

Modelado de vehículo para aplicación en sistemas de tiempo real.

El chasis rodante virtual



Iñaki Iglesias-Aguinaga
Adrián Martín-Sandi
Alberto Peña-Rodríguez

Ingeniero de Materiales
Ingeniero Industrial
Ingeniero Industrial

FUNDACIÓN TECNALIA RESEARCH & INNOVATION. Unidad de Transporte. Grupo de Comportamiento Dinámico de Vehículos. Parque Tecnológico de Bizkaia, Edificio 202 - 48170 Derio (Vizcaya).
Tfno: 902.760.000. inaki.iglesias@tecnalia.com

Recibido: 21/06/2012 • Aceptado: 08/10/2012

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/5177>

VEHICLE MODELLING FOR REAL TIME SYSTEMS APPLICATION. THE VIRTUAL ROLLING CHASSIS

ABSTRACT

- Tools enabling early validation and error detection are becoming ever more necessary due to the increasing pressure on carmakers to reduce development time. Vehicle parts or systems testing, based on a complete virtual vehicle software model connected with the test bench, can allow for validation in very life-like conditions depending on the model used, which may in turn reduce traditional testing times (whether on the bench or around the track) and help with the early detection of design faults and validation. This testing approach involves the choice of a vehicle modelling approach which allows a model to be obtained with a suitable computing speed to be performed in real time, together with sufficient precision for the results to be comparable with trials carried out on the real vehicle. This study will examine the modelling process carried out within the development of a validation tool based on a complete vehicle model, together with the conclusions obtained through a comparison with studies on real vehicles. The development of this strategy led to the concept of the virtual rolling chassis. The validity both of the modelling approach based on the virtual rolling chassis together with the final model obtained, was confirmed by means of a comparison with real tests carried out on the test track. There was an appropriate results correlation between the virtual tests obtained in the driving simulator and those obtained with the real vehicle.
- **Keywords:** real time simulation, vehicle dynamics, modelling, hardware in the loop.

RESUMEN

A medida que aumenta la presión sobre los fabricantes de automóviles para que reduzcan el tiempo de desarrollo de sus vehículos, comienzan a ser relevantes las herramientas de software que permiten la detección temprana de errores y facilitan la validación.

El ensayo de componentes o sistemas físicos del vehículo, en base a un modelo de software del vehículo completo conectado con un banco de ensayos, posibilita la utilización de condiciones de ensayo muy cercanas al funcionamiento real del vehículo. Esto contribuye a acelerar la validación del componente o sistema (reduciendo los tiempos de ensayo tanto en banco como en pista de pruebas), y ayuda a la detección temprana de fallos de diseño.

La conexión del banco de ensayos con el modelo de software del vehículo, implica que el software sea ejecutado con la velocidad de cálculo requerida para su ejecución en tiempo real. El modelo de vehículo debe al mismo tiempo generar unas respuestas similares a las obtenidas mediante ensayos realizados con el vehículo real, garantizando así la equivalencia entre los ensayos simulados y los realizados en la pista de pruebas.

El presente estudio describe el desarrollo de un modelo de software del vehículo completo, así como las conclusiones de validación obtenidas mediante

la comparación con ensayos realizados en vehículos reales. La necesidad de encontrar un modelo que permitiera la ejecución en tiempo real en máquinas industriales de uso común, y a la vez una fácil parametrización por parte del usuario final, dio lugar al concepto de chasis rodante virtual.

Se obtuvo una correlación adecuada entre los resultados del modelo de software del vehículo, y los obtenidos con los vehículos reales en la pista de pruebas, confirmando la validez del concepto de modelado basado en el chasis rodante virtual.

Palabras clave: simulación en tiempo real, comportamiento dinámico del vehículo, modelado, hardware in the loop.

1. INTRODUCCIÓN

Las herramientas de desarrollo utilizadas en la industria automovilística, basadas en el modelado del comportamiento dinámico del vehículo, han tenido un uso y aplicación limitados a lo largo de los últimos veinte años [1,2]. Se han desarrollado herramientas y simuladores de conducción que permiten el cálculo del comportamiento dinámico del vehículo, pero mayoritariamente orientados al estudio de aspectos relacionados con el comportamiento dinámico o la interacción con el conductor [3,4,5].

Gracias al rápido crecimiento de la potencia de cálculo de los equipos industriales que permiten la ejecución en tiempo real, y la generalización del uso de simuladores de conducción de uso profesional en los últimos diez años [6,7,8], la industria ha comenzado a valorar el potencial de estas herramientas en conjunción con los bancos de pruebas tradicionales, al poder generar en tiempo real las señales que pueden alimentar estos bancos.

El modelado mediante software del vehículo completo permite simular el comportamiento dinámico del vehículo en tiempo real, obteniendo respuestas dinámicas que pueden ser utilizadas en bancos de ensayo como señales de entrada para los diferentes componentes a ensayar. En la actualidad se utilizan estos modelos ejecutándose en tiempo real, en bancos de ensayo de todo tipo, desde sistemas de asistencia avanzada a la conducción, hasta sistemas que condicionan el comportamiento dinámico del vehículo [9,10], llegando en un corto periodo de tiempo a un alto grado de madurez en productos de alta complejidad.

Una plataforma con un modelo de software del vehículo completo en tiempo real permite ensayar sistemas o subsistemas de un vehículo en condiciones muy cercanas a la realidad, lo que disminuye los tiempos de ensayo y ayuda a la detección temprana de fallos de diseño. El uso de esta técnica de ensayo y validación (HiL, Hardware in the Loop) en la industria del automóvil ha pasado de ser usada casi exclusivamente en el desarrollo de unidades de control electrónico, a extenderse su uso en todo tipo de sistemas mecatrónicos [11,12].

La configuración básica para este tipo de bancos de ensayo se muestra a continuación en la Fig. 1, y ejecuta el modelo del vehículo en una plataforma de tiempo real.

Actualmente, el modelado del vehículo completo para poder simular el comportamiento dinámico de un vehículo en tiempo real, se realiza mediante análisis de sistemas multicuerpo [13,14,15], en las herramientas de software disponibles.

El objetivo del trabajo presentado en este artículo ha sido desarrollar y validar un modelo de software del vehículo completo, que pueda ser ejecutado en una plataforma de tiempo real para su uso en bancos de ensayos, y tenga las siguientes características en las que reside la novedad del desarrollo:

- *Ejecución en tiempo real.* La ejecución del modelo del vehículo en tiempo real, con el objetivo de poder utilizar técnicas HiL, demanda una alta velocidad de ejecución del modelo. Dado que las máquinas que permiten ejecutar software en tiempo real tienen capacidades limitadas, la selección de una estrategia de modelado adecuada es crítica, para así poder garantizar la ejecución en tiempo real del modelo en un amplio rango de máquinas.
- *Parametrización sencilla del modelo por parte del usuario final.* Las herramientas existentes basadas en modelado multicuerpo son usadas por muchos paquetes de software comerciales en diferentes aplicaciones [16,17], ofreciendo muy buenos resultados pero requiriendo un gran detalle y esfuerzo en la parametrización del modelo por parte del usuario final.
- *Correlación de resultados.* Es necesaria una buena correlación de los resultados del modelo con los obtenidos mediante ensayos experimentales realizados

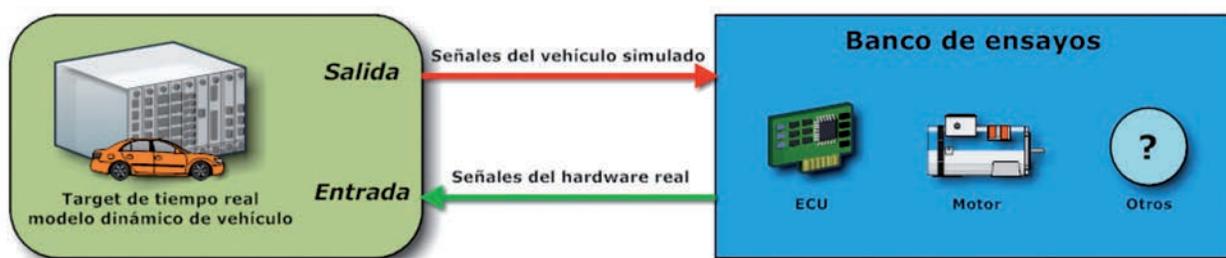


Fig. 1: Configuración básica de banco de ensayos para aplicación de técnicas HiL.

con vehículos reales. Una mala correlación reduce la posibilidad de acortar el proceso de desarrollo de un producto mediante ensayos virtuales y técnicas como el HiL, ya que las sollicitaciones que soportará el producto a estudio excitado por el modelo de vehículo, serán diferentes a las soportadas cuando ese mismo sistema este instalado en el vehículo real.

El cumplimiento de estos tres requisitos plantea un problema de optimización relacionado con la complejidad del modelo seleccionado, ya que los modelos más complejos ofrecen resultados precisos a costa de un mayor tiempo de ejecución y una parametrización más complicada.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. ESTRATEGIA DE MODELADO: CHASIS RODANTE VIRTUAL

A la hora de modelar un vehículo completo para su uso en aplicaciones que requieren tiempo real, la estrategia de modelado es crítica, al ser necesario combinar rapidez de ejecución y precisión de los resultados. Como norma general, se obtendrá una mayor rapidez de ejecución utilizando modelos más simples, y una mayor precisión con modelos más complejos, lo que dificulta el balance de ambas características.

Se comenzó definiendo las condiciones de contorno del modelo a nivel de software, hardware y resultados esperados, de modo que se pudieran combinar rapidez de ejecución y buena correlación con los datos experimentales, como se detalla a continuación:

- *Restricciones de software.* Se definió un tiempo máximo de ejecución de 1ms para un ciclo de simulación completo, requerimiento necesario para poder ser utilizado en aplicaciones de automoción y comportamiento dinámico del vehículo con HiL [18].
- *Restricciones de hardware.* Se seleccionó una plataforma de ejecución en tiempo real NI PXI-8109, con microprocesador 2.66 GHz Intel Core i7-620M, 2Gb de memoria, y se definió una utilización máxima de un 30% de los recursos de CPU al ejecutar el modelo del vehículo completo. Esto permitiría poder implementar en el futuro modelos y estrategias de control más complejas, manteniendo la restricción de ejecución de ciclo en menos de 1ms.
- *Resultados.* Los resultados debían correlarse con los obtenidos en ensayos en pista de pruebas para el mismo vehículo. Como requisito de validación absoluta se estableció un error medio menor del 10%, teniendo en cuenta que los simuladores más avanzados obtienen errores en torno al 2-5% [19]. Esta condición permitiría utilizar el modelo en etapas muy avanzadas del desarrollo de un producto, reduciendo los tiempos de desarrollo asociados a pruebas en pista con el vehículo

real. Esta característica es particularmente útil debido a la complejidad del diseño de las estrategias de control en determinadas aplicaciones de HiL [20].

Las anteriores restricciones a nivel de software, hardware y resultados, dieron lugar al desarrollo del concepto de chasis rodante virtual (CRV), que es una contribución de este trabajo y se explica a continuación.

El CRV es un macromodelo que agrupa los modelos fundamentales para asegurar el cálculo correcto del comportamiento dinámico longitudinal, lateral y vertical del vehículo, con un error absoluto y velocidad de ejecución definidos. Por modelos fundamentales se entienden aquellos que afectan directamente al comportamiento dinámico del vehículo, al definir su interacción con el entorno. Esta interacción se establece con el suelo a través de los neumáticos, con el aire a través de la carrocería que da la forma exterior al vehículo, y finalmente la suspensión establece la unión entre estos dos elementos. Esta conceptualización del modelado del comportamiento dinámico del vehículo, permite utilizar modelos más complejos y precisos en estos elementos fundamentales del CRV, garantizando así la correlación adecuada de resultados con los datos experimentales, y modelos más sencillos en el resto de elementos que completan el modelo, para garantizar el tiempo de ejecución en tiempo real. A continuación se presenta un esquema Fig. 2 del concepto CRV, con los modelos fundamentales que incluye: el modelo del neumático, el modelo de la suspensión, y el modelo aerodinámico.

CHASIS RODANTE VIRTUAL

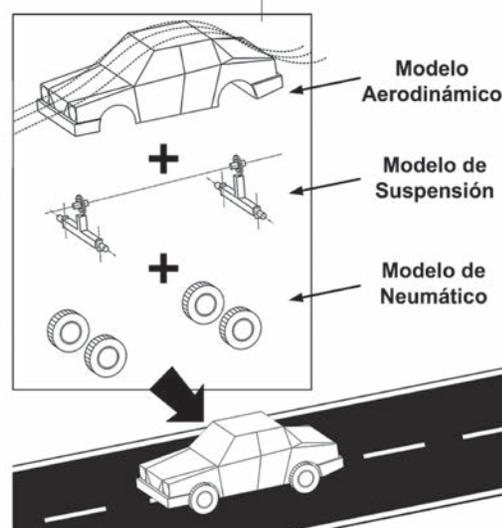


Fig. 2: Concepto CRV con los modelos fundamentales que incluye.

Para modelar el comportamiento dinámico de un vehículo con movimiento autónomo y controlado, fue necesario integrar en el CRV el resto de modelos, constituyendo el conjunto un modelo del vehículo completo. Los modelos

a integrar en el CRV para conferirle plenas capacidades dinámicas al vehículo son: el modelo del freno, modelo de la dirección, modelo de la transmisión y modelo del motor. En la siguiente Fig. 3, se muestra la unión del concepto CRV con el resto de modelos para dar lugar al modelo del vehículo completo.

El modelado y la integración de todos los sistemas físicos seleccionados en el CRV, presentaron problemas que están directamente relacionados con las restricciones que plantea la ejecución del modelo en tiempo real.

Los sistemas físicos que forman parte de estos sistemas dinámicos, se modelan matemáticamente mediante sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias, que determinan el comportamiento del sistema y representan las leyes físicas subyacentes. Para calcular la evolución de estos sistemas a lo largo del tiempo, se resuelven estos sistemas de ecuaciones mediante métodos de resolución numérica, utilizando algoritmos de integración. La respuesta de la simulación se considera útil en aplicaciones de tiempo real, cuando el tiempo de computación es inferior o igual al tiempo real que se está simulando, ya que de lo contrario la respuesta del sistema simulado estaría retardada.

Al aplicar este proceso de modelado matemático en el caso de un vehículo completo, surgieron problemas de estabilidad numérica que fueron resueltos mediante la selección del paso de tiempo y algoritmo de integración adecuados. También se presentaron problemas de estabilidad numérica que afectaban al comportamiento del vehículo a bajas velocidades (relacionados con el modelo del neumático), ya que son condiciones en las que se dan singularidades numéricas porque algunas variables toman valores muy pequeños.

2.2. MODELO DEL VEHÍCULO COMPLETO

2.2.1. Modelo CRV

2.2.1.1. Modelo del neumático

El neumático es el único elemento del vehículo que está en contacto con el terreno y genera las fuerzas que gobiernan la trayectoria del vehículo. Existen diferentes aproximaciones y tipos de modelos del neumático, y es muy importante la elección del modelo que cumpla con los requisitos de precisión y velocidad de computación definidos para cada aplicación. En general cuanto más complejo es el modelo del neumático, más alto es el coste computacional. En la Fig. 4 se pueden ver las diferentes categorías de modelos de neumático utilizados actualmente, frente a su complejidad. La ejecución del modelo en tiempo real, obliga a optar por modelos semi-empíricos basados en datos experimentales obtenidos a partir de ensayos del neumático real.

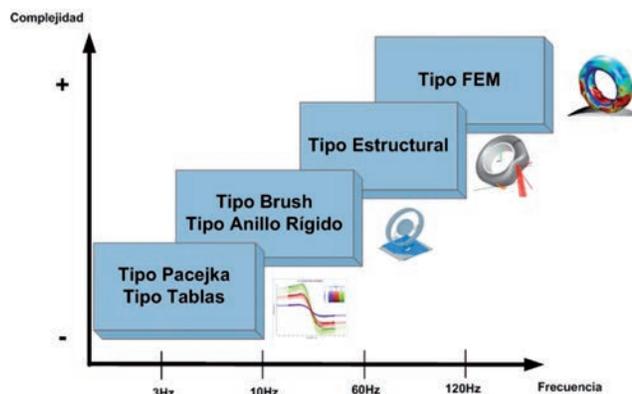


Fig. 4: Categorías y complejidad de modelos del neumático

El modelo del neumático (conocido como modelo *Magic formula*) que forma parte del CRV es un modelo contrastado a nivel mundial y desarrollado por el profesor H.B. Pacejka [21]. Este modelo consta de una serie de ecuaciones matemáticas que reflejan el comportamiento físico del contacto neumático-suelo. Se calculan los esfuerzos (F_x , F_y) y momentos (M_x , M_y , M_z) que actúan sobre el neumático a

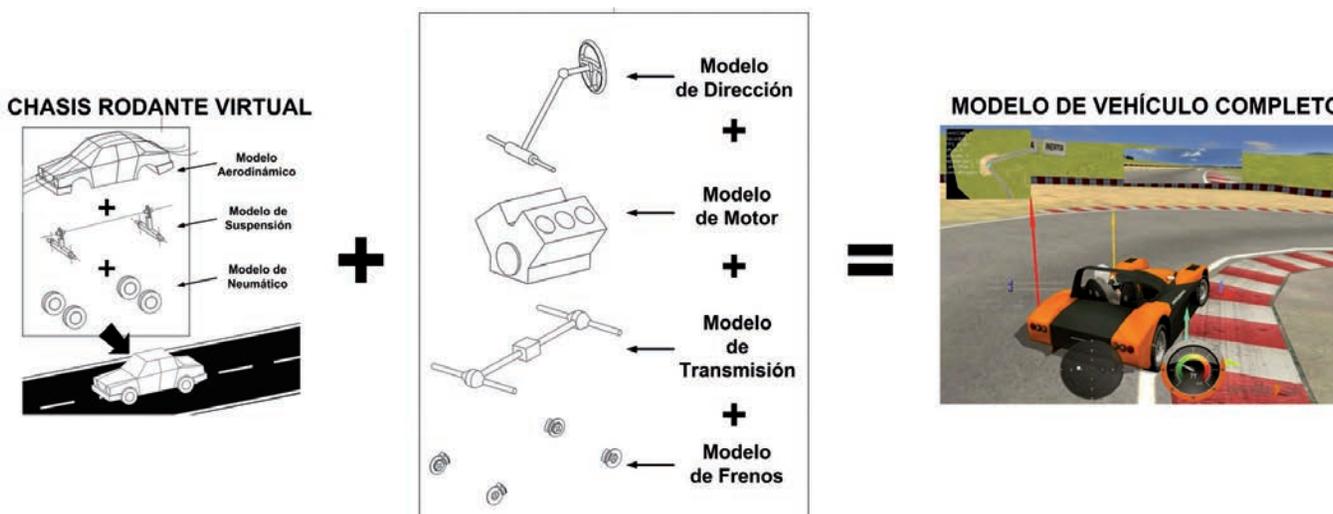


Fig. 3: Unión del modelo CRV con el resto de modelos necesarios para definir el modelo completo del vehículo.

partir del ángulo de deriva y deslizamiento longitudinal (α, κ), ángulo de caída (γ) y la fuerza vertical (F_z), como se aprecia en la Fig. 5. Además se definen una serie de ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento transitorio del neumático hasta frecuencias de 8Hz y curvaturas de la carretera mayores que el radio del neumático.

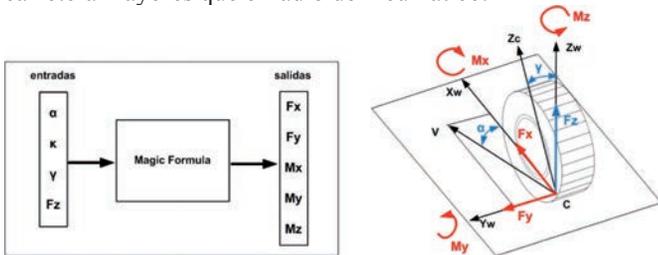


Fig. 5: Entradas y salidas del modelo "Magic Formula"

La obtención de los coeficientes que definen las ecuaciones del modelo, requiere la realización de un ajuste matemático a partir de datos experimentales del neumático obtenidos en un banco de ensayos. Mediante este ajuste, se consiguen las ecuaciones analíticas que replican los resultados experimentales, y serán estas ecuaciones analíticas las que se utilizarán en el modelado del neumático.

2.2.1.2. Modelo de la suspensión

Los esfuerzos que generan los neumáticos definen el comportamiento dinámico del vehículo, siendo la carga vertical por rueda una de las entradas más importantes al modelo del neumático. Es necesario, por lo tanto, disponer de un modelo de la suspensión que calcule las cargas verticales en cada una de las ruedas con precisión.

Se identificaron tres posibles aproximaciones al problema: modelo de bicicleta, modelo de "roll stiffness" y modelo multicuerpo [22], que se muestran esquemáticamente en la Fig. 6.

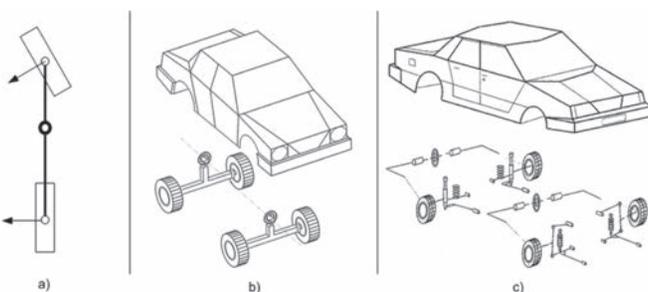


Fig. 6: Tres modelados posibles: a) bicicleta, b) "roll stiffness", c) multicuerpo

El modelo de bicicleta simplifica cada eje del vehículo a una sola rueda, definiendo un modelo de dos ruedas semejante a una bicicleta cuyo coste computacional es mínimo. Este modelo puede dar el comportamiento lateral y

longitudinal del vehículo, pero al simplificar el eje a una sola rueda se pierde el efecto de la transferencia de pesos lateral, crítico a la hora de calcular el reparto de cargas en cada una de las cuatro ruedas.

El modelado multicuerpo define la suspensión sin ninguna simplificación geométrica, pero requiere un alto coste computacional y requiere que el usuario conozca en detalle la geometría del sistema de suspensión del vehículo.

Como modelo para el CRV se seleccionó el modelo de roll stiffness [23]. Este modelo es un compromiso entre los dos anteriores, ya que calcula las cargas verticales en cada una de las ruedas con la precisión requerida y tiene bajo coste computacional. En este modelo la masa suspendida del vehículo se considera como un único eje rígido que recibe las fuerzas y momentos transmitidos por la suspensión delantera y trasera, en los puntos que representan los centros de balanceo delantero y trasero (CBd, CBt), mostrados en la Fig. 7. Este modelo es tanto más exacto cuanto menor sea la variación en altura del centro de balanceo a medida que la suspensión evoluciona en el tiempo.

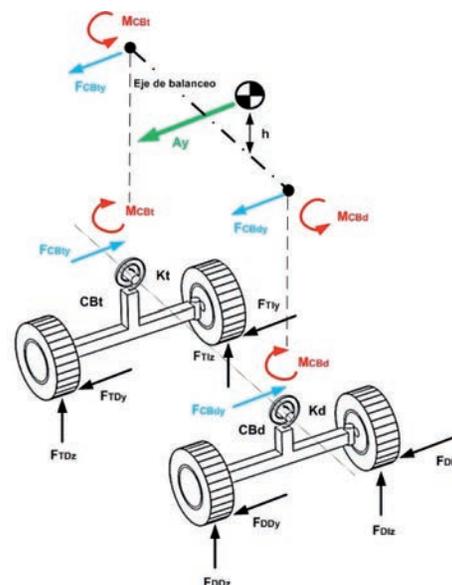


Fig. 7: Modelo de "Roll Stiffness" durante una curva

Los parámetros del vehículo necesarios para definir el modelo pueden ser obtenidos de la bibliografía existente, o mediante medida directa o ensayos en el vehículo real, utilizándose unos u otros dependiendo de la precisión requerida en los resultados.

2.2.1.3. Modelo aerodinámico

El modelo aerodinámico seleccionado para el CRV es un modelo longitudinal [24], que tiene en cuenta el punto de aplicación y la magnitud de la fuerza aerodinámica definida mediante la siguiente Ecuación (1) y el sistema de coordenadas que se muestra en la Fig. 8.

$$F_{Aero} = \frac{1}{2} AC_x \rho V^2 \quad (1)$$

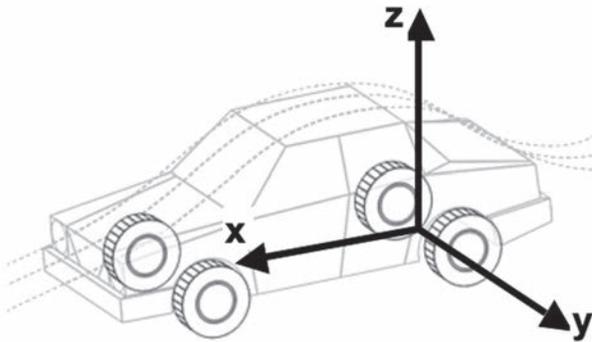


Fig. 8: Sistema de coordenadas utilizado en el modelo de software del vehículo

Donde A es área frontal del vehículo proyectada en el plano y-z, C_x el coeficiente de resistencia aerodinámica en el eje x, ρ la densidad del aire y V es la velocidad relativa entre el vehículo y el aire, todo en unidades del sistema internacional. El coeficiente de resistencia aerodinámica C_x se obtiene habitualmente del constructor de vehículos con cierta precisión, pero para estudios más precisos será necesario obtenerlo empíricamente con ensayos en el túnel de viento. El disponer de este parámetro con más o menos precisión es crítico si queremos unos resultados correctos a altas velocidades.

Este modelo aerodinámico es ampliamente utilizado en el modelado del comportamiento dinámico de vehículos, al permitir modelar de manera precisa la fuerza aerodinámica en el eje longitudinal del vehículo [25].

2.2.2. Modelo del freno

El modelo del freno es un modelo simplificado que consiste en agrupar el conjunto disco, pinza y pastilla de freno en una capacidad de frenado [Nm/MPa]. En función de la presión ejercida en el circuito de frenado, se obtendrá un par de frenado aplicado en el eje de rotación de la rueda y en sentido contrario a la rotación de ésta. La presión ejercida en el circuito es proporcional al valor del recorrido del pedal de freno (en %), y se calcula mediante la siguiente Ecuación (2):

$$M_{DD} = E_F P_{Max} K_D C_D \quad (2)$$

Donde M_{DD} es el momento de frenado en la rueda delantera derecha (Nm), E_F es valor del recorrido del pedal de freno (en %), P_{Max} es la presión máxima del circuito de frenado (MPa), K_D es el porcentaje de presión del circuito de frenado que se aplica al eje delantero (en %), y C_D es la capacidad de frenado del eje delantero (Nm/MPa).

2.2.3. Modelo de la dirección

El mecanismo de dirección del vehículo se modeló como una ecuación que devuelve el ángulo de giro de cada una de las ruedas a partir de la entrada de giro del volante. Tiene en cuenta la diferencia de giro existente entre ruedas del mismo eje, compensando los diferentes radios de giro de ambas ruedas al tomar una curva de radio constante, como se puede apreciar en la siguiente Fig. 9.

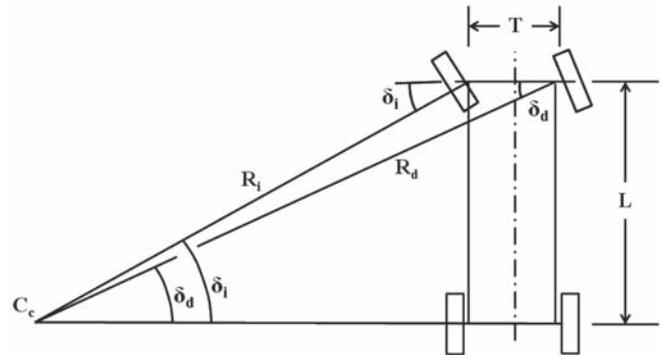


Fig. 9: Radios de giro distintos en las dos ruedas del mismo eje al tomar una curva de radio constante

En la anterior Fig. 9, L es la batalla del vehículo, T es el ancho de vías del vehículo, C_c es el centro de la curva, R_i es el radio de giro de la rueda izquierda, R_d es el radio de giro de la rueda derecha, δ_i es el ángulo de giro de la rueda izquierda, y δ_d es el ángulo de giro de la rueda derecha.

Los ángulos de giro de ambas ruedas están relacionados mediante la siguiente ecuación (3) [26]:

$$\tan \delta_d = \frac{L \tan \delta_i}{L + T \tan \delta_i} \quad (3)$$

2.2.4. Modelo de la transmisión

Para modelar la transmisión se utilizaron modelos básicos de embrague, caja de cambios y diferencial, con eficiencias de cada uno de ellos obtenidas de bibliografía [27].

El embrague se modeló a través de una tabla que proporciona el valor de par que transmite el embrague en función del valor del recorrido del pedal del embrague (en %), interpolando de forma lineal los valores en la simulación, como se muestra a continuación en el ejemplo de la Fig. 10.

La caja de cambios se modeló mediante una ecuación que permite calcular el par de salida, multiplicando el par de entrada por dos coeficientes correspondientes a la marcha engranada en cada momento. El primer coeficiente refleja la relación de transmisión debida a la marcha engranada y el segundo coeficiente se refiere a la eficiencia que tiene la marcha engranada.

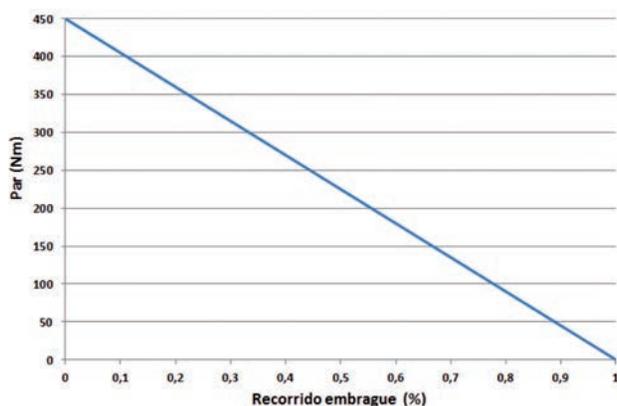


Fig. 10: Ejemplo de tabla que modela el comportamiento del embrague de forma lineal

A la hora de modelar el diferencial, se optó por un diferencial abierto que se modeló con las siguientes ecuaciones básicas (4,5) [28]:

$$2\omega_c = \omega_i + \omega_d \quad \text{Ecuación de velocidades angulares (4)}$$

$$\frac{M_p \eta}{2} = M_i = M_d \quad \text{Ecuación de momentos (5)}$$

Donde ω_i es la velocidad angular de la rueda izquierda, ω_d es la velocidad angular de la rueda derecha y ω_c la velocidad angular de la corona del diferencial. M_p es el momento en el piñón del diferencial, η es la relación de transmisión piñón-corona, M_i es el momento en el semieje izquierdo y M_d es el momento en el semieje derecho. La eficiencia del diferencial se tuvo en cuenta aplicando un factor de reducción al par de entrada del diferencial.

2.2.5. Modelo del motor

El motor se modeló mediante una tabla que proporciona los valores de par motor (Nm) en función de la velocidad de rotación del motor (en revoluciones por minuto) y el valor del recorrido del pedal de acelerador (en %), obteniendo un volumen de trabajo que se interpola linealmente durante la simulación, como se ve en la Fig. 11.

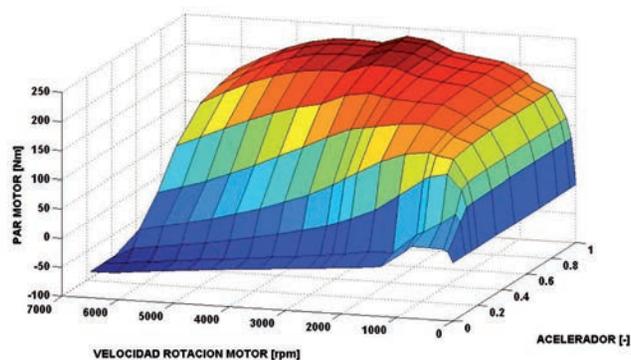


Fig. 11: Superficie generada a partir del par motor, la velocidad de rotación del motor y el grado de aplicación del pedal de acelerador

2.3. CORRELACIÓN DEL MODELO

2.3.1. Vehículos modelados

Se modelaron dos vehículos con las siguientes características:

- Tracción delantera.
- Relación peso/potencia elevada. Esta relación se calculó como el cociente entre el peso en orden de marcha y la potencia máxima de cada vehículo. Se tomaron dos vehículos con valores de relación peso/potencia de 6.55kg/kW y 8.79kg/kW muy por debajo de la media de los vehículos del parque automovilístico europeo 16.3kg/kW [29].

A continuación en la Tabla 1 se muestran los datos básicos de parametrización de los vehículos modelados.

Los datos de parametrización de cada vehículo fueron obtenidos del fabricante, excepto el par motor que se obtuvo mediante un ensayo en banco de rodillos, y el peso en cada eje y la posición del centro de gravedad del vehículo, que fueron obtenidos mediante medición.

2.3.2. Ensayos de correlación

Se seleccionaron dos ensayos que se pudieran llevar a cabo de modo sencillo y repetible por pilotos profesionales, para obtener datos del comportamiento dinámico longitudinal y lateral del vehículo. El ensayo de aceleración máxima

	Vehículo 1 (6.55kg/kW)	Vehículo 2 (8.79kg/kW)
Peso [kg]	1468 (62.5% eje delantero, 37.5% eje trasero)	1301 (63.7% eje delantero, 36.3% eje trasero)
Batalla[mm]	2640	2635
Ancho de vías[mm]	1586	1506
Cx	0.38	0.31
Área frontal [m²]	2.38	2.08
Par máximo[Nm]	467.24Nm a 3496rpm	192.95Nm a 7028rpm
Potencia máxima[kW]	224.10kW a 5869rpm	148.07kW a 7698rpm
Caja de cambios	Manual de 5 marchas con embrague	Manual de 5 marchas con embrague

Tabla 1: Resumen de parámetros de los vehículos modelados

0-1000m (comportamiento longitudinal), y el ensayo del círculo de tracción según ISO 4138 (comportamiento lateral).

El ensayo de aceleración máxima se realiza en línea recta, comenzando con el vehículo detenido y acelerando en el menor tiempo posible antes de haber recorrido una distancia de 1000m. Este ensayo se seleccionó porque posibilita la validación del modelo de neumático en situaciones desfavorables de alto deslizamiento, que se dan al comienzo del ensayo al aplicar el par motor bruscamente.

Para el ensayo del círculo de tracción según ISO 4138, se utilizó el método de radio constante e incremento de la velocidad gradual, manteniendo el vehículo dentro de la trayectoria deseada hasta llegar a la máxima aceleración lateral. En la siguiente Fig. 12 se puede ver una imagen de este ensayo en el simulador de conducción.

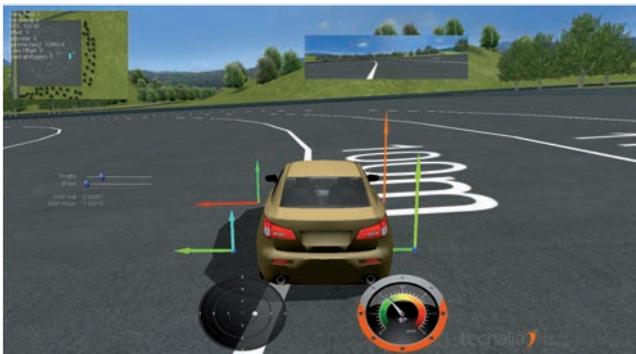


Fig. 12: Vehículo realizando el ensayo de círculo de tracción según ISO 4138

Ambos ensayos se realizaron tanto en la pista de pruebas con vehículos reales, como en el entorno simulado de conducción con los vehículos modelados siguiendo el concepto CRV. Todos los ensayos fueron realizados por dos pilotos profesionales, repitiendo seis veces cada ensayo y obteniendo la media entre los mejores resultado de ambos pilotos en cada ensayo.

El simulador de conducción utilizado presentaba todos los elementos disponibles en los vehículos reales (volante,

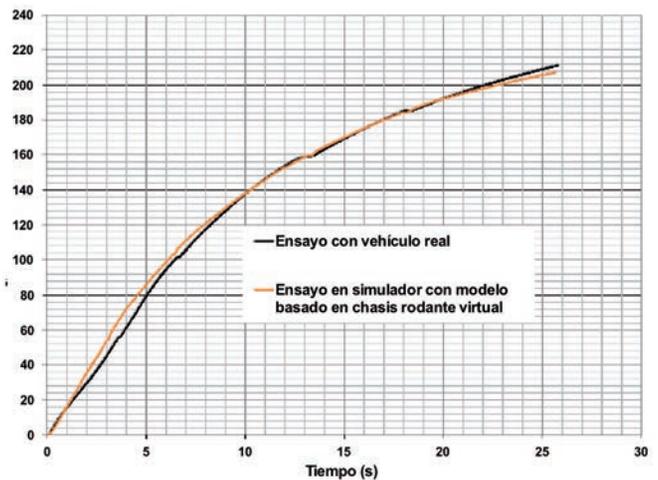


Fig. 13: Simulador de conducción utilizado durante los ensayos virtuales

pedalera completa y palanca de cambios), con una alta inmersividad como se puede apreciar en la imagen Fig. 13.

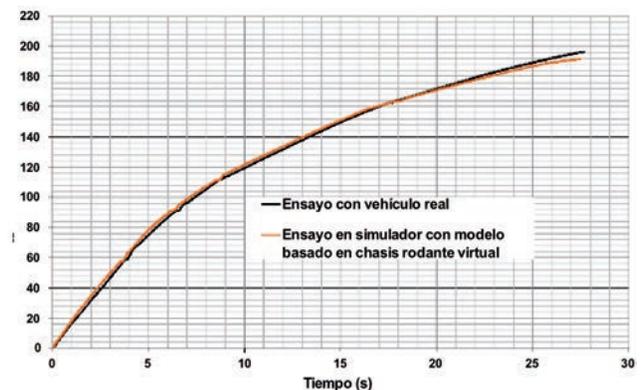
3. RESULTADOS

En las siguientes Figuras (14,15) se muestran las gráficas de aceleración máxima 0-1000m de ambos vehículos, tanto para los ensayos en el simulador como para los ensayos reales en pista de pruebas.



Error cuadrático medio 2.48km/h	Error cuadrático medio 6.27%
---------------------------------	------------------------------

Fig. 14: Comparación entre los ensayos de aceleración máxima (0-1000m) para el vehículo 1



Error cuadrático medio 1.95 km/h	Error cuadrático medio 5.85%
----------------------------------	------------------------------

Fig. 15: Comparación entre los ensayos de aceleración máxima (0-1000m) para el vehículo 2

Se puede comprobar en la Fig. 14, como el ensayo simulado y el ensayo real del vehículo 1 presentan una peor correlación en la zona hasta 100-120km/h, que los presentados en la Fig. 15 del vehículo 2. Para ambos vehículos a partir de velocidades superiores a 170km/h el error en la correlación de los datos aumenta.

En todos los ensayos realizados en el simulador, la media de uso de CPU de la máquina que ejecutó el modelo completo del vehículo en tiempo real estuvo por debajo del

30% definido como límite superior valor máximo, situándose en un 24%.

En la siguiente Tabla 2 se presentan los datos relativos al ensayo de círculo de tracción tanto para los ensayos virtuales como para los reales en la pista de pruebas.

	Vehículo 1	Vehículo 2
Aceleración lateral ensayo virtual en simulador [m/s ²]	0.89 m/s ²	0.72 m/s ²
Aceleración lateral ensayo real en pista de pruebas [m/s ²]	0.94 m/s ²	0.76 m/s ²
Error cuadrático medio, ensayo simulado contra ensayo real %	-5.32%	-5.26%

Tabla 2: Aceleraciones laterales medias obtenidas mediante el ensayo de círculo de tracción según ISO 4138

4. DISCUSIÓN

El primer resultado positivo de este trabajo fue el macromodelo CRV descrito con detalle en el apartado 2.2.1, ya que gracias a la selección adecuada de los modelos que lo componen se pudieron obtener unas evidencias de validación positivas, y una ejecución en tiempo real robusta.

Los errores medios en ambos ensayos fueron menores que el error medio máximo definido por criterio de diseño del 10%, pero en las zonas en las que existe deslizamiento del neumático (al inicio del ensayo de aceleración máxima) el error local fue mayor que el definido por criterio.

Al realizar los ensayos de aceleración máxima 0-1000m, se evidenció que para el vehículo 1 el error de correlación medio aumento frente al vehículo 2, debido a que el vehículo 1 disponía de una relación peso/potencia menor. Fue más notable en la zona inicial de la gráfica en la que la aceleración es máxima y existe por lo tanto mayor deslizamiento relativo del neumático con el suelo.

En la zona inicial de ambas Fig. (14,15), se pudo apreciar como el modelo del neumático utilizado, generó una fuerza longitudinal superior al neumático real, lo que permitió que el vehículo simulado aumentara su velocidad más rápidamente. Se concluyó que sería necesaria una parametrización más precisa del modelo del neumático, modificando los parámetros que afectan a la fuerza longitudinal.

Se detectó un incremento del error medio para altas velocidades (por encima de 170km/h). Se plantea la hipótesis de una falta de precisión en el coeficiente aerodinámico Cx utilizado, ya que se obtuvo a partir de los datos proporcionados por el fabricante con una precisión

de centésimas, y su precisión es más crítica a medida que aumenta la velocidad (relación cuadrática con la velocidad).

Se comprobó que los pilotos pudieron realizar los cambios de marcha del mismo modo (en tiempo y duración) en los vehículos reales y en el simulador, evitando la introducción de distorsiones en los resultados por este motivo.

Se muestra en la Fig. 16, un resumen de todas las divergencias detectadas en el vehículo 1, para el ensayo de aceleración máxima 0-1000m.

En el ensayo de aceleración lateral se pudo comprobar que los valores simulados fueron siempre inferiores a los reales, aunque dentro del rango de error definido. Se concluyó que al igual que en el ensayo 0-1000m, una parametrización más precisa del modelo de rueda permitiría reducir esta divergencia.

5. CONCLUSIONES

El modelo de software del vehículo basado en el macromodelo CRV ha posibilitado simular el comportamiento dinámico del vehículo, logrando resultados muy similares a los obtenidos mediante ensayos con el vehículo real. Los tiempos de ejecución del modelo se han mantenido por debajo de 1ms por ciclo, posibilitando su utilización en tiempo real en bancos de ensayo con HiL. Se ha conseguido facilitar la parametrización del modelo frente a otras herramientas existentes, gracias al equilibrio alcanzado entre precisión y complejidad de los modelos utilizados.

Una adecuada clasificación de los modelos, identificando los más relevantes en el comportamiento dinámico del vehículo (concepto CRV), ha permitido reducir la complejidad del modelo del vehículo completo, sin perder una buena correlación de los resultados con los ensayos experimentales. Esto facilita la utilización del mismo modelo a lo largo de todo el proceso de diseño, desde el diseño preliminar hasta el ensayo en banco de pruebas, minimizando los tiempos de diseño y desarrollo.

Actualmente se está desarrollando un nuevo interfaz de usuario para el modelo, que facilite aun más la parametrización del modelo, y se ha comenzado a implantar el modelo desarrollado en diversos bancos de ensayo

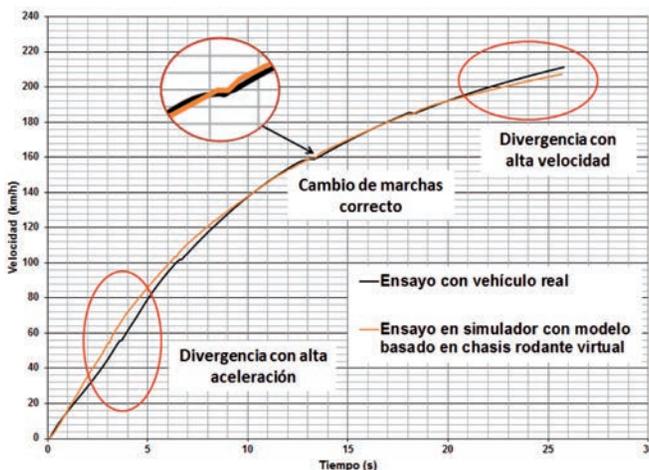


Fig. 16: Divergencias entre ensayos de aceleración máxima (0-1000m) para el vehículo 1

relacionados con el desarrollo y validación de sistemas de propulsión y tracción de vehículos.

6. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido subvencionado por la Diputación Foral de Bizkaia durante los años 2010-2011, dentro del proyecto de investigación "Dynacar: Plataforma Avanzada para Desarrollo de Componentes de Vehículos", expediente número: 6-12-TK-2010-0008. El concepto de chasis rodante virtual presentado, está actualmente implementado en la herramienta software DYNACAR®, utilizada en bancos de ensayos para validación de componentes del vehículo en tiempo real.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Sayers MW, Han, DS. "A Generic Multibody Vehicle Model for Simulating Handling and Braking". En: *14th IAVSD Symposium*, Ann Arbor, 1995, Vehicle System Dynamics, Vol. 25 supplement, 1996, p. 599-613.
- [2] Misselhorn WE, Theron NJ, Els PS. "Investigation of hardware-in-the-loop for use in suspension development". *Vehicle System Dynamics*. 2006. Vol. 44. p.65-81. <http://dx.doi.org/10.1080/00423110500303900>
- [3] Anderson J, Law E, "Fuzzy Logic Approach to Vehicle Stability Control of Oversteer," *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 2011. Vol. 4. p.241-250. <http://dx.doi.org/10.4271/2011-01-0268>
- [4] De Winter JCF, de Groot S, Mulder M, et al. "Relationships between driving simulator performance and driving test results". *Ergonomics*. Abril 2009. Vol. 52. p.137-153. <http://dx.doi.org/10.1080/00140130802277521>
- [5] De Groot S, Centeno Ricote F, de Winter JCF. "The effect of tire grip on learning driving skill and driving style: A driving simulator study". *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour*. Julio 2012. Vol. 15. p.413-426. ISSN 1369-8478.
- [6] Watanabe Y, Sayers MW. "Extending Vehicle Dynamics Software for Analysis, Design, Control, and Real-Time Testing". En: *The 6th AVEC Symposium*, Hiroshima, Japan, Sep. 9-13, 2002
- [7] Auberlet JM, Pacaux MP, Anceaux F, et al. "The impact of perceptual treatments on lateral control: A study using fixed-base and motion-base driving simulators". *Accident Analysis & Prevention*. Enero 2010. Vol. 42. p.166-173. ISSN 0001-4575.
- [8] Bhise V, Bhardwaj S. "Comparison of Driver Behavior and Performance in Two Driving Simulators". *SAE Technical Paper*. 2008.
- [9] Wilkinson J, Mousseau C, Klingler T. "Brake Response Time Measurement for a HIL Vehicle Dynamics Simulator," *SAE Technical Paper* 2010-01-0079, 2010.
- [10] Zhao Y, Chen S, Shim T. "Investigation of Trailer Yaw Motion Control Using Active Front Steer and Differential Brake". *SAE Int. J. Mater. Manuf.* 2011. Vol. 4. p.1057-1067. <http://dx.doi.org/10.4271/2011-01-0985>
- [11] Liang Chu, LiBo Chao, Yang Ou, et al. "Hardware-in-the-loop Simulation of Traction Control Algorithm Based on Fuzzy PID". *Energy Procedia*. 2012. Vol. 16. p.1685-1692. ISSN 1876-6102.
- [12] Priyandoko G, Mailah M, Jamaluddin H. "Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro active force control". *Mechanical Systems and Signal Processing*. Abril 2009. Vol. 23. p.855-868. ISSN 0888-3270.
- [13] Bayo E, García de Jalón J, Avello A, et al. "An efficient computational method for real time multibody dynamic simulation in fully cartesian coordinates", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Noviembre 1991. Vol. 92-3 p.377-395. ISSN 0045-7825.
- [14] Rauh J. "Virtual Development of Ride and Handling Characteristics for Advanced Passenger Cars". *Vehicle System Dynamics*. 2003. Vol. 40 p. 135-155. <http://dx.doi.org/10.1076/vesd.40.1.135.15876>
- [15] Falomi S, Malvezzi M, Meli E. "Multibody modeling of railway vehicles: Innovative algorithms for the detection of wheel-rail contact points". *Wear*, Mayo 2011. Vol. 271. p.453-461. ISSN 0043-1648.
- [16] Kim W, Yi K, and Lee J. "Development of a Driving Control Algorithm and Performance Verification Using Real-Time Simulator for a 6WD/6WS Vehicle," *SAE Technical Paper* 2011-01-0262. 2011.
- [17] Iglesias I, Isasi L, Larburu M, et al. "Networked Clean Vehicles, How the Environment Information will Improve Fuel Efficiency and CO2 Emissions". *SAE Int. J. Fuels Lubr.* Abril 2009. Vol. 2(1), p.167-171. <http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-0599>
- [18] Köhler C. *Enhancing Embedded Systems Simulation: A Chip-Hardware-in-the-Loop Simulation Framework*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2011. 224p. ISBN: 978-38-348-1475-3
- [19] Galpin M. "When Computer Games meet real world Racing". *Racecar Engineering* [en línea]. Abril 2011. Disponible en Chelsea Magazine Company, Chelsea (London).
- [20] Wang L, Zhang Y, Yin C, et al. "Hardware-in-the-loop simulation for the design and verification of the control system of a series-parallel hybrid electric city-bus". *Simulation Modelling Practice and Theory*. Junio 2012. Vol. 25 p.148-162, ISSN 1569-190X,
- [21] Pacejka HB. *Tyre and vehicle dynamics*. 1ª edición. Oxford: Butterworth Heinemann, 2002. 627p. ISBN: 978-07-680-1702-1
- [22] García de Jalón J, Bayo E. *Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems. The Real Time Challenge*. New York: Springer-Verlag, 1994. 455p. ISBN: 978-03-879-4096-0
- [23] Milliken W, Milliken D. *Race Car Vehicle Dynamics*. 5ª edición. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995. 890p. ISBN 978-15-609-1526-3
- [24] Gillespie T. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1ª edición. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519p. ISBN: 978-1-56091-199-9
- [25] Blundell MV, Harty D. *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Norfolk: SAE International and Elsevier, 2004. 540p. ISBN: 978-0-7680-1496-9
- [26] Georg Rill G. *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*. Regensburg: University of Applied Sciences, 2011. 361p. ISBN 978-1-43983-898-3
- [27] Naunheimer H, Bertsche B, Ryborz J, Novak W. *Automotive Transmissions*. Berlin: Springer, 2011. 717p. ISBN 978-3-642-16214-5
- [28] Pintado Sanjuán, P. *Transmisión*. Ciudad Real: Universidad de Castilla-La Mancha, 2000. 154p. ISBN 84-8427-075-0
- [29] Camprestini M, Mock P. *European Vehicle Market Statistics* [en línea]. Washington, USA: ICCT, Marzo 2012. Disponible en Web: <http://theicct.org/european-vehicle-market-statistics>