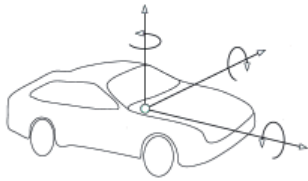


Estimación de parámetros de un automóvil utilizando algoritmos genéticos

Eduardo Haro Sandoval
Universidad Panamericana
e-mail: eharo@up.edu.mx



RESUMEN

En este artículo se presenta el proceso de identificación experimental de los parámetros físicos de un vehículo, que abarca desde la construcción del modelo hasta la estimación paramétrica. Las ecuaciones del modelo de la dinámica transversal del vehículo se construyen partiendo de las leyes de la física. Se muestra que la selección hecha de las variables que componen el criterio de costo facilita encontrar la solución. La optimización se realiza con un algoritmo genético modificado, utilizando datos reales obtenidos en pista, resolviendo así el problema de la existencia de varias soluciones debidas a la no linealidad del modelo.

PALABRAS CLAVE

Optimización, algoritmos genéticos, estimación, identificación, dinámica automóvil.

ABSTRACT

In this article the process of experimental identification of the physical parameters of a vehicle is presented, going from modeling to the parametric estimation. The equations of the lateral dynamics of the vehicle model are built starting off of the laws of physics. It is shown that the chosen variables composing the optimization criterion makes finding the solution easier. Finally, using collected real data, optimization is made with a modified genetic algorithm, solving the problem of the existence of several solutions due to the nonlinearity of the model.

KEYWORDS

Optimization, genetic algorithms, estimation, identification, vehicle dynamics.

INTRODUCCIÓN

La complejidad de los sistemas físicos utilizados en la industria requiere de la validación de modelos, proceso que consiste en determinar experimentalmente el valor de los parámetros de las ecuaciones del modelo, de tal forma que la diferencia de comportamiento entre el sistema real y su representación matemática sea mínima. Esta técnica puede emplearse con fines de análisis de comportamiento, de simulación, de detección de fallas o de control, y pueden utilizarse una larga gama de métodos conocidos.^{1,2}

En este trabajo primeramente se proporcionan algunos antecedentes tecnológicos para contextualizar el problema planteado, describiendo los fenómenos físicos tomados en cuenta del comportamiento del automóvil, así como el modelo matemático desarrollado. Luego se presenta de forma general el algoritmo genético que sirvió para encontrar los valores óptimos de los parámetros (optimización), el cual se combina con el algoritmo de primer orden llamado Simplex, considerando una medida del error generado por el modelo del vehículo, también llamado “criterio de error” o “criterio de optimización”. Además se explican las ventajas que aporta este algoritmo a la estimación de estos mismos parámetros.

En este artículo se utiliza el modelo matemático de un automóvil para realizar la estimación de sus parámetros, con la finalidad de reproducir la dinámica transversal del automóvil. El modelo considera las dinámicas de guiñada, balanceo, deriva y distancia de relajación de los neumáticos.

La figura 1 ilustra el proceso de estimación de los parámetros del modelo. Se aplica la misma entrada al modelo matemático y al sistema real, y la diferencia que existe entre las salidas es el error de comportamiento $e(t, \theta)$, donde t es el tiempo y θ es el vector de parámetros del modelo. El error será minimizado por un optimizador. Finalmente, los parámetros del modelo se modifican para obtener un error de comportamiento lo más pequeño posible.

En el contexto de la selección del modelo de un vehículo existen varios trabajos: en³ se hace la comparación de varios modelos para ver cuál tiene mejores características; en⁴ se utiliza el modelado inverso para estimar los parámetros del vehículo; y en⁵ se introduce una estrategia mixta para la descripción de este sistema. Estos autores utilizan

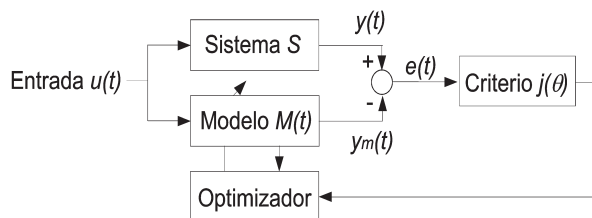


Fig. 1: Esquema de estimación paramétrica.

un criterio de error formado de dos variables, que no siempre son las mismas. Un objetivo del presente artículo es mostrar las ventajas que aporta a la estimación de los parámetros del automóvil la utilización de tres variables en el criterio de error: la velocidad de guiñada, la aceleración transversal y el ángulo de balanceo.

Es una práctica común estimar los parámetros por partes, buscando desacoplar los parámetros de las ecuaciones del sistema. De esta manera es más probable encontrar una sola solución al realizar la optimización y se limita el tiempo de cálculo. El propósito es estimar simultáneamente los 8 parámetros que rigen el comportamiento transversal ya que todos ellos tienen una influencia importante y dependen unos de otros.

Así pues, debido a la no linealidad del modelo, en la optimización de los parámetros están presentes soluciones parciales, llamadas “mínimos locales”. Por esta razón se utiliza un algoritmo de búsqueda global: un algoritmo genético híbrido con recombinación Simplex. El resultado de estas estimaciones puede generar varios vectores de parámetros potencialmente aceptables, pues el mínimo global no es necesariamente la solución verdadera. Hay que considerar los resultados que minimicen aceptablemente el criterio de costo y donde el valor de los parámetros sea coherente con la información a priori del sistema. De esta manera se puede validar la veracidad de los parámetros obtenidos.

MODELO DEL AUTOMÓVIL

El automóvil constituye por naturaleza un sistema complejo. La construcción del modelo de este tipo de sistemas, modelado, es delicado por el número de parámetros necesarios para su descripción, sus dependencias mutuas, así como por la variación en el tiempo que sufren los valores de varios de ellos en razón del desgaste, como la masa o la adherencia de los neumáticos. Igualmente, resulta difícil de modelar debido a su no linealidad respecto a las entradas y respecto a los parámetros, y también porque varios fenómenos del comportamiento del automóvil no se dominan completamente, en especial el comportamiento de los neumáticos.

Cuando el modelado del vehículo tiene como finalidad el diseño o la simulación de su

comportamiento, los parámetros del modelo deben ser conocidos con la máxima precisión posible. Como el modelo está compuesto por parámetros que tienen un valor determinado, y éstos pueden haber cambiado por el desgaste, puede ser necesario determinar el valor preciso de los parámetros para la situación actual del vehículo. Es en este contexto donde la estimación de los parámetros resulta interesante. Se puede acudir a las referencias^{6,7,8} para profundizar en las nociones de la dinámica del automóvil.

Dinámicas modeladas

Se emplea la nomenclatura ISO 8855 para construir los modelos. En la figura 2 se muestran los diferentes ejes del vehículo: la guiñada ψ es el momento de giro sobre el eje vertical Z_v , el balanceo ϕ es el momento de giro respecto eje longitudinal X_v , y el cabeceo θ es el momento de giro sobre el eje transversal Y_v . La figura 2 también ilustra los parámetros de la geometría longitudinal del vehículo, donde G es el centro de gravedad.

Las variables utilizadas se listan en la tabla I, y la tabla II presenta los parámetros ya conocidos. Es importante hacer notar que los valores de algunos de los parámetros proporcionados por el constructor pueden tener una variación de hasta 10%. Los 8 parámetros a estimar se muestran en la tabla III. Se incluyen los valores de los parámetros y los errores tipo dados por el constructor para verificar los resultados de estimación.

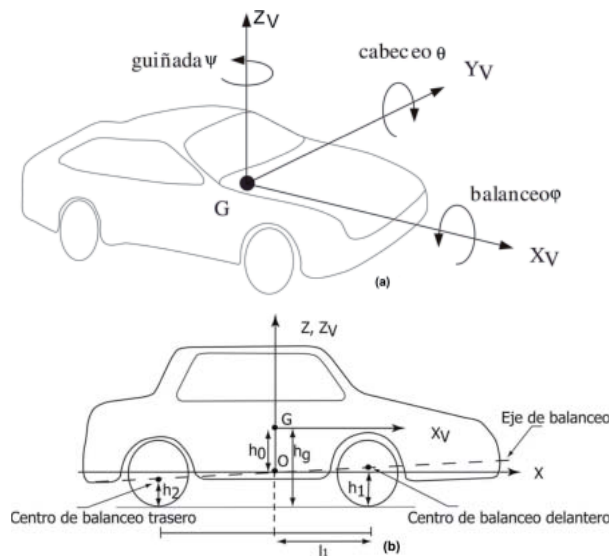


Fig. 2: Referenciales del vehículo.

Se consideraron las siguientes hipótesis en la construcción del modelo:

- La aceleración transversal se limita para evitar todo fenómeno de saturación en los neumáticos.
- No se consideran los efectos aerodinámicos.
- Los ángulos de deriva son pequeños.
- La velocidad longitudinal del automóvil se mantiene constante, por lo que no se considera el efecto de cabeceo.
- El vehículo es simétrico respecto a su eje longitudinal, pudiendo concentrar las masas en el eje geométrico.

La razón por las que se adoptaron estas restricciones es porque se desea probar la utilidad de un criterio de error modificado, así como estimar simultáneamente un buen número de parámetros sin complicar innecesariamente el modelo.

Es importante considerar que algunos de los valores reportados por los constructores son típicos y con frecuencia se aplican a todos los casos con la incertidumbre que se muestra en la tabla II. Los altos valores de error parecen ser una estrategia de los fabricantes para proteger sus diseños.

Cuando una de las ruedas del vehículo sufre un esfuerzo lateral, la superficie de contacto del neumático con el suelo se deforma y se genera una fuerza transversal. Esta deformación crea un ángulo entre el eje longitudinal de la rueda y la dirección de

Tabla I. Variables del modelo.

Variable	Descripción
$\dot{\psi}(t)$	Velocidad de guiñada.
$\beta(t)$	Ángulo de deriva en el centro de gravedad.
$\alpha_1(t), \alpha_2(t)$	Ángulos de deriva de las ruedas delantera y trasera.
$\phi(t), \dot{\phi}(t)$	Ángulo y velocidad de balanceo.
$a_y(t)$	Aceleración transversal.
$V_x(t)$	Velocidad longitudinal.
$V_y(t)$	Velocidad transversal en el centro de gravedad.
$\delta(t), \delta_H(t)$	Ángulo de las ruedas, ángulo del volante.

Tabla II. Parámetros del constructor.

Par.	Descripción	Valor	% error tipo	Unid.
M_{zz}	Momento de inercia de guiñada	1,571	20	$kg \times m^2$
M_{xx}	Momento de inercia de balanceo de masa suspendida	252	50	$kg \times m^2$
D_1	Rigidez de deriva delantera	84,085	30	N/rad
D_2	Rigidez de deriva trasera	87,342	30	N/rad
Aro	Amortiguamiento de balanceo	2,750	40	$N/rad \times s$
Kro	Rigidez total de balanceo	150,000	15	N/rad
b_1	Distancia relajación neumático delantero	0.5	50	m
b_2	Distancia relajación neumático trasero	0.5	50	m

Tabla III. Parámetros a estimar.

Par.	Descripción	Valor	Unid.
M	Masa total del vehículo	1,400	Kg
m_s	Masa suspendida	1,262	Kg
M_{xz}	Producto de inercia balanceo - guiñada	50	$kg \times m^2$
h_0	Distancia del eje de balanceo al centro de gravedad	0.43	m
h_1	Altura del centro de balanceo delantero	0.0903	m
h_2	Altura del centro de balanceo trasero	0	m
h_g	Distancia del suelo al CG	0.535	m
l_1	Batalla delantera	1.148	m
l_2	Batalla trasera	1.387	m
ϵ_1	Coef. de ángulo inducido delantero	-0.027	-
ϵ_2	Coef. de ángulo inducido trasero	0.02	-

su movimiento. La figura 3(a) ilustra este fenómeno. Este ángulo, α_i , se llama “ángulo de deriva del neumático” y se define con la expresión siguiente:

$$\alpha_i = \arctan \left(\frac{V_{Yi}}{V_X} \right) \quad (1)$$

donde $i = 1, 2$ corresponden respectivamente a los ejes delantero y trasero, V_{Yi} es la velocidad transversal respecto al plano de la llanta, y V_X es la velocidad longitudinal del vehículo. De manera análoga, el ángulo de deriva del vehículo, llamado β , se define como el ángulo existente entre el eje longitudinal del vehículo y el vector de velocidad en su centro de gravedad (figura 3(b)). Este ángulo se expresa con la ecuación:

$$\beta = \arctan \left(\frac{V_Y}{V_X} \right) \quad (2)$$

donde V_Y es la velocidad transversal del vehículo en su centro de gravedad.

Todo efecto lateral generado por el neumático provoca un desplazamiento de la superficie de contacto entre la llanta y el suelo respecto al plano de la rueda, que es la deformación lateral del neumático. El valor de esta deformación no se utiliza directamente en el modelo del neumático. Se prefiere el concepto de “distancia de relajación”. Cuando se

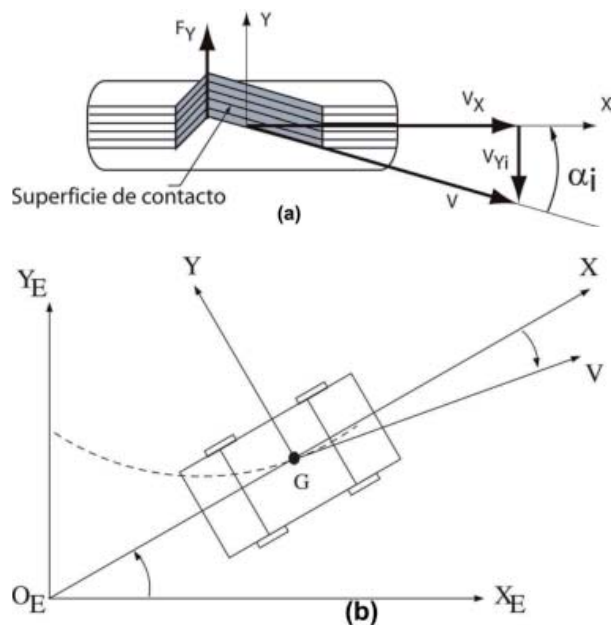


Fig. 3: Ángulos de deriva del neumático y del vehículo.

toma una curva, el neumático se deforma y debe girar una cierta distancia para ponerse en situación de generar una fuerza lateral. Esta distancia es la distancia de relajación del neumático.

Ecuaciones del modelo

La influencia del balanceo es importante sobre todo cuando el centro de gravedad del vehículo es elevado. Como se subraya en,⁹ la omisión del movimiento de balanceo en la construcción del modelo genera una estimación de parámetros más dependiente de la velocidad longitudinal. En este trabajo se verificó que la estimación de los parámetros está muy subordinada a la velocidad longitudinal cuando se utiliza un modelo que no considera el balanceo. Por el contrario, la utilización del modelo que incluye la dinámica de balanceo da como resultado una estimación bastante más robusta respecto a la velocidad longitudinal: el cambio de la velocidad longitudinal afecta mucho menos a la estimación de los parámetros. En consecuencia, es necesario tomar en cuenta la dinámica de balanceo para la robustez y la precisión del modelo.

Por esta razón se decidió utilizar el modelo que considera las dinámicas de balanceo, guiñada, deriva y distancia de relajación. Este modelo se construye aplicando las leyes físicas que rigen el comportamiento lateral del vehículo. Considerando las hipótesis antes mencionadas, las ecuaciones diferenciales de este modelo están dadas por las expresiones (3) a (7):

$$(M_{xx} + m_s h_0^2) \ddot{\theta} - M_{xz} \ddot{\psi} - msh_0 V (\dot{\beta} + \dot{\psi}) = -K_{ro}\theta - A_{ro}\dot{\theta} \quad (3)$$

$$m_s h_0 V \ddot{\theta} - M_{xz} \ddot{\theta} + M_{zz} \ddot{\psi} = -l_1 D_1 \alpha_1 + l_2 D_2 \alpha_2 \quad (4)$$

$$MV(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - msh_0 \dot{\theta} = -D_1 \alpha_1 - D_2 \alpha_2 \quad (5)$$

$$b_1 \dot{\alpha}_1 = V\beta - V\alpha_1 + h_1 \dot{\theta} + l_1 \dot{\psi} - V\varepsilon_1 \theta - V\delta \quad (6)$$

$$b_1 \dot{\alpha}_1 = V\beta - V\alpha_1 + h_1 \dot{\theta} + l_1 \dot{\psi} - V\varepsilon_1 \theta - V\delta \quad (7)$$

donde las variables y parámetros de este sistema de ecuaciones se describen en las tablas I, II y III. De acuerdo con la figura 2, la ecuación (3) representa el balance de fuerzas alrededor del eje longitudinal X_v y la ecuación (4) el balance alrededor del eje vertical Z_v . El esfuerzo transversal en el centro de gravedad está dado por la expresión (5). Las ecuaciones (6) y (7) son respectivamente las

expresiones del balance de fuerzas en el plano de las ruedas delantera y trasera.

ALGORITMO GENÉTICO

En los algoritmos genéticos (AG), que son métodos de optimización que intentan imitar las leyes de evolución natural, los individuos de una población evolucionan siguiendo operadores típicos inspirados de la genética: selección (escoger los mejores individuos de la población), recombinación (modificación de las características del individuo en cierta dirección), mutación (modificación aleatoria y limitada del individuo) y reinserción (sustitución de individuos de una población por los recientemente generados).

Los AG poseen innegables propiedades de exploración global de los posibles valores que pueden tomar los parámetros (del espacio paramétrico), pero sus soluciones son relativamente poco precisas y el tiempo de cálculo es importante. Por otro lado, los algoritmos de optimización local (los que analizan una pequeña región del espacio paramétrico) logran una precisión elevada, mientras que sus propiedades de exploración son reducidas.

El desempeño de los AG puede mejorarse introduciendo operadores de reproducción adicionales, los cuales llevan a cabo una optimización local durante la iteración en curso. La idea de tener un AG modificado es asociar las ventajas de exploración global del AG y de precisión de un optimizador local para obtener soluciones de una manera más rápida y robusta con respecto a un AG ordinario.¹⁰

Uno de estos operadores adicionales es la utilización del método de poliedros flexibles o Simplex que, siendo un optimizador local de primer orden, se presta particularmente bien para hacer la hibridación. La potencia de este algoritmo híbrido es muchas veces suficiente para la resolución de un gran número de problemas. El enfoque de un algoritmo genético híbrido con recombinación Simplex se utiliza en este trabajo.

Siguiendo los trabajos descritos en¹¹ la población total está dividida en varios grupos de $m+1$ individuos, donde m es el número de parámetros a optimizar. Los diferentes grupos evolucionan de manera simultánea e independiente. Se utilizan tres tipos de recombinación para cada grupo de la población, con su respectiva

probabilidad: recombinación discreta ($P_d = 1/3$), recombinación continua ($P_c = 1/3$) y recombinación Simplex ($P_s = 1/3$). En la recombinación discreta, la modificación del individuo se realiza copiando en él alguna característica de otro individuo escogido al azar dentro del mismo grupo; en la recombinación continua, esto se hace sacando el promedio de algunas características de los individuos del grupo.

CRITERIO DE ERROR

Se descartó la posibilidad de estimar por partes los parámetros de la tabla I, ya que los parámetros mencionados determinan conjuntamente el comportamiento de la dinámica transversal del vehículo. Para estimar sólo una parte habría que fijar el resto a un valor determinado, valor que no se conoce exactamente y que condicionaría el valor de los parámetros estimados.

Por otra parte, la utilización del ángulo de balanceo en el criterio de error es importante para la calidad del modelo utilizado de la dinámica lateral del vehículo. Sin embargo hay poca bibliografía sobre la utilización del ángulo de balanceo para el modelado de automóviles. Entre los artículos que mencionan la importancia del balanceo está¹² y más recientemente.⁹

Se utilizó un criterio de error $j(\theta)$ compuesto de 3 salidas del sistema para la validación del modelo. Las señales utilizadas fueron: la velocidad de guiñada $\dot{\psi}$, el ángulo de balanceo ϕ y la aceleración transversal a_y . La ecuación (8) muestra el criterio de error:

$$j(\theta) = \frac{1}{N} \sqrt{\frac{\sum e_{\dot{\psi}}^2}{\text{var}(\dot{\psi})} + \frac{\sum e_{\phi}^2}{\text{var}(\phi)} + \frac{\sum e_{a_y}^2}{\text{var}(a_y)}} \quad (8)$$

donde N es el número de puntos de muestra; $e_{\dot{\psi}}$, e_{ϕ} y e_{a_y} son respectivamente los errores de la velocidad de guiñada, del ángulo de balanceo y de la aceleración transversal; y $\text{var}(\cdot)$ es la variancia.

Pudo probarse numéricamente que, para los parámetros que se quieren estimar, el modelo utilizado es localmente válido,² es decir que existe una solución en una porción limitada del espacio paramétrico. Pero, debido a la complejidad del modelo, no se puede probar formalmente que exista una única solución en todo el espacio: de hecho,

existen mínimos locales. Experimentalmente se comprobó que las soluciones locales son menos numerosas con el presente criterio que utilizando las variables $\dot{\psi}$ y a_y ³ o $\dot{\psi}$ y ϕ .⁵ Con este criterio, el algoritmo de optimización obtiene como solución unos pocos mínimos, y la solución final se selecciona más fácilmente utilizando la información a priori del sistema descartando los valores que no son coherentes con el conocimiento que se tiene del sistema.

EXPERIMENTO Y RESULTADOS DE LA ESTIMACIÓN

A partir de experimentos en pista, se realizaron mediciones de las variables listadas en la tabla I con un vehículo experimental (figura 4), el cual está equipado con una serie de sensores clásicos: un potenciómetro rotativo permite registrar el ángulo del volante δ_H , un acelerómetro mide la aceleración transversal a_y , un giroscopio recupera la velocidad de guiñada $\dot{\psi}$, un sensor de velocidad *Corrsys* o "Correvit" registra las velocidades longitudinal V_x y transversal V_y , y un par de sensores de distancia montados en los costados del vehículo permiten calcular el ángulo de balanceo del chasis ϕ . La velocidad de balanceo $\dot{\phi}$ se calcula a partir de ϕ .

La figura 5 muestra el sistema de adquisición instalado en la cajuela del vehículo que permite



Fig. 4. Vehículo experimental

gravar las señales de los sensores en el disco de una computadora compacta *AutoBox*.

Se utilizó un solo tipo de señal como entrada del sistema (figura 6), que es el movimiento

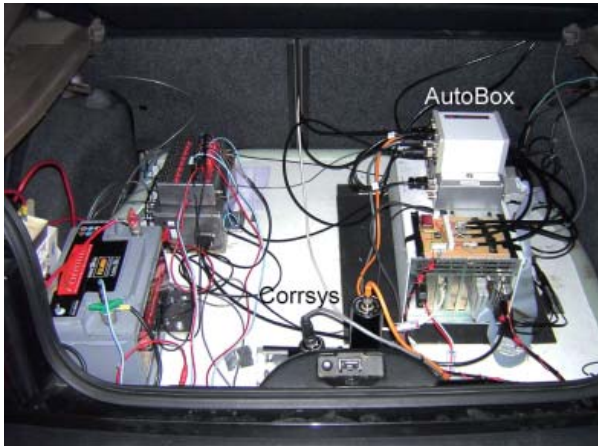


Fig. 5. Sistema de adquisición del vehículo.

aplicado al volante. Este tipo de señal sensibiliza las frecuencias de la dinámica del vehículo haciendo posible la estimación de los parámetros ligados a este movimiento.³ Dado que las frecuencias de las diferentes dinámicas que rigen el comportamiento transversal de un automóvil tienen un rango de 0 a 4 Hz., las señales de excitación utilizadas tienen un contenido de frecuencia de 0.2 a 4 Hz., lo cual puede verificarse en la figura 7, que muestra el espectro de frecuencia de la entrada.

Las condiciones en las cuales se llevaron a cabo las mediciones experimentales son las siguientes:

- La excitación aplicada al volante en una señal senoidal creciente en frecuencia aproximada de 0.2 a 4 Hz, ya que se generó manualmente por un conductor con experiencia.
 - La frecuencia de muestreo es de 1 KHz.
- Se realizaron una decena de experimentos. Para cada uno la velocidad longitudinal se mantuvo constante a 80 km/h.
- Tres personas estuvieron en el interior del vehículo: piloto, copiloto y un pasajero en el asiento trasero en el centro. Este peso modifica la masa suspendida del vehículo, y la distribución de los ocupantes influye en la localización del centro de gravedad del mismo.

Con estas mediciones se procedió a la estimación de los parámetros del modelo. Como optimizador se utilizó el algoritmo genético híbrido y como criterio de error $j(\theta)$, la ecuación (8). La tabla IV muestra los valores de los parámetros estimados simultáneamente y las figuras 8, 9 y 10 presentan los

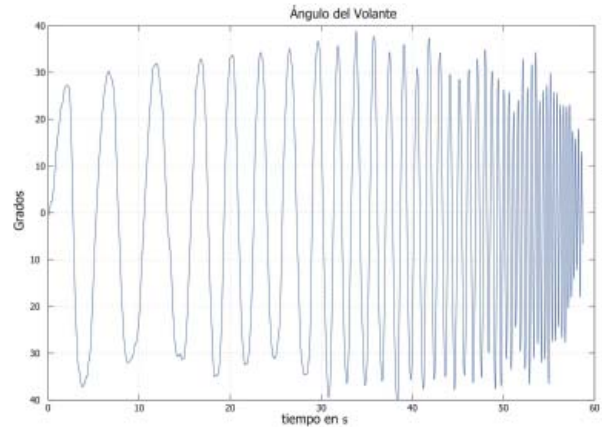


Fig. 6. Señal senoidal aplicada al volante.

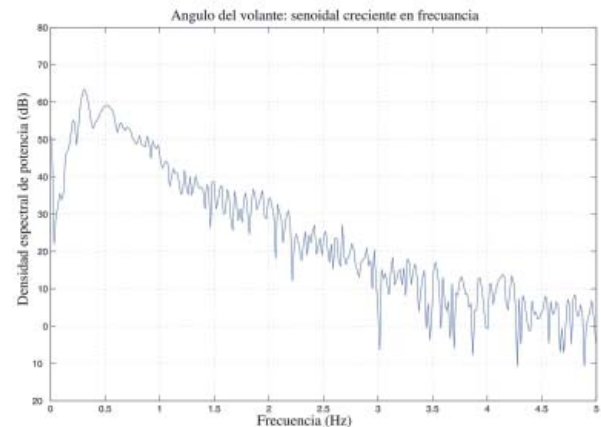


Fig. 7. Contenido de frecuencia.

errores de comportamiento entre el sistema real y el modelo identificado, también llamados residuos, de las tres salidas utilizadas en el criterio de costo.

Se puede apreciar en estas gráficas que los parámetros estimados hacen que el modelo reproduzca la dinámica de balanceo de forma aceptable a frecuencias menores de 3 Hz, pero no se sigue la señal de entrada para frecuencias mayores (figura 10). Sin embargo, los errores de la velocidad de guiñada y de la aceleración transversal aún presentan una correlación con la entrada (figuras 8 y 9): los errores siguen en parte la forma de la señal de entrada. Es posible que esto se deba al modelo simplificado de los neumáticos, donde la fuerza lateral es sólo proporcional al ángulo de deriva (ecuaciones (6) y (7)), o a la hipótesis de que los ángulos de deriva son pequeños.

Tabla IV. Parámetros estimados.

Parámetro	Descripción	Unidades	Valores Constructor	Valores estimados	Variación
D_1	Rigidez de deriva delantera	N/rad	84,085	111,974.6	33%
D_2	Rigidez de deriva trasera	N/rad	87,342	155,840.7	78%
A_{ro}	Amortiguamiento de balanceo	N/rad/s	2,750	1,991.9	28%
K_{ro}	Rigidez total de balanceo	N/rad	150,000	56,756.9	63%
M_{zz}	Momento de inercia de guiñada	kg×m ²	1,571	634.6	60%
M_{xx}	Momento de inercia de balanceo de masa suspendida	kg×m ²	252	368.7	46%
b_1	Distancia de relajación neumático delantero	m	0.5	0.64	28%
b_2	Distancia de relajación neumático trasero	m	0.5	1.04	108%
Errores RMS					
$\dot{\psi}(t)$	Velocidad de guiñada	rad/s		8.539×10^{-5}	
$a_y(t)$	Aceleración transversal	m/s ²		1.531×10^{-3}	
$\varphi(t)$	Ángulo de balanceo	rad			

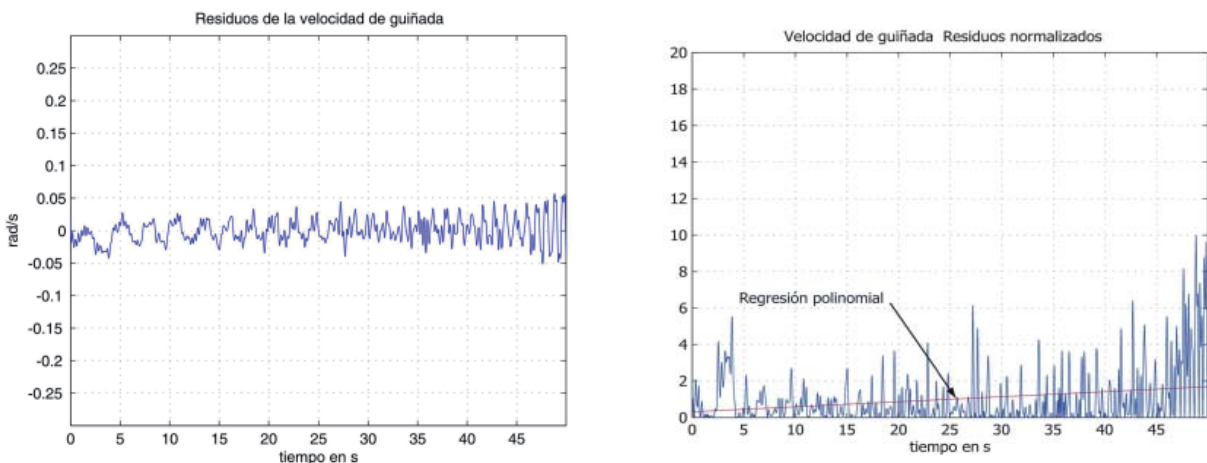


Fig. 8. Validación de la velocidad de guiñada.

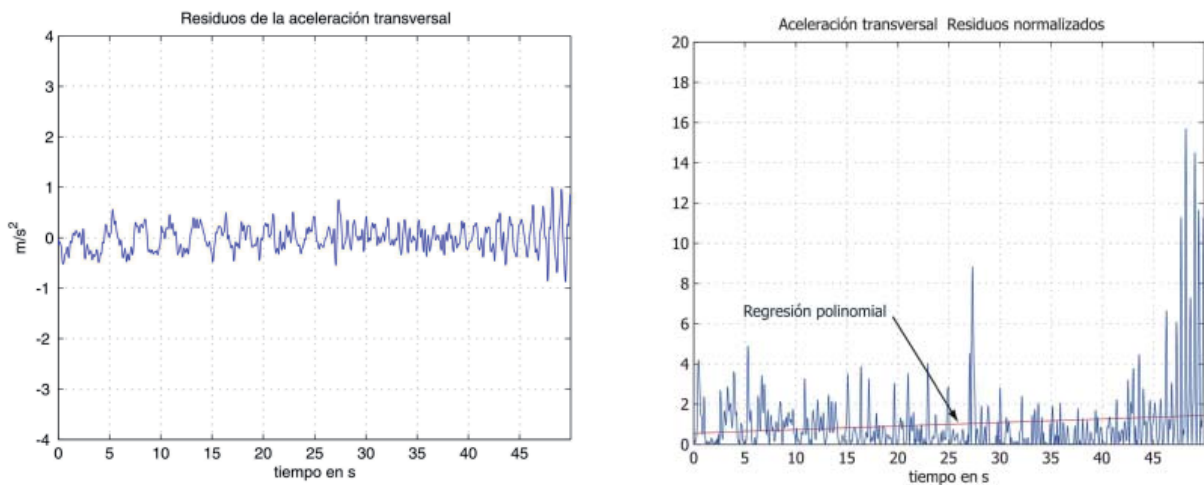


Fig. 9. Validación de la aceleración transversal.

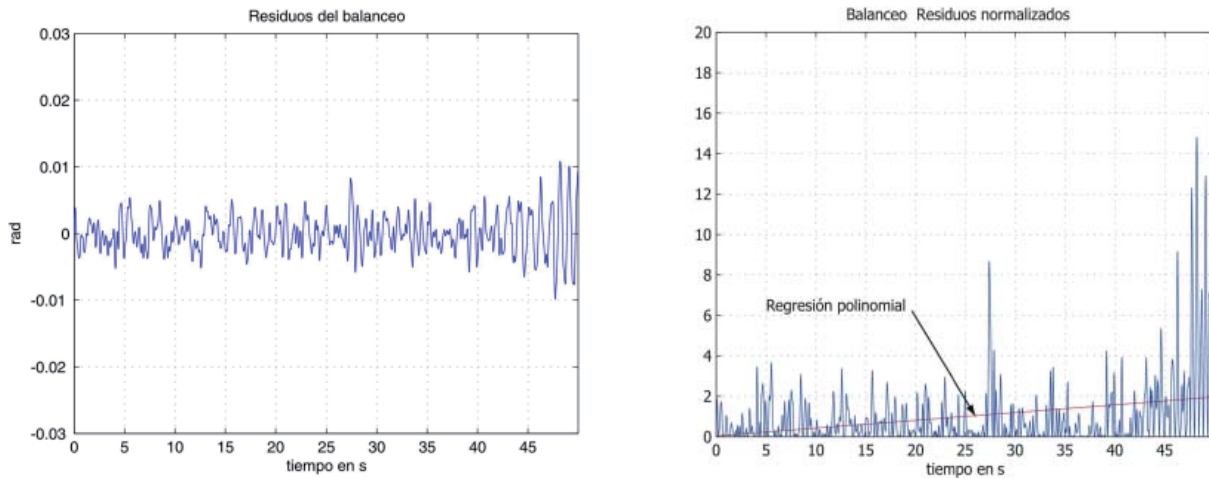


Fig. 10. Validación del ángulo de balanceo.

Las figuras 8, 9 y 10 también muestran los residuos normalizados al cuadrado y la regresión polinomial de los residuos, que es la regresión lineal de los coeficientes del polinomio generado con los residuos. Este formato se utiliza para resaltar la evolución en el tiempo del error de comportamiento. Así se puede apreciar claramente que el error crece para las altas frecuencias. Antes del segundo 45, que corresponde a 3 Hz., el error se puede considerar constante. Se puede decir entonces que el rango de operación del modelo es de 0 a 3 Hz.

La expresión de los residuos normalizados está dada por:

$$r_n(t) = \frac{e(t, \hat{\theta}) - \hat{\mu}_e}{\hat{\sigma}} \quad (9)$$

donde $e(t, \hat{\theta})$ es el error de comportamiento dependiente del tiempo t y de los parámetros estimados $\hat{\theta}$, y donde la media estimada $\hat{\mu}_e$ y la varianza estimada $\hat{\sigma}^2$ se definen de la forma habitual:

$$\hat{\mu}_e = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N e(t, \hat{\theta}) \quad (10)$$

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N [e(t, \hat{\theta}) - \hat{\mu}_e]^2 \quad (11)$$

CONCLUSIÓN

Los resultados arrojados por el estudio ponen de manifiesto las limitantes de un modelo cuando se tiene retos experimentales grandes pues, aunque se cuente con un conductor experimentado, es difícil mover el volante con precisión a frecuencias mayores de 3 Hz.

Recordando que los parámetros de operación suministrados por el constructor son típicos y por eso en algunos casos se tienen errores extremos con respecto al modelo, el caso más notorio es el de 108% para la distancia de relajación del neumático trasero, sin embargo el valor de 0.5 m reportado por el constructor es considerado un estándar, mientras que el valor de 1.04 m encontrado en este trabajo está justificado, al igual que el resto de los parámetros, cuando el modelo reproduce el comportamiento dinámico del automóvil a velocidad constante.

Sin embargo, los errores de la velocidad de guiñada y de la aceleración transversal ponen en evidencia que estas señales aún dependen de la señal de la entrada. Es probable que esta correlación tenga su origen en una representación deficiente de los neumáticos o en la linealización resultante de la hipótesis de que los ángulos de la deriva de los neumáticos son pequeños.

REFERENCIAS

1. Ljung, L. (1999). System Identification, theory for the user. Prentice Hall.
2. Walter, Eric and Pronzato, Luc (1997). Identification of Parametric Models from Experimental Data. Springer.
3. Schmitt, C. (1999). Contribution à l'identification des paramètres physiques des systèmes complexes. PhD thesis. Université de Haute-Alsace.
4. Venture, G., Khalil, W., Gautier M. and P. Bodson (2004). Identification of the dynamic parameters of a car: simulation and experimental results. IFAC Symposium AAC 2004, Salerno, Italia.
5. Haro, E. (2006). Contribution à l'identification de systèmes physiques complexes. Application à la caractérisation de la dynamique latérale d'un véhicule automobile. PhD thesis. Université de Haute-Alsace.
6. Ellis, J.R. (1969). Vehicle Dynamics. Busness Books Limited, London.
7. Gillespie, T. D. (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics. ISBN 1-56091-199-9 Ed. SAE.
8. Milliken, W.F. and D.L. Milliken (1995). Race Car Vehicle Dynamics. isbn 1-56091-526-9 ed.. SAE Publication.
9. Abdellatif, H. and Heimann, B. (2005). Accurate modelling and identification of vehicle's nonlinear lateral dynamics. Proc., Hannover, Germany.
10. Yen, J. (1995). A hybrid approach to modelling metabolic systems using genetic algorithms and simplex method. Proc. 11th IEEE Conference on Artificial Intelligence for Applications (CAIA95), Los Angeles, pp. 277-238.
11. Renders, J.M. and Flasse, S.P. (1996). Hybrid methods using genetic algorithms for global optimization. IEEE Transactions on Systems, Man & Cybernetics.
12. Smith, D.E. and Starkey, J.M. (1995). Effects of model complexity on the performance of automated vehicles steering controllers: Model development, validation and comparison. Vehicle System Dynamics (24), pp. 163-181.

Ingenierías
en línea

**A TEXTO COMPLETO
DESDE EL NÚMERO 1**

consulta en:
<http://ingenierias.uanl.mx>