

Control por modo deslizante basado en lógica difusa aplicado en un robot neumático.

Pablo J. Prieto^{*,**} Nohe R. Cazarez-Castro^{**}
Dianelis García^{*} Selene L. Cardenas-Maciel^{**}

^{*} Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. Carretera de
Camajuaní Km. 5 1/2, CP 54830, Santa Clara, VC, Cuba. (e-mail:
pabloentenza85@gmail.com, dianelis@uclv.edu.cu).

^{**} Posgrado en Ciencias de la Ingeniería, División de Estudios de
Posgrado e Investigación, Instituto Tecnológico de Tijuana, Av. ITR
Tijuana y Blvd. Alberto Limón Padilla, S/N, 22510, Tijuana, Baja
California, México. (e-mail: {nohe,lilettecardenas}@ieee.org)

Abstract: El presente artículo lleva a cabo un control por modo deslizante basado en lógica difusa aplicado en el espacio articular a un robot paralelo de 2 grados de libertad (GDL) (ladeo y cabeceo). Dicho algoritmo, aplicado sobre los pistones electro-neumáticos, se basa en el auto-ajuste de la pendiente de superficie deslizante acorde a la dinámica del sistema neumático. Los resultados experimentales muestran no solo la convergencia del sistema sino la atenuación del chattering con respecto al posicionamiento de los actuadores neumáticos.

Keywords: Control difuso, Control de robot, Modos deslizantes, Pendiente de superficie

1. INTRODUCTION

Los robots paralelos se han convertido en un tema de importancia en la comunidad científica por sus ventajas tales como: excelente relación masa-carga y alta velocidad de movimiento. Artículos en esta área de investigación han sido publicados, se han propuesto nuevos modelos de acuerdo a las necesidades requeridas. Los algoritmos de control en estos sistemas se han convertido en centro de atención Merlet (2006).

Algunos prototipos de robots paralelos presentan actuadores neumáticos. Estos presentan gran uso en la industria debido a su limpieza, bajo costo, respuesta rápida y fácil mantenimiento Krivts and Krejnin (2006). Sin embargo, los algoritmos de control aplicados en sistemas neumáticos requieren la capacidad de lidiar con las altas no linealidades debido a los cambios bruscos y compresibilidad del aire; existencia de altas no linealidades en los conductos a través de las válvulas Brun et al. (2000); Rubio et al. (2009).

Unas de las estrategias recomendadas para el control continuo de sistemas neumáticos es el Control en Modo Deslizante (SMC por sus siglas en inglés) caracterizado por su robustez ante fenómenos altamente no lineales. Sin embargo, el *chattering* (vibraciones mecánicas de alta frecuencia) provoca una baja precisión en el control, alta disipación de potencia en los circuitos conmutadores y desgaste en los componentes mecánicos Utkin et al. (1999) Krivts and Krejnin (2006) Prieto et al. (2013). En la mayoría de los trabajos experimentales que involucraron

el modo deslizante, el esfuerzo consumido en comprender las bases teóricas de control fue generalmente minimizado, mientras un gran coste de energía a sido destinado en aplicaciones de técnicas empíricas para atenuar el *chattering* Bartoszewicz and Nowacka-Leverton (2009).

La combinación del control en modo deslizante y la lógica difusa no es nueva, en la literatura existen muchas referencias de esta metodología. Entre las ventajas del control por modo deslizante basado en lógica difusa (FSMC por sus siglas en inglés) se encuentran la reducción del chattering con respecto al SMC y del número de reglas Abdelsalam and Areed (2012) con respecto a controladores difusos. La mayoría de los algoritmos se enfocan en la sustitución del controlador discontinuo, propio del SMC, por un bloque de lógica difusa que toma como entrada el valor de la función de superficie y como salida un componente discontinuo Aissaoui et al. (2009). Otros se basan en añadir, como variable de entrada al bloque difuso, la derivada de la función de superficie deslizante en el controlador discontinuo, con ello aumenta la precisión en el seguimiento de la trayectoria y se acelera la velocidad de respuesta Amer et al. (2012). Además, el tratamiento con elementos derivativos puede amplificar los ruidos y con ello se puede tener un pobre desempeño del controlador.

Se han desarrollado Controladores Difusos Supervisores para sintonizar dinámicamente parámetros como la pendiente de la superficie deslizante Amer et al. (2012) así como la ganancia de robustez. Los principales inconvenientes de este planteamiento son, por un lado la *maldición* de la dimensionalidad, el número de reglas crece geométricamente con el número de variables, y por otro lado aumenta el

* Este artículo ha sido parcialmente financiado por los proyectos DGEST 5155.13-P y 5424.14-P.

número de procesos de inferencia que deben ser calculados simultáneamente.

Este trabajo se enfoca en la implementación de un control por modo deslizante basado en lógica difusa en el espacio articular de un robot paralelo de 2-GDL (grados de libertad), teniendo en cuenta las ventajas de ambos sistemas. En el caso de estudio, la función de superficie deslizante representa la variable de entrada al sistema de inferencia difuso. La acción de control representa la salida del mecanismo difuso y actúa directamente sobre la servoválvula. Es introducido un mecanismo difuso con el objetivo de autoajustar la pendiente de superficie deslizante en función del estado dinámico del sistema con respecto a la función de superficie. Experimentos reales muestran resultados satisfactorios.

El resto del artículo se organiza como sigue: la Sección 2 aborda una descripción del robot paralelo de 2 GDL describiendo sus movimientos así como el modelado matemático de un sistema neumático. La Sección 3 describe aspectos fundamentales del control por modos deslizantes. La Sección 4 presenta una descripción del algoritmo de control difuso en modo deslizante. Los resultados al problema de posicionamiento y al de seguimiento se presentan en la Sección 5. Finalmente, la Sección 6 reporta conclusiones sobre el presente trabajo.

2. ROBOT PARALELO NEUMÁTICO DE 2 GRADOS DE LIBERTAD (2-GDL)

El robot paralelo de 2 grados de libertad (2-GDL) objeto de estudio es el mostrado en la Fig. 1, Rubio et al. (2009), está formado por una base fija conectada a una plataforma móvil por dos cadenas cinemáticas gobernadas por cilindros neumáticos del tipo FESTO DNC B-100-320-PPV-A de doble efecto. Estos cilindros son alimentados por válvulas MPYE 5-3/8-010-B. Encoders del tipo LXEP-40 son usados para medir posición; la velocidad y aceleración son estimadas.

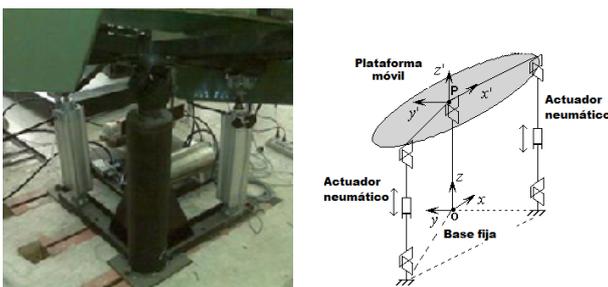


Fig. 1. Plataforma de 2-GDL y su arquitectura geométrica.

Los movimientos de la plataforma móvil se logran mediante la acción de los dos cilindros neumáticos (actuadores) que constituyen articulaciones actuadas cuyos desplazamientos lineales le imprimen al efector final rotaciones sobre dos ejes perpendiculares entre sí siguiendo la arquitectura 2RPU. Estas rotaciones simulan las pendientes del mundo virtual, las cuales son visualizadas en un monitor ubicado en la propia cabina.

Las características más importantes del mecanismo están descritas en la Tabla 1.

Table 1. Principales características de la plataforma de 2-GDL

Descripción	Parámetros
Ángulo de Ladeo	$\pm 13^\circ$
Ángulo de Cabeceo	$\pm 13^\circ$
Elongación of pistón	320 mm
Diámetro del cilindro	100 mm

2.1 Modelado de un actuador neumático lineal

El modelo analítico de un actuador neumático comprende las dimensiones dentro de la válvula, dado que el aire no es un buen lubricante, la dinámica del flujo del aire a través de las cámaras del cilindro y la dinámica del movimiento de la carga en función de las presiones aplicadas a cada lado del émbolo y las fuerzas externas y de fricción que estén presentes en la estructura mecánica.

La masa de aire a través de los orificios de válvulas dependen de su área efectiva y de las presiones de entrada y salida. Esta es calculada de acuerdo a la norma ISO-6358 (1989) y se establece:

$$Q_m \begin{cases} KAP_{ent} \sqrt{\frac{273}{T}} & 0 < r < rc \\ KAP_{ent} \sqrt{\frac{273}{T}} \sqrt{1 - \frac{r-rc}{1-rc}} & r \geq rc \end{cases}, \quad (1)$$

donde

$$r = \frac{P_{sal}}{P_{ent}}, \quad (2)$$

y A representa el área efectiva del orificio (m^2), P_{ent} es la presión de entrada al orificio (Pa), P_{sal} es la presión de salida del orificio (Pa), K es la constante proporcional de ajuste de unidades ($kg/s.m^2.Pa$), r representa la razón de presión, rc es razón de presión crítica que delimita el flujo sónico del subsónico y T es la temperatura de trabajo.

Los parámetros P_{ent} y P_{sal} son las presiones absolutas de la entrada y la salida de los orificios de la válvula (en Pa), K es una constante de proporcionalidad ($K = 2.43 * 10^3 kg/s.m^2.Pa$), T temperatura de trabajo ($^\circ K$) y rc representa la razón de presión crítica que defina si la región de trabajo es sónica ($0 < r < rc$) o subsónica ($r > rc$). El factor rc depende, entre otras cosas, de la geometría de los orificios. La dinámica de un sistema neumático puede ser resumida como:

$$\begin{cases} \dot{P}_1 = \frac{RT}{V_1(y)} (Q_{m1} - \frac{P_1 A_1 \dot{y}}{RT}) \\ \dot{P}_2 = \frac{RT}{V_2(y)} (Q_{m2} + \frac{P_2 A_2 \dot{y}}{RT}) \\ \ddot{y} = (P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_a A_v - F_f) / M \\ \frac{\partial v}{\partial t} = \dot{y} \end{cases}$$

donde: P_1, P_2 son las presiones de las cámaras superior e inferior (Pa), A_1, A_2 : representan el área de las cámaras inferior y superior (m^2), y es la posición del pistón (m), $V_1(y), V_2(y)$ son los volúmenes de la cámara inferior y superior del pistón (m^3), M representa la carga (kg), A_v es el área de la sección transversal del vástago (m^2), v denota la velocidad del pistón (m/s), F_f representa la fuerza de fricción.

Debido a que la dinámica de los sistemas neumáticos varía con la posición del pistón y a la difícil tarea de identificar los parámetros que rigen la dinámica del sistema no lineal, en este caso, el modelo analítico del actuador lineal neumático, considera el dimensionamiento de la válvula y las constantes de tiempo del cilindro, de modo que describe con mayor exactitud la dinámica real del sistema Burrows (1972), definiéndose el modelo por la expresión:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\frac{A_1 G_1 / C_1}{\tau_1 s + 1} + \frac{A_2 G_2 / C_2}{\tau_2 s + 1}}{s \left(M s + F_f + \frac{A_1 K_{1y} / C_1}{\tau_1 s + 1} + \frac{A_2 K_{2y} / C_2}{\tau_2 s + 1} \right)}, \quad (3)$$

donde las constantes de tiempo se calculan como: $\tau_1 = \frac{K_{1p}}{C_1}$; $\tau_2 = \frac{K_{2p}}{C_2}$.

Las constantes G_1, G_2 en (kg/s m²) y C_1, C_2 en (kg/s Pa) se obtienen de las derivadas parciales de las ecuaciones que consideran el flujo másico de aire a través de la válvula proporcional de flujo: $q_m = f(A, P_{ent}, P_{sal})$. Por su parte, las constantes K_{1p}, K_{2p} en (kg/Pa) y K_{1y}, K_{2y} en (kg/m) son obtenidas mediante diferenciación de la ecuación de estado de los gases ideales respecto a la presión y el volumen de aire, dependientes de la posición del pistón, Rubio et al. (2009).

Debido al grado de dificultad que presenta el modelo no lineal de los sistemas electro-neumáticos, se procede a realizar una identificación experimental del sistema válvula-pistón con el objetivo de obtener un modelo linealizado. La propuesta llevada a cabo por Rubio et al. (2009) se presenta como un función transferencial de tercer orden tipo 1 de la forma:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K w_n^2}{s(s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2)}. \quad (4)$$

3. CONTROL POR MODOS DESLIZANTES

La ecuación (5) define matemáticamente la estructura de la superficie deslizante $s(y, t)$, donde λ es una constante positiva que se selecciona a partir del desempeño del sistema en cuanto a velocidad de respuesta, $e(t) = y_d(t) - y(t)$ es el error de la salida del sistema, siendo $y_d(t)$ el estado deseado.

$$s(t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} e. \quad (5)$$

donde:

n : Representa el orden del sistema.

3.1 Control por modo deslizante para sistemas de 3^{er} Orden

A partir de la descripción de un sistema de 3^{er} Orden obtenido del epígrafe 2.1:

$$\dot{y}_1 = y_2, \quad (6)$$

$$\dot{y}_2 = y_3, \quad (7)$$

$$\dot{y}_3 = f(y, t) + b(y, t)u(t), \quad (8)$$

donde y_1, y_2, y_3 son variables de estado del sistema y $y(t) = [y_1(t) \ y_2(t) \ y_3(t)]^T$ es el vector de estado, $u(t)$ es la entrada de control. Por su parte $f(y, t)$ y $b(y, t)$ son generalmente funciones dependientes del estado y

del tiempo. La función $f(y, t)$ agrupa los términos no lineales, complejos de modelar y $b(y, t)$ está integrada por parámetros del modelo del sistema que son poco conocidos. A partir de la ecuación (5) para sistemas de 3^{er} Orden $n = 3$ la función de superficie queda planteado de la siguiente manera:

$$s(t) = e_3 + 2\lambda e_2 + \lambda^2 e_1, \quad (9)$$

donde:

$e_1 \equiv y_{1d} - y_1$ es el error de posición, $e_2 \equiv y_{2d} - y_2$ representa el error de velocidad, $e_3 \equiv y_{3d} - y_3$ representa el error de aceleración. Cuando el sistema alcanza la superficie deslizante $s(t) = 0$, por tanto:

$$e_3 = -2\lambda e_2 - \lambda^2 e_1, \quad (10)$$

y la solución de (10) es:

$$e = e_{1,0} e^{-\lambda t} + e_{2,0} t e^{-\lambda t}. \quad (11)$$

Esta es llamada propiedad de invarianza que parece prometedora para diseñar un control de retroalimentación para plantas dinámicas que operan bajo condiciones inciertas Utkin et al. (1999). Además, el tiempo en que el sistema alcance la superficie deslizante es equivalente a $\frac{1}{\lambda}$ de allí se deduce que la rapidez del sistema depende de la pendiente λ .

La ley de control se basa en la selección de una función, candidata de Lyapunov y, a partir de la misma se obtiene la ley de control, por tanto la convergencia es garantizada. Se selecciona la función $V = \frac{1}{2} s^2$ debido a que es definida positiva y su derivada es definida negativa si el sistema converge, Utkin et al. (1999). Si se deriva la función candidata con respecto a la superficie deslizante $s(x, t)$ definida en la ecuación (9) es posible obtener una expresión para la ley de control que se debe diseñar, asegurándose la estabilidad del sistema.

$$s\dot{s} \leq -\eta|s|, \quad (12)$$

donde η representa una constante positiva. A partir de la expresión (12) se obtiene la ley de mando $u(t)$ del control en modo deslizante para sistemas de 3^{er} orden como:

$$u(t) = \frac{1}{\hat{b}(y, t)} (-\hat{f}(y, t) + \dot{y}_{d3}(t) + 2\lambda e_3 + \lambda^2 e_2 + K \operatorname{sgn}(s)), \quad (13)$$

donde:

$y_{d3}(t)$ Representa la referencia para la aceleración del sistema, K es constante positiva tal que $K > \eta$, $\hat{b}(y)$ y $\hat{f}(y)$ son los términos estimados de la planta.

4. CONTROL POR MODO DESLIZANTE BASADO EN LÓGICA DIFUSA

A diferencia de los sistemas de control continuo, un controlador discontinuo excita la dinámica no prevista en el modelo, obteniendo por resultado oscilaciones en el vector de estado. Estas oscilaciones pueden ser reflejadas en la función de superficie deslizante $s(t)$ y acentuadas con la ganancia de robustez K para la acción de corrección, este valor debe ser grande con el objetivo de garantizar convergencia del sistema mecánico Slotine and Li (1991).

Para la válvulas Festo la acción de mando tiene un rango de 0 – 10 volt. Por tanto, estas oscilaciones pueden ser vistas en el voltaje aplicado a la servo-válvula, esto es comúnmente conocido como *chattering*, Slotine and Li (1991)Utkin et al. (1999). Por medio de las reglas difusas, basados en criterios de Lyapunov, puede ser reemplazada la ley de control planteada en la ecuación (13) para los sistemas SMC con el objetivo de eliminar *chattering*. En el presente caso la ley de control $u(t)$ sobre la servo-válvula, toma valores en función de $s(t)$ con el objetivo de forzar la dinámica del sistema hacia la superficie deslizante. Esta vez se establecen reglas difusas que relacionen ambas variables de manera directa y asegure la convergencia de la planta hacia una referencia dada. En otras palabras, el control en modo deslizante clásico descrito en esta Sección es reemplazado por un sistema de inferencia difusa con implicación Mandami basado en la regla composicional *max-min* representada en la ecuación (14).

$$\mu_{A \circ R_i} = \max_{s \in X} (\min(\mu_A(s), \min(\mu_{A_i}(s), \mu_{B_i}(u_s)))) \quad (14)$$

La superficie deslizante y la acción de control son divididos en cinco sub-conjuntos difusos cuyas funciones de membresía se nombran $X_{s(t)} = \{NG, NM, C, PM, PG\}$ y la variable de salida se plantea $Y_{u(t)} = \{NG, NM, C, PM, PG\}$. La Fig. 2 muestra las funciones de membresía.

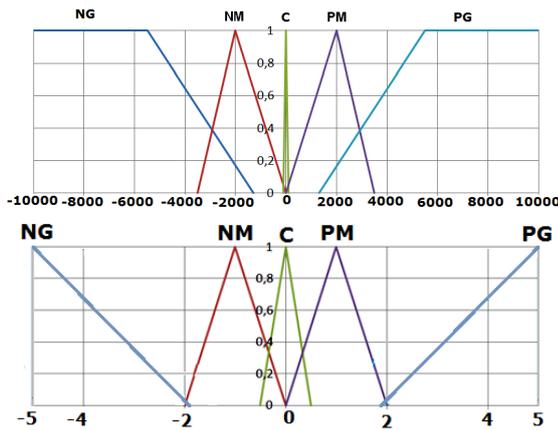


Fig. 2. Funciones de membresía para $s(t)$ como entrada y $u(t)$ como salida.

El estado **NG** representa la situación donde el vector de estado de la planta se encuentra muy lejos de la superficie deslizante en el lado negativo. El estado **NM** representa la situación cuando el vector de estado se encuentra en el lado negativo de la superficie deslizante. El estado **C** merece especial atención. Está dado cuando en vector de estado de la planta se encuentra en la vecindad de la superficie deslizante; de esta forma cualquier valor muy cercano a $s(t) = 0$ puede ser aceptado. El estado **PM** representa la situación donde el vector de estado de la planta se encuentra en el lado positivo de la superficie deslizante. El estado **PG** representa la situación donde el vector de estado se encuentra muy lejos en el lado positivo de la superficie deslizante.

De la Tabla 2 se deduce que: si la superficie deslizante $s(t)$ es **NG**, el control aplicado es **NG** para forzar la dinámica de la planta $s(t)$ a $s(t) = 0$. Por otro lado si la superficie deslizante $s(t)$ es **C**, el control aplicado es **C** para mantener $s(t) = 0$.

4.1 Robustez del control en modo deslizante basado en lógica difusa

Asumiendo que $f(y, t)$ y $b(y, t)$ son positivas al derivar (9) se obtiene:

$$\dot{s}(t) = \dot{y}_{d3} - \dot{y}_3(t) + 2\lambda e_3 + \lambda^2 e_2. \quad (15)$$

para un control de posición $\dot{y}_{3d} = y_{3d} = y_{2d} = 0$. Se abrevia como

$$\dot{s}(t) = -\dot{y}_3 - 2\lambda y_3(t) - \lambda^2 y_2(t). \quad (16)$$

Sustituyendo (8) en (16) se obtiene

$$\begin{aligned} \dot{s}(t) = & -f(y, t) - b(y, t)u_{difuso}(s(t)) - 2\lambda y_3(t) \\ & - \lambda^2 y_2(t), \end{aligned} \quad (17)$$

y de esta manera siendo $u^{crisp}(t) = u_{difuso}(s(t))$, que presenta el mismo signo de $s(t)$ se cumple $s\dot{s} < 0$.

Sin embargo, se debe ser cuidadoso con la selección no solo de la pendiente de la superficie deslizante sino con los conjuntos difusos correspondientes a las etiquetas lingüísticas. En este caso si el conjunto difuso correspondiente a **C** es muy estrecho las reglas pueden dispararse constantemente ante variaciones de la función de superficie. Con ello el *chattering* se acentúa, incluso más si se selecciona una pendiente de superficie deslizante que presente una constante de tiempo pequeña con el objetivo de lograr rapidez de respuesta. Por otro lado si el soporte de **C** aumenta el *chattering* se reduce, pero no se garantiza un error en estado estable. Por lo tanto, con el objetivo de garantizar la convergencia hacia un estado deseado se introduce un mecanismo de auto-ajuste con respecto a la pendiente de superficie deslizante de tal forma que no solo garantice respuesta estable sino que se reduzca el *chattering* en la vecindad de la superficie deslizante.

De acuerdo a Korondi and Gyeviski (2006) se plantea que si la pendiente de superficie es grande se garantiza una rápida respuesta pero se incrementa el *chattering*, por lo contrario, si la pendiente es pequeña el *chattering* se reduce pero la convergencia es lenta. Por lo planteado, se introduce una inferencia difusa donde λ se convierte en la variable de salida; no es constante y depende de la función de superficie deslizante $s(t)$. Con el objetivo de garantizar estabilidad λ siempre es positiva, por tanto la función de superficie se mueve entre el segundo y cuarto cuadrante en el plano-fase.

La superficie deslizante y la pendiente son divididas y se representa como sigue: $X_{s(t)} = \{NG, NM, C, PM, PG\}$ y la variable de salida se plantea $Y_\lambda = \{C, M, G\}$.

El estado **G** representa al vector de estado de la planta cuando se encuentra muy lejos de la superficie deslizante en el lado negativo o positivo. El estado **M** representa la situación cuando el vector de estado se encuentra en

Table 2. Reglas difusas

Superficie $s(t)$	Acción de control $u(t)$
NG	NG
NM	NM
C	C
PM	PM
PG	PG

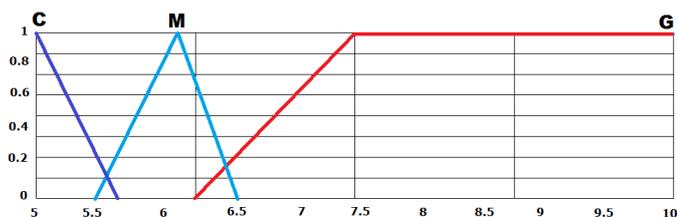


Fig. 3. Función de membresía para λ .

el lado negativo o positivo de la superficie deslizante. El estado **C** está dado cuando en vector de estado de la planta se encuentra en la vecindad de la superficie deslizante. A partir de la Tabla 3 se deduce que a medida que la función de superficie converge a $s(t) = 0$ la pendiente de superficie decrece, o viceversa.

Table 3. Reglas difusas

Superficie $s(t)$	Acción de control $u(t)$	Pendiente de superficie λ
NG	NG	G
NM	NM	M
C	C	C
PM	PM	M
PG	PG	G

El esquema generalizado del algoritmo de control se muestra en la Fig. 4. En el mismo se observa la imposición de un retardo de un instante de tiempo ya que en el primer tiempo de muestreo no se tiene un valor de pendiente de superficie.

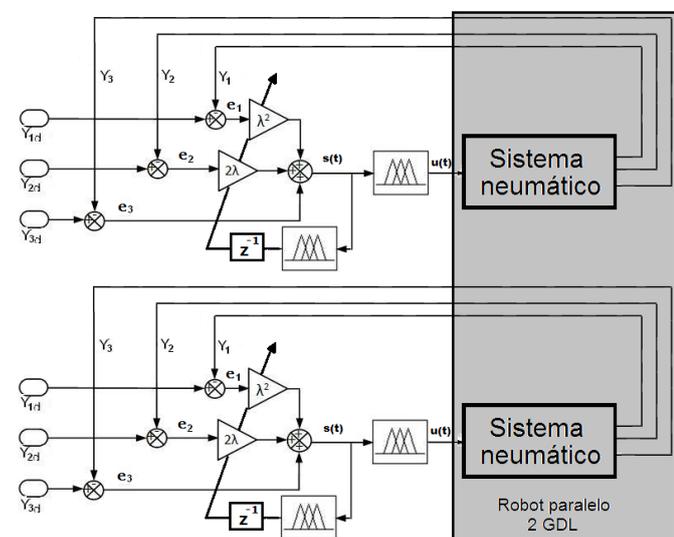


Fig. 4. Esquema del algoritmo de control.

5. RESULTADOS

Para realizar la experimentación correspondiente, el algoritmo de control ha sido implementado en Simulink con la herramienta Real Time Workshop y Real Time Windows Target. La posición de los pistones son obtenidas de la lectura de los encoders; la velocidad y aceleración son estimadas con el uso de la tarjeta de adquisición *Humusoft 624* que opera bajo un tiempo de muestreo de 1 ms.

Por otro lado, el experimento se lleva de manera desacoplada donde cada actuador es gobernado de manera independiente. Respecto a FSMC adaptable, las Figs. 5 y 6 muestran la respuesta de los actuadores neumáticos en lo que respecta al control por posicionamiento ante referencia tipo escalón.

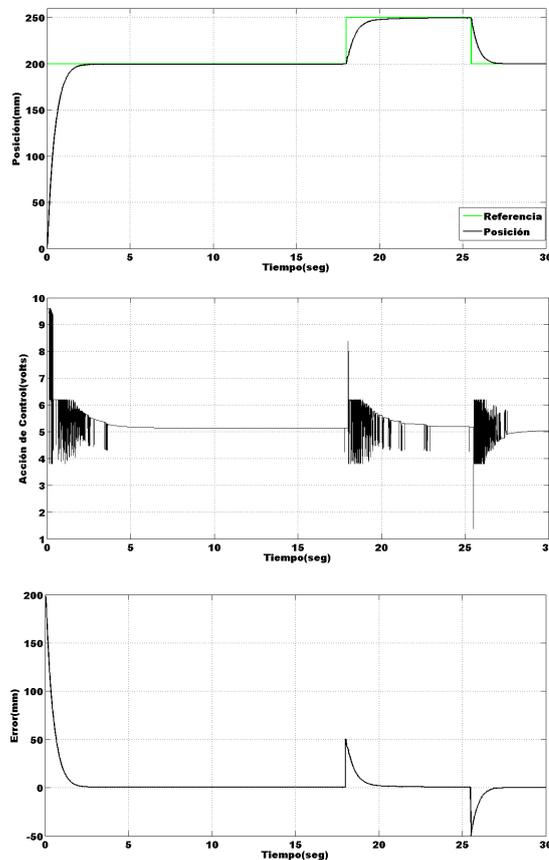


Fig. 5. Posición, acción de mando y error para un actuador neumático ante una referencia tipo pulso.

Se puede observar la respuesta sobreamortiguada del sistema neumático, característica propia de los sistemas en modo deslizante y la convergencia hacia la respuesta deseada. En este caso, cuando la posición del actuador neumático se acerca a la deseada, se aprecia la aparición de oscilaciones de alta frecuencia en el mando solo durante un corto lapso de tiempo y con una magnitud reducida gracias a la acción de la inferencia difusa. En el orden en que el sistema se acerque a la superficie deslizante la pendiente se reduce; así como la acción de mando. Cuando la función de superficie tenga un valor perteneciente a conjunto **C** se dispara la acción de control en la servo-válvula $u(t) = 0$. Por tanto, el chattering es minimizado en la vecindad de la superficie deslizante.

Es importante destacar que a pesar de las altas no linealidades de la planta el chattering es reducido. El controlador propuesto, no presenta un modelo estimado de la planta. Sin embargo, a pesar de la variación constante de los coeficientes del modelo con respecto a la posición, descrito en el epígrafe 2.1, la estabilidad y la habilidad de seguir una referencia es garantizada.

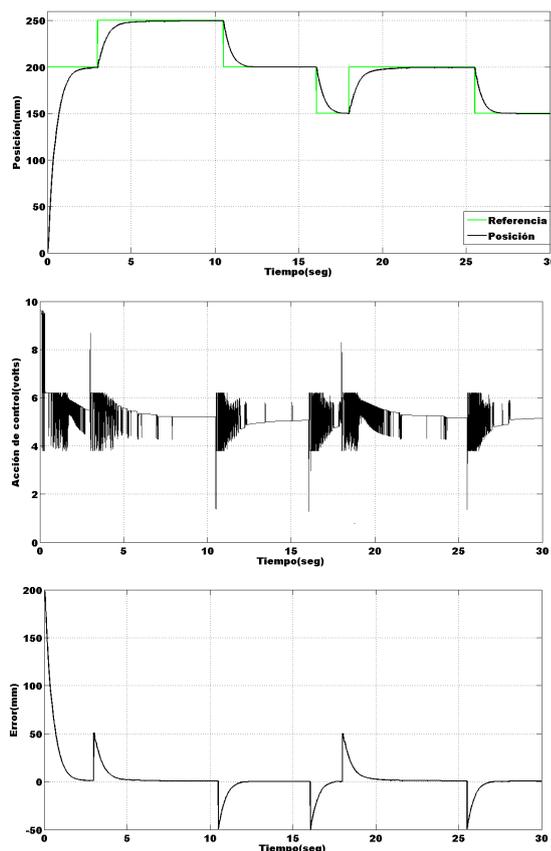


Fig. 6. Posición, acción de mando y error para el otro actuador neumático ante una referencia tipo pulso.

6. CONCLUSION

Un control difuso en modo deslizante ha sido implementado de manera exitosa en una plataforma robótica de 2 grados de libertad. El algoritmo de control propuesto, toma ventajas de los sistemas deslizantes y de la lógica difusa. Resultados experimentales permiten ver la reducción de chattering. Las principales ventajas de los sistemas en modo deslizante son mantenidas, tales como su robustez ante incertidumbres y altas no linealidades, propias de los sistemas neumáticos.

El algoritmo de control propuesto resulta ser genérico y puede ser aplicado a otros sistemas mecánicos ya que no depende de un modelo matemático. Sin embargo, las reglas difusas pueden ser mejoradas con el objetivo de eliminar completamente el chattering.

ACKNOWLEDGEMENTS

Los autores desean agradecer a la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, al Instituto Tecnológico de Tijuana y al Tecnológico Nacional de México por las facilidades otorgadas para realizar la investigación de la que deriva el presente artículo.

REFERENCES

Abdelsalam, M.M. and Areed, M.F. (2012). Decoupled fuzzy sliding mode control for a synchronous motor speed control. *International Journal of Computer Applications*, 47(11).

Aissaoui, A.G., Abid, H., and Abid, M. (2009). Robust fuzzy sliding mode controller design for motors drives. *Acta Electrotechnica et Informatica*, 9(2).

Amer, A., Sallam, E., and Elawady, W. (2012). A new adaptive fuzzy sliding mode control using fuzzy self-tuning for 3 dof planar robot manipulators. *Applied Intelligence*, 37(4), 613.

Bartoszewicz, A. and Nowacka-Leverton, A. (2009). *Time-Varying Sliding Modes for Second and Third Orders Systems*. Springer.

Brun, X., Xavier, Belgharbi, M., Sesmat, S., Thomasset, D., and Scavarda, S. (2000). Control of an electropneumatic actuator, comparison between some linear and nonlinear control laws. *Journal of Systems and Control Engineering*, (Control in Fluid Power Systems).

Burrows, C.R. (1972). *Fluid Power Servomechanisms*. Van Nostrand, London, England.

ISO-6358 (1989). Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determinations of flow-rate characteristics.

Korondi, P. and Gyeviki, J. (2006). Robust position control for a pneumatic cylinder. In *Power Electronics and Motion Control Conference, 2006. EPE-PEMC 2006. 12th International*, 513–518. IEEE.

Krivts, I.L. and Krejnin, G.V. (2006). *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment. Structure and Design*. Taylor & Francis Group.

Merlet, J. (2006). *Parallel Robots*, volume 128. Springer, France, second edition.

Prieto, P.J., Rubio, E., Hernández, L., and Urquijo, O. (2013). Proxy-based sliding mode control on platform of 3 degree of freedom (3-dof). *Advanced Robotics of Society of Japan*, 27(10).

Rubio, E., Hernández, L., Aracil, R., Saltarén, R., and Guerra, J. (2009). Implementation of Decoupled Model-Based Controller in a 2-DOF Pneumatic Platform used in Low-Cost Driving Simulators. In *Electronics, Robotics and Automotive Mechanics Conference -Cerma 2009-*, 338–343. Morelos, Mexico.

Slotine, J.J. and Li, W. (1991). *Applied Nonlinear Control*. Prentice Hall, New Jersey.

Utkin, V., Guldner, J., and Shi, J. (1999). *Sliding Mode Control in Electromechanical Systems*. Taylor & Francis, New Jersey.