

CONTROLADOR FUZZY DE DOS ETAPAS PARA FRENOS ABS

Javier Garrigós Guerrero¹, Ramón Ruiz Merino², José Luis Aguirre Martínez³

¹Departamento de Electrónica - javier.garrigos@upct.es

²Departamento de Electrónica - ramon.ruiz@upct.es

³Departamento de Ingeniería Mecánica - joseluis.aguirre@upct.es

Universidad Politécnica de Cartagena

Campus Universitario Muralla del Mar

C/ Dr. Fleming, s/n

30202 Cartagena (Murcia) España

Palabras Clave: Sistema de Frenos Antibloqueo, ABS, Controlador fuzzy jerárquico, Coeficiente de adherencia.

Resumen: En este artículo se presenta un nuevo controlador fuzzy jerárquico de dos etapas para sistemas ABS. En una primera etapa el controlador estima el deslizamiento que ha de tener la rueda del vehículo para conseguir la mejor frenada posible en función del tipo de firme y en una segunda calcula cual debe ser el par de frenado más adecuado para cada instante.

Abstract: In this article a new two-stages hierarchical fuzzy controller for Anti-lock Braking Systems is presented. In the first stage, the controller estimates the optimum slip ratio between tire and driving surface to obtain the highest friction based on the type of pavement. In the second stage it calculates the braking torque to apply at every instant.

Introducción

El fundamento básico del ABS es intentar reducir la velocidad del vehículo de una forma óptima, es decir, frenar lo más rápido posible sin perder el control direccional y la estabilidad del mismo durante la frenada independientemente de las condiciones del vehículo, de los neumáticos o del pavimento.

Para poder alcanzar estos objetivos, es necesario que el deslizamiento existente entre rueda y carretera no sea muy grande y además el denominado coeficiente de adherencia (μ) sea el máximo posible. Este coeficiente se define como la relación existente entre la fuerza de rozamiento y la carga normal que actúa sobre el neumático:

$$\mu = F_{fx} / F_{fz} \quad (1)$$

El valor de este coeficiente de adherencia depende de las características del vehículo, de los neumáticos, del sistema de frenos, del firme, de la velocidad y de forma muy especial del deslizamiento existente entre rueda y carretera. En la figura 4 se observa como varía el coeficiente de adherencia con el deslizamiento de la rueda para diferentes tipos y estados de calzada.

Por lo tanto los sistemas ABS lo que realizan es un control sobre el par de frenada para que el deslizamiento de las ruedas no sea muy elevado ($< 30\%$) y el valor de μ sea máximo.

Arquitectura del controlador de ABS

El objetivo principal de la mayoría de los controladores ABS consiste en la regulación del deslizamiento hacia un valor deseado conocido. Sin embargo, en la práctica, existen muchos factores que complican el sistema. Como resultado, la dinámica del ABS es difícil de modelar con precisión, debido a su naturaleza no lineal, variante con el tiempo y gran número de procesos y sistemas involucrados.

El diseño de estrategias de control tradicional para sistemas ABS es por lo tanto complejo, laborioso, y en algunos casos conlleva errores importantes, debido a la dificultad de estos controladores de adaptarse a nuevas situaciones.

Por otro lado, la lógica fuzzy ha sido reconocida como una herramienta poderosa para el diseño de controladores robustos de sistemas no lineales de alto grado y variables en el tiempo.

Para este tipo de procesos, algunas de las ventajas de los sistemas de control fuzzy frente a los tradicionales han sido analizadas en [6]. Destacaremos, para el caso de un controlador ABS que nos ocupa: la facilidad de diseño al utilizar reglas lingüísticas de fácil deducción, la robustez del control, un comportamiento altamente no lineal, y el reducido costo computacional, que proporciona la necesaria velocidad de procesamiento al sistema.

En cuanto a las variables de entrada y salida del sistema de control (ver figura 1), la mayor parte de los sistemas fuzzy utilizan el error en el deslizamiento e_s (frente al valor de consigna, s_{cons} , considerado óptimo, usualmente un 20%) y la velocidad de cambio del error \dot{e}_s como entradas al sistema. La salida suele ser el par de frenada, T_b , a partir del cual es sencillo derivar alguna relación con el sistema físico de servofreno, como el tiempo *on/off* de las válvulas de admisión y retención, en los casos más sencillos, o la señal PWM (*Pulse Width Modulation*) para el control de la presión de las válvulas, en otros [3].

Otra estrategia para mejorar el comportamiento del controlador fuzzy de ABS consiste en utilizar sistemas fuzzy *adaptativos*, los cuales superponen a la estructura básica anterior algún mecanismo de aprendizaje que les permite adaptarse a las diferentes condiciones del firme, reglajes del vehículo, etc. Este es el caso por ejemplo de [4]. El principal inconveniente en estos casos es la gran complejidad del sistema de control. Este tipo de sistemas necesitan usualmente potentes microcontroladores con instrucciones fuzzy específicas para acometer la gran cantidad de cálculos.

En nuestro caso se ha desarrollado un sistema de inferencia fuzzy basado en hardware específico. Por este motivo ha sido necesario ingeniárselas para mantener el tamaño del sistema lo más reducido posible (lo cual redundaría, por otro lado, en su mayor velocidad). Para ello se ha utilizado una estrategia diferente para el diseño del controlador fuzzy de ABS. Esta alternativa consiste en aumentar el número de variables de entrada del dispositivo para que éste sea capaz de reaccionar ante situaciones más complejas.

Incrementar el número de variables tiene el inconveniente, sin embargo, de que el número de reglas depende de forma exponencial de este parámetro. Para reducir el número de reglas utilizaremos una estructura de base de reglas jerárquica, de esta forma se disminuye la complejidad y se aumenta la velocidad del controlador.

Los controladores básicos de ABS utilizan un valor de consigna para el deslizamiento óptimo (el 20%), y el controlador tratará actuar sobre el sistema de frenos para minimizar el error e_s entre el deslizamiento estimado de la realidad y el de consigna. Para ayudar al controlador en su acción, se utiliza como entrada también su derivada \dot{e}_s , lo que permite conocer con que rapidez nos acercamos o alejamos del valor de consigna. En la figura 1 se muestra el esquema de un controlador básico.

Uno de los inconvenientes de este control es que ignoramos el estado en el que se encuentra el firme, e independientemente de cómo sea éste controlamos el deslizamiento para un valor fijo de consigna, descartando que en un tipo o estado de firme el deslizamiento óptimo sea diferente al marcado como consigna. Éste deslizamiento no es un parámetro medible directamente, pero si que puede inferirse mediante la observación del deslizamiento producido por una determinada fuerza de frenado. Lógicamente si un pequeño par de frenada produce un deslizamiento muy grande, nos encontramos en una superficie con poca adherencia como por ejemplo un firme con placas de hielo. De esta forma se pueden mejorar las prestaciones del ABS si incorporamos un sistema de información sobre el estado del firme antes del sistema de control básico.

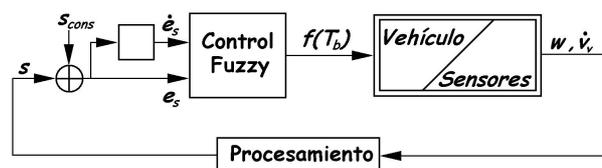


Figura 1. Modelo de controlador básico.

El modelo de controlador que se propone es un controlador fuzzy jerárquico de dos etapas con determinación del estado del firme, o COFJEF, cuyo esquema se muestra en la figura 2.

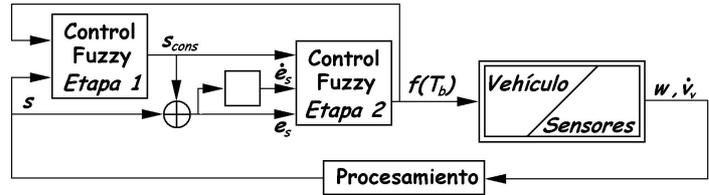


Figura 2. Modelo de controlador jerárquico (COFJEF).

En esta estructura la primera etapa identifica el estado de la carretera, que ahora toma valores fuzzy por lo que se tiene un ajuste par cualquier tipo de firme.

La segunda etapa calcula, como antes, el par de frenado adecuado, pero en este caso teniendo en cuenta el tipo de firme sobre el que se circula, ya que, por un lado el error del deslizamiento se calcula sobre el hallado, y además para mejorar a esta segunda etapa se incorpora como entrada la información sobre el firme. De esta forma se puede variar la ganancia del controlador en función del tipo de firme, ejecutando acciones más severas en el caso de pavimentos con buen agarre y más suaves en aquellos que sean más resbaladizos.

Modelo del vehículo

Para comprobar la efectividad del controlador fuzzy de ABS que se ha presentado se ha definido un modelo simple de un cuarto del vehículo. De esta forma, la operación del controlador puede simularse en lazo cerrado, recibiendo información directamente del modelo.

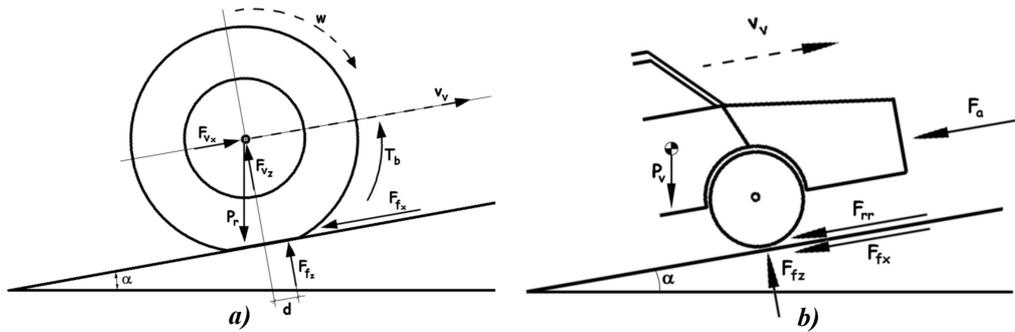


Figura 3. Sistema de fuerzas aplicado sobre la rueda a) y sobre el vehículo b).

Modelo de la rueda. En la figura 3-a) se representa el sistema de fuerzas y pares que intervienen en la rueda, de este sistema se obtienen la ecuación del movimiento:

$$I_r \cdot \dot{\omega} = -T_b - F_{fz} \cdot d + F_{fx} \cdot R_r \quad (2)$$

donde I_r es el momento de inercia de la rueda, m_r es la masa de la rueda, R_r es el radio de la rueda con carga, α es la pendiente del terreno, d es el avance de los neumáticos que origina el par de resistencia a la rodadura, T_b es el par de frenada, $P_r = m_r \cdot g$ es el peso de la rueda, F_{fz} es la reacción normal de la carretera sobre la rueda, F_{fx} es la reacción tangencial de la carretera sobre la rueda que representa la fuerza de frenado y que es función de la adherencia del terreno tal como se muestra en la ecuación (1).

El término $F_{fz} \cdot d$ se puede expresar como $F_{fz} \cdot f_r \cdot R_r$, donde $F_{fz} \cdot f_r = F_{rr}$ es la fuerza de resistencia a la rodadura y f_r es el coeficiente de resistencia a la rodadura y se expresa como:

$$f_r = f_0 + f_s \cdot (0.036 \cdot v_v)^{2.5}$$

donde f_0 y f_s son dos parámetros que dependen de la presión de inflado de los neumáticos.

Modelo del vehículo. En la figura 3-b) se muestra el sistema de fuerzas que intervienen en el conjunto del vehículo. Planteando la ecuación del movimiento para el sistema se tiene:

$$0 = F_{fz} - P_v \cdot \text{Cos}(\alpha) \quad ; \quad m_v \cdot \dot{v}_v = -F_{fx} - F_{rr} - P_v \cdot \text{Sen}(\alpha) - F_a \quad (3)$$

donde m_v es la masa de un cuarto del vehículo (incluida una rueda), $P_v = m_v \cdot g$ es el peso de un cuarto de vehículo y $F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot v_v^2$ es la resistencia aerodinámica al avance de un cuarto del vehículo, siendo ρ la densidad del aire, C_x el coeficiente aerodinámico y A_f es un cuarto del área frontal del vehículo.

Combinando las expresiones (2) y (3) queda el sistema de ecuaciones que definen el movimiento del vehículo como:

$$\begin{aligned} m_v \cdot \dot{v}_v &= F_{f_x} - F_{rr} - m_v \cdot g \cdot \text{Sen}(\alpha) - F_a \\ I_r \cdot \dot{\omega} &= -T_b + (F_{f_x} - F_{rr}) \cdot R_r \end{aligned} \quad (4)$$

Dentro del modelo, la fuerza más difícil e importante de estimar es la fuerza de frenado F_{f_x} , este término función del deslizamiento (s) y de la reacción normal de la carretera sobre la rueda (F_{f_z}). Diversos autores han aproximado la dependencia que tiene F_{f_x} con los valores de s y de F_{f_z} utilizando diferentes relaciones semi-empíricas. El modelo presentado por Dugoff:

$$F_{f_x} = \begin{cases} \frac{C_s \cdot s}{1-s} & \text{si } \frac{C_s \cdot s}{1-s} < \frac{\mu F_{f_z}}{2} \\ F_{f_z} \cdot \left[\mu - \mu^2 \frac{F_{f_z} (1-s)}{4 \cdot C_s \cdot s} \right] & \text{si } \frac{C_s \cdot s}{1-s} \geq \frac{\mu F_{f_z}}{2} \end{cases} \quad (5)$$

donde C_s es la rigidez longitudinal del neumático, $\mu = \mu_0 \cdot e^{-\frac{PNG \cdot v_v \cdot s}{100}}$, μ_0 el coeficiente de adherencia para velocidad nula y PNG es el porcentaje de gradiente normalizado que depende de la textura del firme.

En [5] se presenta otra ecuación más sencilla que utiliza directamente la ecuación (1) y aproxima el coeficiente de adherencia según la ecuación:

$$\mu = C_f \frac{s \cdot [1 + 3 \cdot s \cdot (1 - v_v/v_{\max}) + s^2]}{0.15 + 5 \cdot s^2} \quad (6)$$

donde C_f es el valor máximo del coeficiente de adherencia para cada superficie y v_{\max} es la velocidad máxima del vehículo con la cual normalizamos velocidades.

Para nuestro modelo, en vez de tomar valores tabulados sobre el coeficiente de adherencia que resultan más incómodos de manejar en el algoritmo de simulación, hemos generado una nueva ecuación para éste coeficiente que presenta un comportamiento más completo y se adecua mejor a la realidad que las presentadas anteriormente. Esta nueva ecuación toma como base la (6), pero con modificaciones sobre algunos de sus parámetros, quedando la expresión:

$$\mu = \mu_0 \frac{s^a \cdot [1 + d \cdot s \cdot (1 - v_v/v_{\max}) + s^b]}{0.1563 + 5.2 \cdot s^c} \quad (7)$$

Tabla I. Valores de μ_0 , a , b , c y d para diferentes tipos de firme.

| Firme | μ_0 | a | b | c | d |
|----------------|---------|-----|-----|------|-----|
| Asfalto seco | 1 | 0.6 | 1 | 1.45 | 4 |
| Asfalto húmedo | 0.8 | 0.7 | 1.5 | 1.8 | 3 |
| Nieve | 0.6 | 0.9 | 1.5 | 1.8 | 2 |
| Hielo | 0.4 | 1.2 | 1.5 | 2.3 | 0.5 |

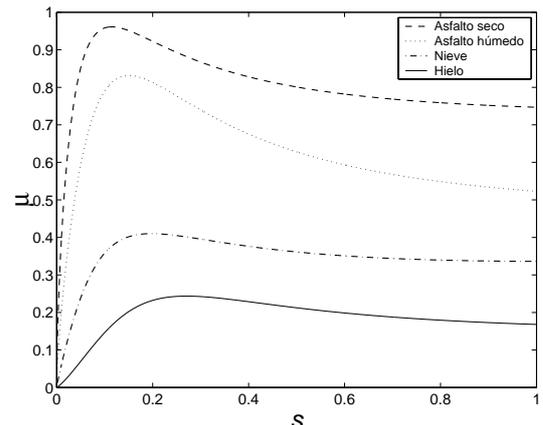


Figura 4. Curvas del coeficiente de adherencia frente al deslizamiento para varios tipos de firme.

En la ecuación se han introducido los parámetros μ_0 , a , b , c y d que nos permiten adaptar la curva μ/s a los diferentes tipos de firme sobre los que circula el vehículo.

Como ejemplo en la Tabla I se muestran los valores de los parámetros para cuatro tipos de superficie que han sido bien documentados de forma experimental y en la figura 4 se muestran las curvas μ/s para una velocidad $v_v = 30 \text{ m/s}$.

Simulación de los modelos y resultados

Aunque el desarrollo realizado ha sido para diseñar un controlador fuzzy basado en hardware específico, para comprobar su eficacia, es necesario determinar el comportamiento de nuestro controlador de ABS fuzzy, en lazo cerrado. En nuestro caso, utilizaremos las ecuaciones obtenidas del modelo del vehículo para simular tanto el sistema físico como la etapa de preprocesamiento. Para el diseño del simulador se ha utilizado *Matlab* en el que se tiene la ventaja de poder utilizar las bibliotecas de funciones para la resolución de ecuaciones diferenciales, e incluso otras específicas para el desarrollo de sistemas de inferencia fuzzy.

Todos los resultados han sido comprobados en cuatro firmes tipo: asfalto seco, asfalto mojado, nieve y hielo. Sin embargo, para acortar nuestra exposición, las gráficas y los resultados harán referencia únicamente a las simulaciones sobre asfalto seco. Las curvas sobre los otros tipos de superficies guardan idéntica morfología, aunque los valores de las variables se encuentran en un rango distinto.

Respuesta del vehículo en lazo abierto

En este supuesto se considera el comportamiento del vehículo durante una operación de frenado cuando no se dispone de controlador de ABS. La velocidad y el deslizamiento inicial son 35 m/s y 5% . Suponemos un par de frenado constante e igual al máximo del sistema de frenos (3000 Nm).

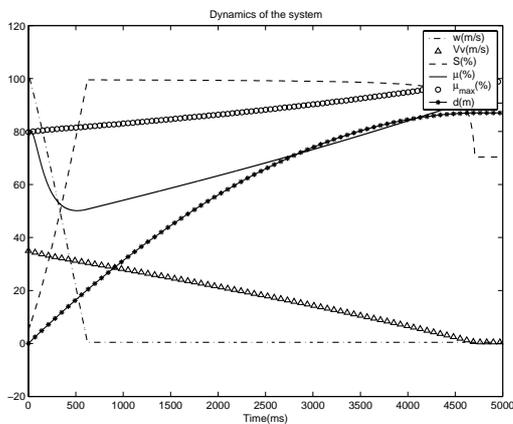


Figura 6. Respuesta en lazo abierto.

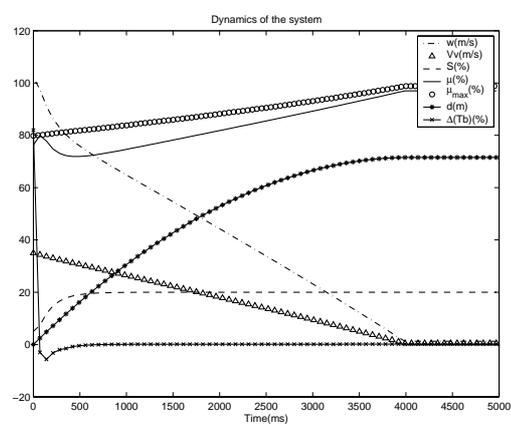


Figura 5. Respuesta con controlador de 1 etapa y consigna óptima.

Los resultados de la dinámica del sistema durante la frenada se muestran en la figura 5. En las curvas puede apreciarse como las ruedas tardan aproximadamente $0,6 \text{ s}$ en bloquearse ($w=0$). La gran diferencia entre las curvas del coeficiente de rozamiento real (μ) y el máximo teórico para esas condiciones de firme y velocidad del vehículo (μ_{max}) es la causante de unos pobres resultados que sitúan el tiempo de frenado en $4,708 \text{ s}$, y la distancia de frenado (d) en $87,05 \text{ m}$.

Respuesta con controlador fuzzy de 1 etapa

En la figura 6 se representa la respuesta del vehículo con el controlador fuzzy de una sola etapa en el que el valor de consigna fijado es del $s_{cons} = 20\%$ mientras que el deslizamiento óptimo para ese tipo de terreno era del 12% . Como se puede observar el controlador realiza perfectamente su trabajo reduciendo el error prácticamente a cero en menos de un segundo. Sin embargo, dado que s_{cons} no es el óptimo, se produce una considerable pérdida de adherencia con respecto a la curva de adherencia máxima, lo que hace que las prestaciones sean $71,6 \text{ m}$ de frenada en $3,985 \text{ s}$.

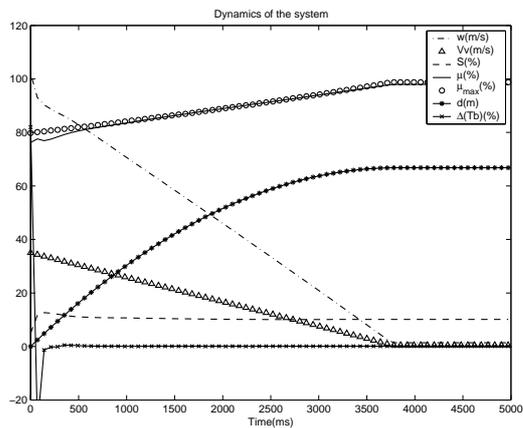


Figura 7. Respuesta con un controlador de 2 etapas.

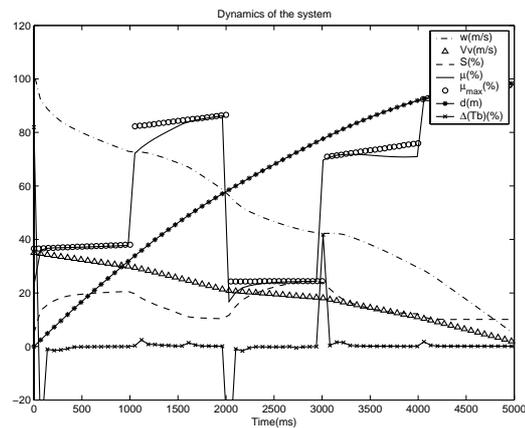


Figura 8. Respuesta con un controlador de 2 etapas sobre firme variable.

Respuesta con controlador fuzzy de 2 etapas

Los resultados de la simulación para asfalto seco se detallan en la figura 7. Podemos observar cómo en este caso el deslizamiento seleccionado es del 12%, tal y como era de esperar para este tipo de pavimento. Por lo tanto, en este caso los resultados son de 67 m y 3,764 s para el proceso de frenado.

Sin embargo, la verdadera prueba de la eficacia de este tipo de controlador compuesto queda de manifiesto cuando se somete al vehículo a una acción de frenado sobre un firme variable. Los resultados sobre esta prueba se muestran en la figura 8. Este tipo de controlador consigue que la curva del coeficiente de rozamiento real, μ , se ajuste a la curva del rozamiento teórico, μ_{max} .

Conclusiones

Se ha propuesto el diseño de un controlador fuzzy para ABS que mejora las prestaciones de los sistemas tradicionales, al incluir una etapa previa que permite estimar el tipo de firme sobre el que circula el vehículo y por tanto adaptar la acción de control del par de frenado en función del terreno.

El controlador se ha diseñado con reglas encadenadas, estructura jerárquica, etc., que permiten mejorar las excelentes características de no-linealidad, robustez, complejidad y velocidad de control que proporcionan los controladores fuzzy tradicionales.

Se ha presentado además una nueva función del coeficiente de adherencia que nos permite, a partir de la configuración adecuada de una serie de parámetros, aproximarnos a las curvas reales de este coeficiente para diferentes tipos de firme.

Referencias

- [1] F.J. Garrigós, "Solución automatizada basada en una arquitectura modular para la síntesis electrónica de sistemas de inferencia fuzzy", *Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Cartagena*, 2002.
- [2] B.R. Lee and K.H. Sin, "Slip-ratio control of ABS using Sliding Mode Control," in *Proceedings of the 4th Korea-Russia Int. Symp. on Science and Tech.*, 2000, pp. 72-77.
- [3] E.C. Yeh and G.K. Roan, "Development of Fuzzy Controller for Anti-Skid Brake Systems with a Single Chip Microcontroller," in *Intelligent Vehicles '93 Symposium*, 1993, pp. 129-134.
- [4] J.R. Layne, K.M. Passino, and S. Yurkovich, "Fuzzy Learning Control for Antiskid Braking Systems," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 1, no. 2, pp. 122-129, 1993.
- [5] L.I. Davis, G.V. Puskorius, F. Yuan, and L.A. Feldkamp, "Neural network modeling and control of an anti-lock brake system," in *Proceedings of the Intelligent Vehicles '92 Symposium*, 1990, pp. 179-184.
- [6] K Yeongseob, *Fuzzy-Neural Sliding mode controller and its application to the vehicle anti-lock braking systems*, Ph.D. thesis, Wayne State University, 1995.