

# Electrohydraulic Active Suspension Fuzzy-Neural Based Control System

Sebastián Bongain and Marcela Jamett, Member *IEEE*

**Abstract**—A design of a new controller via a combination of fuzzy controller and artificial neural network (ANN) force tracking solution for a full vehicle suspension system with nonlinear electrohydraulic actuator dynamics is proposed. The comparison between the new Fuzzy-ANN force tracking controller designed with passive suspension system and PID-ANN controller previously developed is presented. Simulations and results obtained show that the Fuzzy-ANN combined controller can improve the stability problems caused by disturbances and road conditions, providing a superior passenger comfort.

**Index Terms**—Active suspension systems, Artificial neural networks, Electrohydraulic dynamics, Nonlinear dynamic system, Fuzzy control, PID controller.

## I. INTRODUCCIÓN

ACTUALMENTE los vehículos terrestres para transporte personal son dotados de diversos sistemas de suspensión con la finalidad de entregar al usuario, una mayor estabilidad y confort. La variedad de sistemas de suspensión radica en el grado de control y actuación que éste pueda ejercer con la finalidad de evitar las perturbaciones provenientes del medio. Hoy en día, la mayoría de los vehículos consta de un sistema de suspensión pasiva, la cual se encuentra principalmente constituida por un amortiguador hidráulico y resortes. La limitación de este tipo de suspensión es que no es capaz de modificar su dinámica en tiempo real acorde a las fuerzas provocadas por las irregularidades del terreno que actúan sobre la cabina. Con la finalidad de limitar estos movimientos indeseados se han desarrollado modelos de suspensión semi-activa y activa, los que poseen la cualidad de tener una dinámica variable [1]. Existen diversas investigaciones acerca de estos sistemas de suspensión en las cuales se implementan varios tipos de controladores, además de simplificaciones de los modelos matemáticos de los vehículos, por ejemplo: analizar la

dinámica de un cuarto de vehículo (una sola rueda) [2], medio vehículo [3], y otras estrategias alternativas de control (control predictivo y HiL) en modelo de suspensión semi-activa [4, 5].

En el caso particular de los sistemas de suspensión activa que poseen un actuador electrohidráulico, presentan una gran complejidad en la selección y diseño del algoritmo de control, ya que estos actuadores incorporan una no linealidad en el modelo matemático que describe su dinámica. En este sentido, se ha propuesto en [6, 7] el uso de redes neuronales artificiales (RNA) para la identificación de sistemas complejos con no linealidades y multivariadas (MIMO).

Con el objeto de controlar esta dinámica no lineal se desarrolló un esquema conformado por dos redes neuronales artificiales (RNA) trabajando en paralelo, con las cuales se puede estimar las señales de control necesarias para obtener una mejor estabilidad de la cabina [8].

En este *paper* se desarrolla un sistema de control mediante un controlador difuso o *fuzzy logic controller* (FLC) y el sistema de seguimiento de fuerzas o *force tracking* mediante RNA propuesto previamente en [8], con la finalidad de disminuir las perturbaciones en la cabina de un vehículo de cuatro ruedas. Esta propuesta de control se basa: en primer lugar, estimar la fuerza necesaria para el control del chasis mediante el FLC y su alternativa PID [8]. Y en segundo lugar, mediante una distribución de parámetros y el empleo de RNA, realizar un buen seguimiento de fuerza del actuador electrohidráulico, de modo que ésta sea capaz de estabilizar la cabina.

## II. MODELO DE SUSPENSIÓN NO LINEAL

### A. Modelo de un Vehículo de Cuatro Ruedas

El modelo representado en Fig. 1 corresponde al de un vehículo de cuatro ruedas (7-DOF), para el cual fue desarrollado el sistema de control. En Fig. 1, la constante  $m_s$  corresponde a la masa suspendida (chasis),  $m_{uf}$  y  $m_{ur}$  a las masas no suspendidas delantera (*front*) y trasera (*rear*).  $l_1$  y  $l_2$  representan la distancia entre el centro de masa y la suspensión delantera y trasera respectivamente.  $l_r$  y  $l_l$ , la distancia entre el centro de masa y la suspensión derecha e izquierda.  $z_s(t)$  corresponde al desplazamiento vertical del chasis en su centro de masa,  $z_{ufr}(t)$ ,  $z_{ufl}(t)$ ,  $z_{urr}(t)$ , y  $z_{url}(t)$  son los desplazamientos verticales de las masas no suspendidas delantera-derecha, delantera-izquierda, trasera-derecha y trasera-izquierda, así mismo  $z_{sfr}(t)$ ,  $z_{sfl}(t)$ ,  $z_{srr}(t)$  y  $z_{srl}(t)$  corresponden a los desplazamientos

Manuscript submitted June 24, 2018. This work was supported in part by the “*Convenio de aportes basales por desempeño del proyecto MECESUP USA 1298*”.

S. Bongain is with the Electrical Engineering Department of Universidad de Santiago de Chile, Chile (e-mail: sebastian.bongain@usach.cl).

M. Jamett is with the Electrical Engineering Department of Universidad de Santiago de Chile, Chile (e-mail: marcela.jamett@usach.cl).

verticales de las masas suspendidas.  $I_\varphi$  y  $I_\theta$  representan los momentos de inercia en *pitch* y *roll* respecto del centro de masa. Las constantes de rigidez del neumático están representadas por  $k_{tf}$  y  $k_{tr}$  para la parte delantera y trasera.  $k_{sf}$  y  $k_{sr}$  corresponden a las constantes de rigidez de la suspensión delantera y trasera. Además,  $c_{sf}$  y  $c_{sr}$  representan las constantes de amortiguación de la suspensiones delanteras y traseras. Las perturbaciones del camino quedan definidas por las variables  $w_{fl}(t)$ ,  $w_{fr}(t)$ ,  $w_{rr}(t)$ , y  $w_{rl}(t)$  para cada una de las ruedas. El actuador realiza la fuerza entre la masa suspendida y la no suspendida, la cual queda representada mediante las variables  $F_{fl}(t)$ ,  $F_{fr}(t)$ ,  $F_{rl}(t)$  y  $F_{rr}(t)$  para cada una de las suspensiones de la Fig. 1 [9].

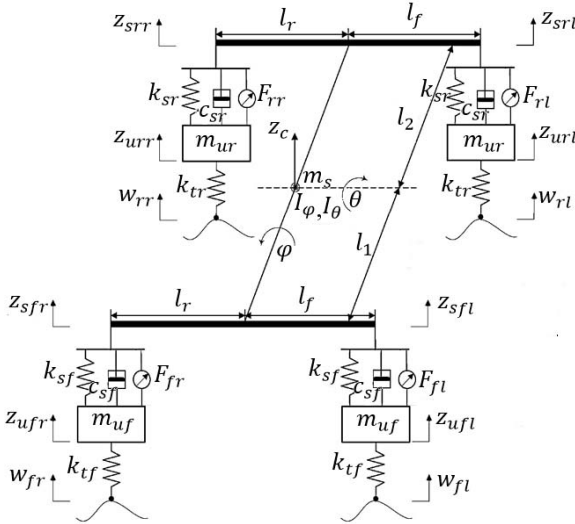


Fig. 1. Modelo del vehículo completo

La dinámica del modelo de suspensión representado por la Fig. 1 queda definida por (1), (2), (3) y (4).

$$\begin{aligned}
 I_\varphi \ddot{\varphi}(t) &= l_r \{ k_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] \\
 &+ c_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] + k_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] \\
 &+ c_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] \} \\
 &- l_f \{ k_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] + c_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 &+ k_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)] + c_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)] \} \\
 &+ l_f F_{fl}(t) - l_r F_{fr}(t) + l_f F_{rl}(t) - l_r F_{rr}(t) \\
 I_\theta \ddot{\theta}(t) &= l_1 \{ k_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 &+ c_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] + k_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] \\
 &+ c_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] \} \\
 &- l_2 \{ k_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)] + c_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)] \\
 &+ k_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] + c_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] \} \\
 &- l_1 F_{fl}(t) - l_1 F_{fr}(t) + l_2 F_{rl}(t) + l_2 F_{rr}(t) \\
 m_s \ddot{z}_s(t) &= -k_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 m_s \ddot{z}_s(t) &= -k_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 m_s \ddot{z}_s(t) &= -k_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 &- k_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] \\
 &- k_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)]
 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
 &-k_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] \\
 &-c_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 &-c_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] \\
 &-c_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)] \\
 &-c_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] \\
 &+ F_{fl}(t) + F_{fr}(t) + F_{rl}(t) + F_{rr}(t)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_{uf} \ddot{z}_{ufl}(t) &= k_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 &+ c_{sf} [z_{sfl}(t) - z_{ufl}(t)] \\
 &- k_{tf} [z_{ufl}(t) - w_{fl}(t)] - F_{fl}(t) \\
 m_{uf} \ddot{z}_{ufr}(t) &= k_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] \\
 &+ c_{sf} [z_{sfr}(t) - z_{ufr}(t)] \\
 &- k_{tf} [z_{ufr}(t) - w_{fr}(t)] - F_{fr}(t)
 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 m_{ur} \ddot{z}_{url}(t) &= k_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)] \\
 &+ c_{sr} [z_{srl}(t) - z_{url}(t)] \\
 &- k_{tr} [z_{url}(t) - w_{rl}(t)] - F_{rl}(t)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_{ur} \ddot{z}_{urr}(t) &= k_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] \\
 &+ c_{sr} [z_{srr}(t) - z_{urr}(t)] \\
 &- k_{tr} [z_{urr}(t) - w_{rr}(t)] - F_{rr}(t)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 z_{sfl}(t) &= z_c(t) - l_1 \theta(t) + l_f \varphi(t) \\
 z_{sfr}(t) &= z_c(t) - l_1 \theta(t) - l_r \varphi(t) \\
 z_{srl}(t) &= z_c(t) + l_2 \theta(t) + l_f \varphi(t) \\
 z_{srr}(t) &= z_c(t) + l_2 \theta(t) - l_r \varphi(t)
 \end{aligned} \quad (4)$$

### B. Actuador electrohidráulico no lineal

La variable  $F_a$  corresponde a la fuerza generada por el actuador electrohidráulico, la posición del carril (*spool*)  $u_1$  es controlado mediante el voltaje  $v$ , de acuerdo a  $k$  y  $\tau$ , correspondientes al factor de conversión de voltaje y constante de tiempo respectivamente.  $A_p$  corresponde al área del pistón, la presión introducida por la carga se define como  $P_L = F_a/A_p$ , y

$$\tau u_1 + u_1 = kv \quad (5)$$

$$\begin{aligned}
 \dot{F}_a &= A_p \alpha \left[ C_{d1} w u_1 \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(u_1) P_L}{\rho}} \right. \\
 &- C_{d2} u_2 \text{sgn}(P_L) \sqrt{\frac{2|P_L|}{\rho}} \\
 &\left. - C_{tm} P_L - A_p (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \right]
 \end{aligned} \quad (6)$$

$$Q = C_{d1} w u_1 \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(u_1) P_L}{\rho}}$$

La variable  $u_2$  corresponde a la válvula de *bypass*, la que puede ser utilizada para reducir la energía consumida por el sistema, para los propósitos de este trabajo se considera igual a cero, de acuerdo a esto se obtiene (7) [10].

$$\dot{F}_a = A_p \alpha [Q - C_{tm} P_L - A_p (\dot{x}_s - \dot{x}_u)] \quad (7)$$

Ya que  $P_s - \text{sgn}(u_1) P_L$  puede tomar valores negativos, reemplazamos (6) por la ecuación de flujo corregida, donde se obtiene [1]:

$$Q = \frac{\text{sgn}[P_s - \text{sgn}(u_1) P_L] * C_{d1} w u_1 \sqrt{\frac{|P_s - \text{sgn}(u_1) P_L|}{\rho}}}{\rho} \quad (8)$$

### III. DISEÑO DEL CONTROLADOR

En este artículo se presenta el diseño un sistema de control difuso (*fuzzy*) de tres entradas y una salida, independientes para la estabilidad de cada una de las suspensiones que componen el modelo propuesto anteriormente. Estos controladores cumplen la función de estimar la fuerza necesaria para lograr atenuar los movimientos transmitidos a la cabina producto de las distintas perturbaciones a las que el modelo es sometido.

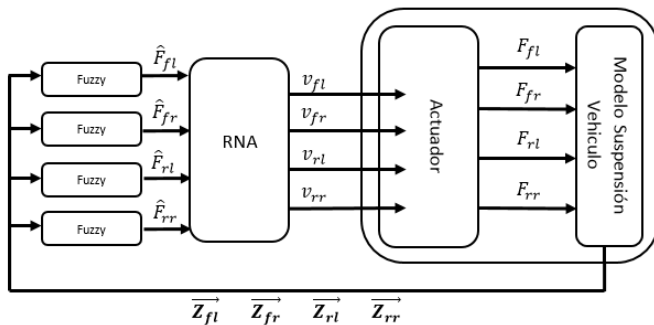


Fig. 2. Esquema del Diseño del Controlador.

El comportamiento del controlador difuso propuesto, denotado por el bloque *fuzzy* en la Fig. 2, depende netamente de los vectores de entrada  $\vec{Z}_{u_i}$ , con subíndices *ii* correspondientes a *fr*, *fl*, *rr* y *rl*, donde cada controlador posee su vector independiente de datos, dependiendo de la ubicación de la suspensión.

Las variables de entrada definidas para los controladores corresponden al desplazamiento vertical de cada una de las masas suspendidas  $z_{sii}$ , sus velocidades  $\dot{z}_{sii}$ , y aceleraciones  $\ddot{z}_{sii}$ . Esos controladores, mediante las reglas definidas en la Tabla I. Estiman la fuerza  $\hat{F}_{ii}$  (variable de salida) necesaria

para reducir los movimientos generados por las perturbaciones  $w_{ii}(t)$ .

El sistema difuso es tipo Mamdani y considera reglas tipo “Si  $x_1$  y  $x_2$  y  $x_3$  y  $x_4$ , entonces  $z$ ”, donde  $x_i$  ( $i=1,2,3,4$ ) representan las entradas y  $z$  es la salida. El conjunto de reglas seleccionado para la configuración del controlador *Fuzzy* queda definido mediante la Tabla I. donde “PP” identifica a muy positivo, “P” a positivo, “0” es cero, “N” Negativo y “NN” a muy negativo.

Tabla III.  
Reglas Controlador Fuzzy

Regla N°	Entradas			Salida
	Desplazamiento	Velocidad	Aceleración	Fuerza
1	P	P	P	NN
2	P	P	0	NN
3	P	P	N	NN
4	P	0	P	N
5	P	0	0	N
6	P	0	N	0
7	P	N	P	N
8	P	N	0	0
9	P	N	N	0
10	0	P	P	N
11	0	P	0	N
12	0	P	N	0
13	0	0	P	N
14	0	0	0	0
15	0	0	N	P
16	0	N	P	0
17	0	N	0	P
18	0	N	N	P
19	N	P	P	0
20	N	P	0	0
21	N	P	N	+
22	N	0	P	0
23	N	0	0	P
24	N	0	N	P
25	N	N	P	PP
26	N	N	0	PP
27	N	N	N	PP

En la Fig. 3. Se detalla cada una de las funciones de membresía, para las variables de entrada, utilizadas para definir los controladores. En Fig. 4 Se representan la función de membresía para la variable de salida correspondiente a la fuerza ideal. Donde cada uno de los rangos, en que estas funciones son definidas, corresponden a los valores máximos que pudiesen ser alcanzados por las variables respectivas, quedando definidos los rangos como  $z_{sii} = [-0.8, 0.8]$  m,  $\dot{z}_{sii} = [-1.3, 1.3]$  m/s y  $\ddot{z}_{sii} = [-30, 30]$  m/s<sup>2</sup>. A su vez, el rango de la fuerza estimada queda definido por  $\hat{F}_{ii} = [-8000, 8000]$  N. En relación a la defusificación del sistema, ésta corresponde al método del centroide.

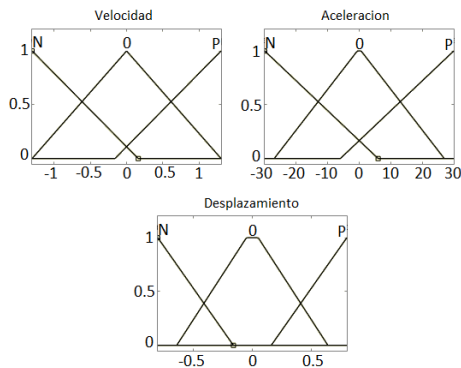


Fig. 3. Funciones de membresía (Input).

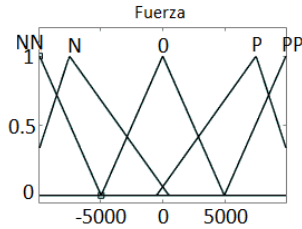


Fig. 4. Funciones de membresía (output).

El proceso de *force tracking*, encargado de la estimación de los voltajes necesarios para el control del actuador electrohidráulico y la generación de la fuerza aplicada entre las masas suspendidas y no suspendidas de cada suspensión, se realiza mediante el conjunto RNA (Fig. 2.) propuesto en [8]. Para ello se incorporan cuatro bloques RNA de estimación de voltaje luego del controlador *fuzzy*, los que corresponden a la suspensión de cada rueda.

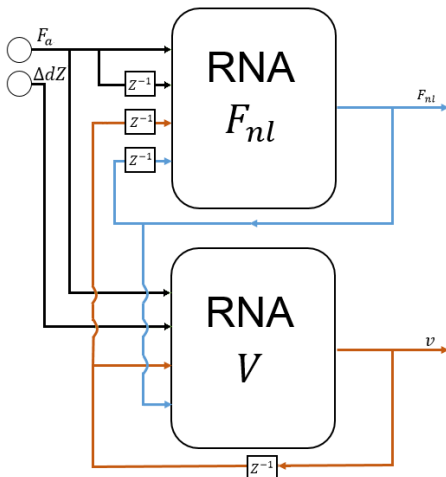


Fig. 5. Configuración de RNA Fnl – RNA v [5]

#### IV. SIMULACIÓN Y DISCUSIONES

En esta sección, se presenta y compara la respuesta del modelo de suspensión no lineal descrito en [8], [10, 11], obtenida mediante la implementación y simulación del controlador *fuzzy* diseñado, con los resultados presentados tras el uso de un controlador PID y el modelo de suspensión pasivo

[8]. Las simulaciones respectivas se realizaron mediante el *software* Matlab/Simulink. Las perturbaciones empleadas para el análisis de estabilidad del modelo de suspensión corresponden a una perturbación tipo *road disturbance*, definida por (9) y modela la frecuencia de resonancia del vehículo (1 Hz), además de tener una componente de alta frecuencia (*rough road surface*) que se asemeja a la rugosidad del camino., y una del tipo *Bump*, representada por la ecuación (10), correspondiente a perturbación aislada con amplitud  $a = 0.1 m$ , una longitud  $l = 10 m$  a una velocidad  $v_0 = 45 km/h$ , la cual es aplicada con un retardo a las ruedas traseras, respecto de las delanteras, simulando el vehículo a  $45 km/h$  [9].

$$g1(t) = 0.0254 \sin(2\pi t) + 0.005 \sin(10.5\pi t) + 0.001 \sin(21.5\pi t) \quad (9)$$

$$g2(t) = \begin{cases} \frac{a}{2} (1 - \cos(\frac{2\pi v_0}{l} t)) & 0 \leq t \leq \frac{l}{v_0} \\ 0, & t \geq \frac{l}{v_0} \end{cases} \quad (10)$$

Donde,  $g1(t)$  y  $g2(t)$  son las perturbaciones aplicadas en  $w_{ii}$ , con  $ii$  correspondiente a  $fl$ ,  $fr$ ,  $rl$  y  $rr$  para cada una de las suspensiones.

##### A. Desempeño Modelo Activo Fuzzy vs Modelo Pasivo.

Los datos obtenidos mediante las simulaciones del controlador *fuzzy* implementado en el sistema de suspensión, respecto del modelo de suspensión pasivo, demuestran la efectividad del controlador.

La reducción del desplazamiento vertical del chasis desde el centro de masa  $z_c$ , en la perturbación tipo *bump* (Fig. 6) alcanza valores de 23.3%, 55.4% y 81.3%. En relación a la perturbación tipo *road disturbance*, la reducción en promedio de la amplitud de movimiento del chasis, desde su centro de masa, alcanza un valor del 57.09% (Fig. 7).

Las variaciones en los ángulos de *roll* ocasionadas en ambas perturbaciones (Fig. 9 y Fig. 11) son producto de las diferencias en las fuerzas estimadas por el controlador y el sistema de *force tracking* para las ruedas del lado derecho e izquierdo, las que no son consideradas de acuerdo a su pequeña magnitud.

Observando el ángulo de *pitch*, para la perturbación tipo *bump* (Fig. 10) se observa un pequeño incremento en amplitud, a su vez, la reducción del tiempo de estabilización (3% de la amplitud máxima) se logra reducir en aproximadamente un 53%.

Para el caso de la perturbación tipo *road disturbance* la reducción de amplitud del ángulo *pitch* (Fig. 8) alcanza un promedio aproximado de un 70% en los primeros 6 s, considerando el máximo y mínimo de amplitud en el período de una oscilación del chasis.

##### B. Desempeño Modelo Activo Fuzzy Vs Modelo Activo PID.

En relación al desplazamiento vertical del chasis desde el centro de masa  $z_c$  en la perturbación tipo *bump*, la respuesta

del modelo activo *fuzzy*, logra una reducción de 6.9%, 33.2% y 65.8% de los tres primeros *pick*. Para el caso de la perturbación *road disturbance*, la amplitud del desplazamiento del chasis aumenta un 16% respecto del Modelo Activo PID.

Las variaciones del ángulo de *pitch*, en la perturbación tipo *road disturbance*, el modelo con controlador *fuzzy* presenta un aumento en un 46% respecto a las variaciones máximas por período de oscilación, en relación al Modelo Activo PID. En la perturbación tipo *Bump*, se logró una disminución de las variaciones del ángulo *pitch* de 7.3%, 12.47%, 89.4% correspondientes a los tres primeros *picks* en comparación con el modelo con controlador PID.

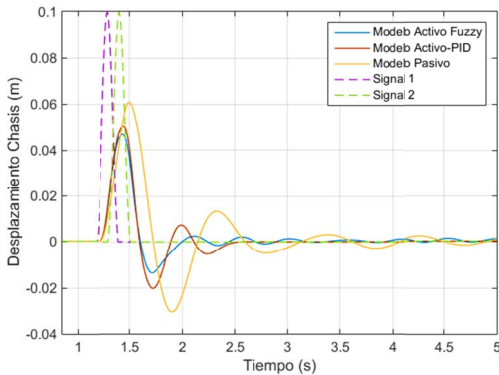


Fig. 6. Desplazamiento del Chasis, Perturbación tipo *Bump*

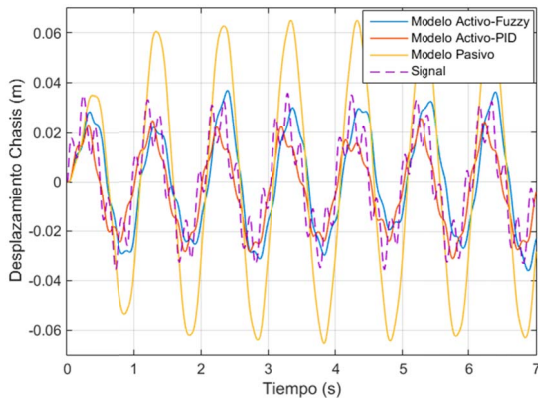


Fig. 7. Desplazamiento del Chasis, Perturbación tipo *Road Disturbance*.

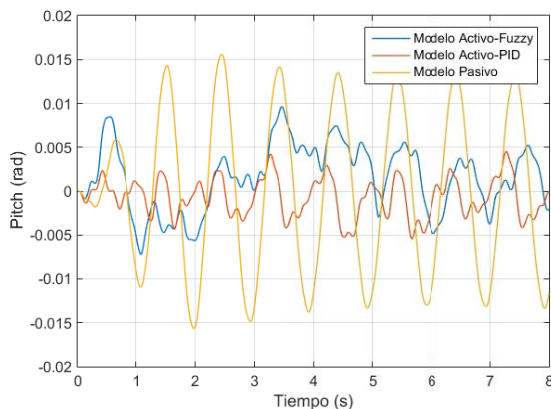


Fig. 8. Ángulo *pitch*, Perturbación tipo *road disturbance*.

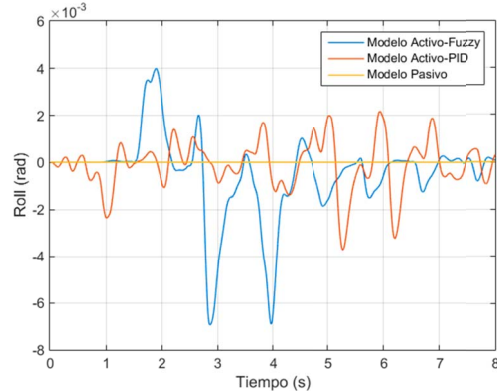


Fig. 9. Ángulo *roll*, Perturbación tipo *road disturbance*

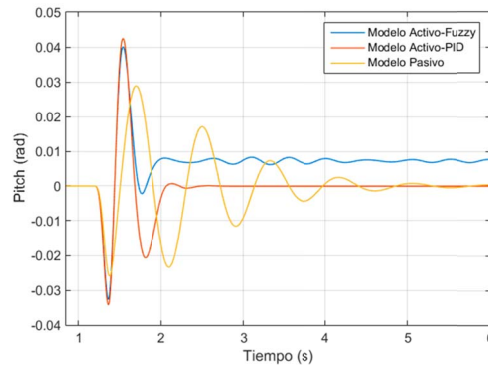


Fig. 10. Ángulo *pitch*, perturbación tipo *bump*.

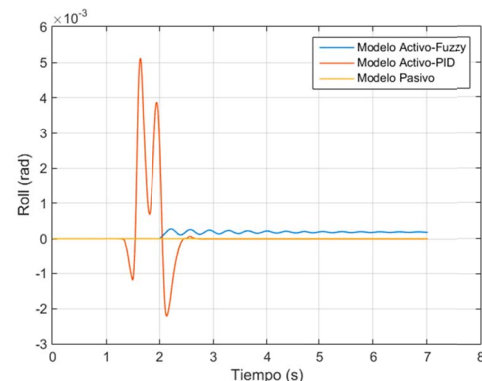


Fig. 11. Ángulo *roll*, perturbación tipo *bump*.

### C. Respuesta de Force Tracking

El sistema de *force tracking* propuesto en [8], mantiene su funcionamiento pese al cambio de controlador. El retardo de 0.06 s observado por los autores se mantiene sin variación quedando demostrado en Fig. 12. Donde previo a la simulación se incorpora dicho retardo con el fin de superponer las formas de onda.

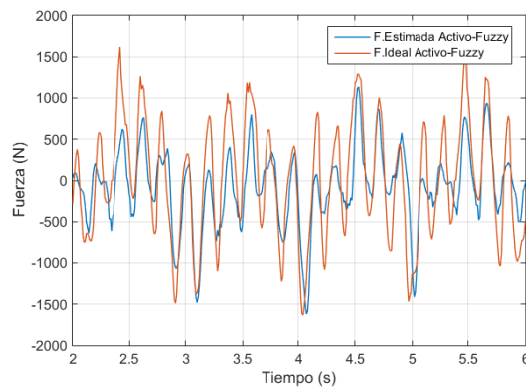


Fig. 12. Seguimiento de fuerzas, perturbación *road disturbance*

## V. CONCLUSIONES

El sistema de control difuso propuesto en este artículo, logra realizar una adecuada estimación de las fuerzas de control para la atenuación del desplazamiento vertical del chasis, ángulo *pitch* y *roll*. Esto es posible gracias al uso del sistema de identificación de doble RNA utilizado.

La respuesta del modelo difuso en comparación con el sistema de suspensión activo mediante control PID, logra mejores atenuaciones en perturbaciones aisladas tipo *bump*, y una respuesta bastante similar en las de tipo periódicas (*road disturbance*).

Con respecto de los resultados en comparación con el sistema de suspensión pasivo, el controlador difuso presenta una mejoría de estabilidad notable en todos los tipos de perturbaciones. El proceso de *force tracking* propuesto anteriormente, en conjunto con el nuevo diseño de control, mantienen el retardo estudiado de 0.06 s, el cual no impide la capacidad de estabilización del modelo.

Cabe destacar, que la atenuación y control de las distintas variables mencionadas, como por ejemplo, la amplitud de desplazamiento de la cabina, permiten aumentar el grado de confort del pasajero disminuyendo la influencia y sensación de las perturbaciones sobre el chasis.

## VI. REFERENCIAS

- [1] H. Hashemipour, "Nonlinear Optimal Control of Vehicle Active Suspension Considering Actuator Dynamics", *International Journal of Machine Learning and Computing*, Vol. 2, No. 4, Aug 2012.
- [2] I. Fialho and G. J. Balas, "Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 10, No. 1, Jan 2002.
- [3] H. Li, J. Yu, C. Hilton, and H. Liu, "Adaptive Sliding-Mode Control for Nonlinear Active Suspension Vehicle Systems Using T-S Fuzzy Approach," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 60, No. 8, Aug. 2013.
- [4] M. Canale, M. Milanese and C. Novara, "Semi-Active Suspension Control Using "Fast" Model-Predictive Techniques", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 14, No. 6, Nov. 2006.
- [5] J. J. L. Santos, J. C. T. Martínez, R. M. Menendez and R. A. R. Mendoza, "Comparison of On-Off Control Strategies for a Semi-Active Automotive Suspension using HiL", *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 10, No. 5, Sept 2012.

- [6] J. E. Azzaro, and R. A. Veiga, "Sliding Mode Controller with Neural Network Identification", *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 13, No. 12, Dec 2015.
- [7] E. O. Freire, F. G. Rossomando and C. M. Soria, "Self-tuning of a Neuro-Adaptive PID Controller for a SCARA Robot Based on Neural Network", *IEEE Latin America Transactions*, Vol. 16, No. 5, May 2018.
- [8] S. Bongain and M. Jamett, "Electrohydraulic active suspension neural-based control system", *IEEE International Conference on Automatica (ICA-ACCA)*, Vol. 22, pp. 557-562, Oct 2016.
- [9] H. Du and N. Zhang, "Fuzzy control for nonlinear uncertain electrohydraulic active suspensions with input constraint," *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 17, No. 2, Apr. 2009.
- [10] M. D. Donahue, "Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort," M.Sc. Thesis, University of California at Berkeley, Apr. 2001.
- [11] Y. Shoukry, M. El-Shafie and S.Hammad, "Networked Embedded Generalized Predictive Controller for an Active Suspension System", *Proceedings of the 2010 American Control Conference*, Jul. 2010, Baltimore.



**Sebastián Bongain** es titulado como Ingeniero Civil en Electricidad de la Universidad de Santiago de Chile el año 2015. Actualmente trabaja en Stribo, en programación y puesta en funcionamiento de sistemas de control.



**Dr. Marcela Jamett (M'04)** es graduada como Doctora en Ciencias de la Ingeniería, Mención Automática de la Universidad de Santiago de Chile en 2004. Titulada como Ingeniera de Sistemas de la Universidad de Los Andes, Mérida-Venezuela en 1999. Actualmente es académica de la Universidad de Santiago de Chile.