

LIBRERÍA MULTI-BOND GRAPHS PARA DINÁMICA-3D DE VEHÍCULOS AUTOMÓVILES

Mauro G. Carignano^a, Germán J. Filippini^a, Norberto M. Nigro^{a,b}

^a*Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM), Universidad Nacional de Rosario (UNR), Beruti 2109,
(S2000FFI) Rosario, Argentina, mecanica@fceia.unr.edu.ar*

^b*Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC),
INTEC-CONICET-UNL, Güemes 3450, (S3000GLN) Santa Fe, Argentina, <http://www.cimec.com.ar/>*

Palabras Claves: Bond Graphs, Modelado, Dinámica, Automóvil.

Resumen. En este trabajo se presenta una librería con los principales componentes mecánicos que conforman un vehículo automóvil; motor, transmisión, chasis, dirección, suspensión y rueda-neumático. El carácter modular de la librería permite la combinación de sus elementos para obtener modelos de vehículos que resuelven la dinámica tridimensional del mismo. Un automóvil actual es un complejo sistema multifísico (SMF) integrado por mecanismos, componentes eléctricos y circuitos electrónicos interactuando con el entorno ambiental y el ser humano. Las herramientas de modelado y simulación de SMF son indispensables para estudiar, diseñar y optimizar sus componentes. Se utiliza Multi-Bond Graphs como herramienta de modelado lo cual facilita el acoplamiento con submodelos de componentes eléctricos y/o electrónicos. El resultado es una librería de gran potencial para el modelado de vehículos con dominios múltiples que lo convierten en un SMF. En los últimos capítulos del presente trabajo se pueden apreciar aplicaciones y resultados producidos con esta librería en dinámica de vehículos.

1. INTRODUCCIÓN

La mayor parte de los avances tecnológicos sobre los automóviles en materia de seguridad, confort y eficiencia energética, entre otros, fueron alcanzados principalmente mediante la incorporación de componentes eléctricos y electrónicos. Los Sistemas de Seguridad Activa, Suspensión Activa/Semiactiva y los Sistemas de Transmisión Electromecánico en vehículos eléctricos/híbridos son algunos ejemplos que podemos observar en la actualidad. Bond Graphs (BGs) y Multi-BGs son herramientas de gran potencial para estudiar estos tipos sistemas. Mediante la creación de la librería para resolver la dinámica de automóviles estaremos dando un primer paso hacia el modelado con BGs de los complejos SMF antes mencionados.

Se comienza presentando un grupo de modelos realizados con Multi-BGs que se utilizan para resolver dinámica de sistemas multicuerpos en general. Estos elementos fueron obtenidos de un trabajo previo presentado por dos de los autores del presente trabajo (ver [Filippini, Delarmelina, Pagano, Alianak, Junco, Nigro, 2007](#)). Luego se desarrolla la creación de cada uno de los modelos que representan un componente de la Librería para Dinámica de Automóviles. En la parte final, se construyen un modelo de un Automóvil utilizando los elemento de la Librería, se realizan algunas simulaciones y se muestran los resultados. Finalmente se presentan las conclusiones sobre lo realizado.

2. BOND GRAPHS ESCALAR Y VECTORIAL PARA SISTEMAS MULTICUERPOS

A lo largo de este trabajo se utiliza BGs escalar y vectorial. En este trabajo, un enlace vectorial de BGs, reconocido por su doble línea, comunica un vector de 6 componentes asociadas sobre un sistema de referencia y ordenamos de la siguiente manera;

$$flujo = p.f = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}; \quad esfuerzo = p.e = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (1)$$

La mayor parte de los sistemas mecánicos involucrados en el automóvil requieren de un tratamiento tridimensional para resolver su dinámica espacial. Para esto, se utilizarán submodelos realizados con Multi-BGs apropiados para resolver la dinámica espacial sistemas multicuerpos en general. Presentamos en la [Tabla 1](#) una breve descripción cada uno de estos submodelos (ver [Filippini, Delarmelina, Pagano, Alianak, Junco and Nigro, 2007](#)).

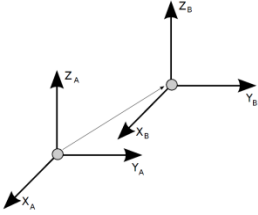
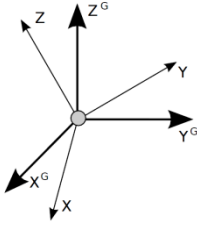
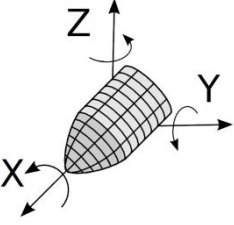
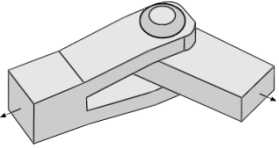
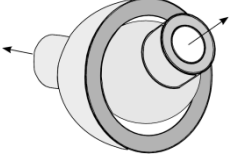
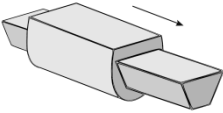
	<p>Traslación; este submodelo permite realizar una traslación y de este modo transformar los valores de esfuerzos y velocidades entre una posición A y una posición B. Los sistemas A y B tienen la misma orientación espacial respecto del sistema de referencia global y la magnitud de la traslación es dada por un vector parámetro $R(x,y,z)$.</p>
	<p>Rotación; este submodelo permite realizar una rotación de sistemas de referencias y de este modo transformar los valores de esfuerzos y velocidades entre un sistema de referencia Global (G) y uno local perteneciente a un Cuerpo Rígido. Los sistemas Global y local mencionados tienen un origen común y su orientación espacial está dada por 3 ángulos según la convención de ángulos de Euler.</p>
	<p>Cuerpo Rígido; este submodelo aplica las ecuaciones de Euler para la dinámica espacial de un cuerpo rígido. Sus parámetros son su inercia m y su matriz de inercia I respecto de los ejes principales de inercia del cuerpo rígido.</p>
	<p>Junta Rotoidal; este submodelo permite vincular 2 cuerpos rígidos de manera de permitir solo un grado de libertad relativo entre los mismos. Este grado de libertad es una rotación respecto de un eje de giro elegido previamente y común a ambos cuerpos. Los restantes 5 grados de libertad relativos entre ellos son restringidos.</p>
	<p>Junta Esférica; este submodelo permite vincular 2 cuerpos rígidos de manera de permitir los 3 grados de libertad de rotación relativo entre los mismos. Los restantes 3 grados de libertad de desplazamiento relativos entre ellos son restringidos.</p>
	<p>Junta Prismática; este submodelo permite vincular 2 cuerpos rígidos de manera de permitir solo un grado de libertad relativo entre los mismos. Este grado de libertad es un desplazamiento sobre una dirección elegida previamente y común a ambos cuerpos. Los restantes 5 grados de libertad relativos entre ellos son restringidos.</p>

Tabla 1 – Librería Multi-BGs para Sistemas Multicuerpos.

3. LIBRERÍA DE DINÁMICA DE AUTOMÓVILES

En esta sección se combinan los submodelos Multi-BGs antes mencionados, elementos de BGs escalar y diagramas de bloques para crear una Librería de Dinámica de Automóviles. (Filippini, Nigro and Junco, 2007).

3.1 Chasis

El chasis de un automóvil es considerado como un cuerpo rígido. Este tiene sus parámetros de inercia asociados; su masa m , y sus momentos principales de inercia respecto de sus ejes principales de inercia I_{xx} , I_{yy} y I_{zz} . El chasis recibe el esfuerzo su propio peso, modelado como una fuente de esfuerzo, $Se:g$, actuando sobre un sistema de referencia S1. Además recibe la acción aerodinámica la cual es modelada mediante una fuente de esfuerzo, $Se:a$, aplicada sobre el sistema de referencia S2. Por último, se deben cargar los esfuerzos de cada uno de los componentes de la suspensión, estos provienen de los puertos que vincula la suspensión al chasis y se aplican sobre el sistema de referencia fijo del cuerpo rígido. Se muestra en la Figura 1 el modelo obtenido para el chasis.

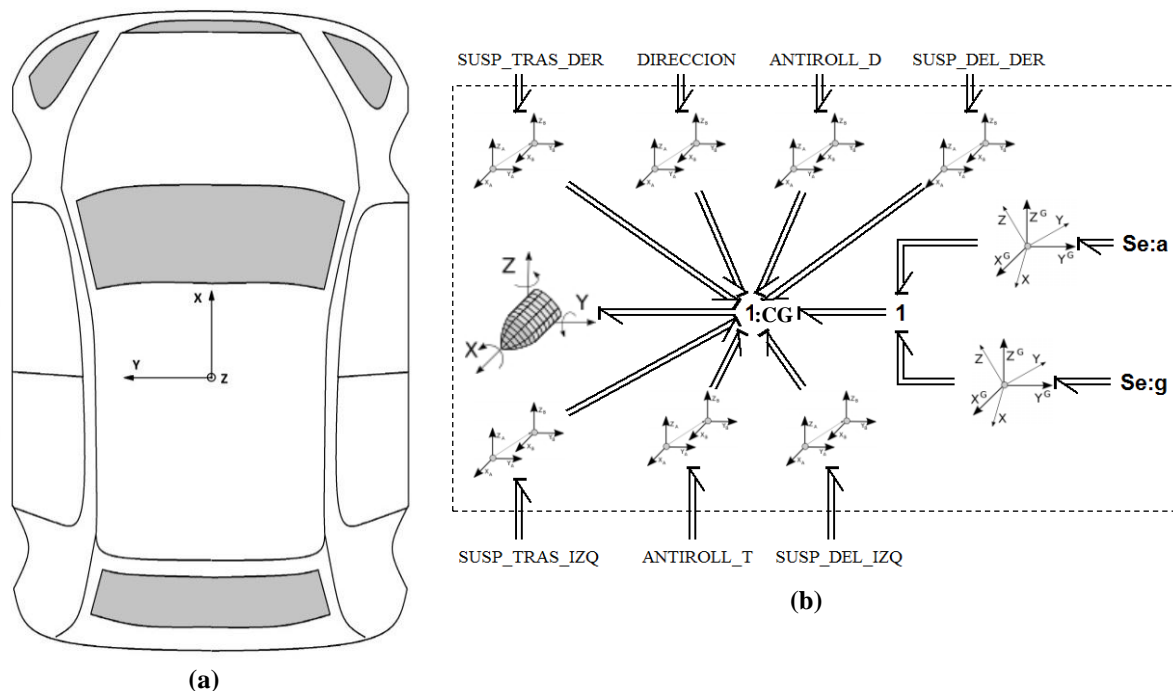


Figura 1 – Icono (a) y Modelo BGs (b) del Chasis

El elemento 1:CG representa el CG del chasis y es donde se conectan todos los enlaces que generan esfuerzos sobre el mismo. En este modelo se requieren 3 sistemas de referencia; uno local asociado al cuerpo rígido, un sistema de parcialmente local S2, y un sistema de referencia global fijo S1. El último tiene su eje Z siempre vertical, es decir paralelo a la aceleración de la gravedad, de modo que el vector que representa la acción del peso del chasis solo tiene componente Z en S1. El sistema de referencia S2 tiene su eje Z normal a la superficie de apoyo del automóvil y además el eje X de esta alineado con la dirección de avance del chasis. Utilizando estos sistemas de referencia se facilita creación de los vectores que representan el peso propio y las acciones aerodinámicas. De la acción aerodinámica se considera la resistencia al avance F_x , la carga vertical F_z y el momento de pitch M_y (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez y Díaz López, 1995). Las fuerzas aerodinámicas y de su propio peso

se expresan a continuación;

$$Se: w = Peso \rightarrow \bar{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m \cdot g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$Se: a = Accion Aerodinámica \rightarrow \bar{F} = \begin{bmatrix} -Fx \\ 0 \\ -Fz \\ 0 \\ My \\ 0 \end{bmatrix}; \text{ siendo } \begin{cases} Fx = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_f \cdot Cx \cdot v_x^2 \\ Fz = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_f \cdot Cz \cdot v_x^2 \\ My = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_f \cdot Cmy \cdot v_x^2 \end{cases} \quad (3)$$

Cx, Cz, Cmy, son coeficientes aerodinámicos del automóvil y Af es su área frontal. ρ es la densidad del aire, vx es la velocidad longitudinal chasis, expresada en el sistema de referencia S1. Finalmente, las traslaciones permiten conectar puntos de anclaje de la suspensión y de la dirección con el CG del chasis. El parámetro utilizado es un vector de Ri (xi,yi,zi) con las tres coordenadas expresadas en el sistema de referencia local del chasis.

3.2 Caja de Dirección

El sistema de dirección más utilizado en automóviles de pasajeros actuales es de tipo Piñón-Cremallera y Brazos Dirección. Un modelo de este mecanismo se presenta en la Figura 2.

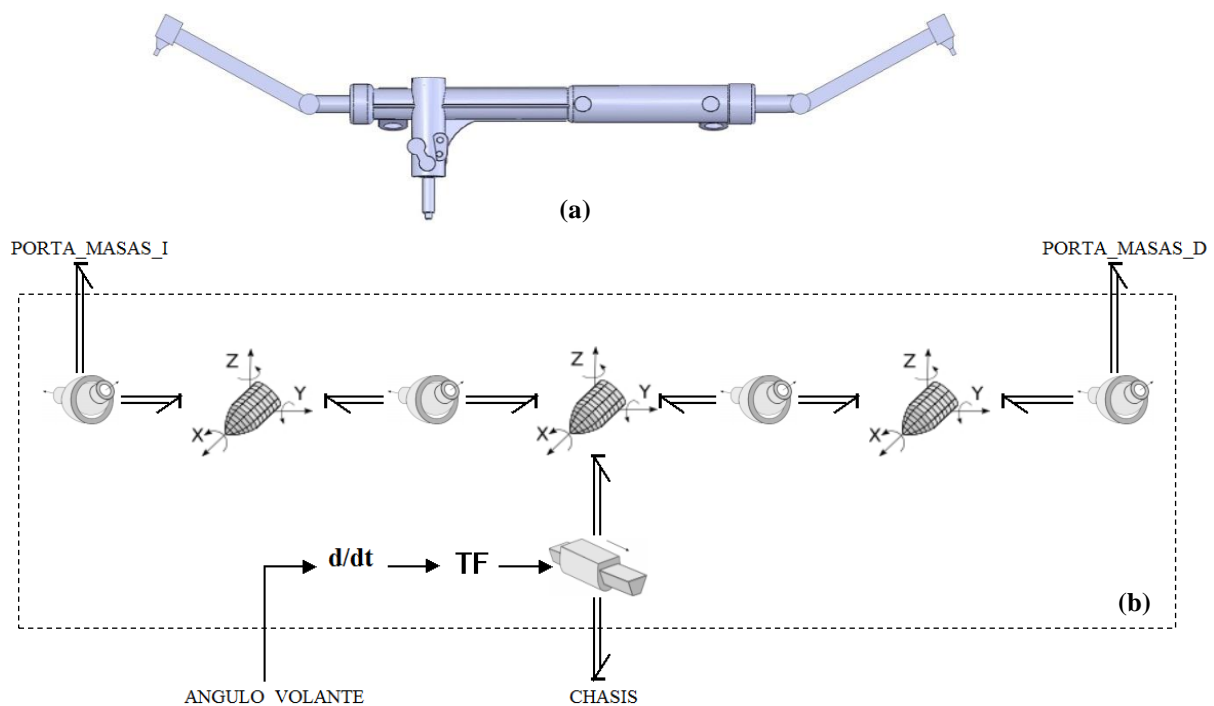


Figura 2 – Icono (a) y Modelo BGs (b) de la Caja de Dirección

La cremallera de la caja de dirección solo puede desplazarse en una dirección respecto del chasis, es por eso que se modela dicho vínculo mediante una junta prismática. Los brazos de dirección conectan la cremallera con el portamasas y en sus extremos posee juntas esféricas. El ángulo de volante, es una señal de entrada. Se deriva en función del tiempo para obtener la

velocidad angular del piñón y se transforma en velocidad lineal por medio del índice de transmisión de la caja de dirección. Esta señal finalmente se utiliza en la junta prismática y es la velocidad de desplazamiento de la cremallera respecto del chasis.

3.3 Barra Antirrolido

La barra antirrolido se conecta a las dos ruedas de un mismo tren de suspensión y al chasis. La misma tiene un comportamiento elástico ante una diferencia de desplazamiento vertical entre las ruedas conectadas, respecto al chasis. De esta manera se consigue una reducción de los movimientos de rolido ante determinadas maniobras, entre otras cosas.

El sistema de Barra Antirrolido más utilizado se compone de una barra con dos brazos la cual está sometida a torsión y conectada a la suspensión mediante bieletas. Para realizar el modelo se utilizan 4 cuerpos rígidos; uno para cada bieleta y otros dos para la barra de torsión. Los cuerpos rígidos que forman esta última están vinculados mediante una junta cilíndrica. El resto de los vínculos con el chasis y la suspensión son mediante juntas esféricas. En la junta cilíndrica se carga el parámetro rigidez torsional K_{ba} de la barra antirrolido. Se denomina α al ángulo rotado asociado al grado de libertad permitido de la junta cilíndrica. El momento que se genera en dicha junta cuando se produce un movimiento de rolido del auto se calcula como;

$$\bar{M} = \bar{\alpha} \cdot K_{ba} \quad (4)$$

Un modelo BGs de este mecanismo se muestra en la [Figura 3](#).

3.4 Conjunto Amortiguador

El siguiente modelo representa un clásico componente mecánico resorte/amortiguador de uso frecuente en los automóviles. Este mecanismo está compuesto por 2 cuerpos rígidos vinculados por una junta prismática. Sus extremos son conectados a la suspensión y al chasis mediante juntas esféricas. Los esfuerzos en la dirección del grado de libertad permitido de la junta prismática son generados por el resorte y el amortiguador, actuando en paralelo.

Siendo v_x a la velocidad en la dirección del grado de libertad de la junta prismática, el módulo de la fuerza generada por el Conjunto Amortiguador se calcula como;

$$F_{amort} = \left(\int_0^t v_x dt \right) \cdot K_r + K_a(v_x) \cdot v_x \quad (5)$$

En esta ecuación, el primer sumando representa la componente elástica donde K_r es la rigidez del resorte, generalmente constante. El segundo sumando representa la componente viscosa y K_a es la constante de amortiguación. Normalmente este último factor no es constante sino función de la velocidad. Se muestra en la [Figura 4](#) el modelo del Conjunto Amortiguador.

3.5 Suspensión Doble Brazo A

Este sistema de suspensión es uno de los usuales en el tren delantero de los automóviles. Está dentro de las denominadas Suspensión Independiente y está formado por dos parrillas de suspensión, superior e inferior, y un portamasas que actúa como conector entre las parrillas y es el portador de las masas rotantes.

Para construir este modelo se utilizan tres cuerpos rígidos; uno para cada parrilla y otro para el portamasas. Las parrillas se vinculan al chasis y al portamasas mediante rótulas, es decir, juntas esféricas. Colocamos además una junta cilíndrica que representa al rodamiento y permite el movimiento de rotación de las masas rotantes respecto al portamasas. En la [Figura 5](#) se muestra el modelo construido.

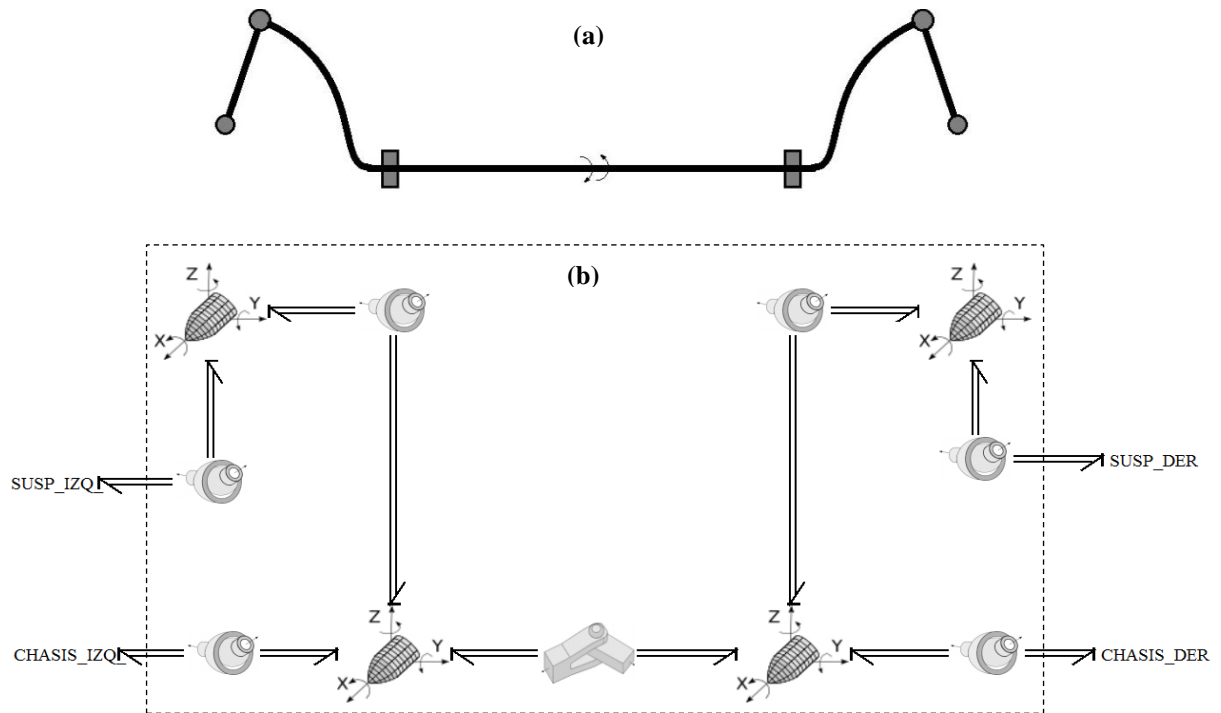


Figura 3 – Icono (a) y Modelo BGs (b) de la Barra Antirrolido

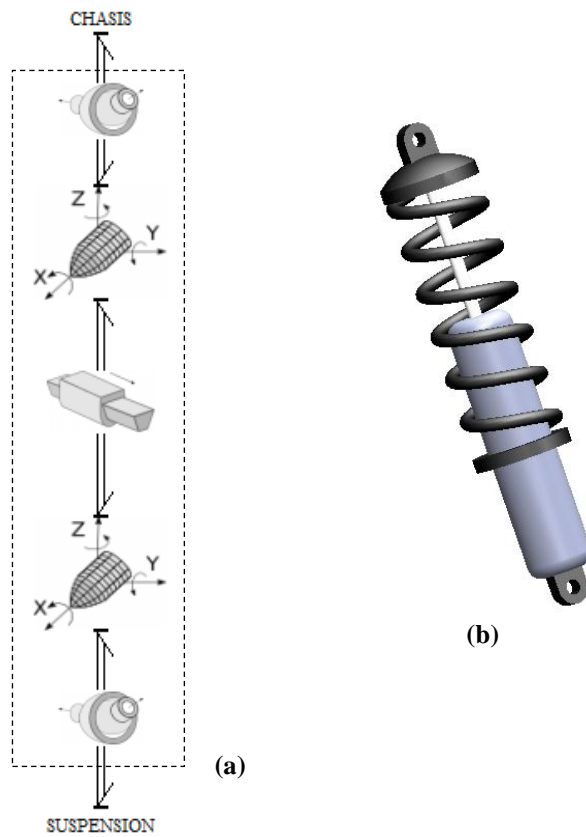


Figura 4 – Icono (a) y Modelo BGs (b) del Conjunto Amortiguador

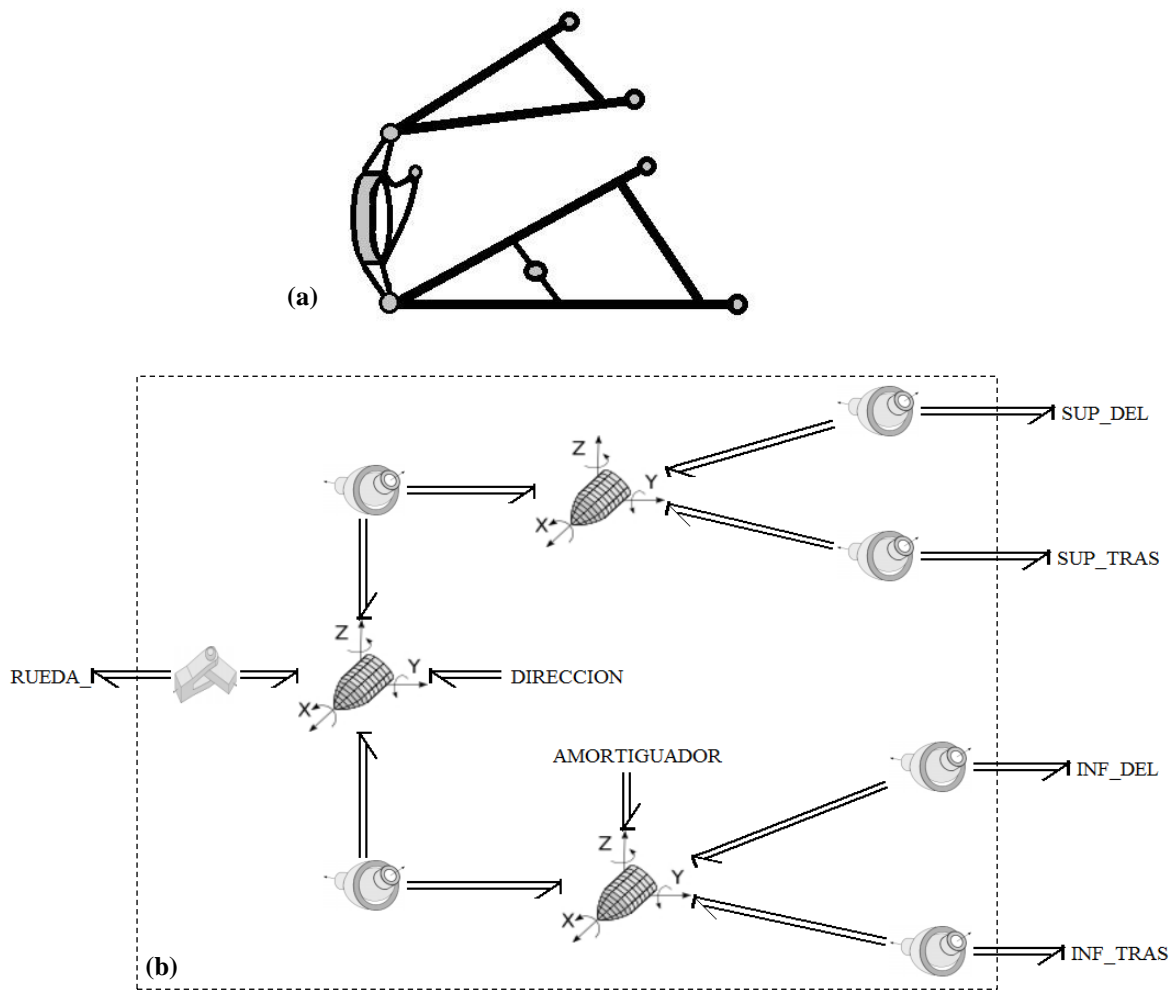


Figura 5 – Icono (a) y Modelo BGs (b) de Suspensión Doble Brazo A

El modelo tiene 7 puertos mediante los cuales se vincula con el chasis, la caja de dirección, amortiguador/barra antirrolido y la rueda.

3.6 Suspensión Mcpherson

Este mecanismo de suspensión es otro de los más comunes en tren delantero de los automóviles. Es una suspensión independiente y está formada por una parrilla inferior, un portamasas y un vástago superior. El sistema resorte amortiguador está generalmente integrado en vínculo del portamasas con vástago superior.

Para construir el modelo se utilizan tres cuerpos rígidos; uno para la parrilla inferior, otro para el portamasas y un tercero para el vástago superior. La vinculación entre la parrilla inferior y el chasis se realiza mediante justas esféricas al igual que entre el vástago superior y el chasis. Luego, entre el portamasas y el vástago superior el vínculo es a través de una junta prismática. En la junta prismática se incluye los elementos para modelar un sistema un resorte/amortiguador como se lo hizo en el Conjunto Amortiguador (ver Ec. (5)). En la Figura 6 se muestra el modelo desarrollado. El modelo tiene 7 puertos de conexión mediante los cuales se vincula con el chasis, rueda, barra antirrolido y caja de dirección.

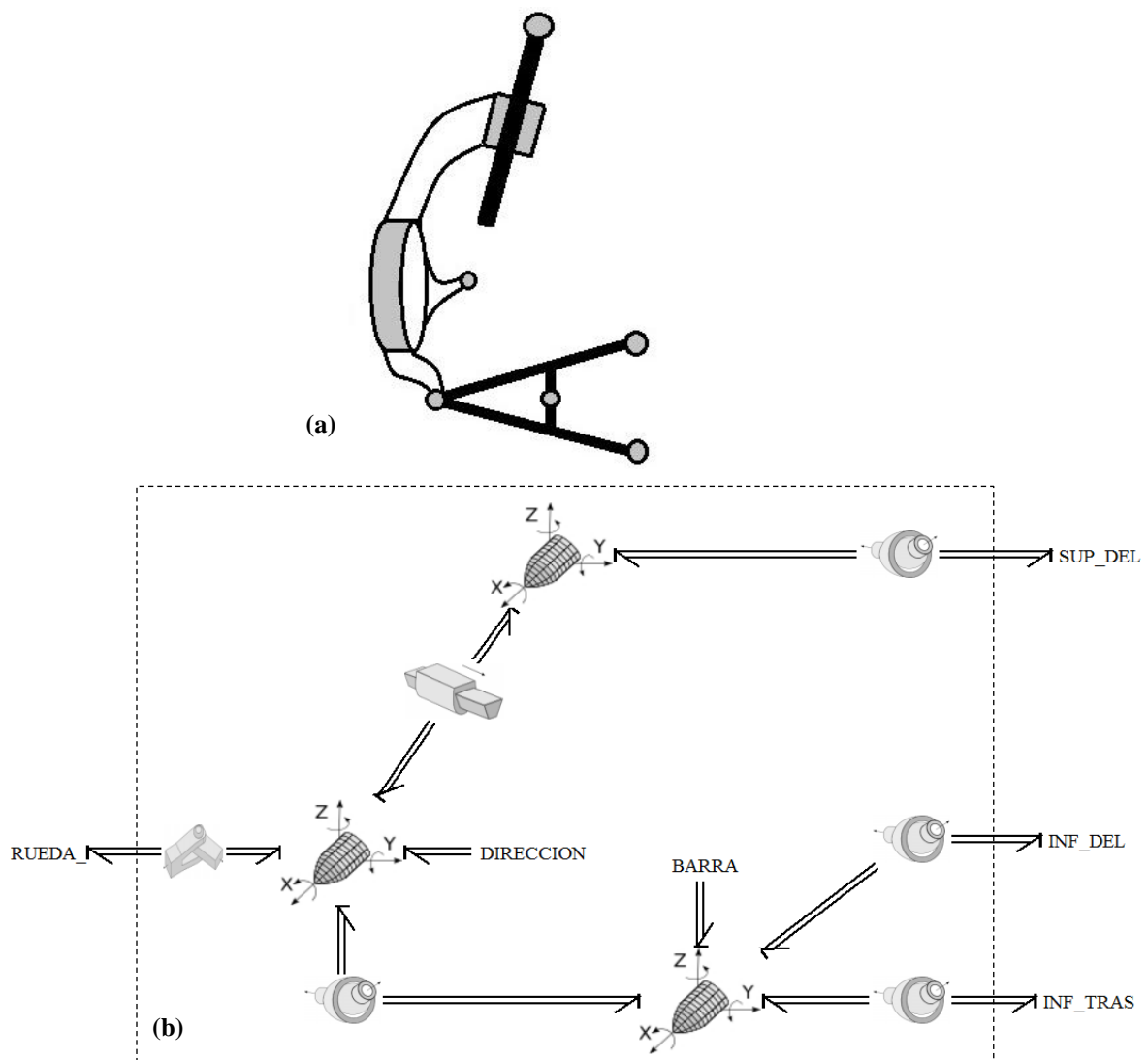


Figura 6 – Icono (a) y Modelo BGs (b) de Suspensión Mcpherson

3.7 Suspensión Brazo Arrastrado

Este mecanismo de suspensión es uno de los más utilizados en los automóviles de pasajeros en el tren trasero. Es de tipo independiente. Esta compuesta por un brazo que pivota respecto de un eje común a ambas ruedas del mismo tren. En algunos casos la torsión del mismo eje genera una componente antirrolido.

El modelo es construido utilizando dos cuerpos rígidos, uno para cada brazo y son vinculados entre si mediante una junta cilíndrica. En el grado de libertad relativo que permite dicha junta puede cargarse la componente antirrolido asociada al eje (ver Ec. (4)). Estos dos brazos son además vinculados al chasis mediante juntas esféricas. Al igual que en los casos anteriores se incluyen dos juntas cilíndricas que representan el rodamiento para vincular las masas rotantes. Se muestra en la Figura 7 el modelo realizado.

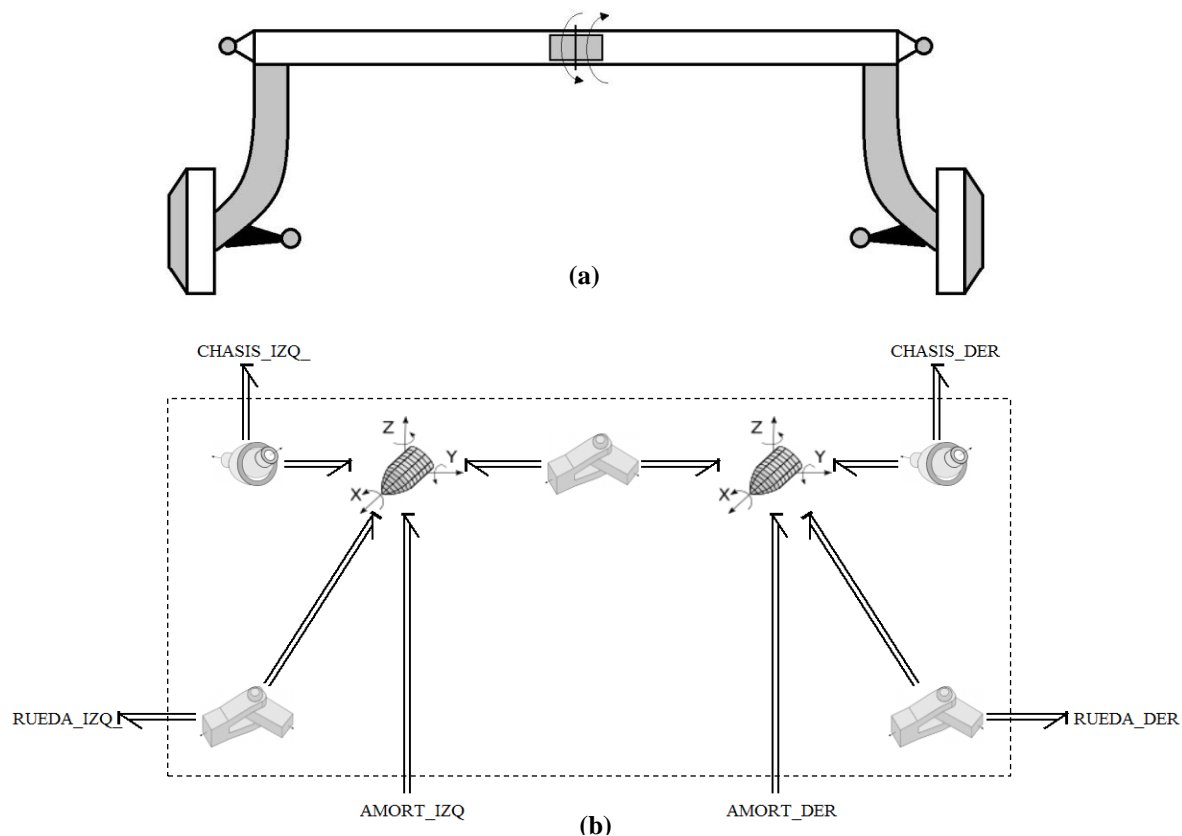


Figura 7 – Icono (a) y Modelo BGs (b) de Suspensión Brazo Arrastrado

3.8 Transmisión y Frenos

La transmisión del automóvil genera el torque que se aplica a las ruedas de tracción. Los elementos constitutivos reales generalmente son; motor, caja de cambios y diferencial. Por otra parte, el sistema de freno es el encargado de generar el torque necesario en cada rueda para desacelerar al automóvil. Está compuesto generalmente por un sistema (hidráulico, neumático o eléctrico) que genera el esfuerzo en función de la fuerza aplicada sobre el pedal y luego un controlador (hidráulico, electrónico o electrohidráulico) que distribuye el torque de frenado a cada rueda. En la [Figura 8](#) se muestra el modelo para la Transmisión y Freno del automóvil.

El torque generado por el motor se modela con una fuente de esfuerzo modulada y un elemento I, correspondiente a la inercia equivalente de sus masas rotantes. El torque entregado se calcula a partir de las curvas de torque en función de la RPM de dicho motor. Se cargan dos curvas; una de ellas es cuando funciona como motor y entrega potencia a 100% de acelerador; a esta la llamamos “T_ACELER”. La otra es cuando funciona como freno y consume potencia a 0% de acelerador; a esta la llamamos “T_FRENO”. Las curvas pueden ser el resultado de un ensayo u obtenidas de una expresión analítica, pero deberán ser cargadas al modelo de manera discreta mediante tablas.

Los valores de torque que entrega el motor con % de acelerador intermedio entre 0 y 100% son calculados como combinación lineal de estos últimos, esto es;

$$\text{Torque Motor} = A \times T_{ACELER}(\omega) + (100 - A) \times T_{FRENO}(\omega) \quad (6)$$

siendo A el porcentaje de Acelerador ($0 \leq A \leq 100$).

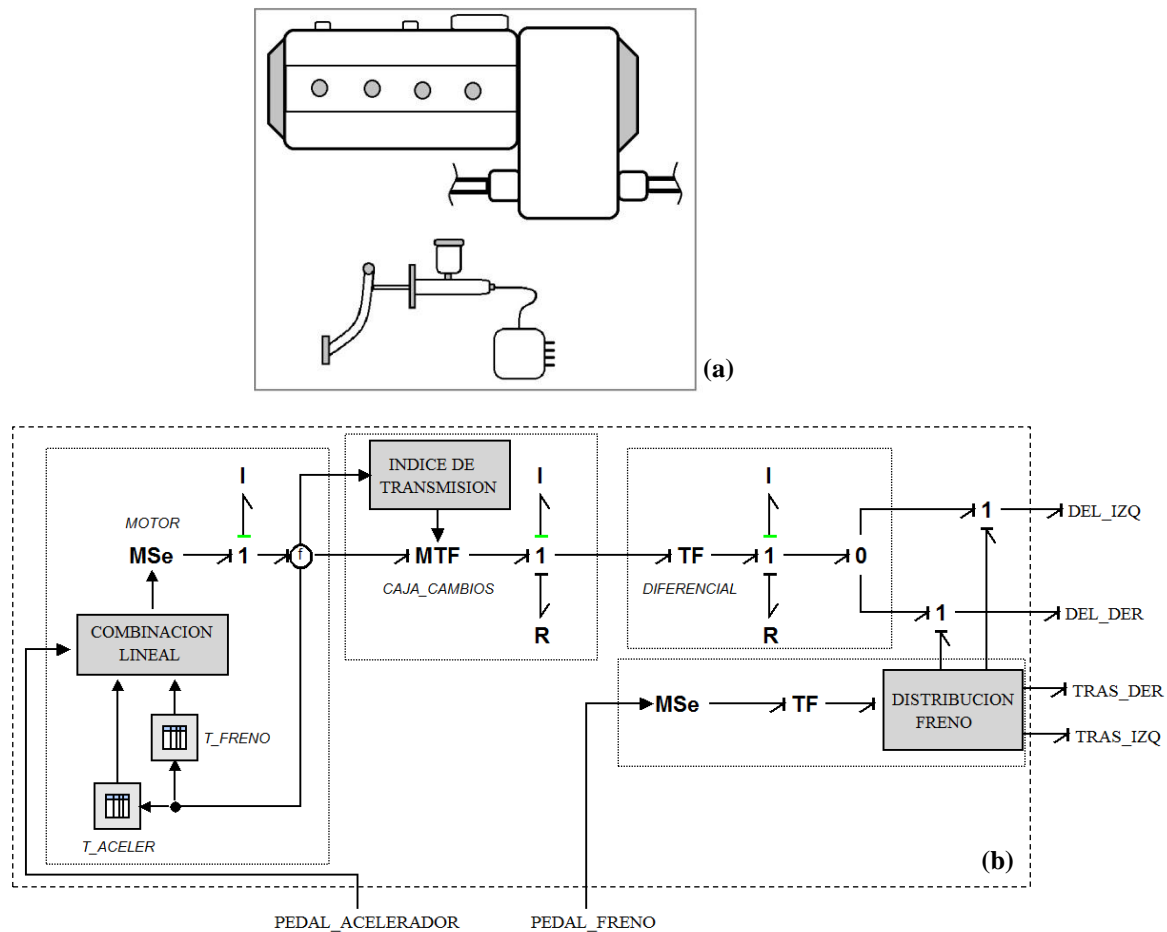


Figura 8 – Icono (a) y Modelo BGs (b) de Transmisión y Frenos

Para la caja se cambios se utiliza un transformador modulado y un elemento I correspondiente a la inercia equivalente de sus masas rotantes. Además se agrega una resistencia que representa las pérdidas por fricción en el mecanismo. Los índices de transmisión de cada marcha son cargados previamente como parámetros. También se debe cargar al modelo el rango de revoluciones para el motor, esto es el valor de las revoluciones máximas y mínimas a las cuales se desea operar el motor. El submodelo “INDICE DE TRANSMISION” decide en que marcha funcionar de manera de mantener al motor dentro del rango de revoluciones especificado. En función de la marcha elegida, se entrega el índice de transmisión correspondiente al transformador modulado.

El diferencial se modeló con un transformador y un elemento I correspondiente la inercia equivalente de sus masas rotantes. Además se agrega una resistencia que representa las pérdidas por fricción en el mecanismo. El índice de transmisión es un parámetro del modelo y es fijo. A través de un elemento 0 el diferencial entrega el mismo torque a cada rueda motriz.

El sistema de frenos esta compuesto por una fuente de esfuerzo modulada, la cual recibe la señal de la fuerza sobre el pedal. Este esfuerzo se convierte mediante un transformador en un torque de frenado. Dicho torque ingresa al submodelo “DISTRIBUCION DE FRENO” el cual calcula el toque que se aplicará a cada rueda. Para este caso la distribución de frenos se hace en función de la carga vertical sobre los neumáticos contemplando la transferencia de carga durante el frenado. Para se necesita conocer algunos parámetros geométricos del automóvil y la aceleración del mismo. Se programa mediante las siguientes ecuaciones;

$$\text{Torque Rueda Delantera} = \frac{D \cdot T_{FRENO}}{2} \quad (7)$$

$$\text{Torque Rueda Trasera} = \frac{(1-D) \cdot T_{FRENO}}{2} \quad (8)$$

$$D \begin{cases} = \frac{a_2 - (a_x/g) \cdot h}{a_1 + a_2} & \text{si } |a_x| \leq \frac{a_2 \cdot g}{h} \\ = 1 & \text{si } |a_x| > \frac{a_2 \cdot g}{h} \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{donde} \begin{cases} D; \text{ factor distribución } (0 \leq D \leq 1) \\ a_1; \text{ distancia del eje delantero al centro de gravedad} \\ a_2; \text{ distancia del eje trasero al centro de gravedad} \\ h; \text{ altura del centro de gravedad} \\ a_x; \text{ aceleración longitudinal del automóvil} \end{cases}$$

3.9 Rueda-Neumático

La rueda completa de un automóvil está formada por una llanta y un neumático. Al primero se lo considera como un cuerpo rígido. El modelo "Rueda-Neumático" tiene un sistema de referencia S_R que rota junto al cuerpo rígido. Se asume que la rotación principal del neumático se produce respecto del eje Y_R . Se define un sistema de referencia S_1 con el origen coincidente con el centro del neumático. Sus ejes X_1 y Z_1 son radiales y además el X_1 es siempre horizontal, es decir, paralelo a la superficie de apoyo. Y_1 en consecuencia es coincidente con Y_R . La interacción entre el neumático y la superficie de apoyo se produce en el parche de contacto. Se define un nuevo sistema de referencia S_2 centrado en el parche de contacto de manera que el eje Z_2 es vertical (paralelo a Z_{GLOBAL}) y el eje X_2 está contenido en el plano X_1Z_1 . Los tres sistemas de referencia descriptos se muestran [Figura 9](#).

La interacción entre el neumático y la superficie de apoyo produce esfuerzos en las tres direcciones que cargaremos sobre el sistema de referencia S_2 . En la dirección vertical, eje Z_2 , los esfuerzos son producidos por la deflexión del neumático, la expresión de F_z se muestra a continuación;

$$F_z = K_N \cdot \Delta z + b_N \cdot v_z \quad (10)$$

donde K_N es la rigidez vertical del neumático y b_N es la constante de amortiguación del mismo. Para los esfuerzos lateral y longitudinal se aplica el modelo matemático desarrollado por Bakker, Nyborg y Pacejka. Conocida la carga vertical sobre el neumático, este modelo matemático permite calcular el esfuerzo longitudinal y lateral en función del deslizamiento y el ángulo de deriva respectivamente. Las expresiones utilizadas se detallan a continuación ([Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez y Díaz López, 1995](#));

$$F = D \cdot \text{sen}(C \cdot \arctan(B \cdot \Phi)) \quad (11)$$

$$\Phi = (1 - E) \cdot X + \left(\frac{E}{B}\right) \cdot \arctan(B \cdot X) \quad (12)$$

$$D = a_1 \cdot F_z^2 + a_2 \cdot F_z \quad (13)$$

$$\text{BCD}_{F_y} = a_3 \cdot \text{sen}(a_4 \cdot \arctan(a_5 \cdot F_z)); \quad \text{BCD}_{F_x} = \frac{a_3 \cdot F_z^2 + a_4 \cdot F_z}{e^{(a_5 \cdot F_z)}} \quad (14)$$

$$E = a_6 \cdot F_z^2 + a_7 \cdot F_z + a_8 \quad (15)$$

$$\text{Fuerza lateral} \rightarrow C = 1.3; \quad \text{Fuerza longitudinal} \rightarrow C = 1.65 \quad (16)$$

$$B = \frac{BCD}{CD} \tag{17}$$

donde a_1, \dots, a_8 son parámetros que caracterizan cada neumático. X en la Ec. 11 representa el deslizamiento o ángulo de deriva y se calcula como;

$$X = \text{deslizamiento} = \begin{cases} \frac{v_t - v_x}{v_t} & \text{si } v_t \geq v_x \\ \frac{v_t - v_x}{v_x} & \text{si } v_t < v_x \end{cases} \tag{18}$$

$$X = \text{angulo de deriva} = \arctang\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \tag{19}$$

siendo; $\begin{cases} v_x; \text{componente } x \text{ de la velocidad de la rueda en } S_1 \\ v_y; \text{componente } y \text{ de la velocidad de la rueda en } S_2 \\ v_t = \omega \cdot R; \text{velocidad tangencial, } R \text{ es el radio d la rueda} \end{cases}$

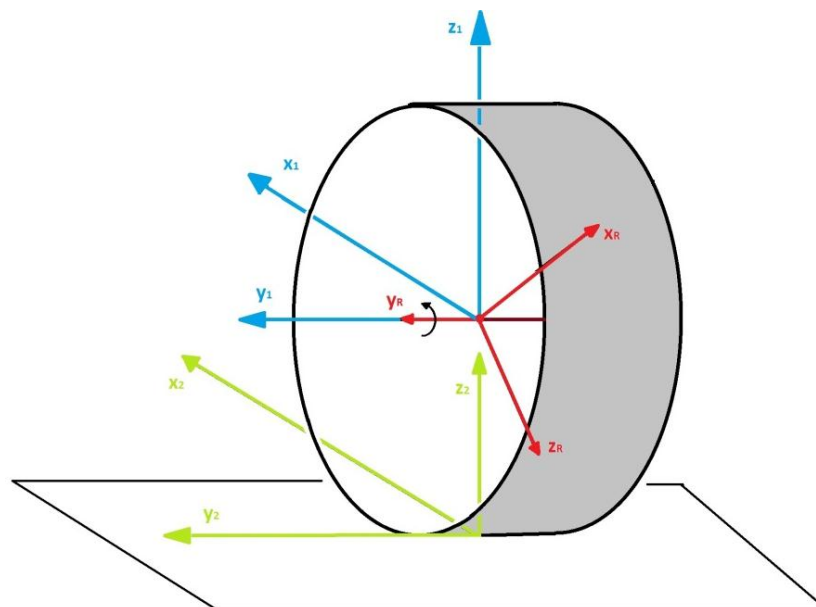


Figura 9 – Transmisión y Frenos

Finalmente la resistencia al avance por el efecto de la rodadura del neumático se genera a partir de una fuerza negativa cargada en el sistema de referencia S2. El módulo de esta fuerza es (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez y Díaz López, 1995);

$$F_{xRODADURA} = \mu_r \cdot Fz; \quad \mu_r = \mu_0 + \mu_1 \cdot v_x^2 \tag{20}$$

siendo μ_r y μ_0 coeficientes propios de cada neumático. Se muestra en la Figura 10 un modelo completo de una Rueda-Neumático.

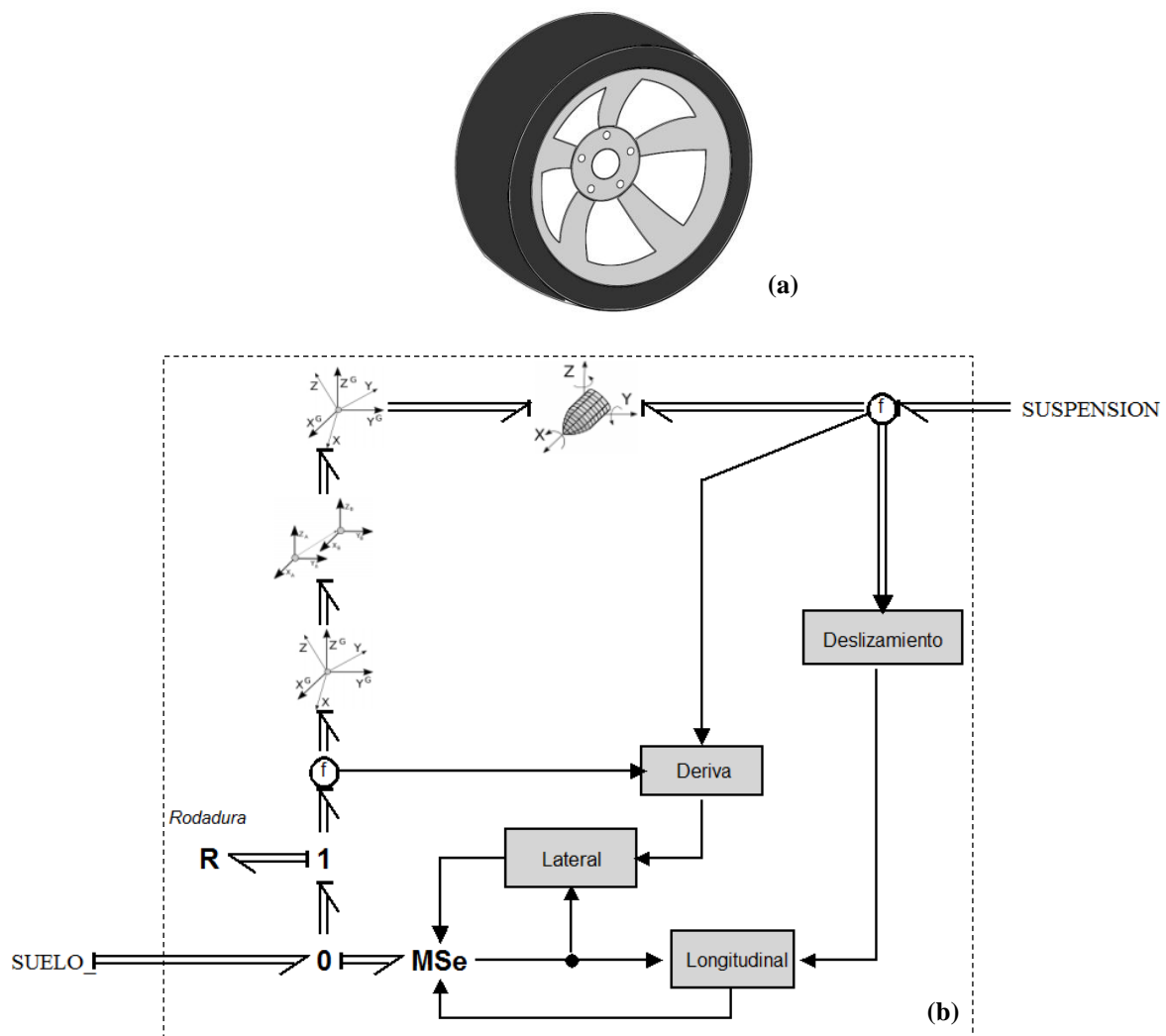


Figura 10 – Icono (a) y Modelo BGs (b) de Rueda-Neumático

4. APLICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA LIBRERÍA

En esta sección se utilizan los elementos de la librería presentada en la sección anterior para armar un modelo completo de un automóvil. Comenzamos con la carga de datos, luego realizamos algunas simulaciones y mostramos los resultados.

4.1 Ensamble de un Modelo de Automóvil y Carga de Datos

El modelo de automóvil que se fue seleccionado para armar tiene una suspensión Doble Brazo A en el tren delantero y Brazo Arrastrado en el tren trasero. En la [Figura 11](#) se muestra un esquema automóvil modelado. El mismo posee la tracción en sus ruedas delanteras. Para el motor de combustión interna, si se conoce la potencia máxima P_M y las revoluciones correspondientes ω_M , es posible obtener la curva de potencia aproximada utilizamos la siguiente expresión ([Jazar, 2008](#));

$$Potencia(\omega) = P_1 \cdot \omega + P_2 \cdot \omega^2 + P_3 \cdot \omega^3; \quad \text{siendo} \begin{cases} P_1 = \frac{P_M}{\omega_M} \\ P_2 = \frac{P_M}{\omega_M^2} \\ P_3 = -\frac{P_M}{\omega_M^3} \end{cases} \quad (21)$$

Las curvas de Torque del motor para distintas posición de acelerador se generan por el modelo (ver Ec. (6)) y se muestran en la Figura 12.

Se muestra en la Tabla 2 un resumen con los principales datos que fueron cargados en cada uno de los modelos que integran el automóvil.

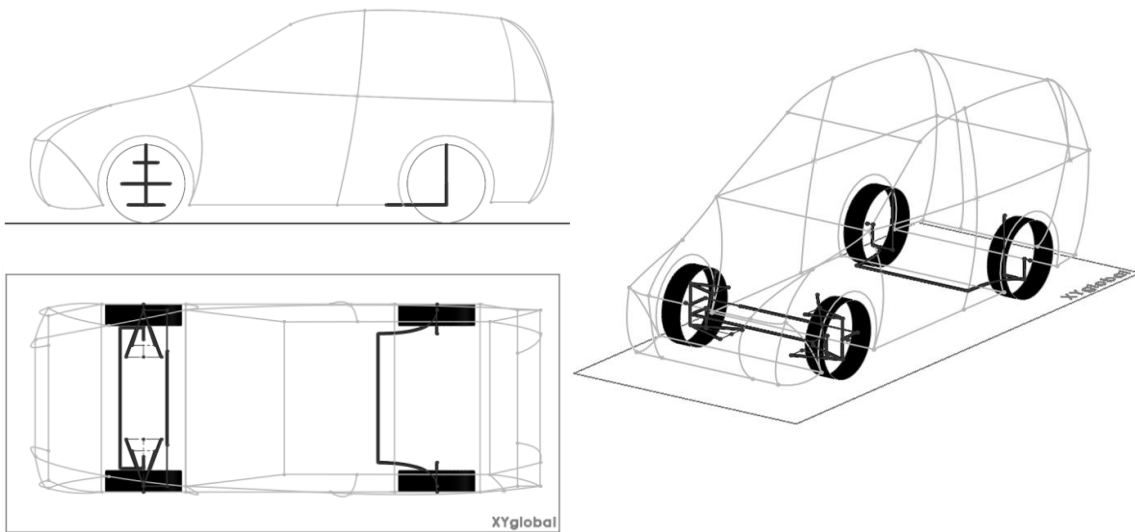


Figura 11 – Esquema del Automóvil Modelado

Generales			Motor		
Peso	1175	Kgf	Pot. Max	85	HP
Trocha	1,6	m	Revol. (Pmax)	5500	rpm
Dist. Ejes	2,5	m	Caja Velocidad		
Aerodinámica			I1	4,1	
Cx	0,31		I2	2,2	
Cz	0,2		I3	1,4	
My	0		I4	1	
Area Frontal	2,2	m ²	I5	0,86	
Chasis			Diferencial		
Masa	1000	Kg	Id	3,8	
Ixx	650	Kgm ²	Rueda-Neumático		
Iyy	2400	Kgm ²	KN	150000	N/m
Izz	2300	Kgm ²	bN	300	N.s/m
Amortiguador			Radio	0,31	m
K-delantero	19800	N/m	Barra Antirrolido Delan.		
K-trasero	10200	N/m	Kb	1200	Nm/rad
b-delantero	6000	N.s/m	Eje Trasero		
b-trasero	3000	N.s/m	Ke	1100	N/rad

Tabla 2 – Datos del Automóvil Modelado

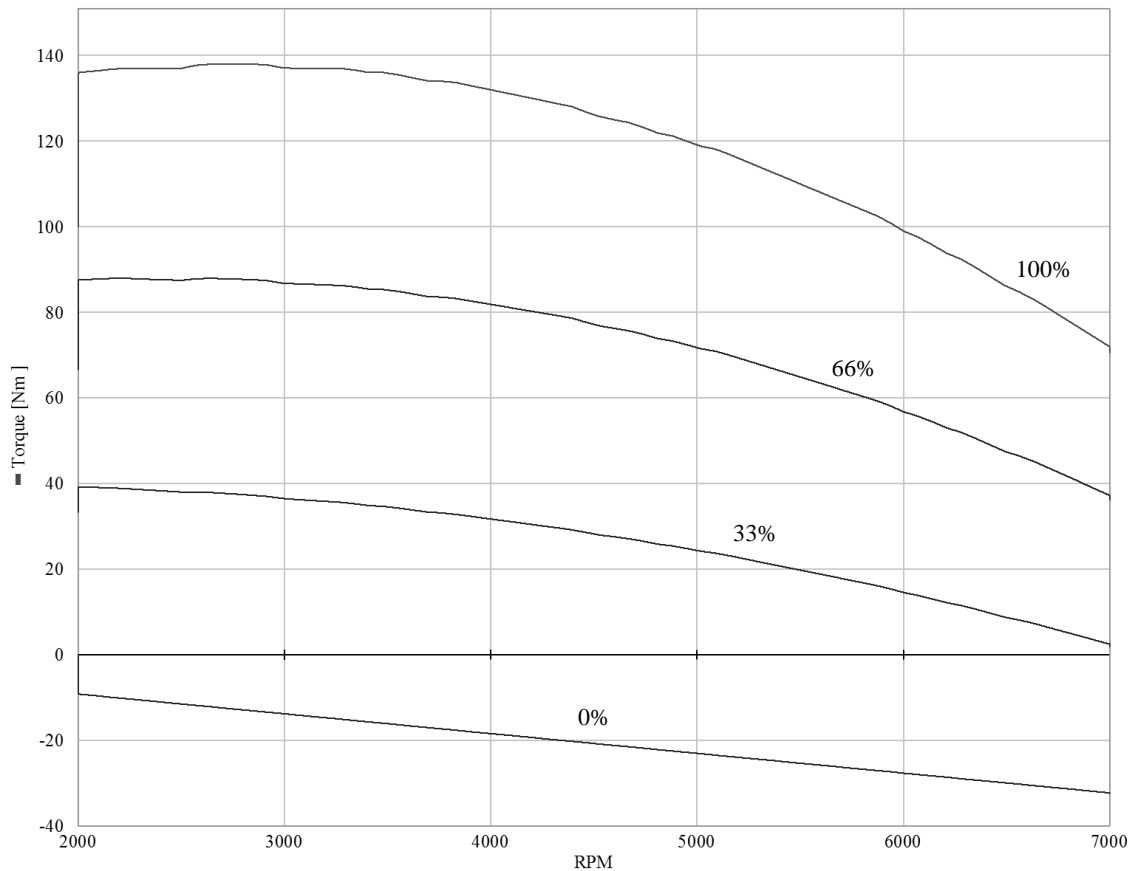


Figura 12 – Curvas Torque Motor

En el modelo Rueda-Neumático se cargaron los parámetros correspondientes a un automóvil para pasajeros (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez y Díaz López, 1995). En la Figura 13 se muestran las gráficas características de este neumático obtenidas con el modelo, para diferentes cargas verticales.

El modelo completo se obtiene interconectando cada uno de los submodelos a través sus puertos. Un modelo BGs del automóvil se muestra en la Figura 14. Como puede apreciarse, para este modelo construido, las señales Acelerador, Freno y Angulo de Volante son entradas que deben ser predefinidas antes de la simulación.

4.2 Simulación y Resultados

La simulación a realizar con el modelo son maniobras típicas que se realizan con automóviles de pasajeros. Proponemos realizar con el modelo dos maniobras diferentes:

1. Aceleración y Frenado: Partiendo del reposo, se acelera con 100% de acelerador hasta alcanzar los 143 Km/h, luego se lleva el acelerador a la posición que nos permita mantener esa velocidad constante, durante 5 segundos. Finalmente se realiza una desaceleración con la máxima potencia de frenado disponible.
2. Cambio de Dirección: a 81 Km/h se realizan 2 cambios de dirección, maniobra típica que permite esquivar un supuesto obstáculo.

Se graficaron algunas de las principales variables relacionadas con la dinámica de automóviles. En el Figura 15 y Figura 16 se muestran los resultados de la simulación para las maniobras que fueron descriptas.

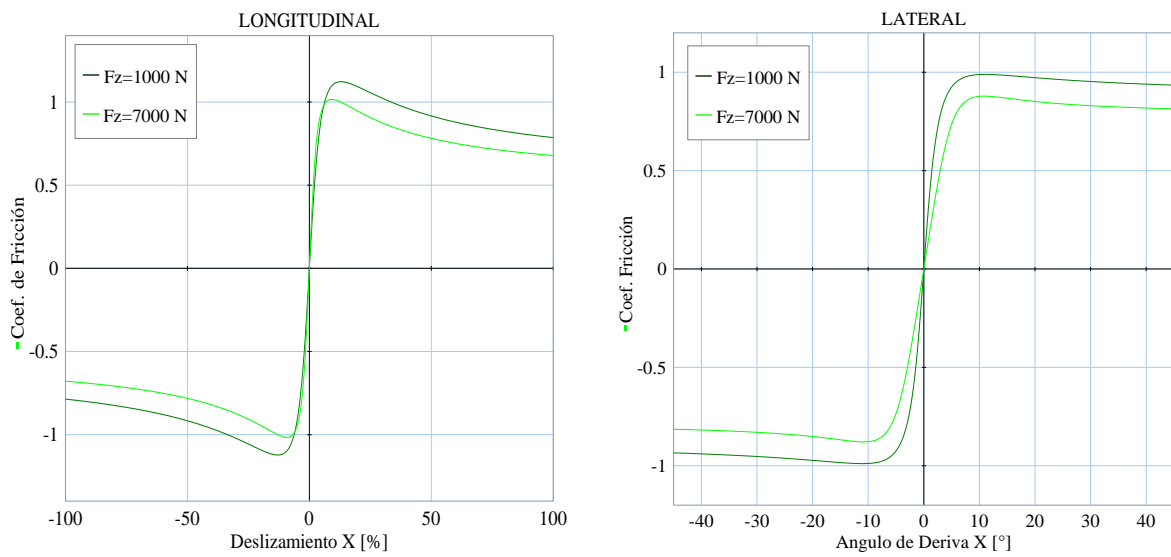


Figura 13 – Curvas Características del Neumático

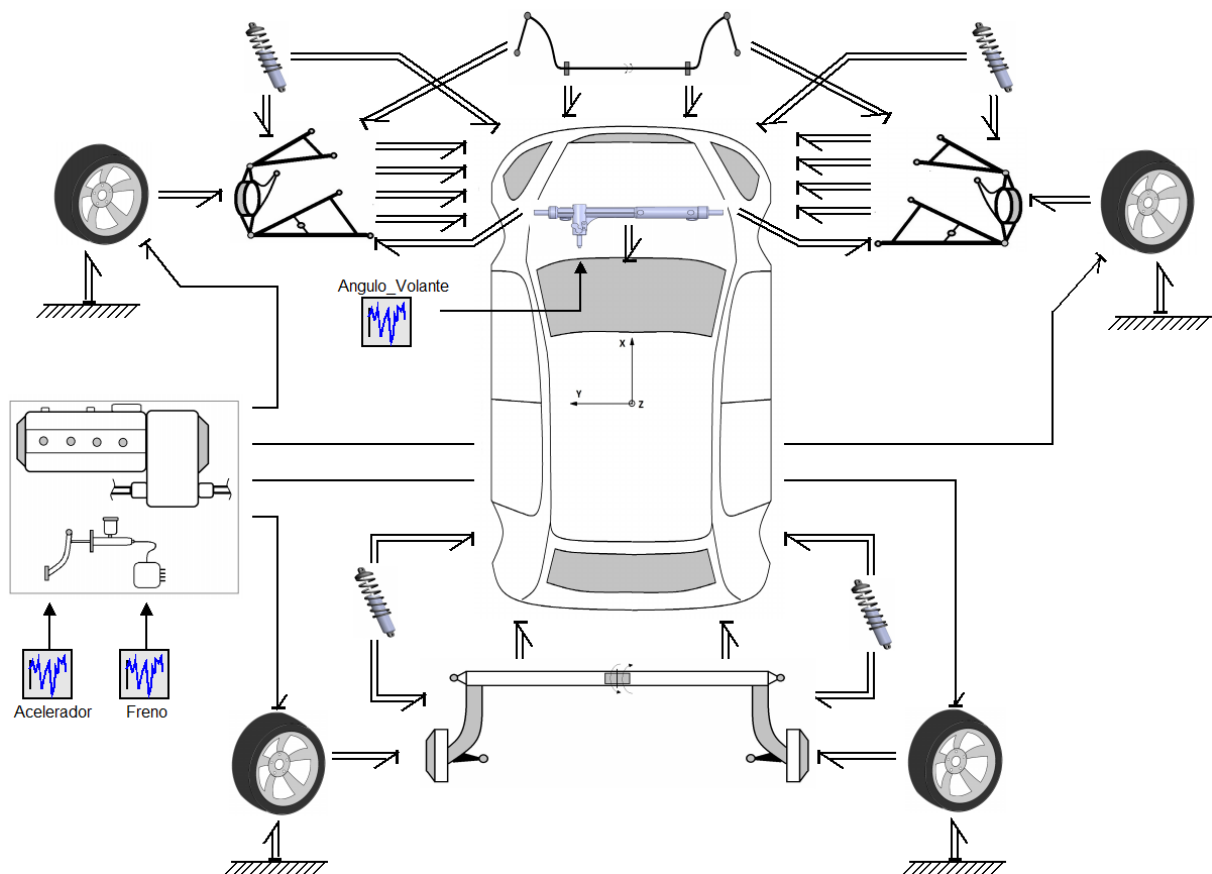


Figura 14 – Modelo BGs del Automóvil

Todos los modelos y las simulaciones fueron hechas utilizando 20-sim como herramienta de Software. (<http://www.20sim.com/>).

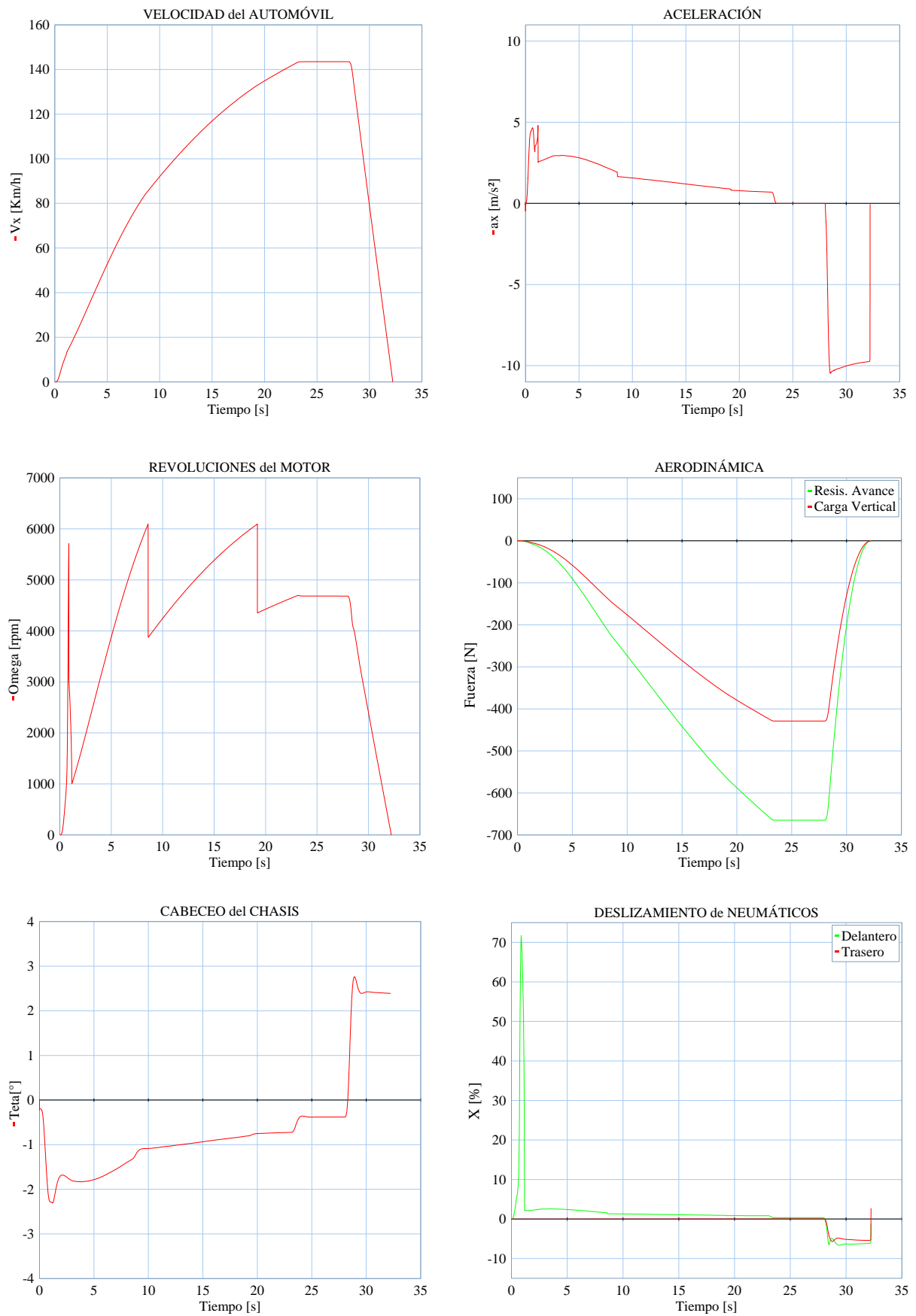


Figura 15 – Resultados de la Simulación “Aceleración y Frenado”

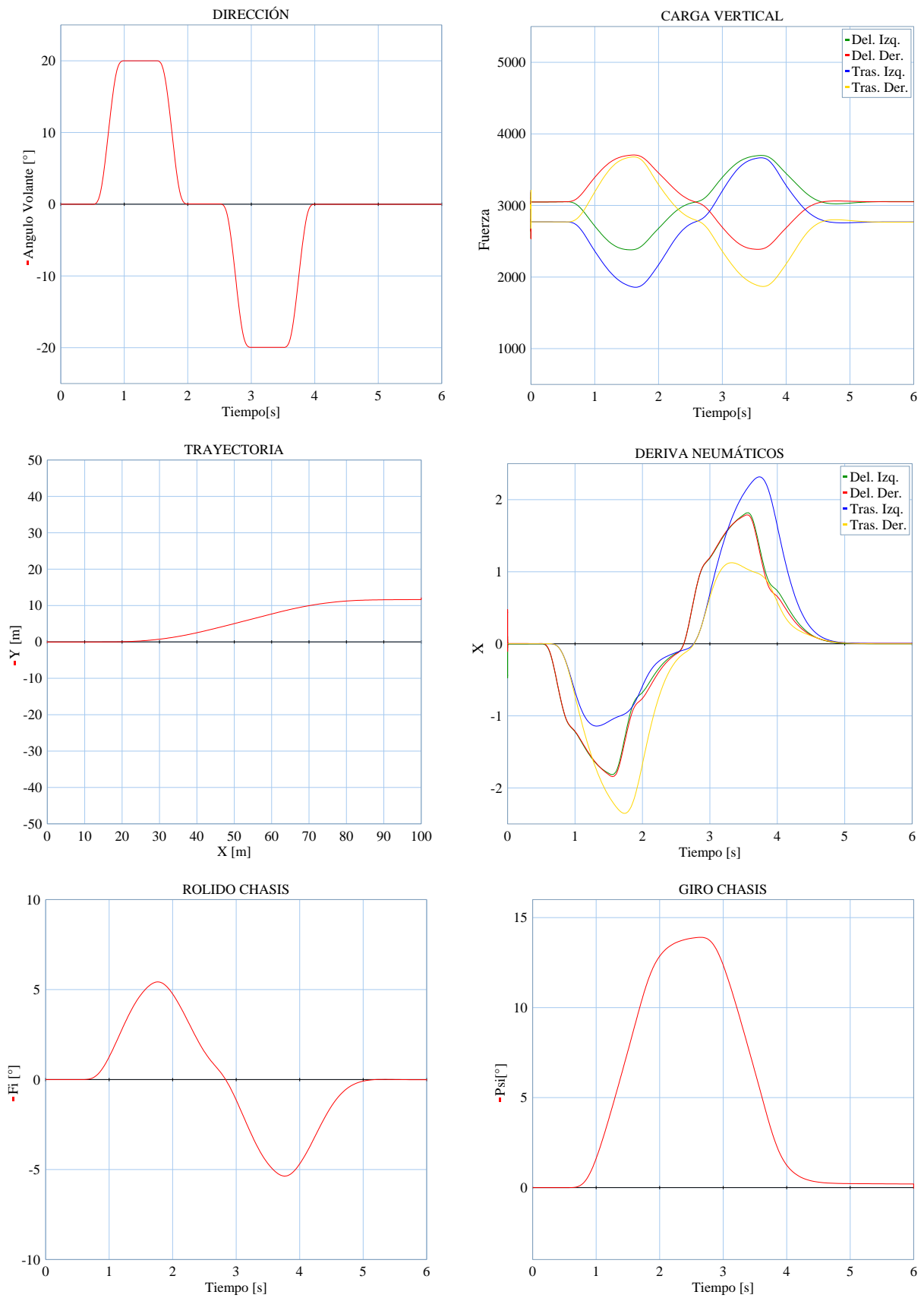


Figura 16 – Resultados de la Simulación “Cambio de Dirección”

5. CONCLUSIONES

Al finalizar este trabajo se concluye que los submodelos desarrollados con Multi-BGs conforman una herramienta de gran potencial para generar modelos de automóviles, realizar simulaciones y analizar su comportamiento dinámico. El modelo final obtenido, como así también en cada uno de los submodelos, se aprecia el carácter modular, lo cual que se planteó como objetivo y brinda facilidades al momento de reemplazar o acoplar nuevos submodelos.

Es destacable el costo informático en términos de tiempo de simulación; el modelo de automóvil que fue armado con los elementos de la librería requiere un tiempo de proceso para la simulación menor del tiempo real simulado. De este modo el modelo permite resolver en tiempo real la respuesta de un automóvil lo cual lo hace atractivo para realizar trabajos de optimización y realidad virtual.

Teniendo generados los modelos de sistemas mecánicos del automóvil, se espera seguir trabajando en la misma línea para que en futuros trabajos, utilizando BGs, se generen nuevos submodelos asociados a fenómenos eléctricos, electrónicos, térmicos, etc., presentes en los automóviles. Combinando modelos de distinta naturaleza física se pretende obtener una herramienta adecuada para modelar, simular y optimizar los complejos vehículos automóviles actuales.

REFERENCIAS

- Aparicio Izquierdo, F., Vera Alvarez, C., y Díaz López, V., *Teoría de lo Vehículos Automóviles*, 84-7464-109-7, 1995.
- Filippini G. J., Delarmelina, D., Pagano, J., Alianak, J. P., Junco, S., and Nigro N. M., *Dynamics of Multibody systems with Bond Graphs*, ENIEF, 2007.
- Filippini, G. J., Nigro, N. M., and Junco, S., *Vehicle Dynamics Simulation Using Bond Graphs*, *International Modeling and Simulation Multiconference*, 978-2-9520712-7-7, IMAACA 2007, Buenos Aires.
- Jazar R. N., *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*, 978-0-387-74243-4, 2008.