



CONTROL PID APLICADO A UN SISTEMA EXPERIMENTAL DE FRENOS ABS

C. Acosta Lúa^a, E. René Carrillo I. ^a, C. Y. Pacheco Montes^b, N. del C. Rodríguez Rodríguez^c, M.E. Sánchez Morales^a, C. C. Vaca García^a,

^a Centro Universitario de la Ciénega, Universidad de Guadalajara, Av. Universidad No. 1115, Col. Linda Vista, C.P. 47820, Ocotlán, Jalisco, México.

^b Instituto Tecnológico de Ocotlán, Av. Instituto Tecnológico S/N, Col. La Primavera, C.P. 47829, Ocotlán, Jalisco, México.

^c Centro Universitario del Norte, Universidad de Guadalajara, Carretera Federal No. 23, Km. 191, C.P. 46200, Colotlán, Jalisco, México.

RESUMEN

El control de un sistema de frenos ABS (Antilock Braking Systems, por sus siglas en inglés) es una tarea difícil de lograr, debido a las dinámicas no lineales e incertidumbres paramétricas con las que cuenta el sistema. Para enfrentar dicha problemática, en este trabajo se propone un control PID (Proporcional, Integral y Derivativo). Cabe resaltar que hoy en día, este tipo de controladores son muy utilizados en la industria, por su fácil sintonización y su facilidad de programación en cualquier plataforma.

En este trabajo, se mostrará el desarrollo matemático del control PID, así como la implementación en tiempo real del sistema mecatrónico del ABS. Este sistema mecatrónico representa un cuarto de carro y es capaz de imitar el comportamiento de un automóvil a una velocidad constante y viajando en línea recta, así como el mismo sistema tiene la capacidad de imitar la rueda del vehículo.

1. INTRODUCCIÓN

El Sistema de Frenos Anti-bloqueo, o ABS (Por sus siglas en inglés: Antilock Braking System), es una combinación de componentes hidromecánicos y electrónicos que permiten al conductor mantener el control del vehículo durante un frenado de emergencia. Previendo que las ruedas se bloqueen, y evitar así el deslizamiento de los neumáticos sobre el camino, se ajusta el nivel de presión hidráulica que se aplica en la pinza de freno de cada llanta [1].

Los sistemas ABS modernos no sólo previenen el bloqueo del giro del neumático, buscan a la par incrementar la eficiencia del frenado y mantener la maniobrabilidad del vehículo en base al ajuste de la presión aplicada al cáliper, tratando de alcanzar el mayor par de tracción posible, logrando así reducir la distancia de frenado [2].

Las dificultades técnicas para implementar el concepto de anti bloqueo, acuñado por Robert Bosch [3], fue solucionado entre 1967 y 1970, cuando los ingenieros de Mercedes Benz sustituyeron los sensores mecánicos con sensores de inducción que no hacían contacto directo con la rueda. Y cuando los circuitos integrados fueron lo suficientemente pequeños y robustos, fue posible obtener datos de los sensores de las ruedas y utilizar actuadores confiables para aplicar la presión hidráulica [4].

Actualmente, el reto consiste en proponer algoritmos de control eficientes para los actuadores. Un gran número de algoritmos han sido diseñados para controlar el sistema de frenos ABS. Estos se pueden clasificar en dos categorías: control de aceleración de rueda y control de deslizamiento. La primera categoría se basa en controlar el deslizamiento indirectamente, en base a regular la aceleración/desaceleración de la rueda mediante la presión de freno del actuador. La segunda controla el deslizamiento directamente.



Controlar el deslizamiento de la rueda no es una tarea fácil, debido a la estructura altamente no lineal de un sistema ABS. Para ello se han realizado numerosos estudios, en los cuales se describen las dinámicas del neumático, a fin de conocer el valor de deslizamiento en el cual se alcanza el mayor coeficiente de fricción entre el neumático y el camino. Entre los modelos desarrollados más conocidos se encuentran la “fórmula mágica” de Pacejka [5] y el modelo de LuGre [6]. Ambos describen la relación no lineal que existe entre el par de tracción y el deslizamiento.

El objetivo general de este artículo es mostrar el diseño e implementar un control lineal PID, a su vez aplicarlo al modelo experimental de frenos ABS de INTECO. Se analizará el modelo matemático para comprender el comportamiento del sistema, después se implementará el modelo matemático en *Mallab-Simulink*[®].

2. TEORÍA

Para obtener el modelo matemático se debe comprender el funcionamiento del modelo experimental. A continuación se describen las características y el funcionamiento de dicho modelo.

2.1 Modelo Matemático

El objetivo de control se encuentra en la etapa de frenado, por lo que la dinámica de acción del mecanismo de aceleración no se considera en la formulación del modelo.

La rueda superior es afectada por tres pares motores: El par de frenado T_b producido por la señal de control u ; el par de fricción en el rodamiento de la rueda superior, cuya componente estática se denota como M_{10} , y su componente dinámica como d_1 ; y el par de tracción entre las ruedas F_t .

En la rueda inferior actúan dos pares motores: El par de fricción en el rodamiento de la rueda inferior, cuyo factor estático se define por M_{20} , y su módulo dinámico se expresa como d_2 ; y el par de tracción entre las ruedas F_t . En la Figura 3 se muestra gráficamente la acción de cada par en el sistema.

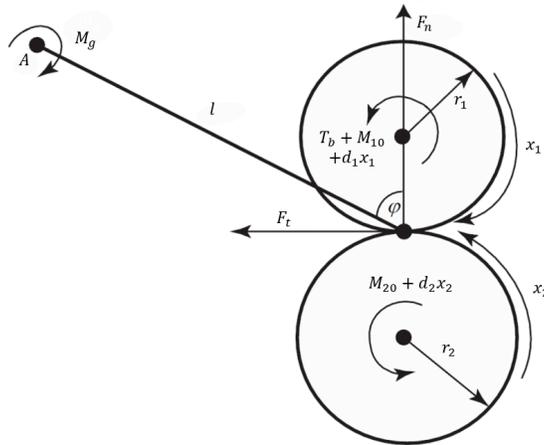


Figura 1 Diagrama auxiliar para el desarrollo del modelo matemático

El deslizamiento o *slip* (λ) es inherente al frenado, pues sólo la desaceleración de una de las ruedas puede frenar a la otra. Previamente se asume que para todo tiempo durante el frenado, la velocidad longitudinal de la rueda superior será menor que la velocidad del vehículo, entonces el parámetro *slip* denotado como λ adquiere la forma:

$$\lambda = \frac{r_2 x_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2} \quad (1)$$



Donde un valor $\lambda = 0$ indica que no hay frenado, ya que la velocidad de la rueda superior y la velocidad longitudinal del automóvil son iguales. El valor $\lambda = 1$ expresa que la velocidad longitudinal de la llanta es cero, lo cual evidencia un derrape total.

De acuerdo con la Figura 3, se pueden obtener las siguientes dinámicas correspondientes a cada rueda:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{x}_1 &= F_1 r_1 - (d_1 x_1 + M_{10} + T_b) \\ I_2 \ddot{x}_2 &= -(F_1 r_2 + d_2 x_2 + M_{20}) \end{aligned} \quad (2)$$

Donde F_i está dada por

$$F_i = \mu(\lambda) F_n \quad (3)$$

y F_n es calculada como

$$F_n = \frac{d_1 x_1 + M_{10} + T_e + M_g}{l(\sin \varphi - \mu(\lambda) \cos \varphi)} \quad (4)$$

Donde l es la distancia entre el punto de contacto de las ruedas y el eje rotacional A de la palanca de equilibrio y φ es el ángulo entre la normal en el punto de contacto y la línea l .

El coeficiente de fricción es la proporción en que la fuerza normal presiona a la rueda superior contra la rueda inferior; y es una función no lineal que depende del deslizamiento de la rueda.

Se toma en base a los resultados experimentales obtenidos por el fabricante, y se puede expresar como:

$$\mu(\lambda) = \frac{c_4 \lambda^p}{a + \lambda^p} + c_3 \lambda^3 + c_2 \lambda^2 + c_1 \lambda \quad (5)$$

Donde c_1, c_2, c_3, c_4, a y p son parámetros constantes.

La dinámica del módulo de frenado se describe por la siguiente ecuación:

$$\dot{T}_b = c_{31}(b(u) - T_b) \quad (6)$$

Donde c_{31} es una constante igual a 20.37 [1/s]. La función $b(u)$ puede ser aproximada por la siguiente fórmula:

$$b(u) = \begin{cases} b_1 u + b_2, & u \geq u_c \\ 0, & u < u_c \end{cases} \quad (7)$$

Donde $b_1 = 15.24, b_2 = -6.21, u_c = 0.415$.

3. LINEALIZACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

Se definen los valores y condiciones iniciales del punto de operación como:

$$P_0 = [x_{10}, x_{20}, \lambda_0, T_{b0}] \quad (8)$$

Tomando en cuenta (2)-(5), se reescriben el sistema de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= S(\lambda)(c_{11} x_1 + c_{12}) + c_{13} x_1 + c_{14} + (c_{15} S(\lambda) + c_{16}) T_b \\ \dot{x}_2 &= S(\lambda)(c_{21} x_1 + c_{22}) + c_{23} x_2 + c_{24} + c_{25} S(\lambda) T_b \end{aligned} \quad (9)$$



donde:

$$\begin{aligned}
 c_{11} &= \frac{r_1 d_1}{f_1}, c_{12} = \frac{(m_{10} + m_y) r_1}{f_1}, c_{13} = -\frac{d_1}{f_1}, c_{14} = -\frac{m_{1u}}{f_1}, c_{15} = \frac{r_1}{f_1}, c_{16} = -\frac{1}{f_1}, \\
 c_{21} &= -\frac{r_2 d_2}{f_2}, c_{22} = -\frac{(m_{1u} + m_y) r_2}{f_2}, c_{23} = -\frac{d_2}{f_2}, c_{24} = -\frac{m_{20}}{f_2}, c_{25} = -\frac{r_2}{f_2}
 \end{aligned} \quad (10)$$

y

$$S(\lambda) = \frac{\mu(\lambda)}{L(\sin \varphi - \mu(\lambda) \cos \varphi)} \quad (11)$$

Linealizando el sistema (9), se puede representar en forma matricial como:

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \Delta \dot{\lambda} \\ \Delta \dot{x}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \lambda \\ \Delta x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} \Delta T_b \\
 y &= [1 \quad 0] \Delta T_b
 \end{aligned} \quad (12)$$

Donde:

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= (1 - \lambda_0) k_2 [(c_2 x_{10} + c_{22} + c_{25} T_{10}) + r_2 x_{20} S(\lambda_0) c_2 / r_1 + x_{20} S(\lambda_0) c_{11} + c_{23}] - k_2 r_1 (c_{11} x_{10} + c_{12} + c_{15} T_{10}) \\
 a_{12} &= [S(\lambda_0) c_{11} + c_{13} - S(\lambda_0) r_2 (1 - \lambda_0) c_{21} / r_1 + c_{23}] (1 - \lambda_0) / x_{20} \\
 a_{21} &= (r_2 x_{20} S(\lambda_0) c_{21}) / r_1 + k_3 (c_{21} x_{10} + c_{22} + c_{25} T_{10}) \\
 a_{22} &= r_2 (1 - \lambda_0) S(\lambda_0) c_{21} / r_1 + c_{23} \\
 b_1 &= [c_{15} S(\lambda_0) + c_{16} - r_2 (1 - \lambda_0) c_{23} S(\lambda_0) / r_1] r_1 / (r_2 x_{20}) \\
 b_2 &= c_{25} S(\lambda_0)
 \end{aligned} \quad (13)$$

4. CONTROL PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO (PID)

La Figura 4 muestra la configuración requerida para la sintonización del control PID.

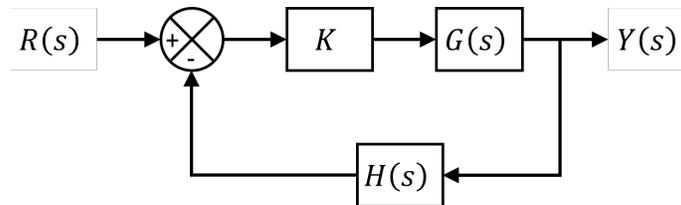


Figura 4: Diagrama del sistema en lazo cerrado

Dado que las técnicas para calibrar el control PID resultaron ineficaces al establecer valores específicos para cada ganancia, éstas se determinaron en base el método empírico.



5. PARTE EXPERIMENTAL

Las simulaciones se realizaron en el modulo de prueba del ABS, visto en la Figura 5.



Figura 5 Modulo de prueba del ABS

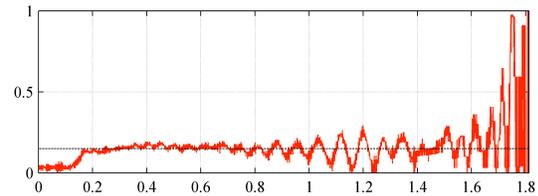


Figura 6. Deslizamiento λ

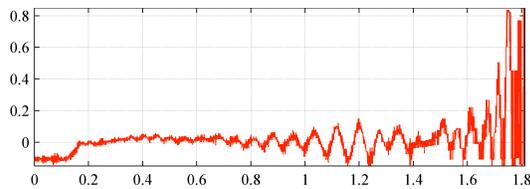


Figura 7. Error de seguimiento de referencia $e \lambda_{ref}$

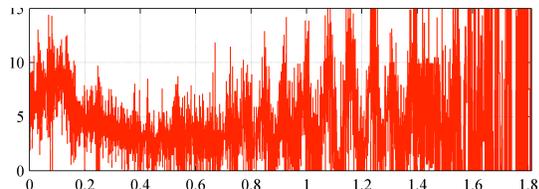


Figura 8. Entrada de control

Los resultados, se pueden mostrar a través de las Figuras 6,7 y 8. En la Figura 6, se muestra el seguimiento que tiene el control PID y la referencia, se puede observar un buen control a través de la señal del error vista en la Figura 7. Por último en la Figura 8, se observa la gráfica de la entrada de control que genera el PID.

6. CONCLUSIONES

En este trabajo, se mostró el desarrollo matemático del control PID, así como la implementación en tiempo real del sistema mecatrónico del ABS. Se observa a través de sus gráficas el performance que tiene el control PID hacia el sistema en tiempo real.

BIBLIOGRAFÍA (ARIAL, bold, 10 pt. justificado a la izquierda)

1. R. Emig, H. Goebels, and H. J. Schramm, "Antilock braking systems (ABS) for commercial vehicles-status 1990 and future prospects," 1990.
2. U. Kiencke and L. Nielsen, Automotive control systems: For engine, driveline, and vehicle: Second edition. 2005.
3. Robert Bosch GmbH, Bosch Automotive Handbook. 2007.
4. H. Leiber and A. Czinczel, "Antiskid system for passenger cars with a digital electronic control unit," 1979.
5. H. B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamics. 2006.
6. C. C. de Wit and P. Tsiotras, "Dynamic tire friction models for vehicle traction control," Proc. 38th IEEE Conf. Decis. Control (Cat. No.99CH36304), vol. 4, 1999



7. [6] C. C. de Wit and P. Tsiotras, "Dynamic tire friction models for vehicle traction control," *Proc. 38th IEEE Conf. Decis. Control (Cat. No.99CH36304)*, vol. 4, 1999.