

Análisis de la dinámica vertical de las ruedas de un vehículo al tomar una curva utilizando modelamiento Bond Graph

Juan Carlos Parra Márquez

Universidad del Bio-Bio, Concepción, Región del Bio-Bio, Chile, jparra@ubiobio.cl

Josep Tornero Monserrat

Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, jtornero@isa.upv.es

ABSTRACT

By taking into consideration that among the studies on systems dynamics the automobile continues to be a research issue, the present study asserts the importance that this means of transportation has, even though there are security issues for the users to consider. One well known problem associated with driving a motor vehicle is the weight distribution on the wheels when taking curves in a motorway. The tear and wear of the tires are not always thought out by the driver of a vehicle, a situation which may lead to hazardous events to passengers in the long ran. In this process, the speed is a major factor which is not always consciously controlled by the driver. The research work discussed in this paper presents an automobile model created by means of a Bond Graph and simulated by using the software package 20-Sim. This software tool allows the analysis of the dynamics aspects described above in a four- wheeled motor vehicle.

Keywords: Bond Graph, dynamic, simulation, vehicle, vertical forces.

RESUMEN

Considerando, que dentro de los estudios de la dinámica de sistemas el automóvil sigue siendo uno de los grandes temas, y que concentra una gran cantidad de investigaciones, se plantea este estudio sobre la importancia que tiene como medio de transporte pero con ciertas condiciones de inseguridad para las personas que a diario lo utilizan. Uno de los grandes problemas en la conducción de un vehículo es la distribución del peso sufrido en sus ruedas, principalmente en las curvas de una carretera. Ello conlleva a desgastes y esfuerzos en los neumáticos no siempre visualizados por el conductor. Esto constituye, al largo plazo, en un peligro para los pasajeros de un vehículo que no consideran este deterioro en su móvil, más aún cuando la velocidad es un factor relevante en este proceso de esfuerzo y que no siempre es controlado en forma conciente por el conductor. Para lo anterior, se presenta el trabajo investigativo en el cual se ha obtenido un modelo de automóvil mediante Bond Graph, simulado mediante el software 20-Sim, que permite el análisis de estos aspectos dinámicos de un móvil de cuatro ruedas.

Palabras claves: Bond Graph, dinámica, simulación, vehículo, fuerzas verticales.

1. INTRODUCCIÓN

Uno de los temas relevantes de la ingeniería es la simulación de sistemas y en éste existen diferentes métodos utilizados por los investigadores según sea el tema en particular que se esté estudiando. En este contexto, y en particular, el comportamiento dinámico de un vehículo ha sido y sigue siendo un tema de vigente interés debido a sus constantes innovaciones tanto dinámicas como cinemáticas. Generalmente, para los vehículos, estos métodos obtienen un conjunto de ecuaciones (Cuadrado et al., 2000) que definen los grados de libertad que se analizaran en dicho móvil siendo así como el conjunto de ecuaciones constituyen el modelo del objeto

en estudio. En esto último, los nuevos avances dictan que el modelamiento de un vehículo se esté realizando mediante la teoría de los multicuerpos (Cuadrado et al., 1997) que permite el considerar subsistemas más allá de los permitidos por los métodos clásicos de la mecánica (Chiang, 1999). Es así como en esta teoría, en estos últimos años, un aporte significativo lo constituyen los grafos obtenidos mediante la herramienta de diseño Bond Graph (Breedveld, 2003).

Ahora bien, siendo muy diversos los temas de investigación en el tema de la dinámica de vehículos, uno de los de mayor interés de análisis es el comportamiento de un vehículo al tomar una curva en una carretera (Ervin, et al., 1979). En este contexto, los investigadores por lo general utilizan el modelo clásico de la bicicleta (figura 1) para simular vehículos de cuatro (Gillespie, 1992) o mas ruedas (Huh et al., 2000) el cual tiene la limitante de ser una aproximación muy reducida del móvil real y en donde se restringe, de cierta manera, la eficiencia de análisis.

Por lo anterior, en este trabajo se presenta el modelo Bond Graph del sistema vehículo, con algunas mejoras a los ya existentes (de Boer, 2002; Louca et al., 2001; Marquis et al., 2006), que permite la simulación de aspectos tan relevantes, del comportamiento de un vehículo, como es la caso de su simulación al momento de tomar una curva en una carretera (Ervin et al., 1983) pero analizando en éste comportamiento los efectos dinámicos en las cuatro ruedas del móvil. Como comentario, en general este tema de estudio se centra principalmente en el comportamiento de los vehículos de carga pesada (Ervin, 1983).

Finalmente, en lo referido a la tecnología propiamente tal, debemos destacar que en la última década se han estrenado una gran variedad de productos de software especialmente diseñados para el análisis de éste tipo de mecanismos; entre estos, podemos destacar *Adams*, *Simulink* y *20-Sim* (Broenink, 2003) que permiten trabajar con modelos que requieren las características de eficiencia mencionadas. En particular, en esta investigación se realizan las simulaciones utilizando *20-Sim* el cual ha demostrado ya sus capacidades en muchos otros trabajos de investigación (Filippini et al., 2005).

2. MODELO

El modelo real de un vehículo es aquel que se acerca lo más posible a la estructura de un móvil de cuatro ruedas. Este modelo debe considerar, en lo posible, todas las fuerzas que se presentan en un vehículo en su comportamiento en carretera (Figura 2). Es así, para lograr una simulación lo más efectiva posible (Félez et al., 2007) se requiere que el modelo permita analizar la conducta de las cuatro ruedas al momento de realizar una maniobra como es el caso de tomar una curva. En particular, la importancia de este movimiento radica en que es éste uno de esos casos en los que todas las propiedades dinámicas del móvil están en su etapa de máxima prueba de rendimiento.

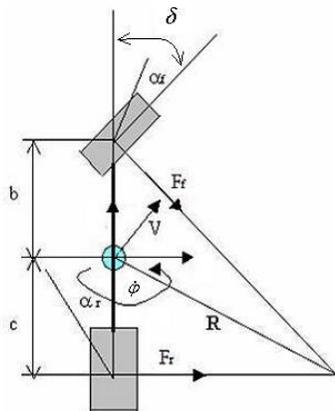


Figura 1: Modelo de bicicleta.

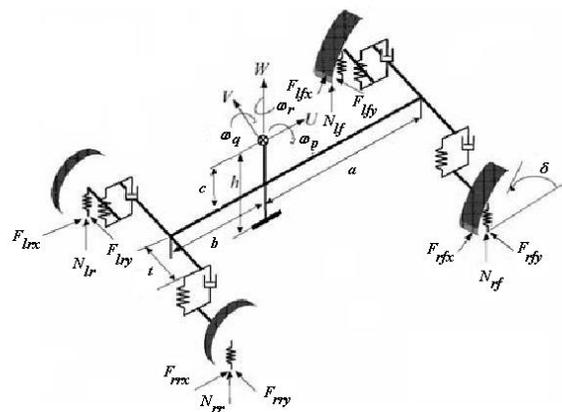


Figura 2: Modelo de vehículo de cuatro ruedas.

Para lograr el modelo matemático se ha utilizado la herramienta Bond Graph (Broenink, 1999) la cual se basa en el concepto de la conservación de la energía. Para nuestro caso, en un modelo de un sistema mecánico estas variables se describen en la tabla 1. Las variables principales, presentadas en tabla 1, que deben ser consideradas en el modelo a obtener son las de esfuerzo y de flujo.

Tabla 1: Variables Bond Graph para un sistema mecánico.

Sistema	Esfuerzo (e)	Flujo (f)	Momento (p)	Desplazamiento (q)
Traslación	Fuerza (F)	Velocidad (v)	Cantidad de movimiento (p)	Desplazamiento (x)
Rotación	Par de Torsión (M)	Velocidad Angular (ω)	Momento Cinético (J)	Ángulo (θ)

Bajo las consideraciones anteriormente mencionadas, el modelo (Figura 3) permite manipular como variables principales de control las fuerzas en el punto de contacto neumático-calzada y el ángulo de viraje del vehículo. Como variables principales de salida, para el chasis, tenemos a U , velocidad hacia delante; V , velocidad lateral; W , velocidad vertical; w_p , velocidad angular de balanceo; w_q , velocidad angular de cabeceo y; w_r , velocidad angular de alabeo, entre otras variables. Para las ruedas, consideraremos las fuerzas verticales, F_z , caso de análisis de este trabajo. No consideraremos las otras variables aunque en este modelo se presentan más grados de libertad que los expuestos.

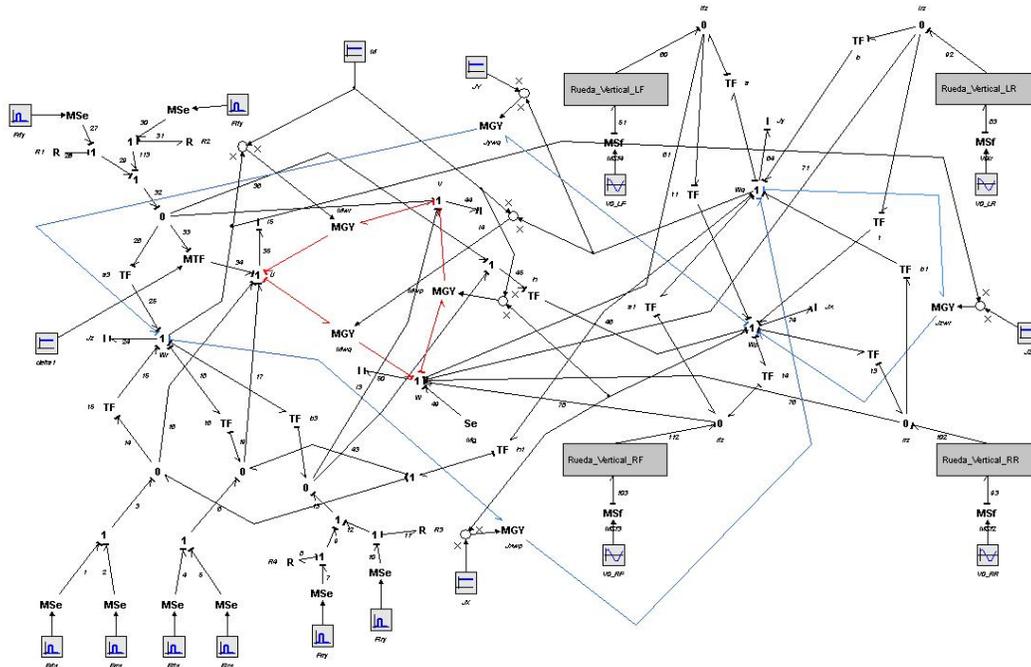


Figura 3: Modelo Bond Graph de vehículo de 4 ruedas.

Las cuatro ruedas de este modelo han sido implementadas bajo el esquema clásico de mecánica (Karlsson et al., 2005) que se muestra en Figura 4 siendo su modelamiento Bond Graph, el que muestra la Figura 5, el utilizado por la mayoría de los investigadores que utilizan Bond Graph en su modelado. En la figura 4, M representa la masa del chasis, m es la masa de la rueda, k pertenece al resorte, C al amortiguador y k_R al neumático. En la figura 5 se puede visualizar la variable p que representa la velocidad los posibles baches que se pueden encontrar en una determinada carretera.

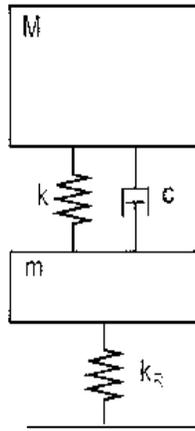


Figura 4: Modelo clásico de rueda.

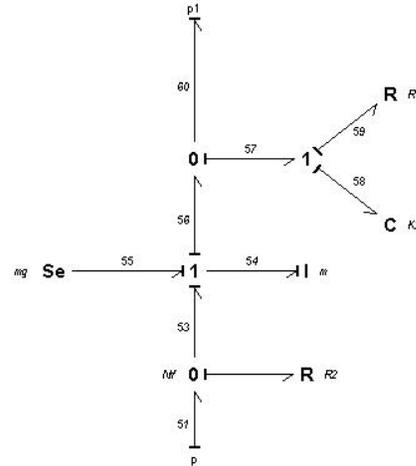


Figura 5: Modelo Bond Graph de la rueda.

En particular, para el chasis y las ruedas se obtiene el sistema de ecuaciones al aplicar el método deductivo de las mismas sobre el diagrama Bond Graph. Esto es un proceso algorítmico que permite con relativa facilidad la deducción de las mismas. Por ejemplo, para una rueda el sistema de ecuaciones de estado es el que sigue:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C}{m} & \frac{C}{M} & K_1 & K \\ \frac{C}{m} & -\frac{C}{M} & 0 & K \\ -\frac{1}{m} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m} & -\frac{1}{m} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m \cdot g \\ -M \cdot g \\ V_0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

donde

- p_1 cantidad de movimiento en M .
- p_2 cantidad de movimiento en m .
- x_1 desplazamiento en el neumático.
- x_2 desplazamiento en el amortiguador y resorte.
- V_0 es la velocidad sobre el neumático a partir de un bache.
- k, k_R coeficientes de rigidez (chasis y neumático, respectivamente).
- C coeficiente de amortiguación.

En el caso del modelo completo del vehículo su sistema es de mayor complejidad y no será presentado en este trabajo puesto que no es necesario para las simulaciones en 20-Sim. Con ello, se puede señalar que las ecuaciones quedan implícitas dentro del modelo Bond Graph de simulación.

3. RESULTADOS

Mediante el modelo descrito anteriormente se han realizado múltiples análisis siendo uno de ellos el correspondiente al comportamiento de un vehículo de 4 ruedas el tomar una curva. Para lo anterior se han utilizado los siguientes datos (sin modelo en particular):

distancia entre ejes	2.472 m
peso del vehículo	8100 N
peso de las ruedas	98 N
altura del centro de gravedad, h	1.4 m
coeficiente de rigidez vertical rueda, K_R	150000 N/m
inercia rueda	1.95 Kgm ²
coeficiente de amortiguación, C	475 N s/m
rigidez de la suspensión, K	14900 N/m
Inercia de la carrocería (<i>Yaw</i> o alabeo)	2345.53 Kg m ²
Inercia de la carrocería (<i>Pitch</i> o cabeceo)	2443.26 Kg m ²
Inercia de la carrocería (<i>Roll</i> o balanceo)	637.26 Kg m ²
Distancia entre ruedas ($2t$)	1.8 m
Distancia CG al eje delantero, a	1.8 m
Distancia CG al eje trasero, b	0.672 m

Las variables principales de control para las simulaciones fueron:

- F_{xi} , fuerzas de tracción en el punto de contacto calzada-rueda i ; con $i = LF$ (delantera izquierda), RF (delantera derecha), LR (trasera izquierda), RR (trasera derecha).
- δ , ángulo de viraje de las ruedas delanteras.

Las variables de las ruedas, sobre las cuales se centraran las simulaciones, son las siguientes:

- F_{zi} , fuerza vertical en el punto de contacto entre chasis y amortiguador de la rueda i ; con $i = LF, RF, LR, RR$.

Lo primero es verificar las curvas de las variables a simular en su estado de reposo (Figura 6 y Figura 7). Las variables del chasis tienen valor cero mientras que las velocidades y fuerzas verticales de las ruedas corresponden a los valores que se tiene en reposo luego de que logran su equilibrio por efecto de la amortiguación, resortes y del peso del chasis sobre las mismas.

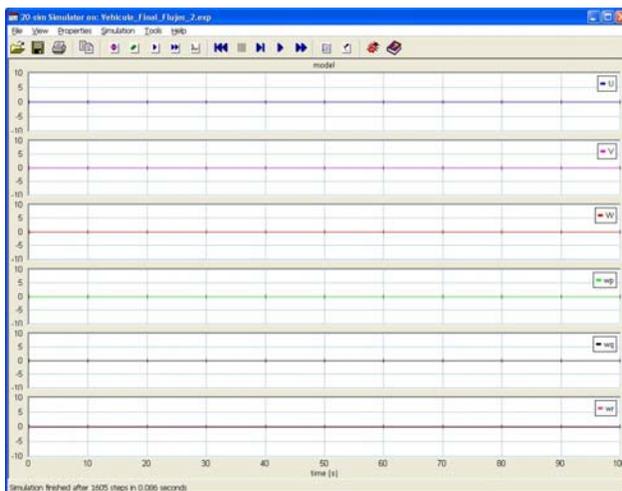


Figura 6: Variables del chasis (U, V, W, wp, wq, wr) en reposo.

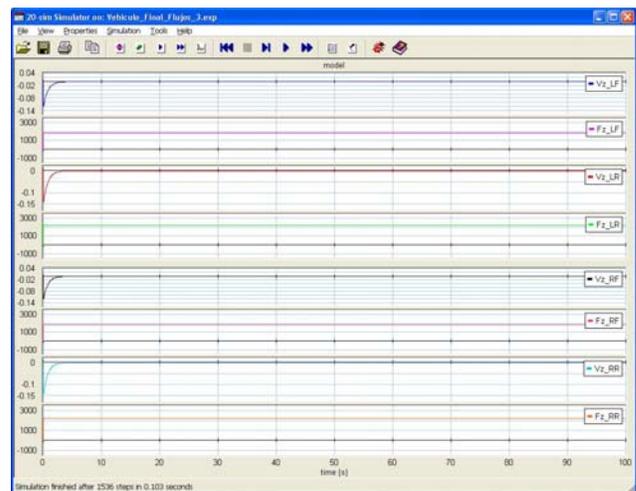


Figura 7: Variables de las ruedas (V_z, F_z) en reposo.

La primera prueba de simulación, propiamente tal, es un movimiento súbito a partir del reposo aplicando una fuerza de propulsión de 10 N, desde $t = 0$ a $t = 50$ s) sobre las ruedas traseras y la respuesta puede ser evaluada en términos de aceleración producida, o la variación de velocidades derivadas, del vehículo en una

curva. En la figura 8 se presentan los resultados de la simulación en donde el ángulo de viraje δ es de 28° hacia el lado izquierdo.

Al analizar la figura anterior se encuentra que para U sufre un aumento a medida que aceleramos pero al dejar de acelerar el vehículo tiende a disminuir su velocidad; lo que deriva en que al tomar una curva se debe mantener la aceleración, de vez en cuando, de tal forma de mantener la velocidad de viraje. Lo mismo sucede con V .

También se verifica que W no sufre alteración pero w_p , correspondiente al balanceo, comienza a aumentar mientras se acelera. Al dejar de acelerar, disminuye su valor pero se mantiene por efecto de la curva. Por otra parte para w_q , cabeceo, sus valores iniciales se deben al efecto de las fuerzas verticales en las ruedas. Luego, en $t = 50$ s, una vez que se deja de acelerar, se genera un pico en su valor, efecto de cabeceo hacia delante, que se produce al tomar la velocidad constante el vehículo; situación de estabilidad del mismo. Para w_r , alabeo, se tiene que este aumenta a medida que se acelera y comienza a disminuir a medida que la velocidad de avance va disminuyendo; al mantener una velocidad constante de viraje, este también mantendrá su valor.

En la figura 9 se presentan las curvas de comportamiento de las variables principales de análisis de este trabajo, presentes en las cuatro ruedas del móvil.

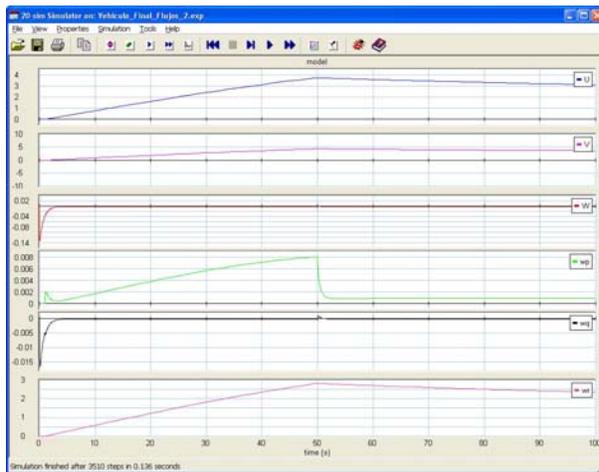


Figura 8: Variables del chasis a una fuerza de tracción de 10 N y un ángulo de viraje de 28° .

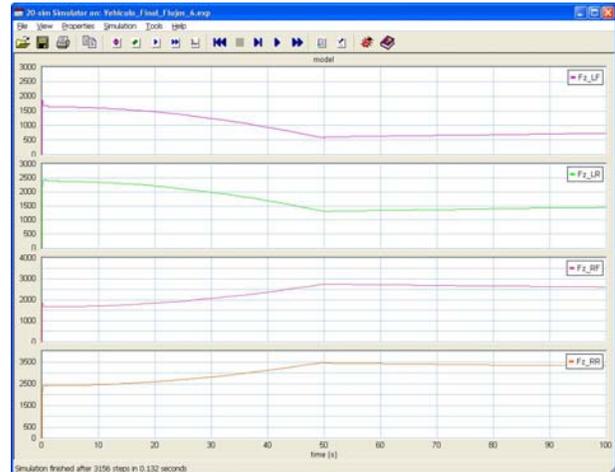


Figura 9: Detalle de las fuerzas verticales en las ruedas en curva.

En esta figura se puede apreciar que existe una transferencia de carga al momento de existir aceleración. En particular, al comenzar sin aceleración, el detalle de las fuerzas es el siguiente:

1. Fz_{LF} : 1700 N.
2. Fz_{LR} : 2500 N.
3. Fz_{RF} : 1700 N.
4. Fz_{RR} : 2500 N.

Al producirse la aceleración y la curva existe el siguiente efecto:

1. Fz_{LF} disminuye a 700 N.
2. Fz_{LR} disminuye a 1400 N.
3. Fz_{RF} aumenta a 2800 N.
4. Fz_{RR} aumenta a 3500 N.

Es decir, al producirse un viraje a la izquierda la rueda frontal izquierda es la que soporta menor fuerza vertical a diferencia de la rueda trasera derecha, que soporta el mayor esfuerzo.

El efecto de transferencia se ve aumentado, peligrosamente, al aumentar la aceleración (Figura 10). En este caso se puede vitalizar un levantamiento de las ruedas delanteras; en particular, la rueda delantera izquierda es la que presenta el mayor levantamiento. Se debe señalar que el ángulo de viraje está exagerado en esta simulación, pero esto es real a medida que el conductor se encuentra con una curva cerrada.

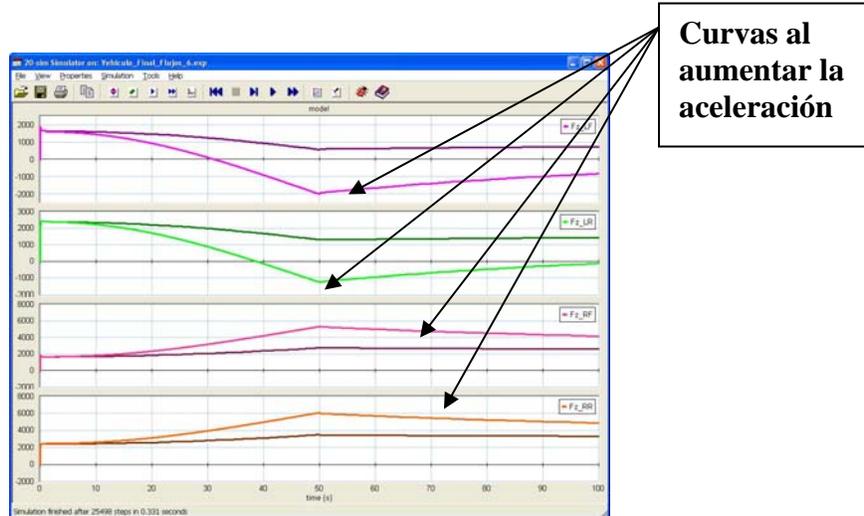


Figura 10. Efecto sobre las fuerzas al aumentar la aceleración.

Por otra parte, el efecto de transferencia de carga se atenúa en un vehículo de menor h , altura del CG, como se puede ver en la figura 11.

Finalmente, otra prueba es aquella en que la carretera posea ciertas imperfecciones y que estas afecten sólo a las ruedas que sufren mayor fuerzas (lado derecho). En este caso (Figura 12) nos encontramos que dichos baches afectan a todas las ruedas siendo los mayores picos para la rueda trasera derecha; es decir, las de mayor esfuerzo.

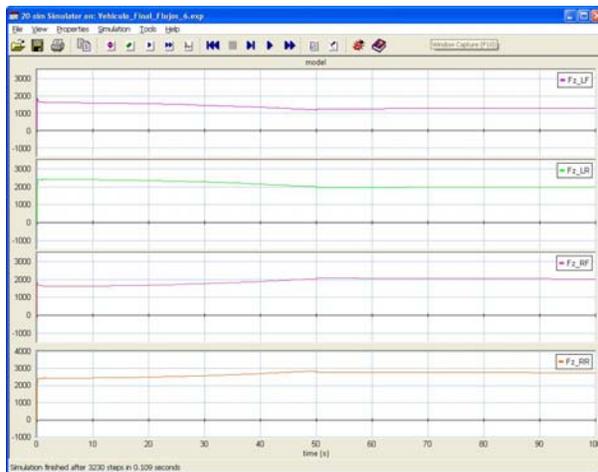


Figura 11: Efecto de altura del CG en la transferencia de carga en las ruedas.

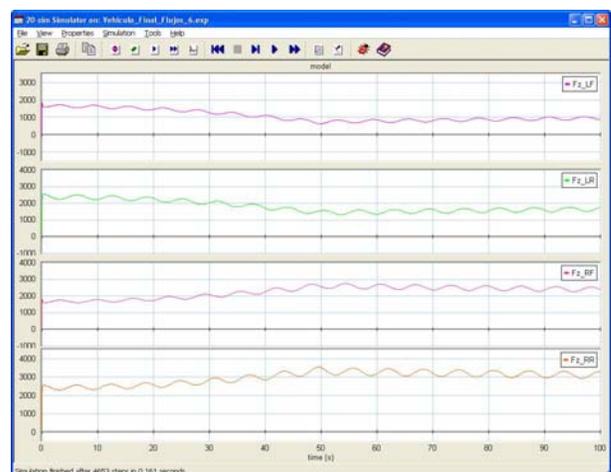


Figura 12: Fuerzas verticales en curva y baches al lado derecho del vehículo.

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos se puede generar la discusión sobre las fuerzas soportadas por las ruedas traseras siendo estas un factor de mucha relevancia y cuidado; ello, en el sentido que el conductor de cualquier vehículo automóvil debe estar conciente de este esfuerzo realizado por dichos neumáticos. Debemos mencionar que una mala distribución de la carga de un vehículo (por ejemplo, portaequipaje lleno) conlleva a un aumento radical de las fuerzas resistidas por las ruedas traseras más aún cuando en una curva la carga tiende a desplazarse hacia el lado opuesto a la misma. Se debe mencionar que este fenómeno se invierte hacia las ruedas delanteras si el CG está ubicado más cerca del eje delantero.

Si la altura del CG aumenta, caso de los vehículos más altos (ejemplo, todo terreno), se tiene que el vehículo tiende al levantamiento de las ruedas del interior según sea la aceleración; en la figura 13 se muestra el levantamiento de la rueda delantera izquierda ($F_{z_LF} < 0$).

Lo anterior indica que es recomendable el rotar las ruedas; es decir, cambiar las ruedas traseras por las delanteras de tal forma de que el desgaste sea lo más distribuido posible. Otra alternativa es diseñar neumáticos más resistentes para el eje trasero; en este caso. Finalmente, una combinación entre altura y las recomendaciones anteriores pueden generar una forma más eficiente de distribución de esfuerzos y desgastes.

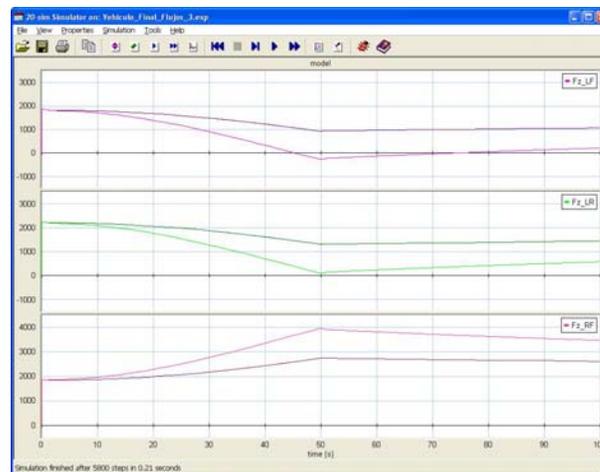


Figura 13. Levantamiento de rueda delantera izquierda.

Lo anterior no es menor más aún cuando las tasas de accidentabilidad aumentan por razones de velocidad más aún cuando los conductores intentan acelerar en una curva. Ahora bien, derivado de este estudio es recomendable, al conducir, el tener en cuenta estos esfuerzos sufridos por los neumáticos que pueden constituir un factor más de riesgo.

No se puede de dejar de mencionar que estos análisis son válidos para todo sistema móvil de cuatro ruedas, como por ejemplo, automóviles, robot, camiones, etc.

Por otra parte, las conclusiones sobre la herramienta de modelamiento nos permite indicar que mediante Bond Graph se potencia el análisis debido a que ya no es necesario utilizar el modelo simplificado de la bicicleta el cual no permite visualizar las diferencias ocurridas en las dos ruedas de un eje. Otro factor relevante es el hecho de poder medir cualquier variable de esfuerzo y flujo en los nodos 0 y nodos 1 del diagrama; por ende, podemos medir fuerza y velocidades en cualquier punto del vehículo que esté representado mediante Bond Graph.

Finalmente, el software 20-Sim es un producto de simulación que permite la simulación inmediata del grafo permitiendo rápidamente reconocer si alguna conectividad ha sido bien o mal diseñada; eso sí, teniendo a la vista cual debe ser el comportamiento real del modelo.

5. NOMENCLATURA

El modelo del vehículo consta de los siguientes parámetros:

K_1, \dots, K_n	constante de estiramiento del neumático según sea la rueda.
R_1, \dots, R_n	constante de resistencia al movimiento.
M	masa del chasis.
m	masa de las ruedas (neumático mas llanta).
g	aceleración de gravedad.
F_i	Fuerzas aplicadas en las ruedas tanto delanteras como traseras.
δ	Ángulo de giro del volante.
CG	Centro de Gravedad.
a	longitud desde el eje delantero al CG.
b	longitud desde el eje trasero al CG.
t	mitad de la longitud entre rueda izquierda y derecha en un eje (largo de medio eje).
c	altura desde el eje de ruedas al CG.
h	altura desde el suelo al CG.
V_0	Velocidades presentes en el punto de contacto neumático-calzada producto de las imperfecciones de la calzada (carretera).

REFERENCIAS

- Breedveld, P.C. (2003). "Bond Graph. Encyclopedia of Life Support Systems contribution". P.C. Breedveld, Holten, University of Twente.
- Broenink, J.F. (1999). "Introduction to Physical Systems Modelling with Bond Graph". University of Twente, Dept. EE.
- Broenink, J.F. (2003). "Tutorial Introduction to 20-Sim 3.6". Adapted to 3.6 by Peter Breedveld, University of Twente, EE Department, Enschede, Netherlands.
- Chiang, L. (1999). "Análisis Dinámico de Sistema Mecánicos", Alfaomega.
- Cuadrado, J., et al. (1997). "Modeling and Solution Methods for Efficient Real-Time Simulation of Multibody Dynamics", Multibody System Dynamics, Vol. 1, p.259.
- Cuadrado, J., et al. (2000). "Intelligent Simulation of Multibody Dynamics: Space-State and Descriptor Methods in Sequential and Parallel Computing Environments", Multibody System Dynamics, Vol. 4, p.55.
- de Boer, G.R. (2002). "A physical multi-body car model using 3D (screw) bond graph". M.Sc. Thesis, Universiteit Twente, Netherlands, June.
- Ervin, R.D.; Nisonger, R.L.; Mallikarjunarao, C.; Gillespie, T.D. (1979). "The yaw stability of tractor-semitrailers during cornering". Final Report, Contract N° DOT-HS-7-01602, Report N° UM-HSRI-79-21, Highway Safety Research Institute, University of Michigan, June.
- Ervin, R.D.; Nisonger, R.L.; Sayers, M.; Gillespie, T.D.; Fancher, P.S. (1983). "Influence of size and weight variables on the stability and control properties of heavy trucks". Final Report, Contract N° FH-11-9577, UMTRI Report N° UMTRI-83-10, March.
- Ervin, R.D. (1983). "The influence of the size and weight variables on the roll stability of heavy duty trucks". SAE paper N° 831163.
- Félez, J.; Maroto, J.; Romero G. and Cabanellas, J. (2007). "A full driving simulator of urban traffic including traffic accidents". Simulation, Vol. 83, N° 5, May, pp. 415-432.

- Filippini, G.; Nigro, N. and Junco, S. (2005). "Vehicle dynamics simulation using bond graph". Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario, Argentina.
- Gillespie, T.D. (1992). "Fundamentals of vehicle dynamics". Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- Huh, K.; Kim, J. and Hong, J. (2000). "Handling and driving characteristics for six-wheeled vehicles". ImechE 2000, Proc Instn Mech Engrs, Vol. 214 Part D, pp. 159-170.
- Karlsson, B.; Ohlsson, E.; Wetter, J. and Nilsson, W. (2005). "CarSim. A suspension system model". Linköping University, Dept. of Science and Technology, TNM032 Modelling Project, December.
- Louca, L.S.; Stein, J.L. and Rideout, D.G. (2001). "Generating Proper Integrated Dynamic Models for Vehicle Mobility Using a Bond Graph Formulation". Proceeding of the 2001 International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation, Phoenix.
- Marquis-Favre, W. , et al. (2006). "Mechatronics bond graph modelling of an automotive vehicle". Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, Vol. 12, N° 2-3, April-June, 2006, pp. 189-202.

AUTHORIZATION AND DISCLAIMER

Authors authorize LACCEI to publish the paper in the conference proceedings. Neither LACCEI nor the editors are responsible either for the content or for the implications of what is expressed in the paper.