2002
22. Shen, X. and Peng, H. Analysis of Active Suspension Systems with Hydraulic Actuators. *Proceedings of the 2003 IAVSD conference, Atsugi, Japan, August 2003*.
23. Sireteanu, T. and Stoia, N. Damping optimization of passive and semi-active vehicle suspension by numerical simulation. *Proceedings of the Romanian Academy, Series A, Volume 4, Number 2/2003*
24. Chantranuwathana, S. and Peng, H. Adaptive robust force control for vehicle active suspensions. *Int. J. Adapt. Control Signal Process.* 2004; 18:83–102 (DOI:10.1002/acs.783)
25. Verros, G. and Natsiavas, S. Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation. *Journal of Vibration and Control*, 11: 581–606, 2005
26. Canale, M., Milanese, M., Novara, C. and Ahmad, Z. Semi-active suspension control using “Fast” Model Predictive Control. 2005 American Control Conference

27. Alexandru, C. and Alexandru, P. A comparative analysis between the vehicles' passive and active suspensions. *International Journal of Mechanics*. 2011
28. Koch, G., Pellegrini, E., Spirk, S., Pletschen, N. and Lohmann, B. Actuator control for a Hybrid Suspension System. *Technical reports on Automatic Control*. Vol. TRAC-6, December 1, 2011
29. Changizi, N. and Rouhani, M. Comparing PID and Fuzzy Logic Control a Quarter Car Suspension System. *Journal of Mathematics and Computer Science* Vol .2 No.3 559-564, 2011.
30. Basari, A. A., Salam, S., Aziz, K. A.A. and Manap, R. A. Half car active suspension system. 3rd International Conference on Engineering and ICT (ICEI2012) Melaka, Malaysia 4 – 5 April 2012
31. Nath, T. and Kumar, S. Quarter/Half/Full Car Models for Active Suspension (with PID controller). *International Conference on Recent Trends in Engineering & Technology (ICRTET 2012)* ISBN: 978-81-925922-0-6
32. Aly, A. A. and Salem, F. A. Vehicle Suspension Systems Control: A Review *International Journal of Control, Automation and Systems*. Vol. 2. No. 2. July 2013 ISSN 2165-8277(Print) ISSN 2165-8285
33. Mitra, A., Benerjee, N., Khalane, H. A., Sonawane, M. A., Joshi, D. R. and Bagul, G.R. Simulation and analysis of full car model for various road profile on a analytically validated MATLAB/SIMULINK model. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)* ISSN(e) : 2278-1684, ISSN(p) : 2320–334X, PP : 22-33. 2013

34. Wang, J. and Song, C. Computer Simulation on Fuzzy Control of Semi-active Suspension System Based on the Whole Vehicle. *International Journal of Multimedia and Ubiquitous Engineering* Vol.8, No.6, (2013), pp.217-228
35. Eligar, S. and Banakar, R. M. A model based approach for design of semi active suspension using variable structure control. *International Journal of Technical Research and Applications* e-ISSN: 2320-8163, www.ijtra.com Volume 2, Issue 6 (Nov-Dec 2014), PP. 81-85
36. Lauwerys, C., Swevers, J. and Sas, P. Linear control of car suspension using nonlinear actuator control. *Proceedings of ISMA –Vol. I. 2002*
37. Lin, J. S. and Kanellakopoulos, I. Nonlinear Design of Active Suspensions. *IEEE Control Systems*. 1997
38. Dahunsi, O.A., Pedro, J.O. and Nyandoro, O.T. System identification and neural network based pid control of servo-hydraulic vehicle suspension system. 7th South African Conference on Computational and Applied Mechanics (SACAM10), 10-13 January, 2010, University of Pretoria, Pretoria, South Africa
39. Mouleeswaran, S. Design and Development of PID Controller-Based Active Suspension System for Automobiles. 2012 cdn.intechopen.com/pdfs/
40. Du, H. and Zhang, N. Takagi-Sugeno fuzzy control scheme for electrohydraulic active suspensions. *Control and Cybernetics*, vol. 39, No. 4, 2010
41. Hat, A. Optimal Linear Preview Control of Active Vehicle Suspension. *Proceedings of the 29th Conference on Decision and Control*. 1990

42. Agharkakli, A., Chavan U. S. and Phvithran S. Simulation and Analysis Of Passive And Active Suspension System Using Quarter Car Model For Non Uniform Road Profile. International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA) ISSN: 2248-9622 www.ijera.com Vol. 2, Issue 5, September- October 2012, pp.900-906 900
43. Fayyad, S. M. Constructing Control System for Active Suspension System. Contemporary Engineering Sciences, Vol. 5, no. 4, 189 - 200 2012
44. Hassanzadeh, I., Alizadeh, G., Shirjoposht, N. P. and Hashemzadeh, F. A New Optimal Nonlinear Approach to Half Car Active Suspension Control. IACSIT International Journal of Engineering and Technology Vol. 2, No.1, February 2010 ISSN: 1793-8236
45. Control Tutorial for MATLAB® AND SIMULINK®.
<http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=Suspension§ion=SystemAnalysis>
46. Mathworks documentation, 2014.
<http://www.mathworks.com/help/robust/gs/active-suspension-control-design.html>
47. Dos Santos Coelho L. and Barbosa Cunha, M. A. Adaptive cascade control of a hydraulic actuator with an adaptive dead-zone compensation and optimization based on evolutionary algorithms. Expert Systems with Applications. 38, 12262–12269. 2011.

48. Cui, X. and Shin, K.G. Direct control and Coordination Using Neural Networks. IEEE Transaction on Systems, Man and Cybernetics, Vol. 23, No. 3, pp. 686-697
49. Norma UNE-ISO 2631-2:2008 Vibraciones y Choques mecánicos. Evaluación de la exposición humana a las vibraciones de cuerpo entero. Parte 1: Requisitos Generales.