

Validación experimental de un modelo multicuerpo de un prototipo de vehículo automatizado

E. Sanjurjo Maroño⁽¹⁾, R. Pastorino⁽¹⁾, D. Dopico Dopico⁽¹⁾ M.Á. Naya Villaverde⁽¹⁾

*(1) Laboratorio de Ingeniería Mecánica. Universidad de La Coruña
emilio.sanjurjo@udc.es*

En la actualidad, el número de modelos multicuerpo de vehículos completos que pueden ser simulados en tiempo real en un ordenador convencional está en constante aumento. Estos modelos extienden el uso de simulaciones multicuerpo a nuevos campos, tales como los simuladores de conducción de alta fidelidad o los controladores de estabilidad. Para estas aplicaciones se impone la necesidad de validar estos modelos multicuerpo. En este artículo se pretende presentar la aplicación de una parte del proceso de validación empleado para validar la dinámica de los modelos de vehículos del NADS (National Advanced Driving Simulator), desarrollado por la universidad de Iowa. Con este propósito, se ha fabricado un prototipo de vehículo automatizado, con el que se han grabado los datos experimentales de dos maniobras: una en línea recta y otra con un giro de 90°. Posteriormente se ha desarrollado un modelo multicuerpo de este prototipo. Para evaluar la validez de este modelo, se han usado datos medidos experimentalmente (par a las ruedas traseras, presión del circuito de frenos y desplazamiento de la cremallera de dirección) como entradas del modelo. Finalmente, con el fin de evaluar la validez del modelo, se han comparado los resultados experimentales y de simulación correspondientes a determinadas magnitudes relevantes para la dinámica del vehículo.

1. INTRODUCCIÓN

La simulación de sistemas multicuerpo se ha convertido en una importante herramienta de desarrollo de nuevos productos complejos tales como los automóviles [1]. En el ámbito de la automoción existen principalmente tres campos de aplicación de estas simulaciones que se detallan en los siguientes párrafos. Cada uno de ellos exige diferentes estrategias a la hora de desarrollar los modelos de vehículos.

La aplicación más ampliamente utilizada es la orientada a determinar el comportamiento de un nuevo vehículo. En este caso, la ejecución en tiempo real del modelo no es un aspecto crítico. Toman más importancia otros parámetros, como la precisión de los resultados y la facilidad de uso de los programas. En la literatura se pueden encontrar varios modelos de estas características, realizados tanto con programas comerciales, como con programas de desarrollo propio. Por ejemplo, en [2] se presenta un modelo multicuerpo de 94 grados de libertad.

Otro campo de aplicación de los modelos multicuerpo es el estudio del comportamiento del vehículo en caso de impacto, evitando así gran número de costosos ensayos. En [3] se muestra el proceso de optimización de los parámetros de los modelos multicuerpo utilizados en este tipo de ensayos.

Por último, el campo en el que se inscribe este trabajo es el de los modelos multicuerpo que pueden ser simulados en tiempo real. Este tipo de modelos son necesarios en aplicaciones en las que otros dispositivos o personas requieren interactuar con la simulación, como en procesos de evaluación de componentes o en simuladores de conducción [4]. También son imprescindibles en aplicaciones en las que se pretenda utilizar el modelo multicuerpo como parte principal de un controlador, como se propone en anteriores trabajos realizados en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad de La Coruña [5], en el que se ha empleado un modelo multicuerpo de un automóvil en un estimador de estados basado en un filtro de Kalman extendido.

En el presente trabajo se presenta la metodología de validación que se ha seguido, y se aplica al modelo multicuerpo desarrollado, continuando el trabajo presentado en [6].

2. METODOLOGÍA DE VALIDACIÓN

La validez de una simulación es un concepto subjetivo que depende del ámbito de aplicación de dicha simulación. En general, se puede decir que una simulación es válida si, en un determinado rango de operación del sistema físico considerado, y ante las mismas entradas, los resultados de esta simulación se corresponden con los que produce el sistema real dentro de un determinado rango de precisión. Esta definición, propuesta por W. R. Garrott *et al.* [7] es la que se ha aplicado en este trabajo. Este concepto de validación influye en el procedimiento experimental, que está basado en el procedimiento desarrollado para la validación del modelo del simulador NADSdyna, de la universidad de Iowa [7].

Esta metodología cuenta con tres fases:

1. Adquisición de datos procedentes de los sensores instalados en el vehículo. Cada maniobra de referencia se repite varias veces con el vehículo real para determinar la incertidumbre del proceso de adquisición. Por este motivo es imprescindible disponer de un vehículo automatizado.
2. Determinación de los parámetros del vehículo. En esta fase se caracterizan las propiedades físicas de todas las partes que componen el vehículo: masas, inercias, geometría, etc.
3. Comparación de los resultados de las simulaciones con los datos experimentales correspondientes con el fin de evaluar la validez del modelo multicuerpo desarrollado.

Las fases 2 y 3 son iterativas, de manera que por una parte se va afinando la caracterización de los parámetros del prototipo y por otra parte se mejora el modelo del vehículo y de los modelos de sus subsistemas considerando nuevos fenómenos, hasta conseguir una buena correlación entre los resultados de simulación y los experimentales. En ningún caso se han empleado los resultados de la simulación para ajustar los parámetros del modelo. Cabe destacar que para obtener una buena correlación, la topografía de la pista de prueba tiene que estar adecuadamente caracterizada en el simulador. Se dan más detalles sobre este punto en el apartado 5.

3. TRABAJO EXPERIMENTAL CON EL PROTOTIPO AUTOMATIZADO

El prototipo ha sido instrumentado para recuperar durante la ejecución de las maniobras los valores de las magnitudes más significativas para la dinámica del vehículo. En esta fase de la validación se han seleccionado dos maniobras a baja velocidad, una en línea recta, y otra con un giro de 90°, que en este trabajo se ha denominado maniobra en "L".

3.1. El prototipo

A la hora de abordar este trabajo se ha optado por un vehículo de fabricación propia con el fin de poder determinar fácilmente todos sus parámetros (inercias, geometría, masa, etc). Este prototipo cuenta con un chasis tubular fabricado en acero y un motor de combustión interna con cambio automático situado en la parte trasera (figura 1). El cambio automático evita tener que instrumentar la palanca de cambios.

Los sistemas automatizados del vehículo son el acelerador, la cremallera de dirección y el freno. Los pedales del acelerador y del freno pueden ser actuados tanto por el conductor como por sus respectivos servomotores con movimientos pregrabados. El sistema de dirección es más particular, ya que no existe ninguna conexión mecánica entre el volante y la cremallera de dirección. Un servomotor acciona esta última siguiendo la señal procedente de un codificador angular situado debajo del volante (cuando el conductor conduce), o datos pregrabados (cuando el vehículo está repitiendo una maniobra).

En el vehículo se han montado los sensores indicados en la tabla 1 y un sistema de adquisición de datos que los muestrea a 500 Hz y genera las señales de control para los servomotores.



Figura 1. Prototipo automatizado

Magnitud	Sensor
Aceleración del chasis (X,Y,Z)	Acelerómetros
Velocidad angular del chasis (X,Y,Z)	Giróscopos
Inclinación del chasis en parado (cabeceo, balanceo)	Inclinómetro
Ángulo de rotación de cada rueda	Sensores de efecto Hall
Presión del circuito de frenos	Sensor de presión
Ángulo del volante y de la cremallera de dirección	Codificadores angulares
Revoluciones del motor	Sensor de efecto Hall
Par de la cremallera de dirección	Sensor de par
Ángulo del pedal del acelerador	Codificador angular
Par transmitido a la rueda trasera derecha	Sensor de par en la rueda

Tabla 1. Sensores instalados en el prototipo

3.2. Adquisición de datos experimentales

La primera maniobra de referencia (línea recta a bajas velocidades), que involucra únicamente la dinámica longitudinal del vehículo, ha sido repetida 7 veces. En ella, se parte de reposo y con el pedal de freno accionado en el instante inicial. Cuando se suelta el freno, el vehículo comienza a desplazarse. Posteriormente se actúa durante unos segundos sobre el pedal del acelerador, y finalmente se frena hasta detener completamente el vehículo. La velocidad máxima alcanzada fue de 23 km/h, y la distancia total recorrida fue de 63.5 m.

Los datos de los sensores han sido post-procesados, incluyendo filtrado, escalado, eliminación del offset, etc. Por limitaciones de espacio, no es posible mostrar aquí todos los datos obtenidos, de modo que se presentan únicamente los datos más relevantes de las 7 repeticiones de esta maniobra en las figuras 2 y 3.

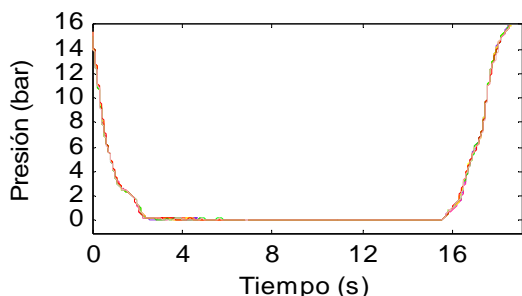


Figura 2. Presión de freno (maniobra en línea recta)

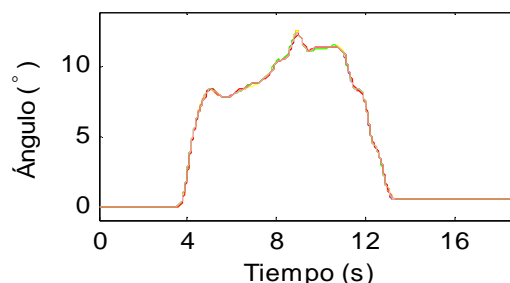


Figura 3. Ángulo del acelerador (maniobra en línea recta)

La segunda maniobra de referencia (giro de 90° a bajas velocidades) involucra tanto la dinámica longitudinal como la dinámica lateral (figura 7). La actuación sobre el acelerador y el freno es similar a la del caso anterior.

Esta maniobra se ha repetido 6 veces. Se muestran los resultados más relevantes de las 6 repeticiones en las figuras 4,5 y 6. Se puede observar que la repetibilidad de las maniobras es muy buena tanto en línea recta como en la maniobra en “L”.

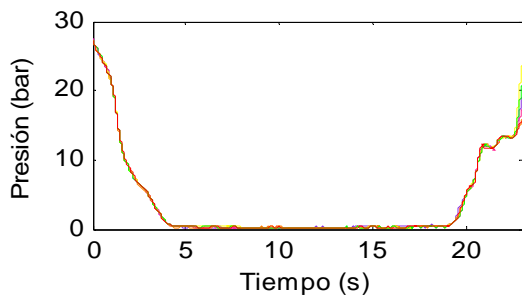


Figura 4. Presión de freno (maniobra en “L”)

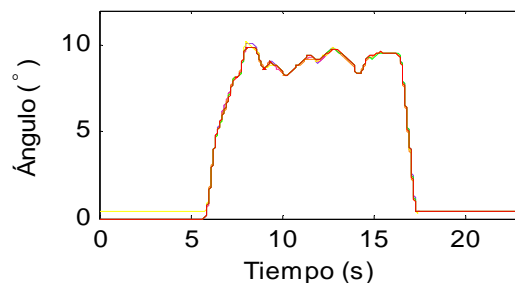


Figura 5. Ángulo del acelerador (maniobra en “L”)

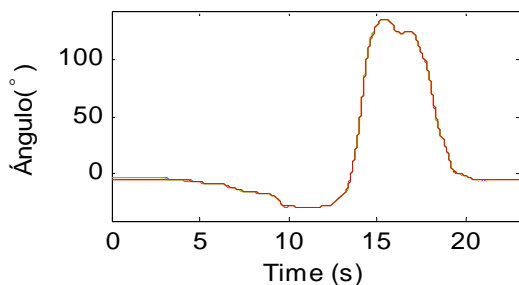


Figura 6. Ángulo de la dirección (maniobra en “L”)

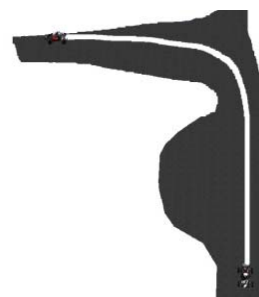


Figura 7. Trayectoria de la maniobra en “L”

4. MODELO MULTICUERPO DEL PROTOTIPO DE VEHÍCULO

El prototipo ha sido modelizado utilizando coordenadas naturales a las que se les han añadido algunas coordenadas relativas (ángulos y distancias). Los sólidos que componen el modelo se han considerado rígidos. De esta manera, el chasis tiene 6 grados de libertad, cada uno de los trenes de suspensiones aporta uno más y cada rueda otro, sumando en total 14 grados de libertad. En la figura 8 se muestran los principales puntos y vectores del modelo.

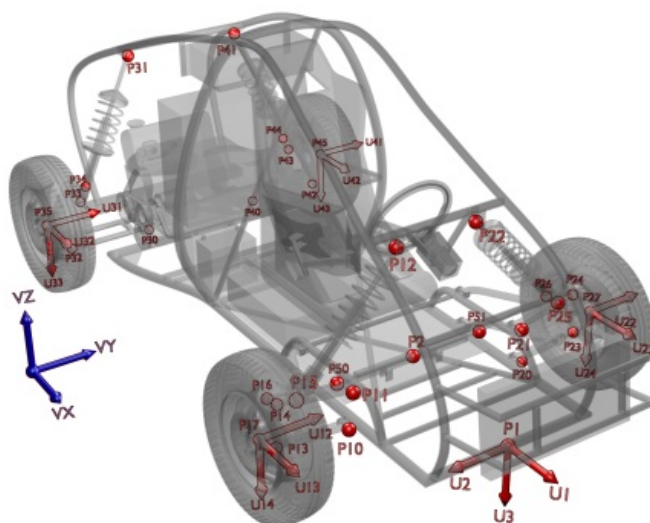


Figura 8. Puntos y vectores del modelo multicuerpo

El movimiento de la dirección se ha impuesto mediante una restricción de guiado cinemático, de forma que sigue el movimiento medido por el sensor correspondiente. Las otras dos entradas al modelo son el par de las ruedas traseras y la presión del circuito de frenos, a partir de la cual se calcula el par de frenado en las ruedas delanteras. El modelo de freno empleado contempla tanto situaciones de frenado con la rueda bloqueada como con ella girando. En caso de bloqueo de la rueda el momento de frenado se calcula como una fuerza de muelle-amortiguador, mientras que cuando la rueda está girando el momento de frenado se calcula según la siguiente ecuación:

$$T_f = n\mu pAR_{eq} \quad (1)$$

en donde n es el número de pastillas de freno, μ es el coeficiente de rozamiento entre las pastillas y el disco, p es la presión del circuito de freno, A es el área del pistón de freno y R_{eq} es el radio con el que una pastilla de freno puntual produciría el mismo par de frenado sometida a la misma fuerza normal que la pastilla real.

El modelo de detección de colisiones y cálculo de la fuerza normal al plano de contacto del neumático se trata en el apartado 5. Para el cálculo las fuerzas longitudinales y laterales del neumático en el plano de contacto se ha utilizado el modelo TMeasy [8] con curvas linealizadas.

4.1. Formulación multicuerpo

En este trabajo se ha empleado una formulación de Lagrange aumentado de índice 3 con proyecciones ortogonales en velocidad y aceleración [9,10]. La ecuación del movimiento tiene la siguiente forma:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \Phi_q^T \alpha \Phi + \Phi_q^T \lambda^* = \mathbf{Q} \quad (2)$$

en donde \mathbf{M} es la matriz de masas del sistema, $\ddot{\mathbf{q}}$ son las aceleraciones, Φ_q es la matriz jacobiana del sistema, α es el factor de penalización, Φ es el vector de restricciones, λ^* son los multiplicadores de Lagrange y \mathbf{Q} son las fuerzas generalizadas del sistema.

Los multiplicadores de Lagrange se obtienen según el siguiente proceso iterativo:

$$\lambda_{i+1}^* = \lambda_i^* + \alpha \Phi_{i+1} \quad (3)$$

El integrador empleado es la regla trapezoidal implícita de paso simple, que presenta la siguiente forma:

$$\dot{\mathbf{q}}_{n+1} = \frac{2}{\Delta t} \mathbf{q}_{n+1} + \hat{\mathbf{q}}_n, \quad \text{con} \quad \hat{\mathbf{q}}_n = -\left(\frac{2}{\Delta t} \mathbf{q}_n + \dot{\mathbf{q}}_n\right) \quad (4)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} = \frac{4}{\Delta t^2} \mathbf{q}_{n+1} + \hat{\ddot{\mathbf{q}}}_n, \quad \text{con} \quad \hat{\ddot{\mathbf{q}}}_n = -\left(\frac{4}{\Delta t^2} \mathbf{q}_n + \frac{4}{\Delta t} \dot{\mathbf{q}}_n + \ddot{\mathbf{q}}_n\right) \quad (5)$$

en donde Δt es el paso de tiempo de integración. Nótese que los subíndices i se refieren a iteraciones dentro de un mismo paso de tiempo, mientras que los subíndices n hacen referencia a los distintos pasos de tiempo. Las ecuaciones del movimiento se discretizan introduciéndolas en las ecuaciones del integrador. La solución del sistema no lineal resultante se obtiene utilizando el método de Newton-Raphson. Finalmente, se realizan las proyecciones ortogonales en velocidad y aceleración [11], que garantizan el cumplimiento de las restricciones en velocidad $\dot{\Phi} = \mathbf{0}$, y aceleración $\ddot{\Phi} = \mathbf{0}$.

5. ENTORNO DE SIMULACIÓN

A la hora de reproducir mediante simulación el comportamiento de un vehículo real, es tan importante modelizar adecuadamente el vehículo como sus interacciones con el entorno. Sin lugar a dudas, la parte más importante del entorno es el suelo por el que circula el

prototipo. Por este motivo, se ha realizado un detallado levantamiento topográfico de la pista en la que se han realizado las maniobras, tomando puntos espaciados 1,5 m entre ellos. La nube de puntos del levantamiento topográfico se ha interpolado con el método del vecino natural, para obtener una malla regular. Por último, se ha realizado una triangularización de Delaunay. El resultado se puede apreciar en la figura 9, en donde la escala en la coordenada vertical ha sido magnificada para apreciar mejor el perfil de la pista de pruebas.

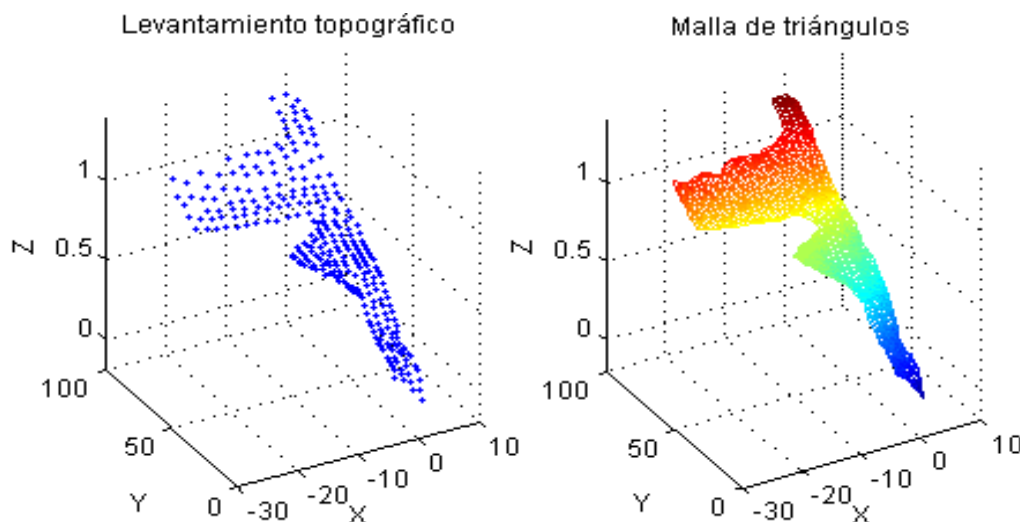


Figura 9. Tratamiento de datos topográficos

La malla de triángulos resultante de este proceso se utiliza en la simulación para calcular la fuerza normal de los neumáticos sobre el suelo. El algoritmo que se utiliza para esta tarea ha sido desarrollado anteriormente en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad de La Coruña para su utilización en un simulador de excavadora [12]. En una primera etapa se comprueba si las ruedas están tocando alguna parte del suelo. En caso de contacto neumático-suelo, se identifican los triángulos de la malla que están tocando con cada rueda. En una segunda etapa, se calcula la fuerza normal entre la rueda y el suelo a partir de la profundidad de la interpenetración con el triángulo sobre el que está apoyada la rueda.

6. RESULTADOS DE VALIDACIÓN

Para validar el modelo multicuerpo del vehículo, los resultados de las simulaciones han de ser comparados con sus homólogos medidos durante las maniobras con el prototipo. Para ello, se han promediado los resultados de todas las repeticiones realizadas con el prototipo y se han calculado sus correspondientes intervalos de confianza al 95%, asumiendo que las diferencias entre repeticiones siguen una distribución normal. La expresión de dicho intervalo queda como:

$$IC = \bar{x} \pm t_{(1-\alpha/2)}^{n-1} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (6)$$

en donde \bar{x} es la media muestral, $t_{(1-\alpha/2)}^{n-1}$ es el valor crítico de la distribución t de Student de $(n - 1)$ grados de libertad para el valor $(1 - \alpha/2)$, donde α es la probabilidad de que la media de las maniobras no esté contenida en el intervalo de confianza, s es la desviación típica muestral, y n es el número de repeticiones de cada maniobra.

Las entradas del modelo multicuerpo (par, presión de freno y ángulo de dirección) son las medias de todas las repeticiones de cada maniobra para estas magnitudes. Las salidas del modelo se comparan con los intervalos de confianza calculados a partir de los datos experimentales. Los resultados más representativos en el caso de la maniobra en línea recta se muestran en las figuras 10 y 11. Como se puede comprobar, los resultados de la

simulación siempre se mantienen muy cerca o dentro del intervalo de confianza. En cambio, en el caso de la maniobra en “L”, aunque la solución alcanzada con el modelo multicuerpo también se encuentra muy cerca de la real, la mayor complejidad de la maniobra hace que los resultados varíen más con respecto al prototipo como se aprecia en las figuras 12, 13, 14 y 15, en las que se muestran los resultados más relevantes.

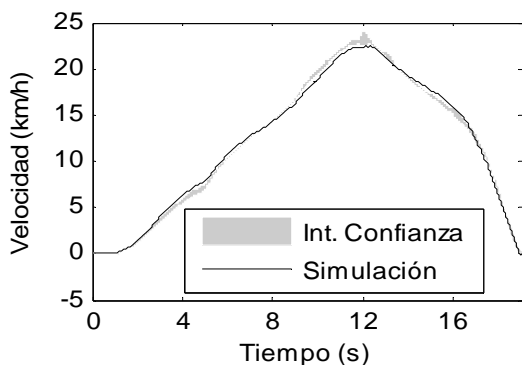


Figura 10. Velocidad de la rueda delantera derecha (maniobra en línea recta)

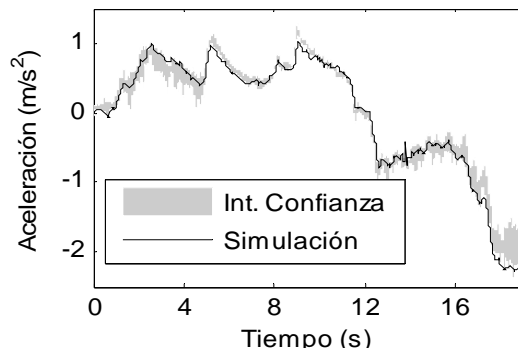


Figura 11. Aceleración longitudinal del chasis (maniobra en línea recta)

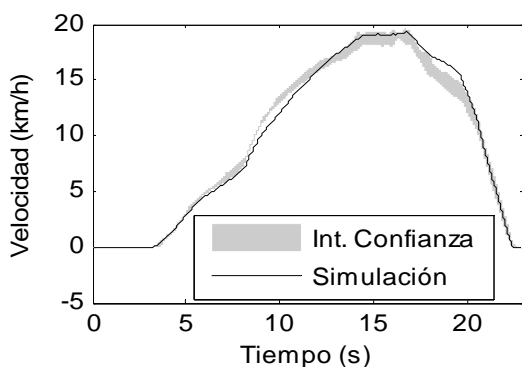


Figura 12. Velocidad de la rueda delantera derecha (maniobra en “L”)

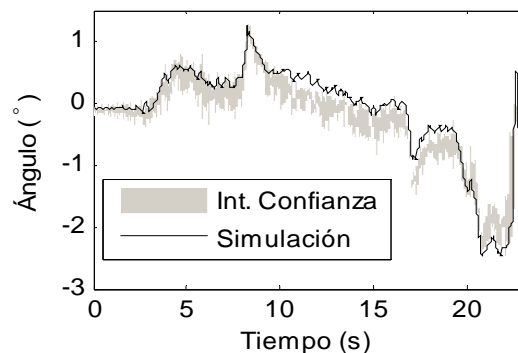


Figura 13. Aceleración longitudinal (maniobra en “L”)

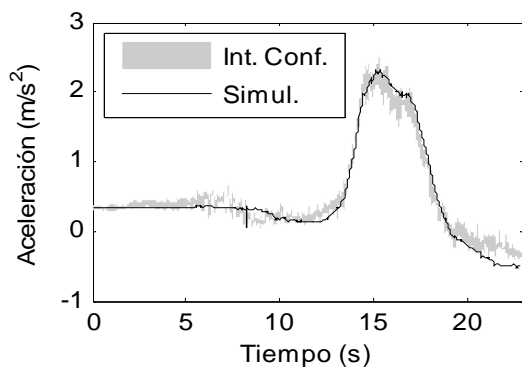


Figura 14. Aceleración lateral (maniobra en “L”)

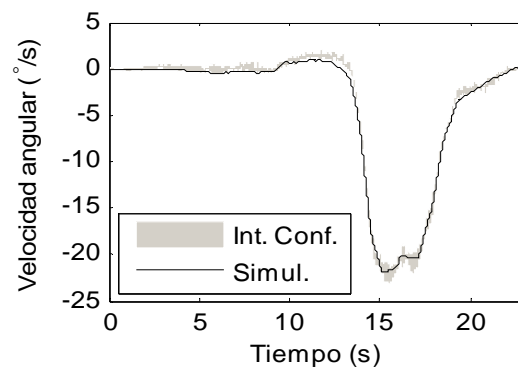


Figura 15. Velocidad de guiñada (maniobra en “L”)

7. CONCLUSIONES

Este trabajo se centra en la validación de un modelo multicuerpo de un prototipo de vehículo que puede ser simulado en tiempo real en un ordenador convencional. El prototipo ha sido automatizado con el fin de repetir maniobras de referencia que permiten generar los datos experimentales necesarios para simularlas con el modelo multicuerpo. Durante el desarrollo de este trabajo se ha observado que las características geométricas del modelo de

vehículo y la topografía de la pista de pruebas han sido los parámetros más influyentes para alcanzar la correspondencia entre los resultados experimentales y los de las simulaciones. En cambio, las curvas características linealizadas para la caracterización de los neumáticos se han mostrado adecuadas para estas maniobras, ya que los deslizamientos longitudinales y laterales no alcanzan valores elevados. En el futuro se pretende combinar este modelo multicuerpo con un filtro de Kalman para utilizarlo como observador de estados.

8. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Ministerio Español de Ciencia e Innovación y a los fondos FEDER su financiación a través de la concesión TRA2009-09314.

9. REFERENCIAS

- [1] E. Fischer. *Standard multi-body system software in the vehicle development process*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 221 (2007), 13-20.
- [2] S. Hegazy, H. Rahnejat and K. Hussain. *Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis under transient manoeuvre*, Vehicle System Dynamics, 34 (2000), 1-24.
- [3] M. Carvalho, J. Ambrósio and P. Eberhard. *Identification of validated multibody vehicle models for crash analysis using a hybrid optimization procedure*, Structural and Multidisciplinary Optimization, 44 (2010), 85-97.
- [4] G. J. Heydinger, M. K. Salaani, W. R. Garrott and P. A. Grygier. *Vehicle dynamics modelling for the national advanced driving simulator*, Proceedings of the institution of mechanical engineers, part D: journal of automobile engineering, 216 (2002), 307-318.
- [5] J. Cuadrado, D. Dopico, J. A. Perez and R. Pastorino. *Automotive observers based on multibody models and the extended Kalman filter*, Multibody System Dynamics, 27 (2011), 3-19.
- [6] R. Pastorino, D. Dopico, E. Sanjurjo and M. Á. Naya. *Validation of a multibody model for an X-BY-WIRE vehicle prototype through field testing*, ECCOMAS Thematic Conference. Multibody Dynamics 2011, (2011), 144-145.
- [7] W. R. Garrott et al. *Methodology for validating the national advanced driving simulator's vehicle dynamics (NADSdyna)*, SAE, 106 (1997), 882-894.
- [8] W. Hirschberg, G. Rill and H. Weinfurter. *Tire model TMeasy*, Vehicle System Dynamics, 45 (2007), 101-119.
- [9] J. Cuadrado, D. Dopico and M. Naya. *Penalty, semi-recursive and hybrid methods for MBS real-time dynamics in the context of structural integrators*, Multibody System Dynamics, 12 (2004), 117-132.
- [10] J. Cuadrado, R. Gutierrez and M. Naya. *A comparison in terms of accuracy and efficiency between a MBS dynamic formulation with stress analysis and a non-linear FEA code*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 51 (2001), 1033-1052.
- [11] E. Bayo and R. Ledesma. *Augmented lagrangian and mass-orthogonal projection methods for constrained multibody dynamics*, Nonlinear Dynamics, 9 (1996), 113-130.
- [12] D. Dopico, A. Luaces, M. Gonzalez and J. Cuadrado. *Dealing with multiple contacts in a human-in-the-loop application*, Multibody System Dynamics, 25 (2010), 167-183.