

Estimación de parámetros en sistema de frenado

J.J. Castillo Aguilar⁽¹⁾, J.A. Cabrera Carrillo⁽²⁾, E. Carabias Acosta⁽²⁾, A. Simón Mata⁽²⁾

(1) Dpto. de Ingeniería Mecánica y Mecánica de Fluidos. Universidad de Málaga
juancas@uma.es

(2) Dpto. de Ingeniería Mecánica y Mecánica de Fluidos. Universidad de Málaga

El departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Málaga dispone de un vehículo instrumentalizado que sirve de plataforma para la realización de ensayos con un novedoso sistema de frenos. La nueva arquitectura de frenado se basa en el control continuo de la presión de frenado. Una parte fundamental para el desarrollo y puesta a punto de este sistema de frenos ha sido la medida de variables de interés en los procesos de frenado y la estimación de parámetros necesarios para el óptimo funcionamiento del algoritmo de control. Un algoritmo basado en filtro de Kalman permite la obtención de parámetros de interés como son los coeficientes de adherencia, los esfuerzos en el neumático y la velocidad a partir de las medidas obtenidas con los sensores instalados en el vehículo. Mediante ensayos en pista se ha comprobado que dichas estimaciones son adecuadas.

La lógica de control del sistema de frenado hace uso de otras herramientas estimación y optimización como son las redes neuronales, para la estimación del deslizamiento óptimo, y lógica borrosa, necesaria para el establecimiento de la presión adecuada en el sistema de frenado. La adquisición de datos y el control del sistema de frenado se han programado en un sistema en tiempo real el cual garantiza la ejecución de los bucles de adquisición y control en el intervalo de tiempo preestablecido. En este trabajo se presenta, en primer lugar, una introducción donde se recogen trabajos previos en la materia. A continuación se incluye una breve descripción de los componentes instalados en el vehículo. Posteriormente se describirá el método de estimación desarrollado basado en filtro de Kalman así como los resultados obtenidos en simulaciones. Por último se incluirán resultados obtenidos en ensayos de frenada realizadas con el vehículo instrumentalizado.

1. INTRODUCCIÓN

Durante las últimas décadas se han producido avances fundamentales en seguridad activa y pasiva de los vehículos. Desde la aparición en los años 60 del cinturón de seguridad han surgido de forma constante nuevos elementos o sistemas que contribuyen a reducir la posibilidad de sufrir un accidente o, en caso de que éste se produzca, de disminuir las consecuencias del mismo. El avance de la electrónica y de los nuevos sistemas de medida ha contribuido aún más al desarrollo de nuevos sistemas que mejoran la seguridad y facilitan la conducción. Dentro de estos avances se pueden incluir los sistemas de frenos antibloqueo, frenos automáticos, control de estabilidad, sistemas de tracción, sistemas de control de crucero adaptativo o control de descenso en pendiente. Todos estos sistemas tienen en común la necesidad de recurrir a sensores instalados en el vehículo, en muchos casos compartidos entre varios sistemas, a la necesidad de algoritmos de estimación y control y, en último lugar, de elementos de actuación.

El sistema de frenado es probablemente el equipamiento de seguridad activa más importante de los vehículos automóviles. La aparición de los sistemas antibloqueo de frenos supuso un avance fundamental por la mejora en la seguridad que aportan sobre todo en condiciones de baja adherencia. Esta cualidad ha hecho que sean un elemento opcional en la mayoría de los vehículos siendo incluso de incorporación obligatoria en muchos casos. Estos sistemas no han dejado de evolucionar desde sus orígenes, surgiendo constantemente nuevas versiones que superan a las ya existentes.

Numerosos grupos de investigación dedican sus esfuerzos a la mejora de los sistemas de frenado. Por ejemplo, en [1] se proponen diferentes configuraciones de sistemas de frenos electrohidráulicos en los que se evalúa su función como sistema antibloqueo y de control de estabilidad concluyéndose que proporciona mejoras apreciables en ambas actuaciones. En [2] se desarrolla un sistema de frenos basado en fluido magnetoreológicos para el que se implementa un control en modo deslizante que es probado mediante simulaciones en un modelo de cuarto de vehículo. Muestra un cierto potencial gracias a la velocidad de respuesta y a la capacidad de ajuste continuo del par de frenado. Igualmente en [3] los autores proponen un nuevo sistema de frenado inteligente basado en servoválvulas y en discos de frenos de contacto total que proporciona mejores prestaciones y una mejor adaptabilidad a otros sistemas de seguridad.

En vehículos de dos ruedas también se ha incorporado, aunque de forma más reciente, los frenos antibloqueo. Por ejemplo en [4] se estudia un nuevo modulador hidráulico y un control en modo deslizante con modulación del ancho de pulso para la presión de control orientado a motocicletas de pequeño tamaño. Como ejemplo de implantación, el fabricante BMW ha instalado durante varios años sistemas ABS en sus motocicletas en los que la presión de frenado estaba regulada mediante válvulas proporcionales.

Desde el punto de vista de los algoritmos de control también se han propuesto numerosas estrategias basadas en diferentes herramientas matemáticas. Así, por ejemplo, la lógica borrosa es utilizada en [5] para la detección del tipo de superficie y el establecimiento de la presión de frenado. En [6] se hace uso de un control en modo deslizante que es comparado con otros controladores basados en lógica borrosa ajustados mediante algoritmos genéticos, basados en la experiencia o algoritmos basados en redes neuronales.

Todos estos sistemas requieren, en mayor o menor medida, del uso de sensores y de técnicas de estimación de parámetros para el funcionamiento de los algoritmos de control. Numerosos estudios se han centrado en el desarrollo de nuevas técnicas de estimación. Así, por ejemplo, en [7] se comparan algoritmos de estimación de las fuerzas laterales basados en filtro de Kalman extendido y “unscented”. De forma similar en [8] se estiman las fuerzas en el contacto neumático – calzada mediante observadores basados en filtros de Kalman. Por otro lado, en [9] se estiman las fuerzas longitudinales en el neumático, el ángulo de deriva y la velocidad mediante observadores en modo deslizante a partir de la medida de la velocidad de giro de las ruedas, el ángulo de dirección, la velocidad de guiñada y el par aplicado a cada rueda.

El grupo de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Málaga ha desarrollado y patentado una nueva arquitectura de frenado basada en el uso de servoválvulas proporcionales. El algoritmo de control emplea técnicas de estimación de parámetros mediante filtro de Kalman extendido y redes neuronales y de control de la presión de frenado a través de bloques borrosos optimizados mediante algoritmos genéticos. La nueva arquitectura ha sido probada con éxito en un banco de ensayo de neumáticos adaptado para la realización de ensayos de frenada [10][11].

Para la realización de ensayos en pista el grupo ha desarrollado y fabricado un vehículo tipo buggy que se ha dotado con los sensores necesarios para el control y monitorización de ensayos de frenada. El vehículo equipa un sistema de frenos según la arquitectura propuesta estando implementado el algoritmo de control en un sistema en tiempo real.

En este trabajo se incluye en el apartado 2, una descripción de los componentes instalados en el vehículo. En el apartado 3 se expone el algoritmo de control así como el método de estimación basado en filtro de Kalman extendido desarrollado. En el siguiente apartado se incluyen resultados obtenidos en simulaciones realizadas mediante un software de dinámica vehicular y resultados obtenidos en ensayos de frenada realizadas con el vehículo instrumentalizado. Por último se incluye una breves conclusiones del trabajo presentado.

2. VEHÍCULO DE ENSAYO

El vehículo utilizado en los ensayos, denominado IMMA-V1, es un vehículo tipo buggy, con chasis tubular, motor de motocicleta en la parte posterior y tracción trasera. El vehículo ha

sido equipado con sensores para la medida de las magnitudes de interés en los procesos de frenada. Además, se han incluido otras variables que pueden ser necesarias para el control o la seguridad durante los ensayos. El control del sistema de frenado es realizado mediante un sistema en tiempo real basado en el uso de FPGA. Este sistema adquiere la señal de los sensores mediante módulos de entradas analógicas y digitales, ejecuta el bloque de control y, a través de sus módulos de salida, envía las señales de control a las servoválvulas.

Según se ha indicado, el componente básico del sistema de adquisición de datos y control está constituido por un controlador de automatización programable. Este tipo de sistemas está típicamente formado por un controlador, varios módulos de entrada salida y buses de comunicación entre los distintos componentes. Esta configuración permite tener en el mismo equipo las ventajas de un autómata programable, es decir fiabilidad y robustez fundamentalmente, con las de un sistema basado en PC, en este caso facilidad de programación, cálculo e incluso visualización. El dispositivo elegido es un sistema CompactRIO 9074 de National Instruments. El equipo está compuesto por tres subsistemas claramente diferenciados: controlador, chasis y módulos de entrada/salida. En el chasis está alojado un FPGA de 2.000.000 de compuertas. La programación del sistema se realiza mediante el software de programación gráfica de National Instruments 'LabVIEW'. Este sistema permite la operación del controlador de forma autónoma o con comunicación permanente o bajo petición con un ordenador externo. En este caso, el controlador funcionará de forma autónoma sin comunicación con el ordenador central excepto en los momentos de programación y acceso a datos almacenados.

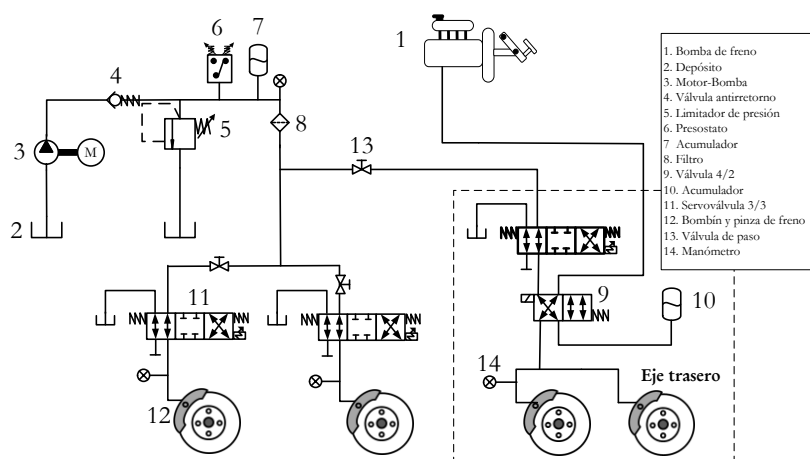


Figura 1. Sistema hidráulico instalado en vehículo

La nueva arquitectura de frenado ha sido instalada en el vehículo de ensayo. Este vehículo inicialmente disponía de un circuito de frenado independiente para cada una de las ruedas delanteras y un circuito común para el eje trasero. Por este motivo, y por simplificar el sistema, se ha recurrido a una arquitectura similar en la que las presiones a aplicar en cada uno de los bombines de las pinzas del eje delantero es regulada por servoválvulas independientes, utilizando una sola servoválvula para el eje trasero. Así, el esquema hidráulico del sistema de frenos propuesto para el vehículo se muestra en la figura 1.

3. ALGORITMO DE CONTROL

Un rasgo fundamental del funcionamiento de la arquitectura propuesta es el control de la servoválvula proporcional. Para el establecimiento de la presión en el circuito de frenada se emplea un sistema de control (figura 2) que permite la determinación del valor óptimo a fijar mediante la válvula haciendo uso del mínimo número de parámetros o medidas posible.

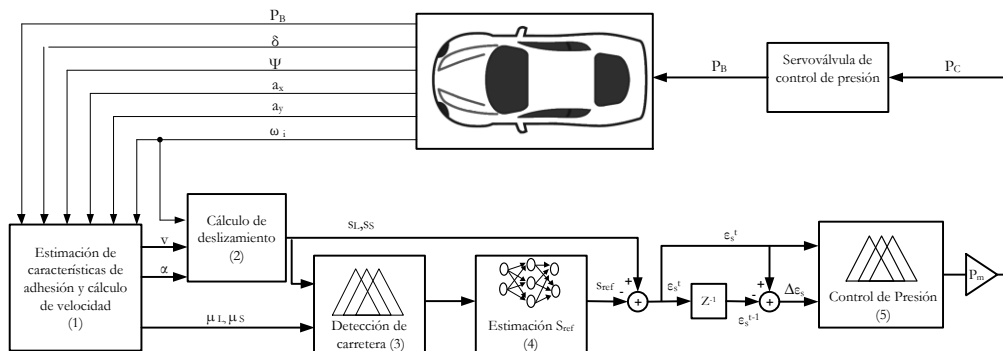


Figura 2. Diagrama de bloques del sistema de control

El sistema de control de frenada es un sistema de control en bucle cerrado formado por bloques de estimación de parámetros (características de adhesión y cálculo de velocidad), detección de tipo de carretera a partir del cual se establece el deslizamiento óptimo y de control de la presión de frenado mediante lógica borrosa. El primer bloque del algoritmo de control realiza la estimación de los coeficientes de adherencia neumático-calzada en cada una de las ruedas, de la velocidad del vehículo y del ángulo de deriva en su caso. Estas dos últimas variables son necesarias para el cálculo de los deslizamientos presentes en cada rueda. Para la estimación de estas magnitudes es necesario recurrir a los modelos de dinámica vehicular. En este caso se hace uso de modelos longitudinal de bicicleta y longitudinal-lateral de dos y cuatro ruedas. Cada modelo requiere para su empleo de la medición de distintas magnitudes.

De entre estas posibles soluciones se ha optado por el filtro de Kalman extendido [11], [12],[13] debido a que nos encontramos frente a un sistema no lineal y a que ésta versión presenta un buen compromiso entre exactitud de resultados y tiempo de cálculo.

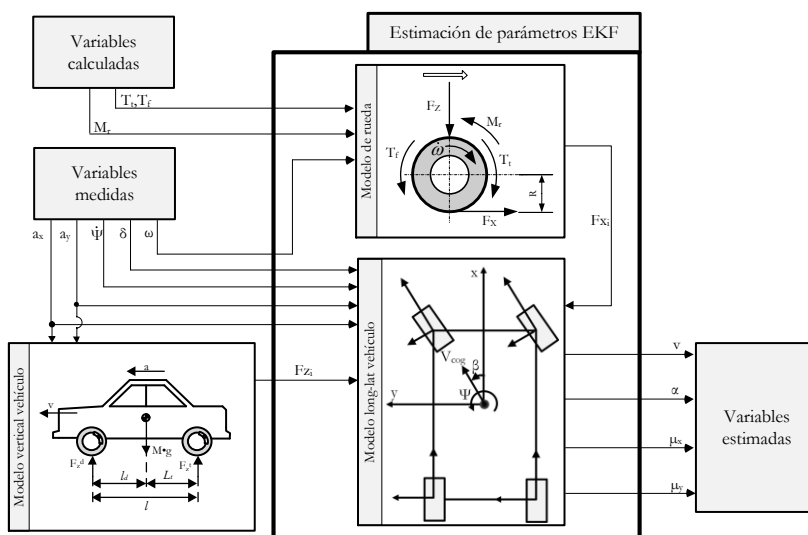


Figura 3. Estimación de parámetros

La figura 3 muestra el funcionamiento del algoritmo para el caso más general de un modelo longitudinal-lateral de cuatro ruedas. Éste parte de una serie de variables calculadas, como son el par de frenado (T_f) o el par tractor si lo hubiese (T_t) y el par de resistencia a la rodadura (M_r). Estas variables, junto con la señal proveniente de los sensores disponibles, en este caso aceleraciones longitudinal y lateral (a_x , a_y), velocidad de guiñada (Ψ), ángulo de la dirección (δ) y velocidades angulares de la rueda (ω), son entradas al algoritmo de estimación EKF. Las aceleraciones longitudinal y lateral son a su vez entradas para el

modelo de comportamiento vertical del vehículo, el cual proporciona las cargas verticales (F_z) en cada una de las ruedas. El algoritmo hace uso de los modelos de rueda y de comportamiento del vehículo para proporcionar una estimación de las fuerzas longitudinales y laterales (F_x , F_y), del ángulo de deriva (α) y de los coeficientes de adherencia (μ).

Asumiendo que el sistema dinámico está representado por ecuaciones no lineales en diferencias de la forma:

$$x_k = \phi_{k-1}(x_{k-1}) + w_{k-1} \quad (1)$$

Donde x_k es el vector de estados a estimar, ϕ es una función que relaciona el estado en el instante previo de tiempo con el estado actual y w_{k-1} es un ruido blanco con media cero y covarianza Q .

La relación entre las variables de estado con las medidas viene expresada según la siguiente ecuación:

$$z_k = h_k(x_k) + v_k \quad (2)$$

Donde z_k es el vector de medidas, h_k es la función que relaciona las variables de estado con las medidas y v_k es un ruido blanco con media cero y covarianza R .

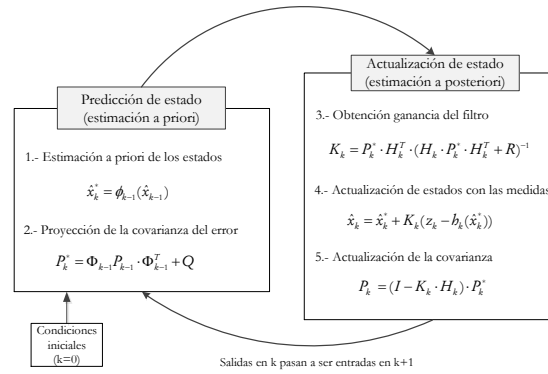


Figura 4. Ecuaciones del EKF

La figura 4 recoge el proceso de cálculo del algoritmo EKF. Donde el acento circunflejo (^) indica estimación, el asterisco (*) indica la mejor estimación a priori, P_k^* es la matriz de covarianza del error a priori y P_k es la matriz de estimación de covarianza del error a posteriori. Las matrices de transición de estado (Φ) y de observación (H) son definidas según los siguientes Jacobianos:

$$\Phi_{k-1} = \frac{\partial \phi_{k-1}}{\partial x}(\hat{x}_{k-1}^*) \quad (3)$$

$$H_k = \frac{\partial h_k}{\partial x}(\hat{x}_k^*) \quad (4)$$

Para el caso más simple del modelo longitudinal de bicicleta se tendrán como ecuaciones de modelo las recogidas a continuación. La primera ecuación proviene de la aplicación de la segunda ley de Newton al sólido formado por el vehículo, las dos siguientes ecuaciones son modelos "random walks" de las fuerzas y la cuarta y quinta son las ecuaciones de momentos en la rueda delantera y trasera. Para la aceleración longitudinal se considera igualmente un modelo "random walk". En estas ecuaciones v_x representa la velocidad, Δt el incremento de tiempo de cálculo, M la masa, F_x las fuerzas longitudinales en el contacto neumático-suelo, ρ la densidad del aire, C_x el coeficiente aerodinámico, ω la velocidad angular de giro de las ruedas, T_T y T_F los pares de tracción y frenado respectivamente, R el radio de la rueda y a_x la aceleración longitudinal. Los superíndices d y t representan la rueda delantera y la trasera respectivamente. El par de tracción se considerará nulo en las frenadas y el de frenado se obtiene a partir de la presi

$$\begin{aligned}
 v_x(t) &= v_x(t-1) + \frac{\Delta t}{M} \cdot (F_x^d(t-1) + F_x^t(t-1) - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A \cdot v_x(t-1)^2) \\
 F_x^d(t) &= F_x^d(t-1) \\
 F_x^t(t) &= F_x^t(t-1) \\
 w^d(t) &= \frac{\Delta t}{I_R} \cdot (T_T^d(t-1) - T_F^d(t-1) - F_X^d(t-1) \cdot R) + w^d(t-1) \\
 w^t(t) &= \frac{\Delta t}{I_R} \cdot (T_T^t(t-1) - T_F^t(t-1) - F_X^t(t-1) \cdot R) + w^t(t-1) \\
 a_x(t) &= a_x(t-1)
 \end{aligned} \tag{5}$$

El vector de estados vendrá dado por:

$$x(t) = [v_x, F_x^d, F_x^t, w^d, w^t, a_x]^T \tag{6}$$

Las ecuaciones de medida tomadas son:

$$\begin{aligned}
 \dot{w}^d(t) &= \frac{1}{I_R} \cdot (T_T^d(t) - T_F^d(t) - F_X^d(t) \cdot R) \\
 \dot{w}^t(t) &= \frac{1}{I_R} \cdot (T_T^t(t) - T_F^t(t) - F_X^t(t) \cdot R) \\
 a_x(t) &= a_x(t)
 \end{aligned} \tag{7}$$

Donde las aceleraciones angulares son obtenidas a partir de la medida de las velocidades angulares provenientes de los sensores de giro instalados en las ruedas. En dichas ecuaciones no se ha considerado la resistencia a la rodadura. Siendo el vector de medidas

$$z(t) = [\dot{w}^d, \dot{w}^t, a_x]^T \tag{8}$$

4. RESULTADOS

El algoritmo de estimación de parámetros ha sido probado mediante simulaciones realizadas con el software de dinámica vehicular Carsim® utilizado como una función dentro del software de simulación Simulink®. Para comprobar la robustez de las estimaciones se ha alterado la señal de los sensores con ruido aleatorio de media cero.

Las siguientes gráficas muestran los resultados en una simulación en la que se parte de una velocidad inicial de 120 km/h (33.33 m/s) sobre una superficie de alta adherencia (denominada como $\mu=1$). Tras 20 m. se cambia de superficie a una de baja adherencia ($\mu=0.6$) sobre la que recorre otros 20 m, volviendo a continuación a la superficie inicial. El ensayo finaliza al recorrer un total de 60 m. En primer lugar (Figura 5) se muestran las fuerzas horizontales y verticales obtenidas en la simulación y las estimadas (-K).

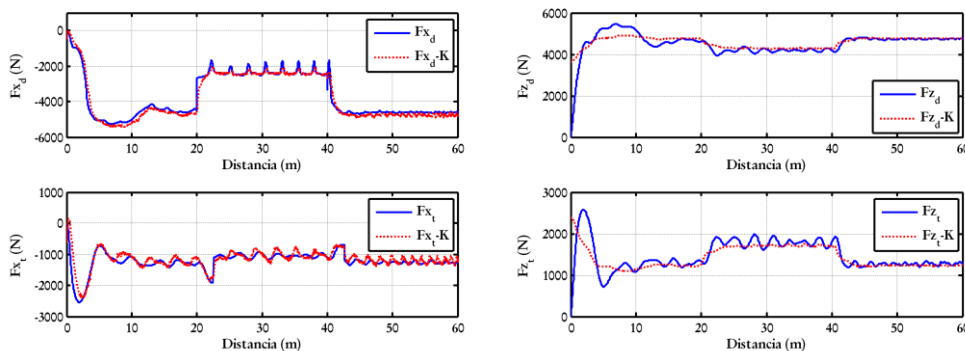


Figura 5. Fuerzas horizontales y verticales

Se puede comprobar como los valores estimados se ajustan en gran medida a los valores obtenidos de la simulación. Se incluyen también las gráficas con los coeficientes de adherencia reales y estimados (Figura 6). Se observa como el algoritmo de estimación es capaz de detectar rápidamente los cambios en las condiciones de adherencia.

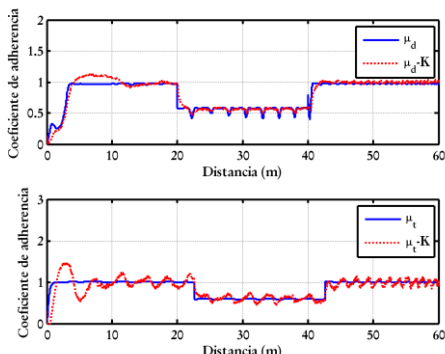


Figura 6. Coeficientes de adherencia

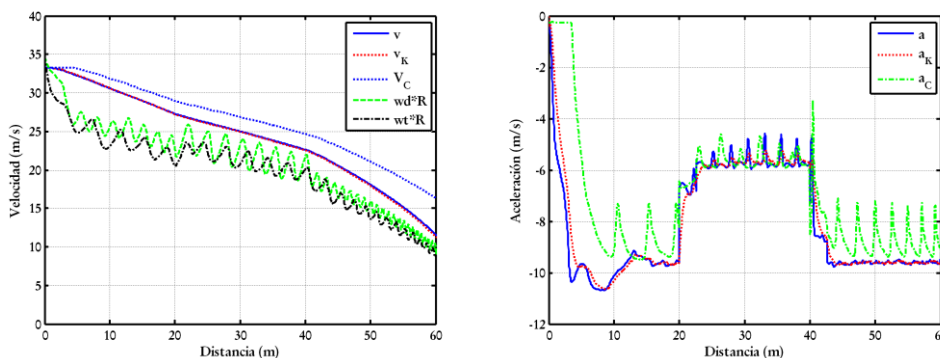


Figura 7. Velocidad y aceleración.

Las Figura 7 muestra la velocidad del vehículo estimada y las velocidades equivalentes de la rueda así como las aceleraciones. Se ha incluido los resultados obtenidos con un algoritmo de ABS incorporado en el software Carsim (-C). Se observa como la nueva arquitectura de frenado consigue una deceleración mayor sobre cualquiera de las dos superficies.

A continuación se muestran resultados obtenidos en ensayos con el vehículo instrumentado (Figura 8). Se incluyen los resultados de fuerzas horizontales y verticales. Las fuerzas han sido medidas utilizando una llanta dinamométrica. También se recoge la velocidad real, medida con un sistema GPS de alta frecuencia, y la estimada. Se puede comprobar como los valores estimados se aproximan de forma muy exacta a los medidos

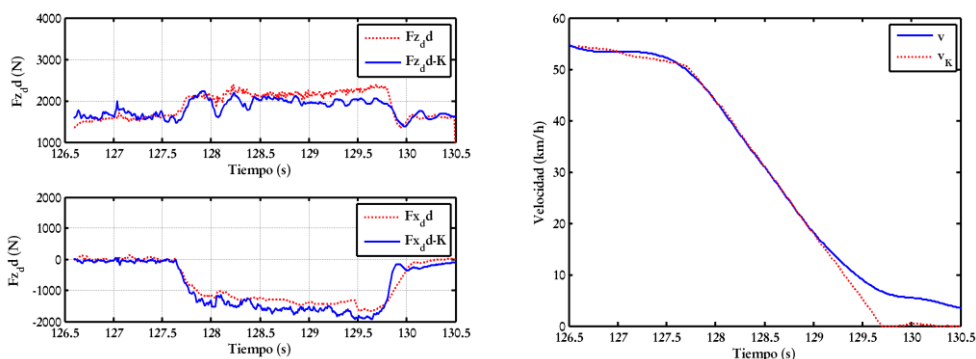


Figura 8. Resultados en ensayo con vehículo

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado un método para la estimación de parámetros necesario para el funcionamiento de un nuevo sistema de frenado. El algoritmo de estimación está basado en el uso de un filtro de Kalman extendido. Se han programado modelos de 2 y 4 ruedas de dinámica longitudinal y longitudinal-lateral. Las simulaciones realizadas con el software de dinámica vehicular Carsim® ofrecen resultados muy satisfactorios. Igualmente, los ensayos en pista llevados a cabo con un vehículo instrumentalizado adaptado para la realización de ensayos de frenada confirma la correspondencia entre los valores estimados y los medidos.

Este trabajo se ha realizado gracias a la financiación obtenida en el proyecto de investigación TRA2011-23261

6. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo se ha realizado gracias a la financiación obtenida en el proyecto de excelencia de la Junta de Andalucía P09-TEP-4553.

7. REFERENCIAS

- [1] N. Dálfo, A. Morgando, A. Sorniotti. *Electro-Hydraulic brake systems: design and test through hardware-in the loop simulation*, Vehicle System Dynamics, 44:1 (2006), 378-392.
- [2] E.J. Park, d. Stoikov, L. Falcao, A. Suleman. *A performance evaluation of an automotive magnetorheological brake design with a sliding mode controller*. Mechatronics, 16 (2006) 405-416.
- [3] G.L. Gissinger, C. Menard, A. Constans. *A Mechatronic conception of a new intelligent braking system*, Control Engineering Practice 11 (2003), 163-170.
- [4] C.Y. Lu, M.C. Shih. *Design of a hydraulic anti-lock braking modulator and an intelligent brake pressure controller for a light motorcycle*, Vehicle System Dynamics 43:3 (2005), 217-232.
- [5] W. Rattasiri, N. Wickramarachchi, S.K. Halgamuge, C.Y. Lu, *An optimized anti-lock braking system in the presence of multiple road surface types*, International Journal of Adaptive Control and Signal Processing 21:6 (2007), 477-498.
- [6] A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh, M. Sadeghi. *Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems*, Transportation Research Part C 16 (2008), 731-741.
- [7] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, D. Lechner. *Estimation of vehicle lateral tire-road forces: a comparison between extended and unscented Kalman filtering*, European Control Conference, Budapest, Hungria, (2009).
- [8] M. Doumiatia, A. Victorino, D. Lechner, G. Baffeta, A. Charara. *Observers for vehicle tyre/road forces estimation: experimental validation*, Vehicle System Dynamics, 48:11 (2010), 1345-1378.
- [9] H. Shraim, M. Ouladsine. *Vehicle parameter estimation and stability enhancement using sliding modes techniques*, Int. J. Vehicle Design, . 48:3/4 (2008), 230-254.
- [10] J.A. Cabrera, A. Ortiz, A. Simón, F. García. 2003. *A versatile flat track tyre testing machine*, Vehicle System Dynamics, 40 (2003), 271-284.
- [11] J.A. Cabrera, A. Ortiz, J.J. Castillo, A. Simon. *A Fuzzy Logic Control for Antilock Braking System Integrated in the IMMA Tire Test Bench*. IEEE Transactions on Vehicular Technology 54:6 (2005), 1937-1949.
- [12] R. E. Kalman, *A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems*. Transactions of the ASME-Journal of Basic Engineering. 82:1 (1960), 34-35.
- [13] S. Haykin, *Kalman Filtering and Neural Networks*, John Wiley & Sons, Inc (2001).
- [14] M. S. Grewal, A.P. Andrews, *Kalman Filtering. Theory and practice using MATLAB*, John Wiley & Sons, Inc (2008).