

ANÁLISIS DINÁMICO DE UN AUTO DE COMPETICIÓN DE TURISMO

**Daniel Batagliotti^(a), Matías Cena^(a), Santiago Federici^(a),
Germán Filippini^(b) y Norberto Nigro^(b)**

(a) Estudiantes Escuela de Ingeniería Mecánica - Universidad Nacional de Rosario
e-mail: batta_26@hotmail.com; matiasper@hotmail.com; santifederici@hotmail.com

(b) Docentes Escuela de Ingeniería Mecánica - Universidad Nacional de Rosario
e-mail: gfilippini@ceride.gov.ar; nnigro@intec.unl.edu.ar

Palabras clave: Dinámica Vehicular, Bond Graphs, Sistemas de Suspensión.

Resumen: El objetivo de este trabajo es el análisis dinámico del sistema de suspensión de un auto de competición de Turismo, específicamente un VW Gol de la categoría Turismo Nacional Clase 2 (república Argentina).

Se modela al vehículo y en particular a su sistema de suspensión mediante herramientas computacionales con el fin de poder simular el comportamiento dinámico con diferentes configuraciones y de esta forma poder predecir tendencias y acortar los tiempos de construcción y puesta a punto. Se utilizan dos implementaciones, una dentro de un ambiente de programación Bond Graphs y la otra utilizando un software comercial (cosmos motion), con el fin de contrastar los resultados obtenidos.

Las configuraciones analizadas son el sistema de micro giro trasero en sus diversas posibilidades de armado, comparándolo con un sistema de eje rígido. También se analizará la configuración de los puntos de anclaje de las parrillas delanteras. Esto se realiza imponiendo al vehículo varias maniobras produciendo cambios específicos en cada una y de esta manera se sacan conclusiones sobre la performance global del mismo.

Se busca con este análisis tener un sistema capaz de ser regulado ante cambios en el estado de la pista con el objetivo de mantener las ruedas en contacto sobre el pavimento el mayor tiempo posible y ante movimientos de la suspensión que las mismas adopten posiciones que permitan la mayor estabilidad y control del auto de manera tal que el vehículo soporte esfuerzos estáticos y dinámicos con el menor grado de deformaciones, asegurando una geometría segura y estable ante diferentes estados de carga sobre el vehículo.

1 INTRODUCCIÓN

Los vehículos terrestres componen un sistema mecánico con una cantidad importante de variables para analizar, con lo cual el grado de complejidad que implica su modelización crece con la cantidad de parámetros que se deseen controlar, dentro de este sistema mecánico podemos nombrar de manera simplificada el motor, transmisión, frenos y carrocería; los comandos de acelerador, freno y embrague, los trenes de suspensión y ruedas.

Debido a que el vehículo necesita de un conductor que controle sus mandos para desplazarse por el terreno, podemos afirmar que se constituye un sistema formado por el hombre, auto y medio. Por lo tanto el auto deberá responder a las maniobras pretendidas por el conductor teniendo en cuenta además la influencia del medio. De estas ideas surgen algunas características importantes que el vehículo debe cumplir.

- Seguridad
- Aceptación del usuario
- Comodidad
- Adaptación al terreno
- Fiabilidad
- Comportamiento direccional
- Prestaciones
- Consumo
- Capacidad de frenado
- Costo

Dando más detalle a las necesidades del usuario se exponen las siguientes características.

Prestaciones: velocidad máxima, aceleración máxima y rampa máxima.

Frenado: rendimiento, distancia de frenado y control de frenado en condiciones de contacto asimétrico.

Comportamiento direccional: maniobrabilidad y estabilidad direccional.

Comodidad: controles ergonómicamente ubicados, control de vibraciones y aireación del habitáculo.

Como nuestro análisis se basa fundamentalmente en un auto de competición, vale aclarar que el piloto debe estar muy cómodo dentro del vehículo en la mayor cantidad de aspectos, de esta forma le resultara mucho mas fácil mantener la concentración durante una competencia.

Existen dos interacciones importantes entre el vehículo y el medio las cuales son la resistencia al avance que impone la masa de aire sobre este y el contacto entre los neumáticos y el suelo.

2 MODELO DINÁMICO DEL VEHICULO

2.1 Chasis del vehículo

El chasis del vehículo es modelado como un cuerpo rígido con un sistema de coordenadas local aplicado al centro de masa (X, Y, Z) y alineado con los momentos principales de inercia (figura 1).

Tiene masa m , y asociados a cada uno de los ejes locales tenemos los momentos principales de inercia, estos son: rolido ``roll`` (J_r) alineado al eje X, cabeceo ``pitch`` (J_p) alineado al eje Y, y deriva o guiñada ``yaw`` (J_y) alineado al eje Z (Izquierdo, Vera

Álvarez, Días López 1995; Luque, Álvarez, Vera, 2004; Rill, 2005; Milliken, Milliken, 1995).

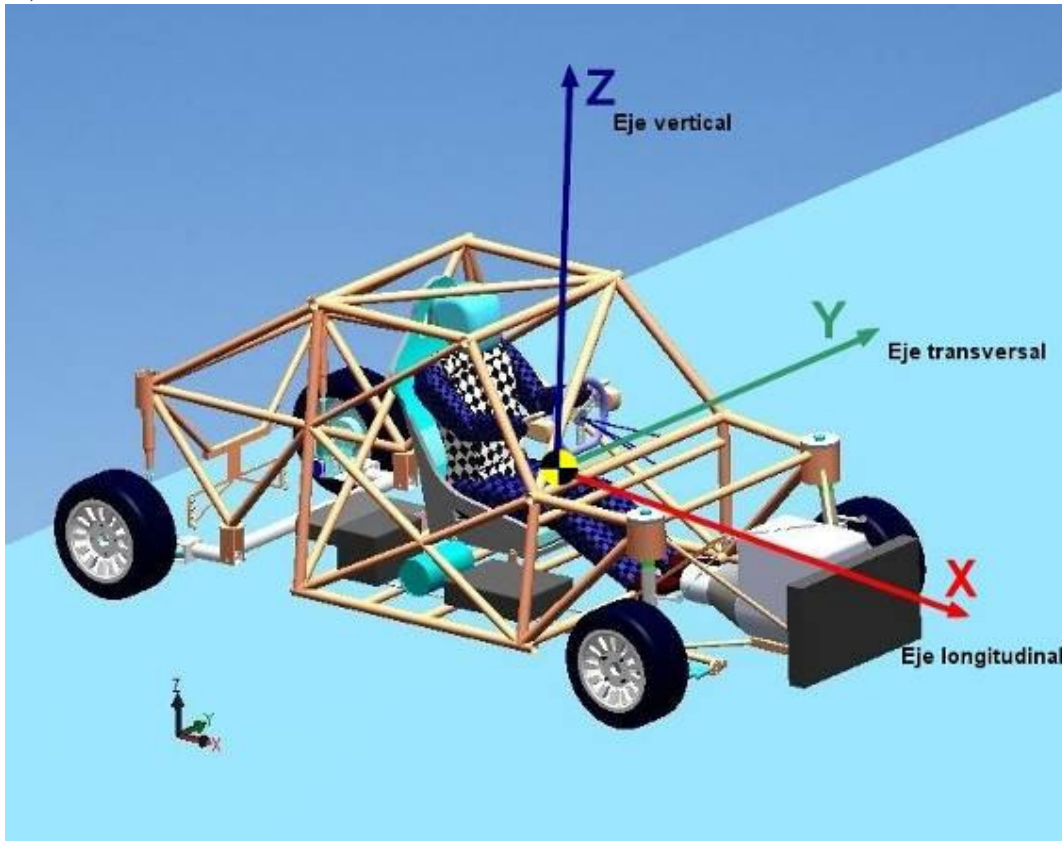


Figura 1. Sistema de coordenadas para vehículos SAE

El chasis recibe fuerzas y momentos como excitaciones externas. Estos son aplicados sobre los tres ejes: longitudinal, lateral y vertical. Estas excitaciones son producto de la interacción neumático-suelo, perturbaciones producto de la masa de aire que actúa sobre el vehículo, gravedad y comportamiento del conductor (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López 1995; Milliken, Milliken, 1995)

2.2 Sistema de suspensión

El sistema de suspensión o masa no suspendida conecta el chasis con las ruedas. Esto es posible gracias al ensamble de diferentes elementos mecánicos como resorte, amortiguador, parrillas de suspensión, eje y juntas (Luque, Álvarez, Vera, 2004).

Este sistema tiene como objetivos principales soportar las masas suspendidas, proporcionar el amortiguamiento del vehículo ante acciones dinámicas de impacto provocadas por el suelo, amortiguar las oscilaciones a las que se encuentra el vehículo dando como resultado asegurar el contacto del neumático con la calzada (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López 1995; Luque, Álvarez, Vera, 2004; Rill, 2005; Milliken, Milliken, 1995).

2.3 Ruedas neumáticas

Las fuerzas aerodinámicas, gravitacionales y otras fuerzas y momentos que afectan al movimiento de los vehículos terrestres son aplicados mientras se produce el movimiento del vehículo a través del contacto suelo-neumático.

La figura 2, muestra fuerzas, momentos, ángulos y velocidades que tienen una mayor utilidad para el modelado de las ruedas neumáticas. Cada uno de estos es asociado a un eje local ubicado en el centro del parche de contacto, las fuerzas de tracción (F_x), lateral (F_y) y vertical (P) a lo largo de los ejes X, Y, Z respectivamente. Además se observan los momentos resistivos (M_y) y motor (M_z) que actúan sobre la rueda (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López 1995; Luque, Álvarez, Vera, 2004; Milliken, Milliken, 1995).

La correcta modelización de este componente es determinante para la obtención de resultados correctos.

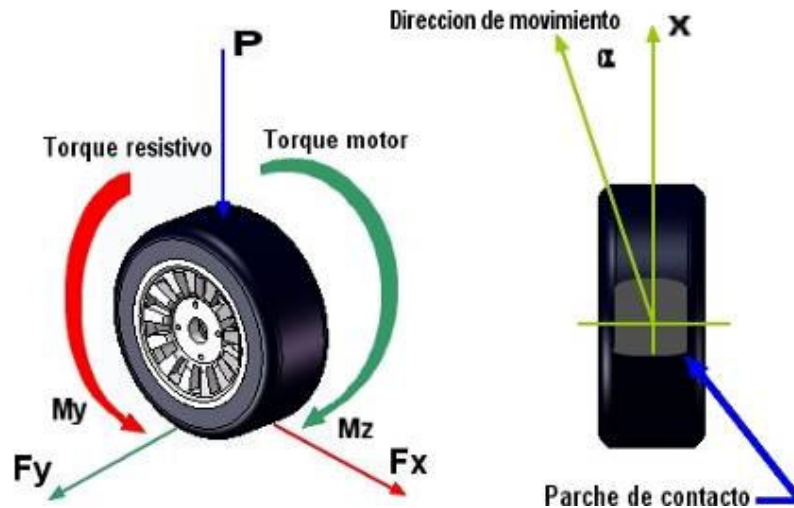


Figura 2. Fuerzas y ángulos en un neumático.

2.4 Motor y transmisión

Muchos vehículos son impulsados por motores de combustión interna (ignición por chispa o compresión) los cuales pueden ser modelados utilizando las curvas de potencia estática que relaciona la velocidad del motor (rpm) y la carga que es potencia o torque. La transmisión es compuesta por elementos mecánicos que posibilitan la conexión entre el motor, la caja de velocidades y el diferencial (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López 1995; Luque, Álvarez, Vera, 2004; Rill, 2005; Gillespie, 1992).

En función de los valores de estas curvas obtenidas de ensayos en bancos de prueba, teniendo en cuenta las inercias y relaciones de las cadenas de engranajes que transmiten la potencia desde el motor, se modelizan los conjuntos motor-transmisión con el fin de tener el valor del torque en las ruedas (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López, 1995; Milliken, Milliken, 1995; Gillespie, 1992).

Datos necesarios cuando pretendemos estudiar el cabeceo del auto en aceleración, o controlar en que forma tracciona el vehículo a la hora de acelerar.

2.5 Fuerza aerodinámica

La fuerza aerodinámica es producida por la acción del aire atmosférico al producir contacto con un cuerpo en movimiento en un medio. Esta fuerza se simplifica utilizando parámetros obtenidos de manera empírica. Es posible considerar así resistencia al avance (F_x), la fuerza perpendicular al flujo de aire (F_z) y lateral (F_y) (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López, 1995; Gillespie, 1992; Katz, 1995).

Si consideramos fuerza aerodinámica en dirección del eje X, no solo se busca tener la mejor penetración del auto en la masa de aire sino que genere el menor arrastre posible,

con respecto al eje Z se pretende que la fuerza aportada provoque una carga sobre el auto y no una sustentación del mismo, ya que estaría desestabilizando el auto perdiendo maniobrabilidad, por ultimo las fuerzas laterales por lo general se manifestarán por los vientos que ataquen el auto en forma lateral (Gillespie, 1992; Katz, 1995).

3 MODELO BOND GRAPH

En esta sección se presenta el modelo de vehículo generado a partir de los conceptos de modelado con la técnica Bond Graph (Karnopp, Margolis, Rosenberg, 2000; Cátedra DSF, FCEIA, UNR; Blundell, 1982).

3.1 Modelo chasis

La figura 3 muestra el chasis del vehículo modelado con el método Bond Graph. En la misma se puede observar el chasis modelado como cuerpo rígido, en la cual se aplican las fuerzas aerodinámicas y la fuerza generada por la gravedad (Filippini, Nigro, Junco, 2007; Filippini, 2004; Karnopp, Margolis, Rosenberg, 2000). Así también se pueden observar el submodelo motor, diferencial, dirección y los submodelos de suspensión, los cuales se encuentran unidos al chasis mediante los modelos de juntas (Filippini, Nigro, Junco, 2007; Filippini, 2004).

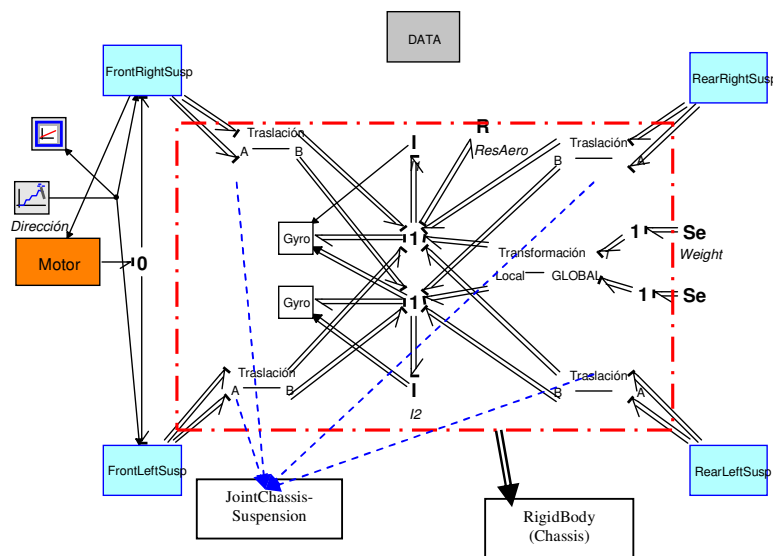


Figura 3. Modelo BG del chasis

3.2 Modelo motor

La figura 4 muestra el submodelo motor modelado con el método Bond Graph. El mismo utiliza las curvas de torque motor obtenidas por ensayo, utilizado como variable de entrada la velocidad angular (rpm) y originando como valor de salida el torque motor y torque resistivo (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López, 1995; Gillespie, 1992). Un modelo de acelerador permite modelar diferentes posiciones de la válvula mariposa según se desee obtener diferentes aceleraciones y velocidades del vehículo. El modelo cuenta además con las inercias del motor, caja de velocidades y diferencial (Izquierdo, Vera Álvarez, Días López, 1995).

En cuanto a la caja de velocidades, se modeló una caja que realiza el cambio de marcha de manera automática no permitiendo un deslizamiento en los neumáticos mayor a 0.4.

En este modelo también se consideraron las pérdidas mecánicas generadas por diversas causas como ser el rozamiento mecánico entre piezas, etc.

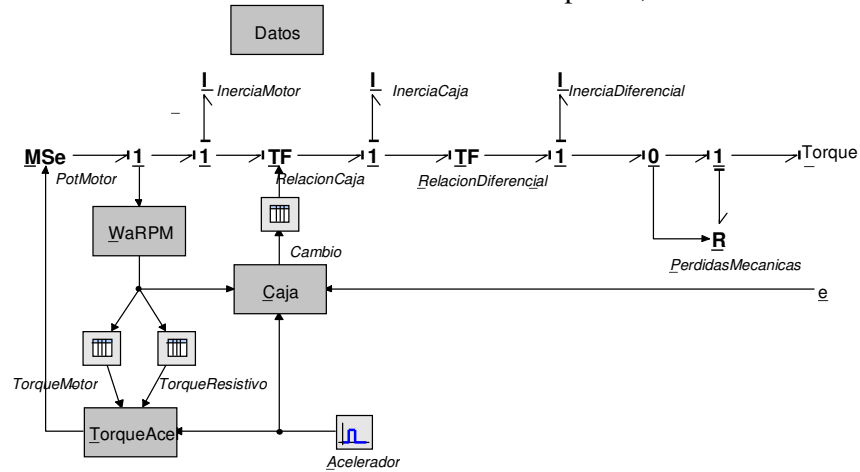


Figura 4. Modelo BG del motor y transmisión

3.3 Modelo de suspensión

La figura 5 muestra el submodelo suspensión modelado con Bond Graph. El mismo tiene como entrada el torque proveniente del motor que afectará al movimiento rotacional de la rueda.

Este modelo cuenta con la modelización del sistema de suspensión construido con componentes Bond Graph ‘R’ y ‘C’, representando el amortiguador y resorte correspondientemente (Karnopp, Margolis, Rosenberg, 2000; Cátedra DSF, FCEIA, UNR, 2007).

Es incluido además el modelo de Pacejka para el comportamiento dinámico de los neumáticos, contando de esta manera con los modelos longitudinal y lateral del mismo (Pacejka, 2006; Pacejka, Besseling, 1997). Para el neumático además se incluye una rigidez vertical modelada con un componente Bond Graph ‘C’.

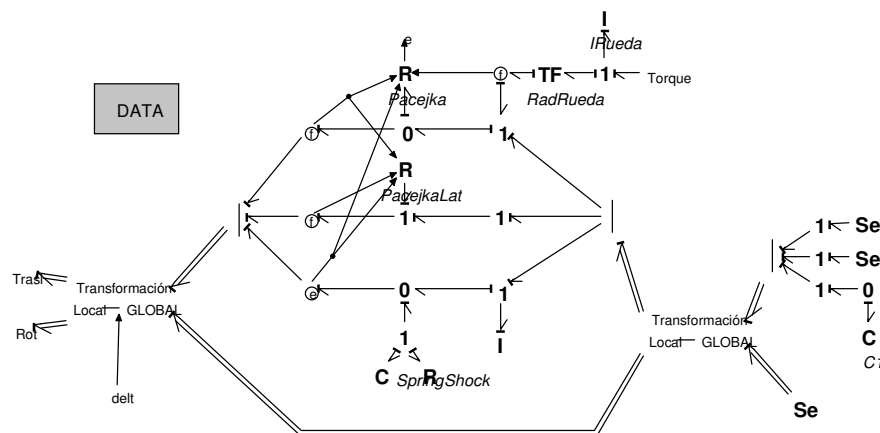


Figura 5. Modelo BG del sistema de suspensión

Este modelo presenta como limitación, no contemplar el ángulo de comba, avance o sistema de micro giro que puede presentar un neumático real. Esto lleva a un comportamiento levemente diferente respecto al sistema real, no permitiendo poder verificar ciertas diferencias del comportamiento dinámico del vehículo generadas por un cambio en estos parámetros.

Un modelo de neumático de mayor complejidad podría llegar a considerar el ángulo de comba y avance (Pacejka, 2006; Pacejka, Besseling, 1997).

En cuanto al micro giro es posible modelarlo con un giro de las ruedas traseras teniendo en cuenta el ángulo generado según la fuerza vertical que se produzca durante el giro del vehículo al circular por una curva.

3.4 Modelo Pacejka

Las siguientes ecuaciones representan el modelo Pacejka para el modelado de los neumáticos. Con este modelo es posible obtener el coeficiente de fricción del neumático utilizando como variable de entrada el deslizamiento que produce el neumático, siendo el mismo la relación de velocidad tangencial del neumático con respecto a la velocidad lineal del mismo (Pacejka, 2006; Pacejka, Besseling, 1997).

$$\mu = \text{signo}(\text{desliz}) \times \left(A \cdot \left(1 - e^{-B|\text{desliz}|} \right) + C \cdot \text{desliz}^2 - D \cdot |\text{desliz}| \right)$$

$$F_x = \mu \cdot F_z; \text{desliz} = \frac{V_{\text{Xrueda}} - V_{\text{Xvehículo}}}{V_{\text{Xrueda}}}; A = 1,12; B = \frac{K}{d}^{\frac{1}{n}} \quad (1)$$

$$C = 0.625; D = 1; K = 46; d = 5; n = 0.6$$

También está representado el modelo Pacejka lateral, del cual se obtiene la fuerza lateral generado a partir del ángulo de slip producto de la relación de velocidades entre la velocidad lateral y la velocidad longitudinal, en donde los coeficientes dependen del tipo de neumático (Pacejka, 2006; Pacejka, Besseling, 1997).

$$F_y = D \cdot \sin \left(C \cdot \arctan \left(B \cdot (1 - E) \cdot \text{slipang} + E \cdot 57,3 \cdot \arctan(B \cdot \text{slipang}) \right) \right)$$

$$B = \frac{a_3 \cdot \sin \left(2 \cdot \arctan \left(\frac{F_z}{a_4} \right) \right)}{C \cdot D}; C = a_0; D = a_1 \cdot F_z^2 + a_2 \cdot F_z; E = a_6 \cdot F_z + a_7 + a_8 \quad (2)$$

Este modelo no considera ángulo de avance, comba del neumático y momento de auto-alineamiento.

4 MODELO COSMOS MOTION

Para el armado del modelo en Cosmos Motion se dibujaron todas las piezas del auto en CAD, si bien el auto posee muchos elementos, solo se construyeron los que realmente tienen una relevancia importante en el modelo para los ensayos que se pretenden hacer (Análisis de Mecanismos para cualquier Sistema CAD, 2007).

Los elementos impulsores como motor y transmisión se crearon de manera esquemática ya que solo se necesita su masa y momentos de inercia. Bajo el mismo concepto se dibujaron los accesorios como butaca, batería, extintor, lastre y tanque de combustible.

La estructura esta dibujada en detalles con el fin de tener una distribución de pesos muy similar a la del auto estudiado, como así también los puntos de anclaje para los diferentes elementos de suspensión tanto delanteros como traseros.

Para el armado del modelo se toman todos los elementos en solidworks y se los ensambla utilizando relaciones de posición. Se coloca un piso y luego se utiliza el complemento cosmos motion, y es en este donde se definen las juntas que se utilizan para comunicar las partes móviles del auto, los espirales y amortiguadores.

Las fuerzas y torques que se van a utilizar también son creadas en este complemento, y es donde se realiza una simplificación importante ya que no se modela la transmisión sino que solo se aplican torques equivalentes directamente en las ruedas.

En la tabla 1 se observan las esquematizaciones de cada junta y las restricciones que posee cada una en traslación y rotación (Análisis de Mecanismos para cualquier Sistema CAD, 2007).

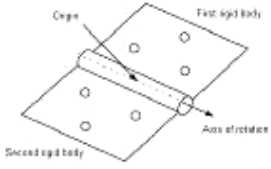
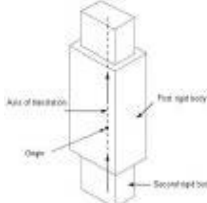
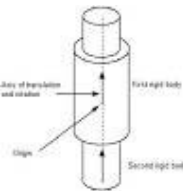
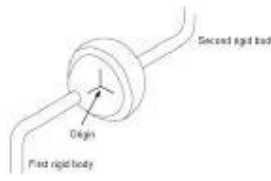

Juntas	Esquema	DOF Traslación	DOF rotación
Hinge		3	2
Translational		2	3
Cylindrical		2	2
Spherical		3	0
Fixed		3	3

Tabla 1. Juntas y restricciones

4.1 Chasis, estructura y accesorios

Para la estructura y el agregado de todos los accesorios (butaca, motor, transmisión, tanque combustible, etc.) se utilizó la junta fixed (Análisis de Mecanismos para cualquier Sistema CAD, 2007) que mantiene unidos a todos los componentes, como si todo fuera un único cuerpo rígido (figura 6).

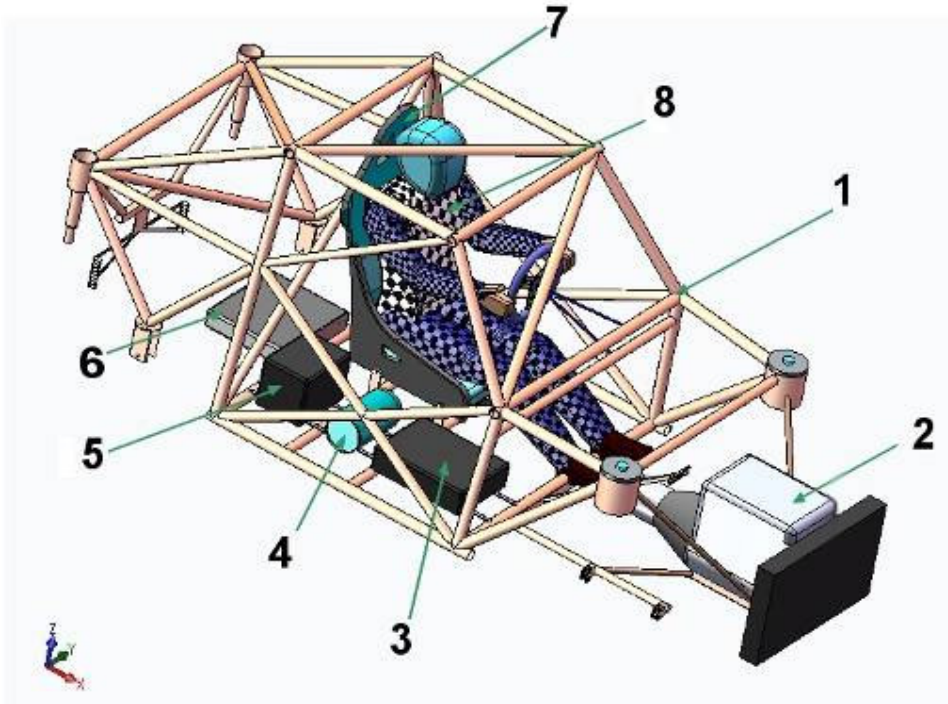


Figura 6. Ensamblado de la estructura junto con la distribución de los accesorios

- 1-Estructura.
- 2-Conjunto (motor, transmisión, radiador, etc.)
- 3-Lastre.
- 4-Extintor.
- 5-Batería.
- 6-Tanque de combustible.
- 7-Butaca.
- 8-Conductor.

4.2 Sistema de suspensión

El sistema de suspensión utilizado por este vehículo es de tipo McPherson en el tren delantero y eje rígido o micro giro para el tren trasero (se analizarán las dos configuraciones) (Luque, Álvarez, Vera, 2004; Milliken, Milliken, 1995; Gillespie, 1992).

4.2.1 Sistema eje rígido

Esta configuración presenta menos grados de libertad en su conjunto, como se observa en la figura 7 el eje transversal 1 está unido a los brazos 2 formando una sola pieza que pivotea en el chasis, manteniendo las dos ruedas comunicadas

estructuralmente (Luque, Álvarez, Vera, 2004). Respecto al modelo, la unión entre 1 y 2 se colocó una junta fixed para no permitir ningún movimiento relativo entre estos.

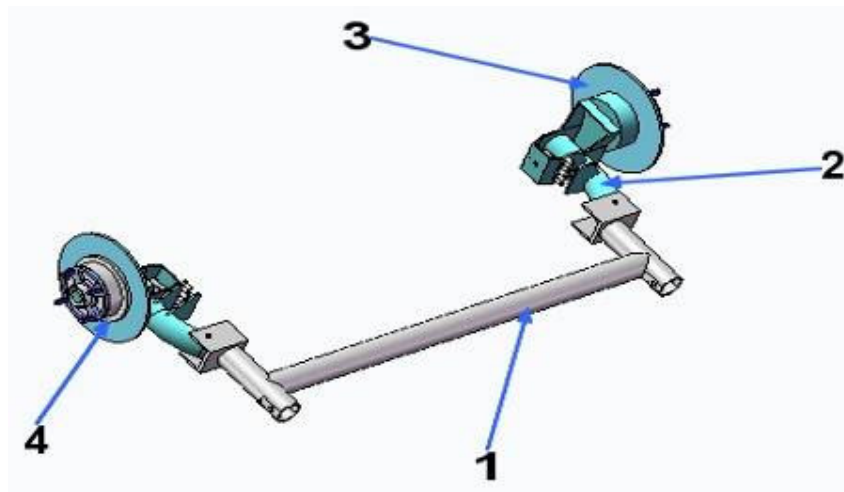


Figura 7. Sistema eje rígido

- 1-Eje transversal.
- 2-Brazo trasero.
- 3-Disco de freno.
- 4-Portamaza.

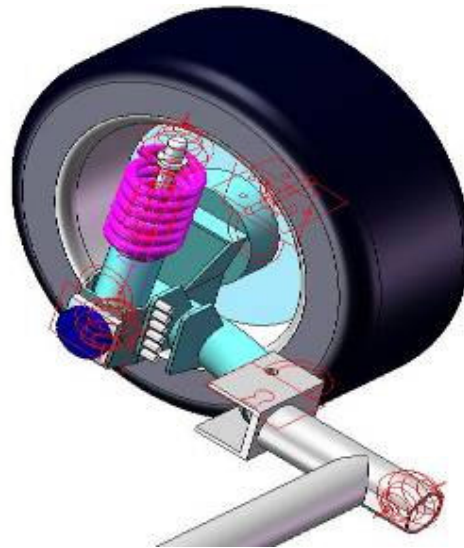


Figura 8. Esquema de juntas.

En esta figura 8 se observan las juntas utilizadas (revoluta, cylindrical y spherical) entre los diferentes componentes y la junta fixed para bloquear los movimientos antes descriptos.

4.2.2 Micro giro

Como se explico en la introducción el vehículo debe ser maniobrable, es por esta característica que se busca una alternativa en el eje trasero que permita mejorar la respuesta del auto ante diferentes cambios de dirección impuestos por el piloto.

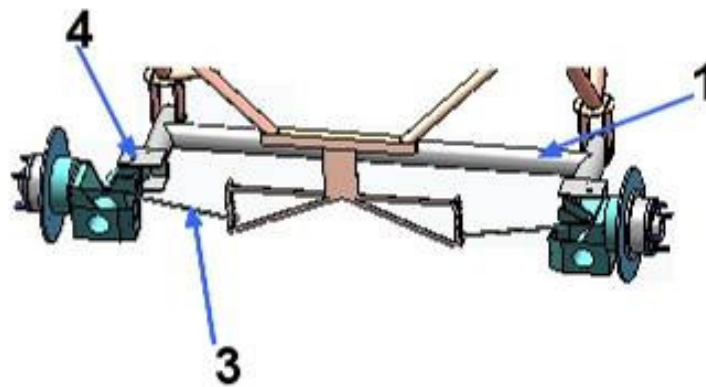


Figura 9. Eje con micro giro.

Comparándolo con el sistema de eje rígido tiene una diferencia fundamental ya que existe una articulación entre el eje transversal y los brazos traseros, esta articulación permite un giro de la rueda ubicada en los brazos, alrededor de los puntos de pivote 4, este giro es controlado por las barras 3 que comunican los brazos con el bastidor.

Supongamos que el auto dobla hacia la derecha, entonces la rueda izquierda recibe una mayor carga, por lo tanto, al vencer la resistencia del espiral se desplazará hacia arriba, la barra 3 pivotará sobre el chasis logrando que el anclaje en el brazo describa un arco de circunferencia, de esta manera se corta la distancia entre los anclajes de las barras permitiendo el giro de la rueda alrededor del punto 4 favoreciendo la guiñada del auto.

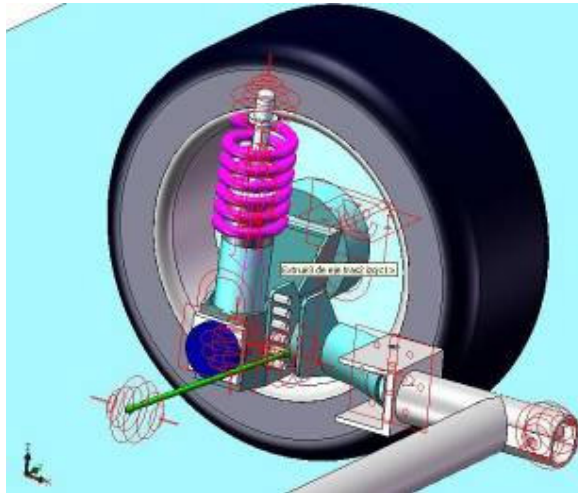


Figura 10. Sistema de suspensión trasero con micro giro

En la figura 10 se ven las juntas utilizadas (revoluta, cylindrical y spherical) entre los diferentes componentes.

Espirales:

$$F = K \cdot (X - X_0)^n + F_0 \quad (3)$$

donde:

K = constante del espiral.

X = distancia entre las partes unidas

X_0 = es la distancia a la cual la fuerza posee un valor conocido

F_0 = es la fuerza que entrega el resorte cuando la distancia entre sus puntos extremos es X_0 .

Amortiguadores:

$$F = c \cdot v^n \quad (4)$$

donde:

c = coeficiente de amortiguamiento

v = velocidad relativa entre ambas partes del amortiguador

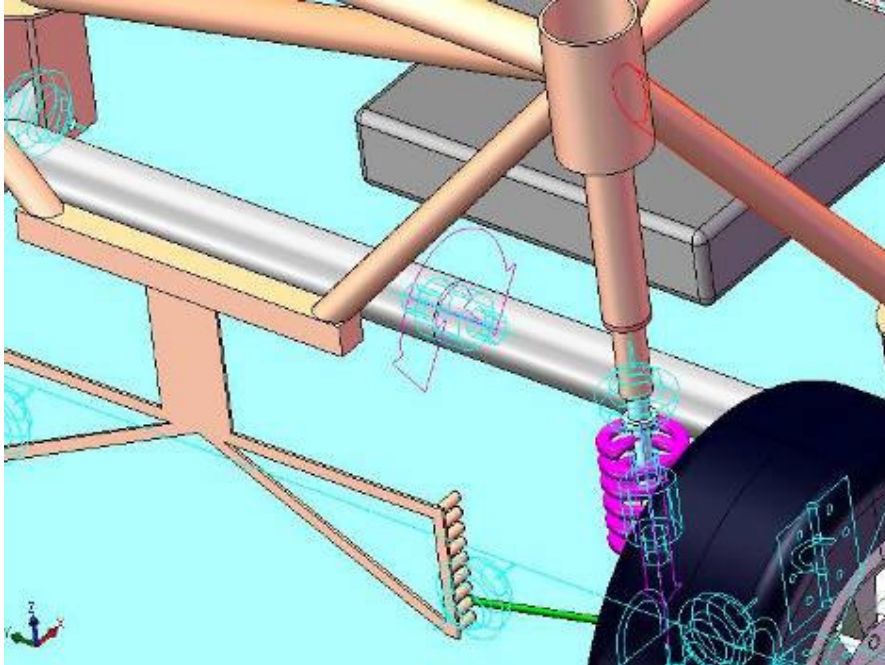


Figura 11. Resorte de torsión en el travesaño

Este resorte de torsión fue colocado en la mitad del travesaño para modelar la deformación sufrida en el mismo. La sección real no es la que se observa en la figura por tal motivo se calcula el modulo de inercia.

$$K = \frac{T \cdot L}{G \cdot \theta} \quad (5)$$

Donde :

θ : ángulo girado

T : torque aplicado

L : longitud del eje

G : modulo de elasticidad

K : modulo de inercia

Datos utilizados :

$$T = 0,35\text{m} \cdot 78,5\text{N} = 27,47 \text{ Nm}$$

$$L = 1,034 \text{ m}$$

$$G = 296000000 \text{ N/m}^2$$

$$\theta = 10^\circ \cong 0,1745 \text{ rad}$$

$$K = \frac{27,47\text{Nm} \cdot 1.034\text{m}}{296000000\text{N/m}^2 \cdot 0,1745\text{rad}} = 5,5 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (6)$$

En cosmo motion se define el resorte a torsión como $\frac{\text{N}\cdot\text{mm}}{\text{deg}}$, por lo tanto el valor utilizado es :

$$\frac{T}{\theta} = 2747,85 \frac{\text{N.mm}}{\text{deg}} \quad (7)$$

4.2.3 McPherson

Este sistema de suspensión consiste en un mecanismo que forma un triángulo articulado formado por el brazo inferior, bastidor y resorte-amortiguador. La mangueta va unida a la rotula superior permitiendo el giro de las ruedas directrices, como se ve en la figura 11 (Luque, Álvarez, Vera, 2004).

A su vez la mangueta se une al bastidor a través de dos elementos característicos de toda suspensión McPherson, el brazo inferior o parrilla y el conjunto resorte-amortiguador (Luque, Álvarez, Vera, 2004; Milliken, Milliken, 1995).

El brazo inferior que se une a la mangueta mediante una rótula y unido al bastidor mediante un casquillo o rotula.

El conjunto resorte-amortiguador. El amortiguador se ancla de forma fija a la parte superior de la mangueta y el resorte es concéntrico al amortiguador y está sujeto mediante dos topes superior e inferior. El amortiguador está unido al bastidor por su parte superior mediante un cojinete de agujas y una placa de fijación. En las ruedas delanteras se hace necesaria la existencia de este cojinete axial ya que el amortiguador al ser solidario a la mangueta gira con ésta al actuar la dirección.

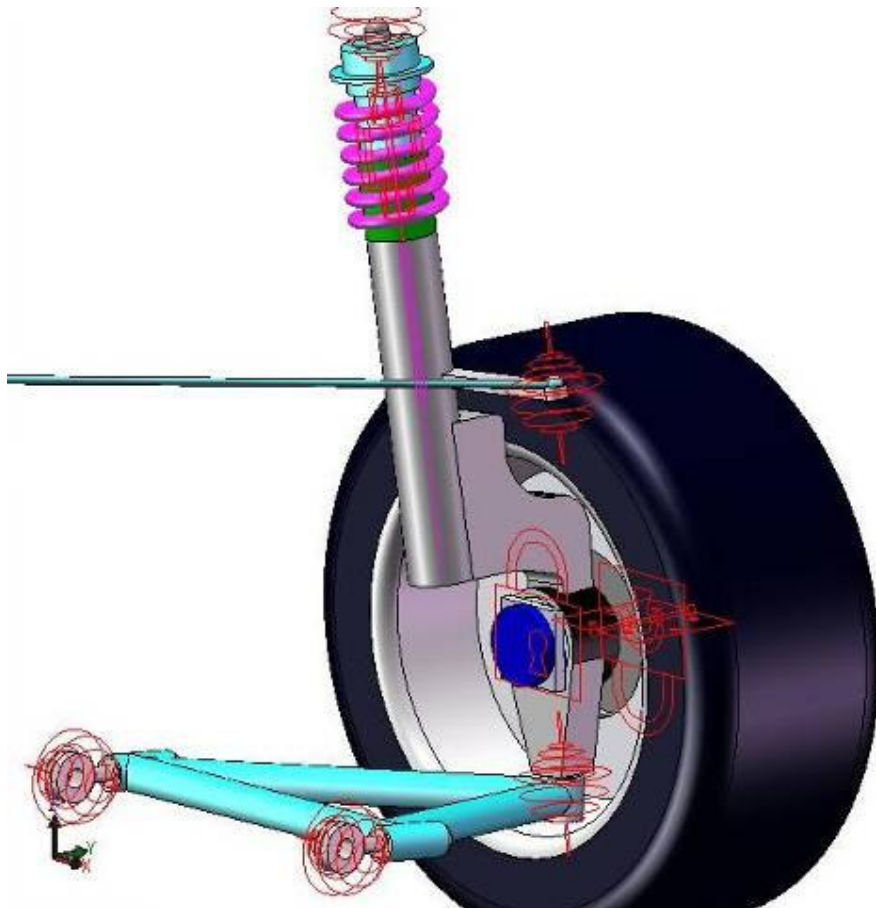


Figura 12. Sistema de suspensión delantero, tipo Mc-Pherson

4.3 Sistema de dirección

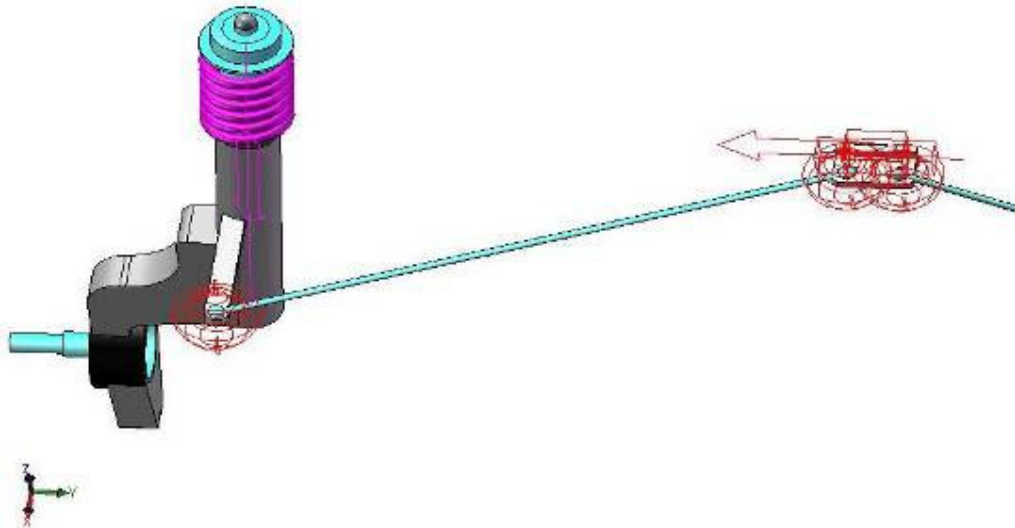


Figura 13. Sistema de dirección del vehículo

El sistema de dirección mostrado en la figura 12 fue simplificado, solo se armó la cremallera junto con las barras (extremos de dirección) comunicados a las correspondientes manguetas (Luque, Álvarez, Vera, 2004).

Para esto se utilizaron juntas translacional (simplificación cremallera) y juntas spherical (para la unión de las barras) (Análisis de Mecanismos para cualquier Sistema CAD, 2007).

4.4 Neumático

Para este caso se utilizó el modelo de contacto 3D que posee el cosmos motion (Análisis de Mecanismos para cualquier Sistema CAD, 2007), que crea una simple capa de los sólidos en contacto y analiza que ocurre en los puntos de contacto, calculando la fuerza normal entre los mismos. Posee también un modelo de fricción el cual no utilizamos ya que utiliza el mismo valor de fricción en las todas las direcciones, lo que no es adecuado para modelar la fricción entre el neumático y el suelo. Por lo tanto debimos implementar dentro de cosmos motion el modelo de neumático de Pacejka, igual al utilizado en el modelo de BGs (Pacejka, 2006; Pacejka, Besseling, 1997).

4.5 Sistema de transmisión

Por no tener relevancia dinámica en los objetivos del ensayo se simplifico, aplicando un torque a las ruedas equivalente al entregado por el motor y sistema de transmisión.

4.6 Modelo terminado

El modelo terminado presenta el aspecto que se ve en la figura 13, donde se pueden apreciar las juntas utilizadas.

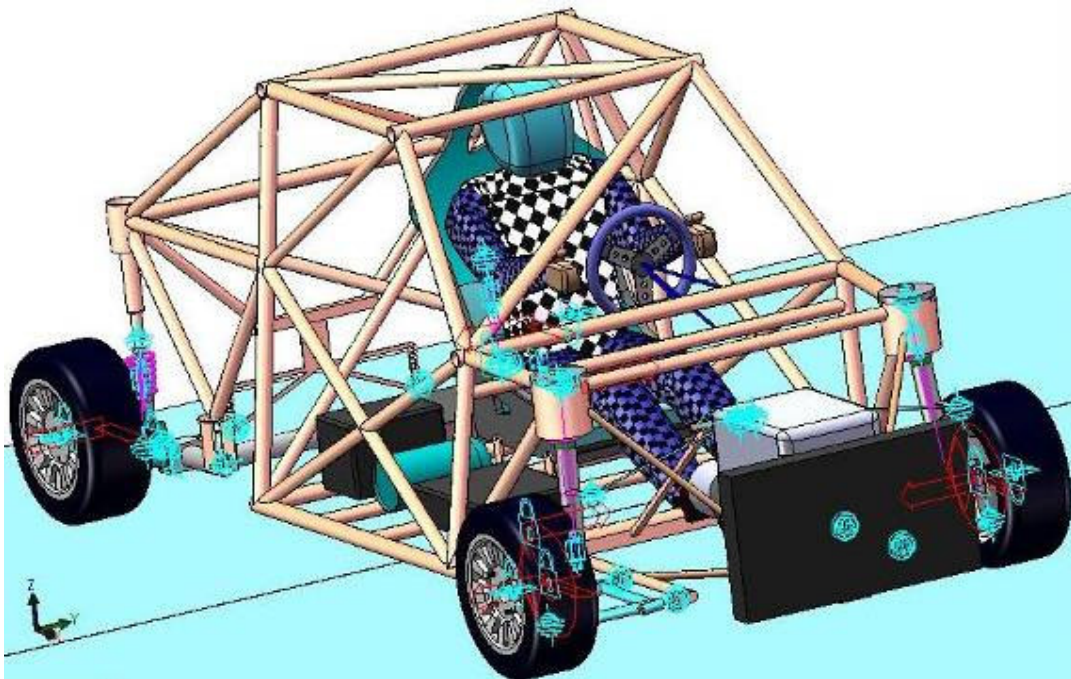


Figura 14. Modelo ensamblado y armado con las respectivas juntas

5 SIMULACIÓN

En esta parte mostramos los resultados obtenidos con la simulación en 20-Sim (Getting Started with 20-Sim 3.6, 2005) para el modelo Bond Graph del vehículo y Cosmos para el modelo CAD generado en solidworks (Análisis de Mecanismos para cualquier Sistema CAD, 2007).

Los resultados de la simulación muestran el comportamiento dinámico del vehículo pudiendo comparar de esta manera diferentes modelos generados a través de distintos métodos de modelado.

Los datos del vehículo corresponden a un VW Gol TN Clase 2,

Datos	Valor	Datos	Valor
Coef. Aerodinámico	0.41	Relación Diferencial	3.889
Área Frontal	2m ²	Relación 1 Marcha	2.308
Densidad de Aire	1.225kg/m ³	Relación 2 Marcha	1.706
Distancia entre ejes	2.502m	Relación 3 Marcha	1.4
Peso del vehículo	737.27kg	Relación 4 Marcha	1.182
Masa Susp.- Roll Inercia	287.892kgm ²	Relación 5 Marcha	1.04
Masa Susp.- Pitch Inercia	1109.321kgm ²	Relación Reversa	3.171
Masa Susp. – Yaw Inercia	1221.94kgm ²	Neumáticos	190 40 R13
Centro de Masa	0.31m	Radio de Neumáticos	0.235
Torque Máximo 7000RPM	170.1Nm	Masa no Susp.	35.395kg
Potencia Máxima	177CV	Rig. Vert. Neum. Del.	15e ⁴ N/m
Coef. De Amort. Del.	19Ns/m	Rig. Vert. Neum. Tras.	20e ⁴ N/m
Coef. De Amort. Tras.	12Ns/m	Inercia de Rueda	1.592kg/m ²
Coef. rigidez esp. del.	11604N/m	Coef. rigidez esp. tras.	11604N/m

Tabla 2. Datos del vehículo

5.1 Simulación Bond Graph

5.1.1 Curva de torque motor

La figura 14 muestra la curva de torque motor según las RPM del mismo. Estos datos son obtenidos mediante un ensayo en el banco de prueba para motores. El torque es aplicado a las ruedas y es el encargado de generar el movimiento del vehículo.

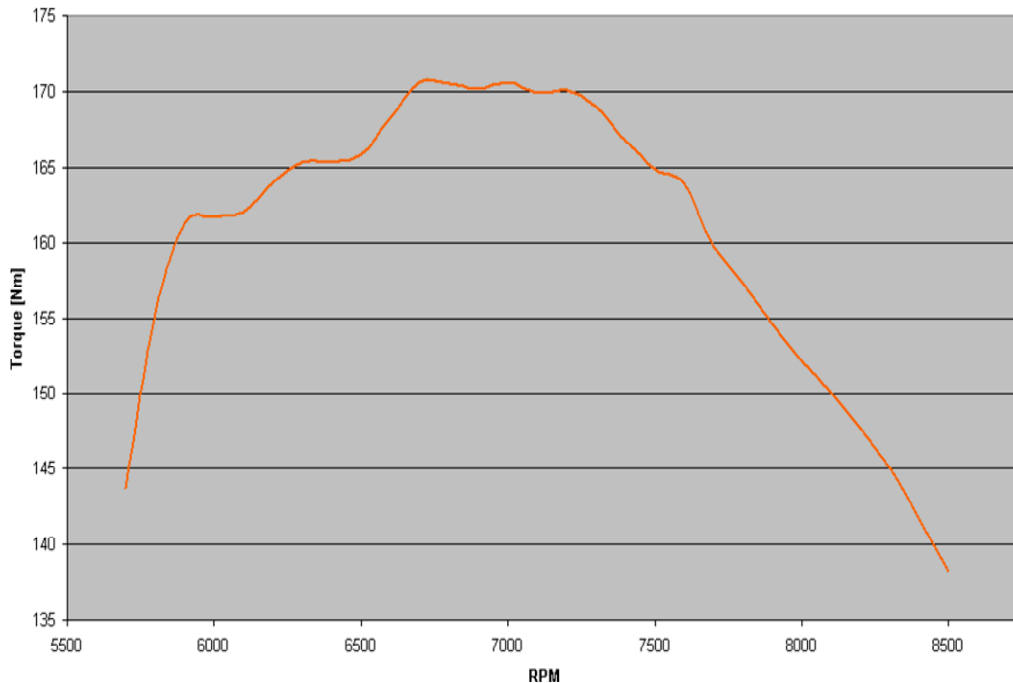


Figura 15. Curva del torque motor

La simulación comienza con velocidad cero (vehículo parado). En el segundo 10, el acelerador cambia su posición desde 0 a 0.3 en 2 segundos (la válvula o mariposa obtiene 30% de apertura) y comienza así la aceleración del vehículo. Esto produce un torque desde el motor que es transmitido hacia las ruedas a través de la cadena cinemática logrando de esta manera la tracción del vehículo.

Para poder obtener simulaciones compatibles entre uno y otro modelo, se buscó realizar las maniobras una vez obtenida una velocidad del vehículo igual para los modelos de 24.5m/s. Esto se logró utilizando estos valores en los parámetros de acelerador y limitando la caja de velocidades.

Como primera simulación se realiza una maniobra de giro (Rill, 2005).

Una vez obtenida la velocidad de maniobra, se aplica el ángulo de giro del volante llegando a un ángulo de giro en las ruedas de 11 grados. Allí comienza el viraje del vehículo obteniendo el radio de giro total realizado por el mismo.

Las siguientes figuras muestran:

Posición X-Y del vehículo (figura 15), donde puede observarse la posición que toma el vehículo durante el giro del mismo, llegando un radio de giro estable según se definan las configuraciones geométricas (trocha, largo entre ejes, etc.) del vehículo.

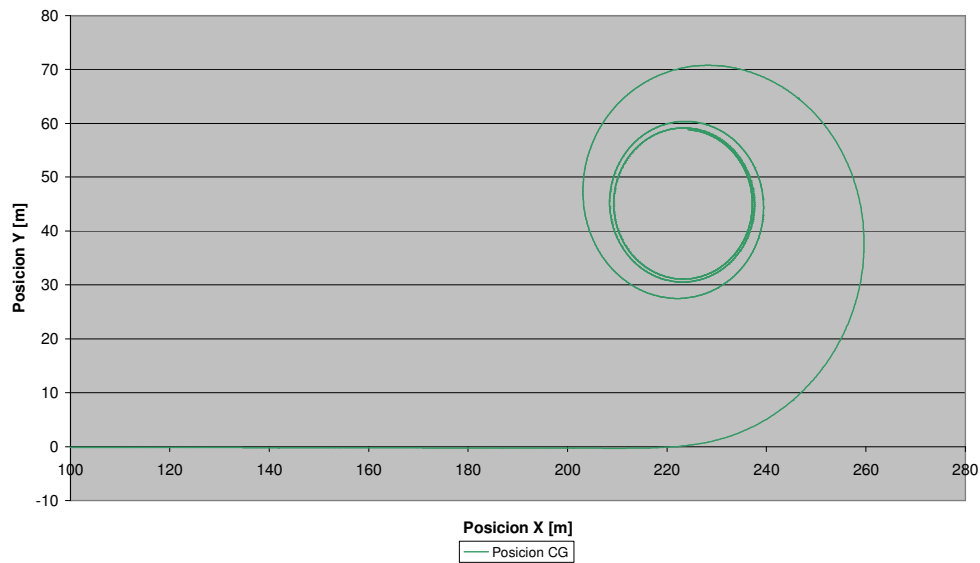


Figura 16. Recorrido del vehículo en giro en curva

La figura 16 muestra la velocidad del vehículo donde se observa la máxima alcanzada por el vehículo antes de comenzar la maniobra de giro. Un posterior descenso de la velocidad durante la maniobra del vehículo es provocado por una transformación de movimiento lineal del vehículo en movimiento rotacional.

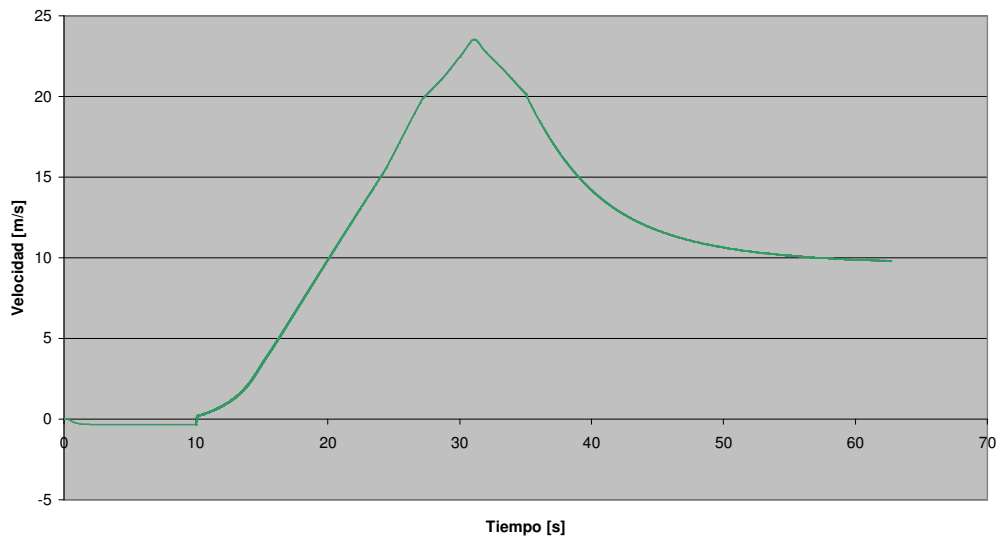


Figura 17. Velocidad del vehículo.

Las figuras 17, 18, 19 y 20 muestran las fuerzas dinámicas obtenidas en el espiral y amortiguador de la suspensión delantera y trasera. Puede observarse una variación durante el comienzo de la tracción del vehículo, donde estos elementos tienen un comportamiento dinámico. Durante comienzo de la maniobra de giro se produce una transferencia de carga desde las suspensiones pertenecientes al lado interno de la curva, produciendo de esta manera un aumento de la carga en las suspensiones derecha y descargando las suspensiones izquierdas. Posteriormente estas fuerzas internas y externas se equilibran.

El espiral tiene un valor de carga para mantener la masa suspendida.

La diferencia entre fuerzas respecto a los componentes de las suspensión delantera y trasera se debe a la ubicación del centro de gravedad, produciendo una distribución de carga diferente entre el eje delantero y trasero.

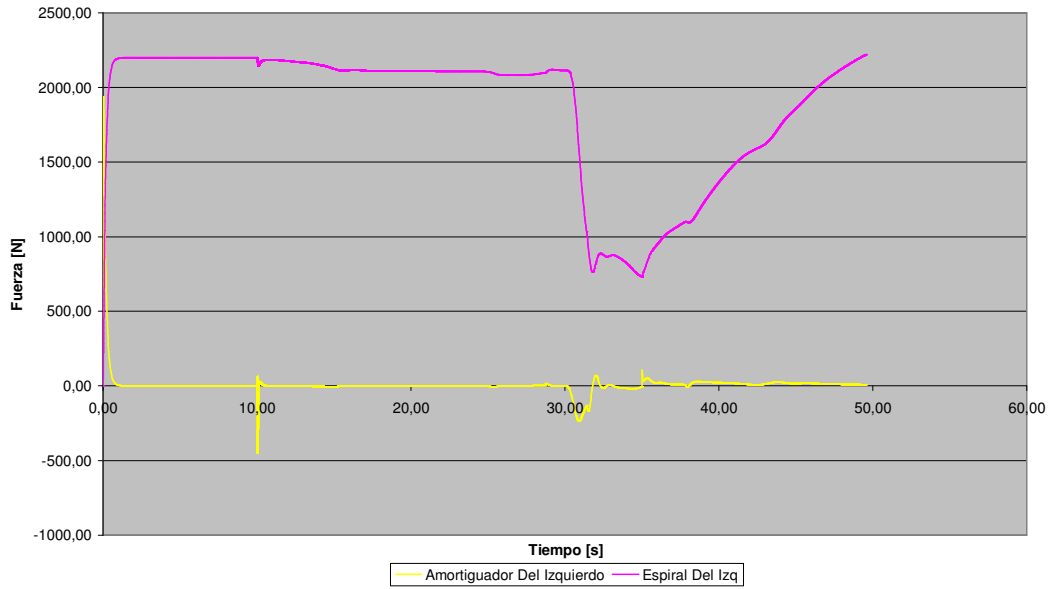


Figura 18. Fuerza en amortiguador y espiral delantero izquierdo

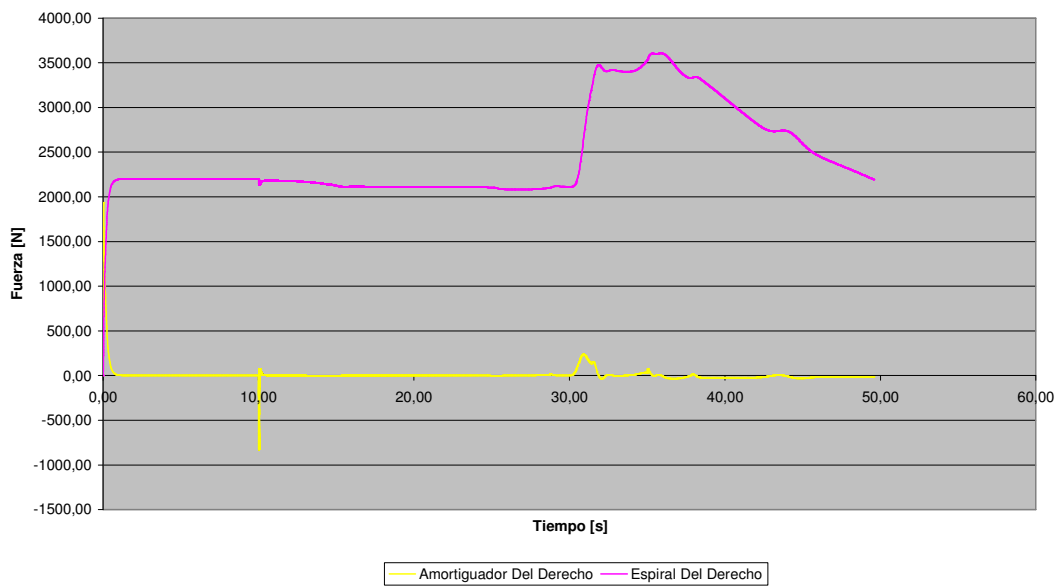


Figura 19. Fuerza en amortiguador y espiral delantero derecho

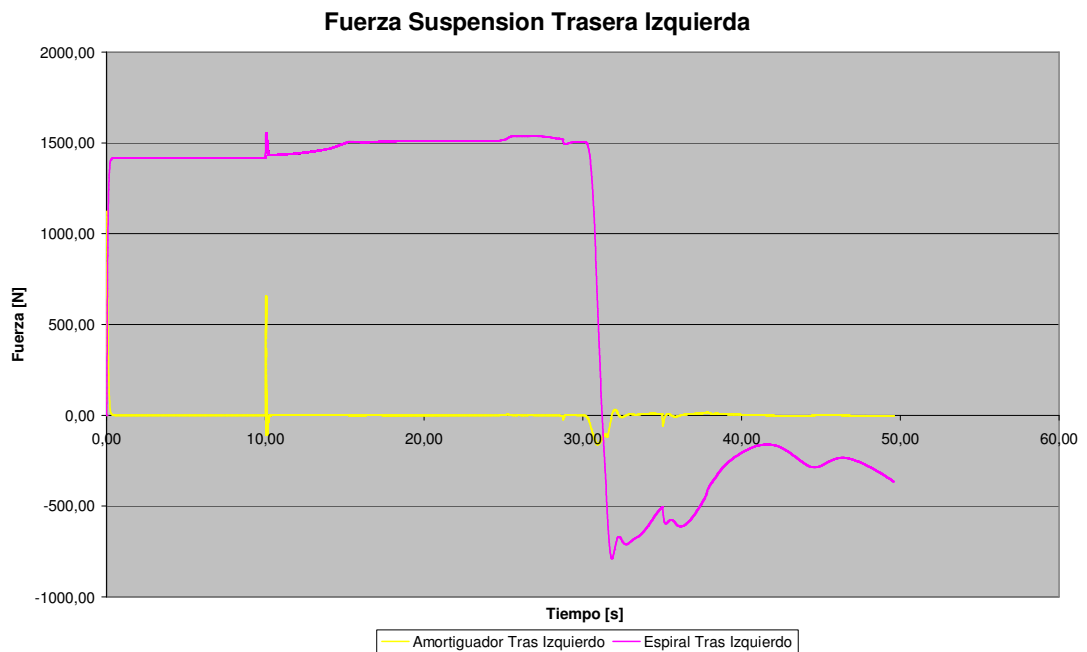


Figura 20. Fuerza en amortiguador y espiral trasero izquierdo

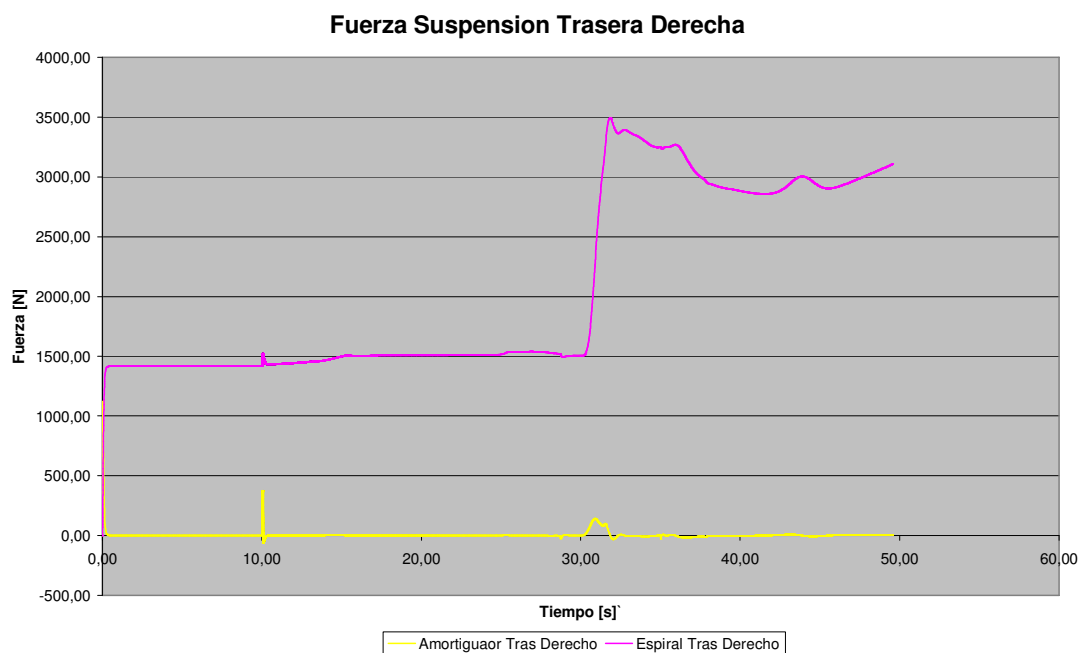


Figura 21. Fuerza en amortiguador y espiral trasero derecho

Obsérvese que la fuerza en la suspensión trasera izquierda invierte su signo durante la maniobra de giro. En la realidad esta fuerza virtualmente negativa no existe, ya que la rueda se levanta del suelo no existiendo fuerza. Esta condición de despegue de la rueda no es tenida en cuenta para este modelo, pero podría ser considerada utilizando la técnica de 'Switched power junction' (SPJ) la cual admite un modelo doble que funciona según diferentes condiciones.

Las figuras 22, 23 y 24 muestran los ángulos de rolido, cabeceo y deriva. Puede observarse durante el comienzo de la tracción del vehículo una variación del ángulo de cabeceo generado por la transmisión de peso desde el eje delantero al eje trasero del vehículo.

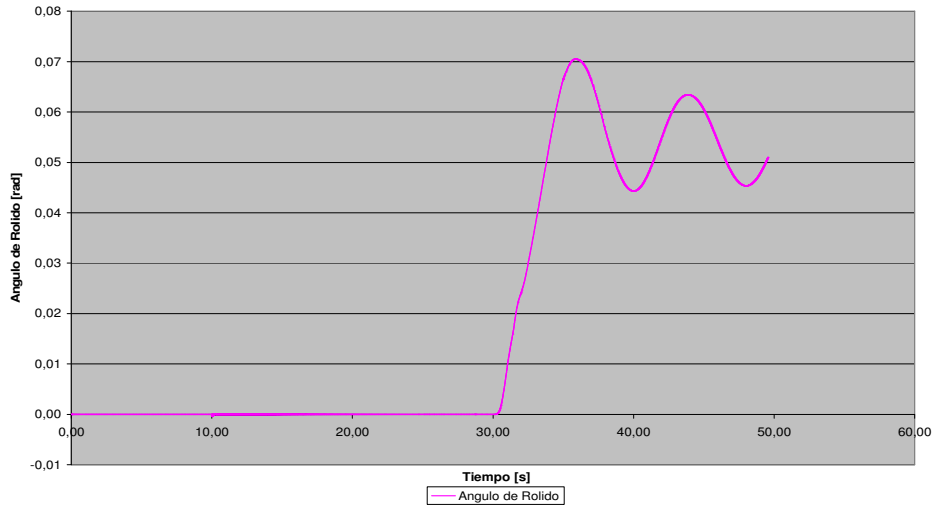


Figura 22. Angulo de rolido "roll"

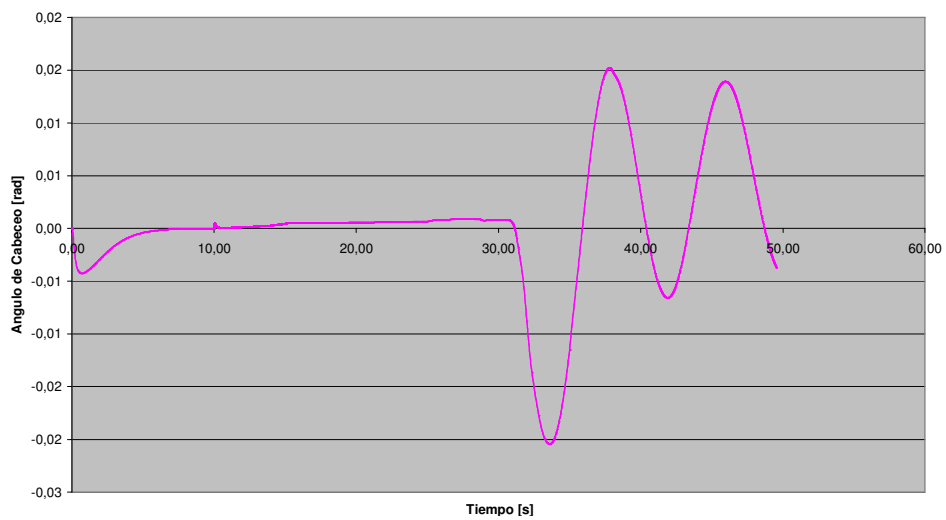


Figura 23. Angulo de cabeceo "pitch"

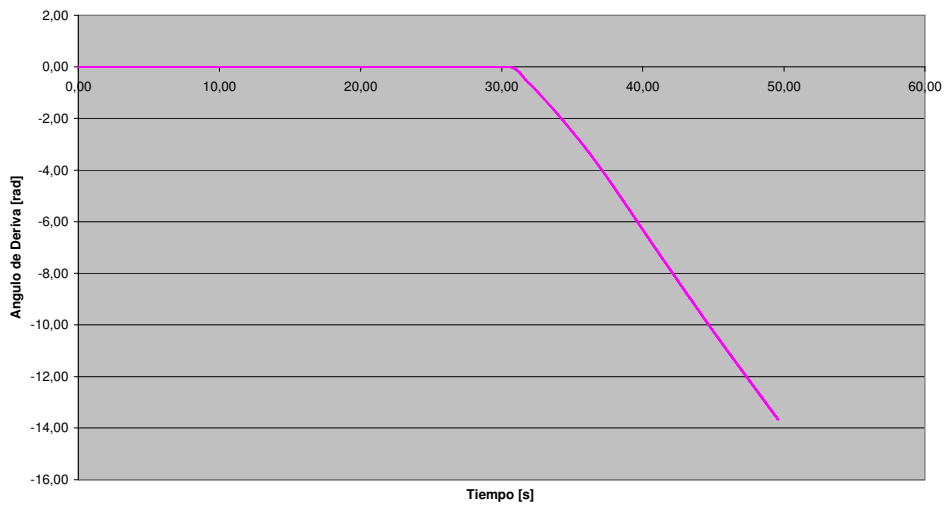


Figura 24. Angulo de deriva "yaw"

En una segunda simulación se realiza una maniobra de cambio de carril.

Una vez obtenida la velocidad de maniobra, se aplica el ángulo de giro del volante con una variación senoidal de 3 grados de amplitud.

La figura 24 muestra la posición del centro de gravedad observando el cambio de carril generado por la maniobra.

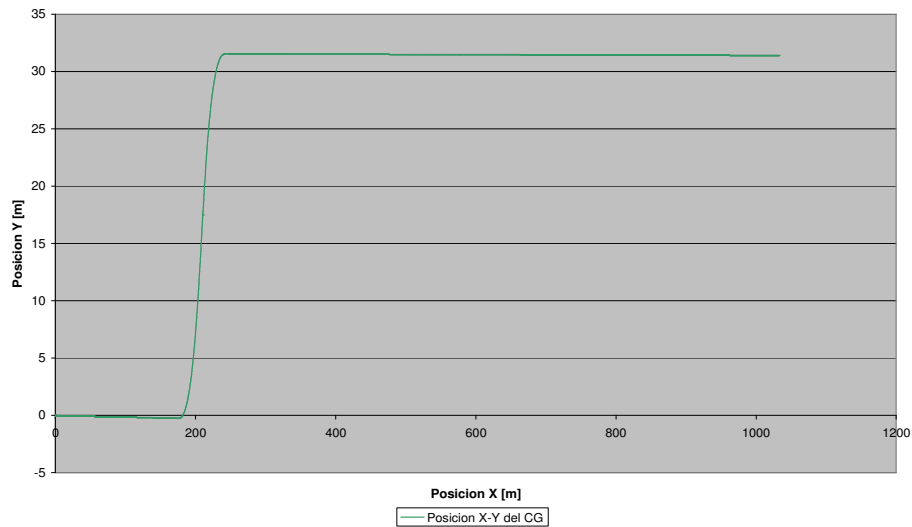


Figura 25. Recorrido del vehículo en cambio de carril

La figura 25 muestra la velocidad del vehículo durante la maniobra de cambio de carril, obteniendo una disminución de la velocidad menor a la obtenida en la simulación anterior de giro.

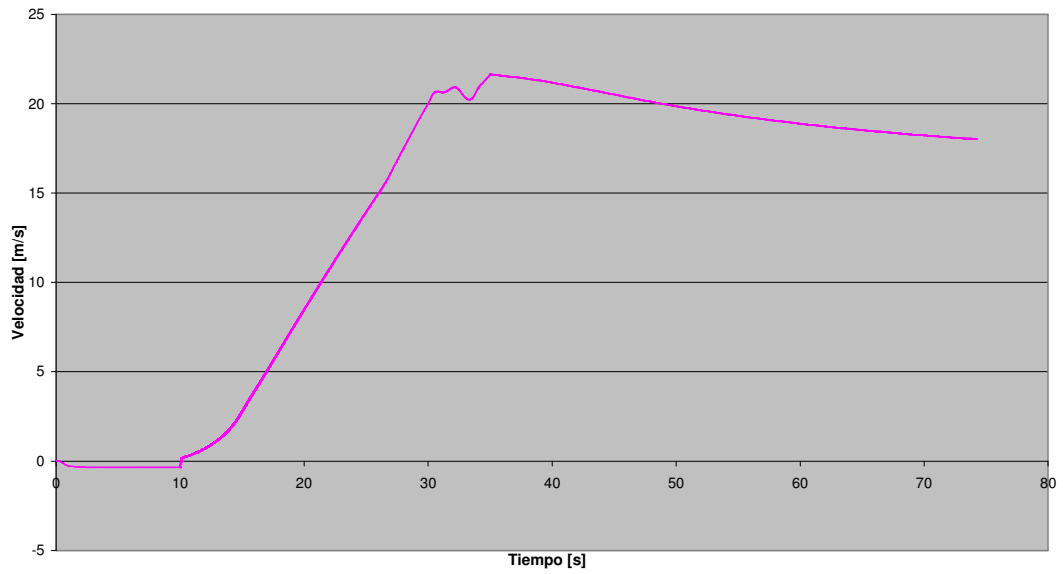


Figura 26. Velocidad del vehículo en cambio de carril

Las figuras 27, 28, 29 y 30 muestran el comportamiento dinámico de las fuerzas obtenidas en los espirales y amortiguadores pertenecientes a la suspensión delantera y trasera.

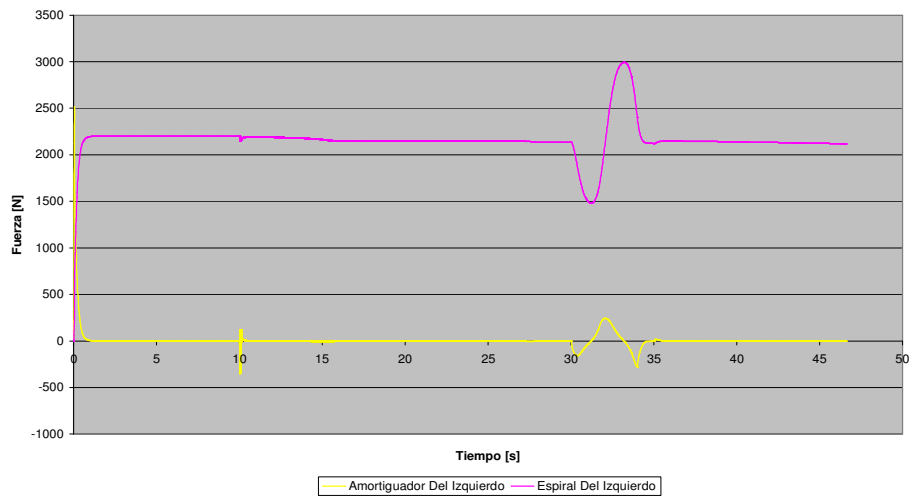


Figura 27. Fuerza en amortiguador y espiral delantero izquierdo

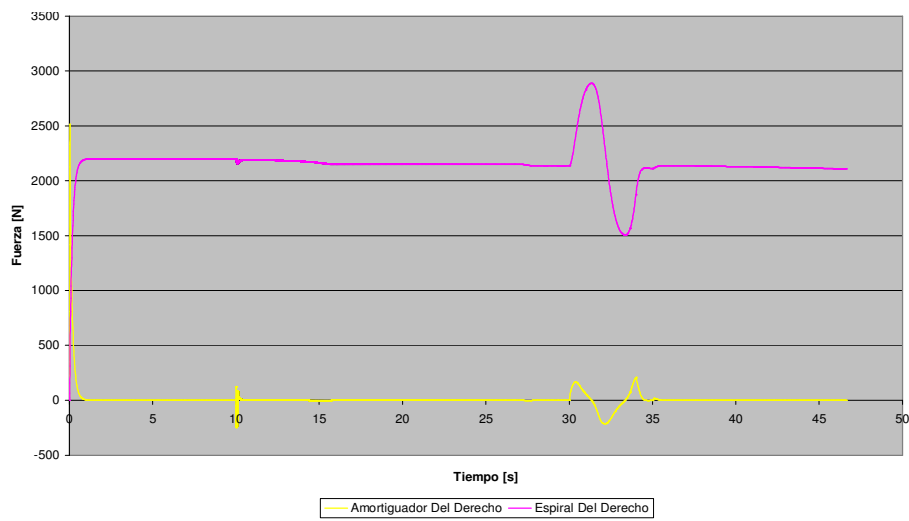


Figura 28. Fuerza en amortiguador y espiral delantero derecho

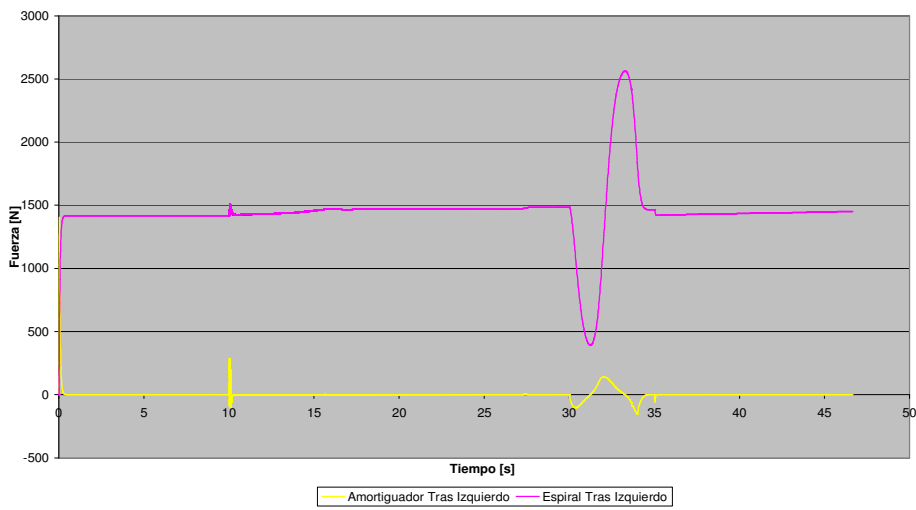


Figura 29. Fuerza en amortiguador y espiral trasero izquierdo

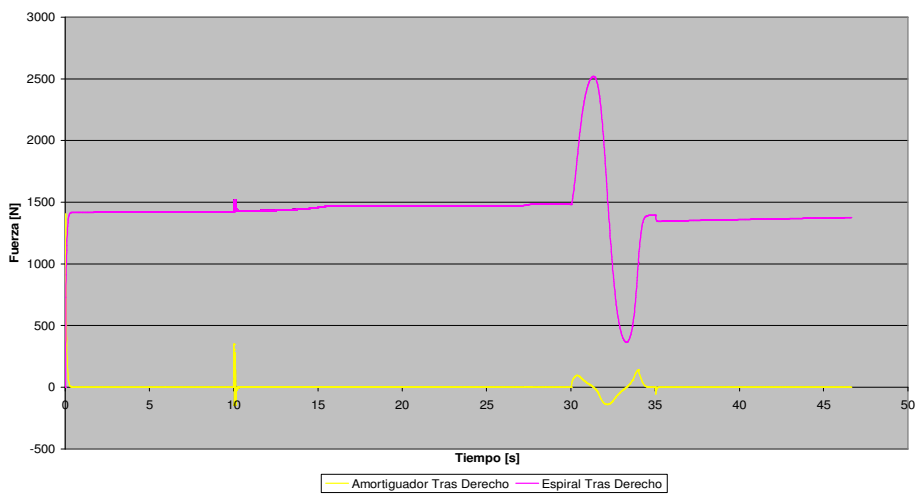


Figura 30. Fuerza en amortiguador y espiral trasero derecho

5.2 Simulación cosmos motion

En esta simulación el vehículo también comienza con velocidad cero y luego comienza a acelerarse según el torque transmitido a los neumáticos que responde a la curva de la figura 30. Estos valores fueron obtenidos del modelo de motor-transmisión de BGs donde se tienen en cuenta la caja, el diferencial y las inercias de todos estos componentes, tomando como base la curva de motor de la figura 14.

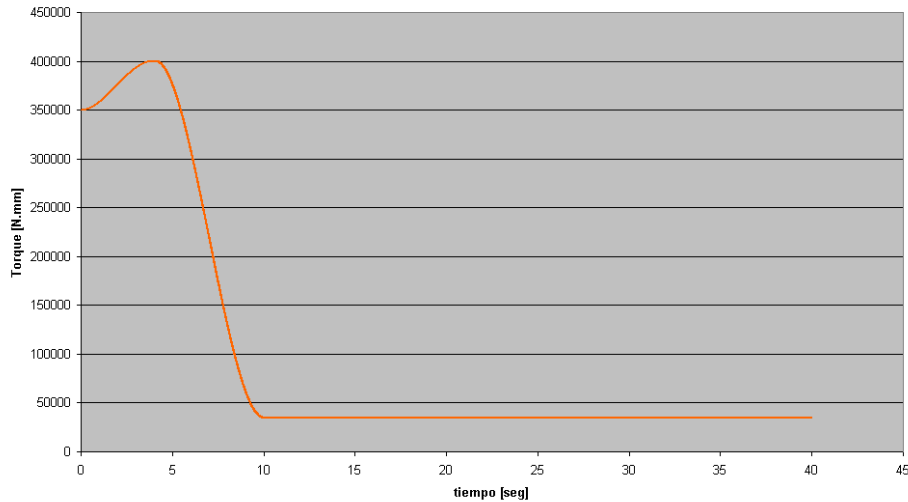


Figura 31. Curva de torque impuesta en las ruedas delanteras

Se realizaron varios ensayos estáticos para establecer el valor de precarga que le corresponde a cada espiral cuando el vehículo se encuentra simplemente apoyado sobre el piso, después de varias iteraciones se llegó a los valores que se ven en la tabla 3.

Espiral	Precarga
Delantero derecho	2372 N
Delantero izquierdo	2381 N
Trasero derecho	1600 N
Trasero izquierdo	1600 N

Tabla 3. Precarga de los espirales

Se analizaron dos maniobras, el giro en curva y el cambio de carril (Rill, 2005), en el caso del giro en curva se produce una variación de 0 a 30mm en un intervalo de 2 segundos, mientras que en el cambio de carril se produce una variación senoidal con una amplitud de 20mm con un período de 4 segundos.

Todos estos ensayos se producen a los 14 segundos cuando el vehículo alcanza una velocidad de avance constante de 24,5 m/s aproximadamente.

5.2.1 Giro en curva

Para esta maniobra se produce una variación de la cremallera de dirección con un recorrido de 0 a 30mm en un intervalo de 2 segundos, figura 32.

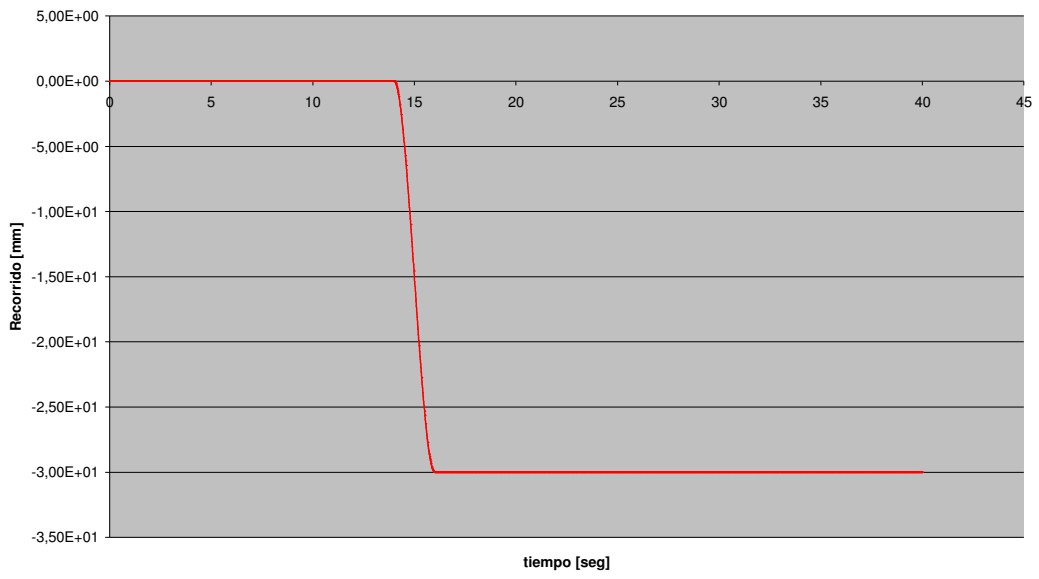


Figura 32. Desplazamiento de cremallera giro en curva

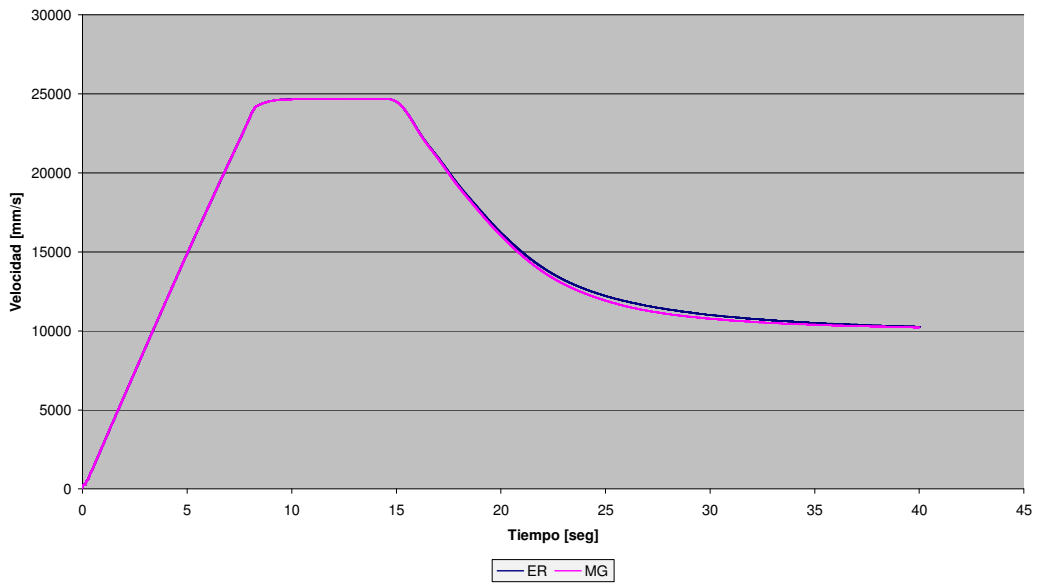


Figura 33. Velocidad desarrollada por el vehículo

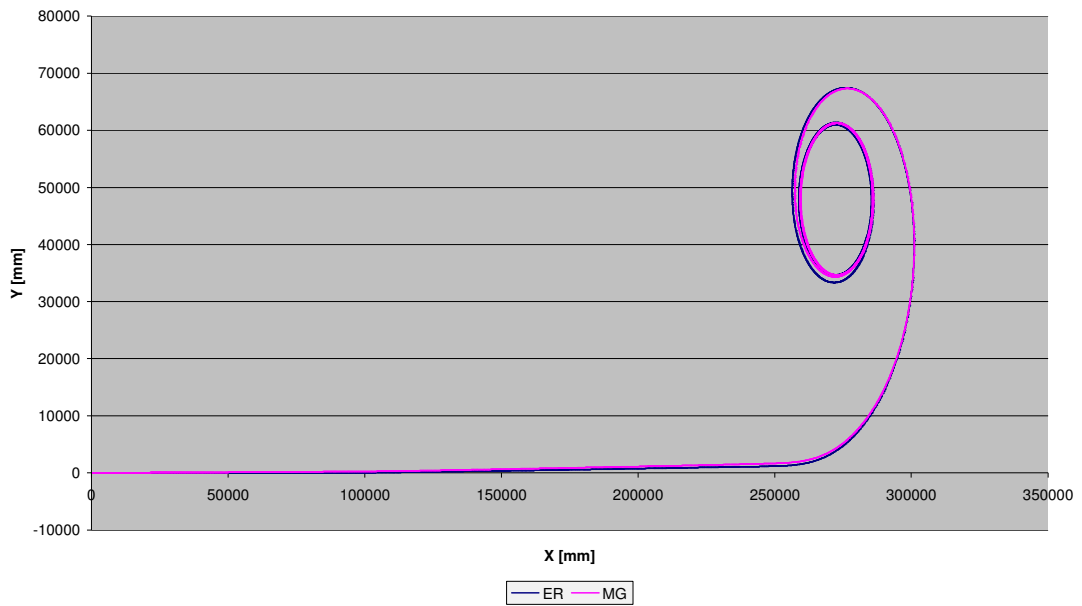


Figura 34. Recorrido desarrollado por el vehículo

La disminución de la velocidad comienza en el momento del giro (figura 33), donde la cantidad de movimiento lineal se transforma en una cantidad de movimiento rotacional. Lo que también se aprecia en el recorrido con la disminución del radio de giro (figura 34), llegando al radio estático según la trocha del vehículo y el giro de los neumáticos.

En las figuras 35, 36, 37 y 38 pueden verse las reacciones en el piso de cada uno de los cuatro neumáticos, se puede apreciar que los neumáticos derechos, al producirse un giro hacia la izquierda aumentan su carga, mientras que los izquierdos la disminuyen, llegando al límite en el trasero izquierdo el cual pierde contacto con el piso, este comportamiento es muy común en vehículos de estas características.

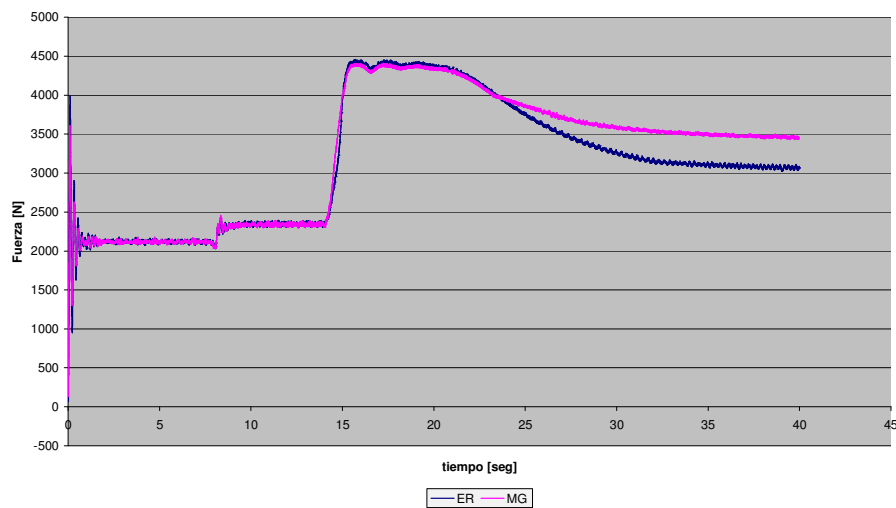


Figura 35. Reacción en el piso, neumático delantero derecho

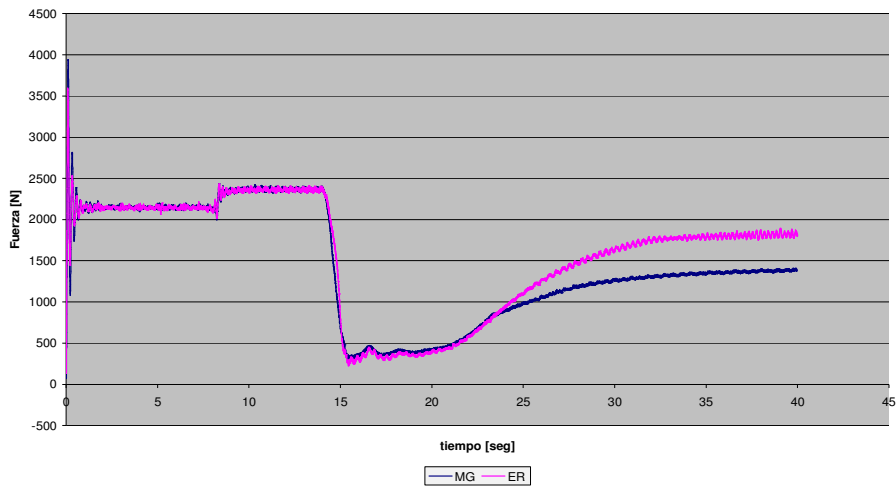


Figura 36. Reacción en el piso, neumático delantero izquierdo

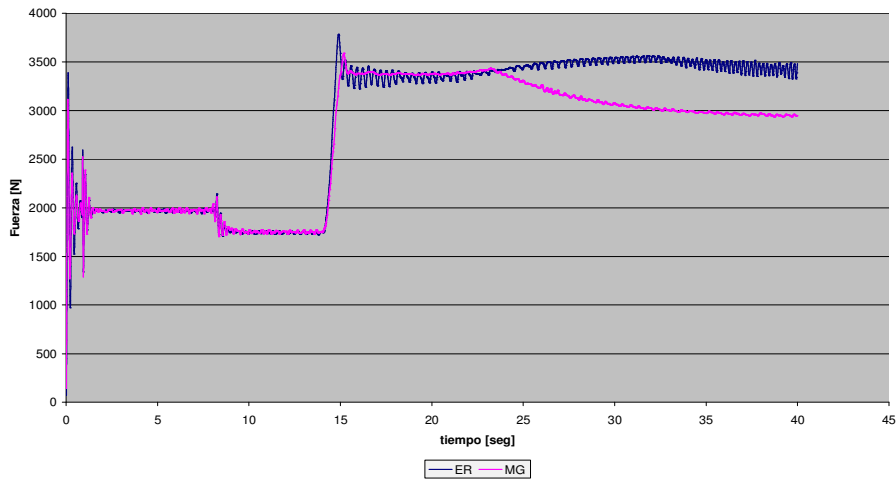


Figura 37. Reacción en el piso, neumático trasero derecho

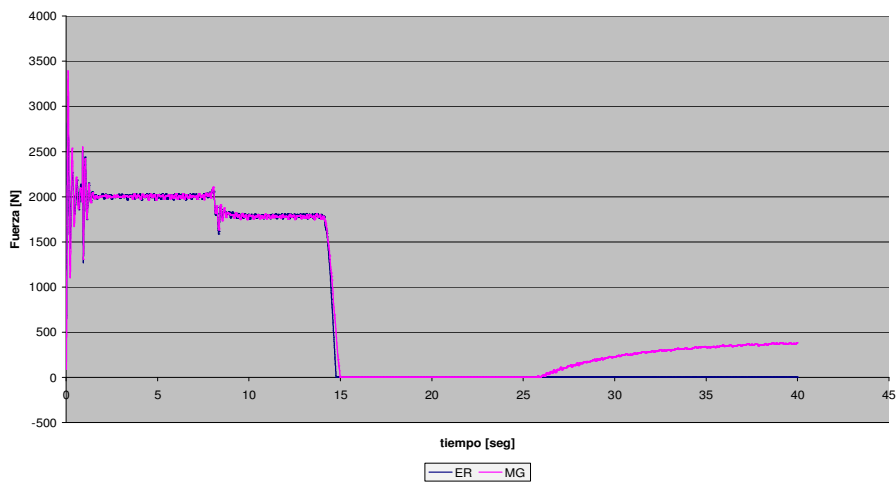


Figura 38. Reacción en el piso, neumático trasero izquierdo

Las figuras 39, 40 y 41 se muestran los ángulos de rolido, cabeceo y deriva.

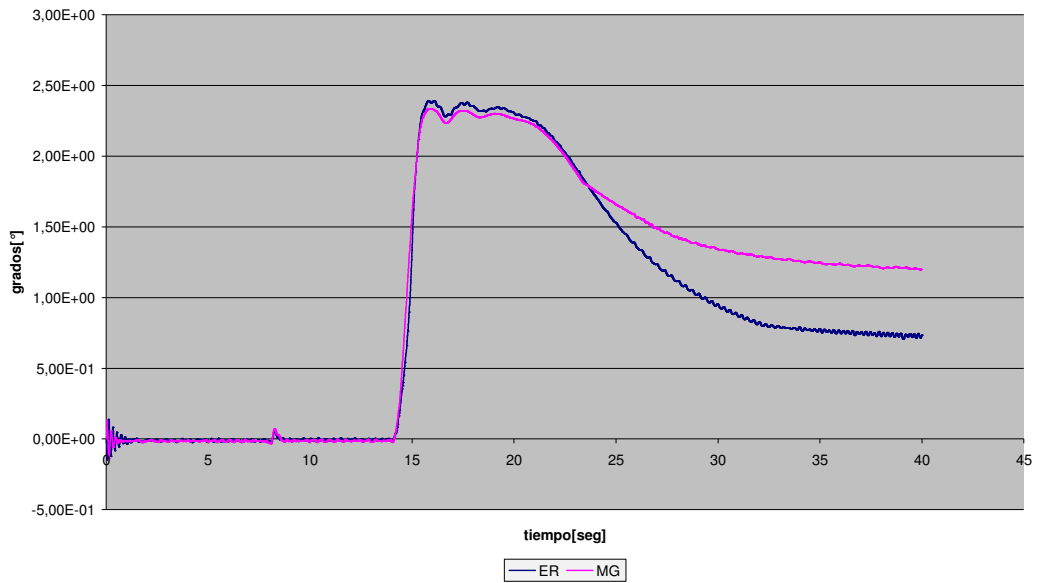


Figura 39. Ángulo de rolido

Como vemos en la figura 39 el pico mayor de rolido se da cuando el auto comienza a doblar y luego baja, acompañando a la disminución de velocidad (figura 32).

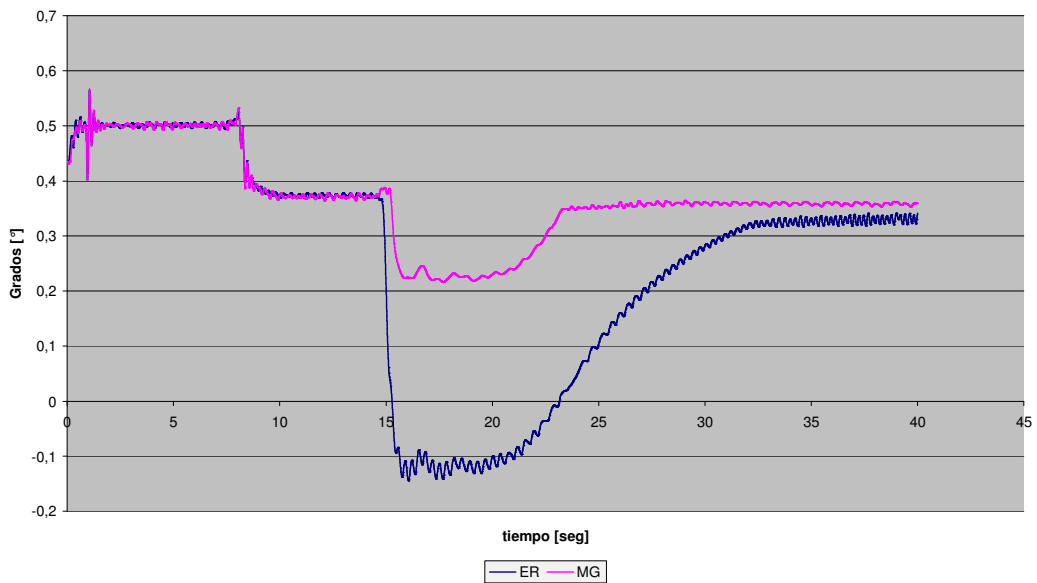


Figura 40. Ángulo de cabeceo

En la figura 40 se observa que el auto se levanta de trompa cuando el auto comienza a acelerarse y se mantiene constante hasta que el torque baja para alcanzar un valor de velocidad constante, luego cae de trompa debido al frenado del auto cuando las ruedas comienzan a doblar y es a partir de este momento donde se produce una transferencia de carga no solo hacia el tren delantero sino también hacia las ruedas externas del auto.

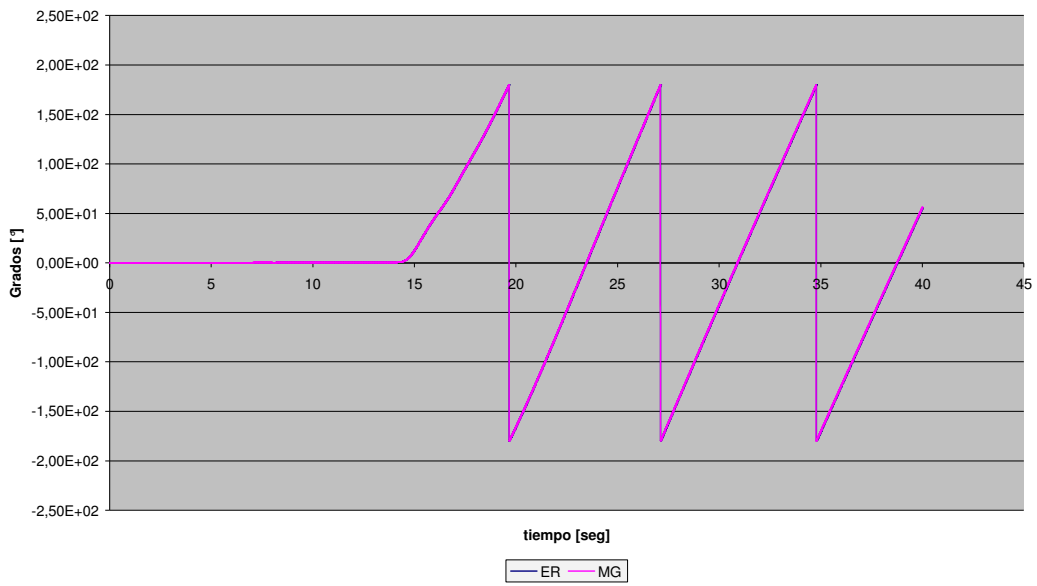


Figura 41. Deriva del vehículo

En la figura 41 la forma de serrucho de la grafica se debe a que el programa toma como valore tope de giro +/-180°, en realidad deben leerse las pendientes. En las mismas se observa un aumento de estas pendientes indicando un comportamiento sobrevirante del auto.

Comportamiento de los espirales

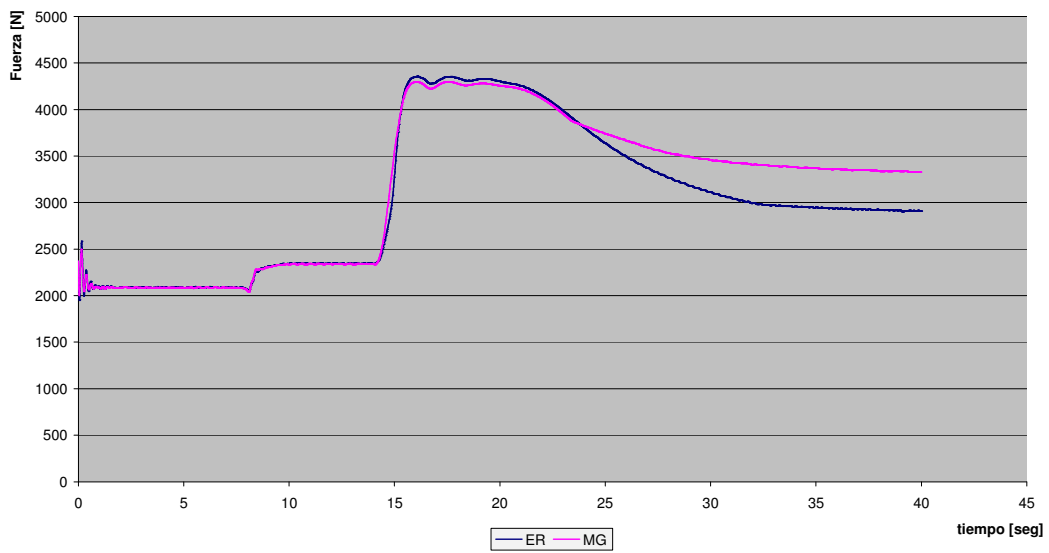


Figura 42. Carga sobre el espiral delantero derecho

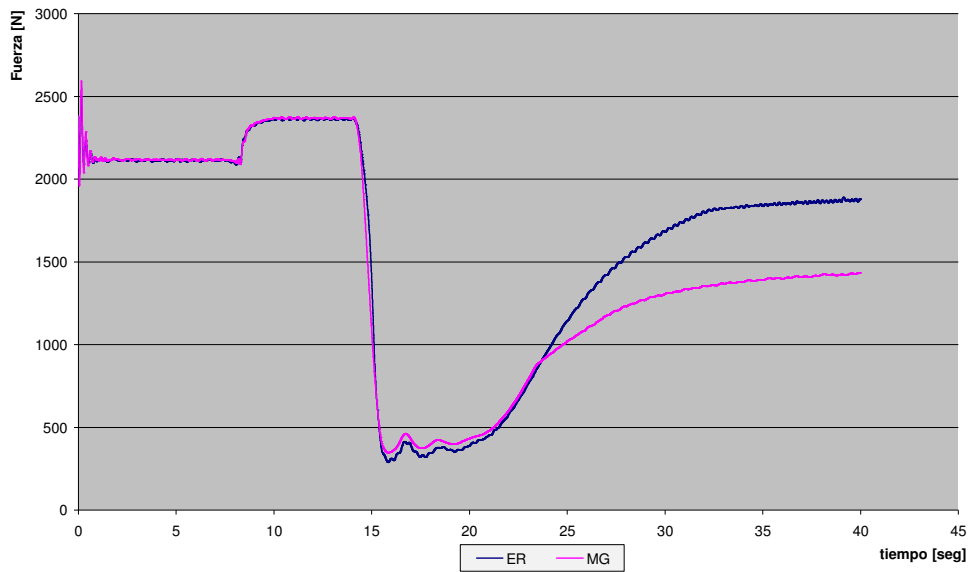


Figura 43. Carga sobre el espiral delantero izquierdo

Observando el comportamiento de los espirales del tren delantero (figuras 42 y 43), no hay grandes diferencias durante el transcurso de la maniobra hasta que el auto comienza a doblar. Existe una carga menor tanto en el derecho como en el izquierdo para el auto con micro giro pero no es un valor relevante siendo que aparece una diferencia notoria durante la trayectoria circular donde hay una diferencia entre cada uno de los espirales obteniendo un valor de carga en espirales mayor para el caso de micro giro. Este comportamiento es fundamentado por el mayor roldo del auto bajo esta configuración.

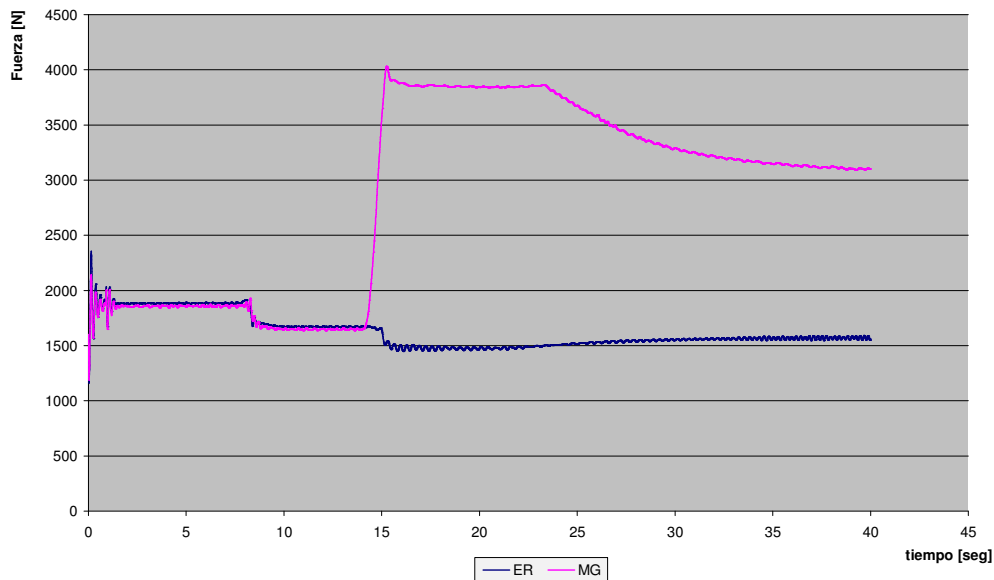


Figura 44. Carga sobre el espiral trasero derecho

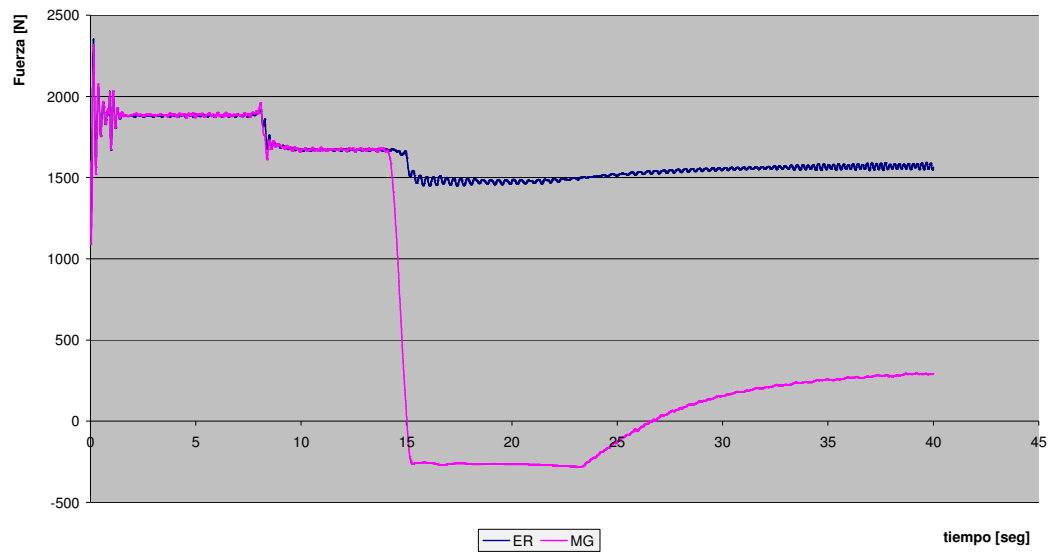


Figura 45. Carga sobre el espiral trasero izquierdo

En el tren trasero (figuras 44 y 45), la carga sobre los espirales está realmente diferenciada entre la configuración de eje rígido y micro giro desde el momento en que el auto comienza a doblar por motivos antes citados, corroborando una vez más el contacto de la rueda trasera izquierda en la zona más estable de la trayectoria, como así también la necesidad de valores diferentes en las constantes elásticas de dichos espirales para cada una de las configuraciones del eje trasero.

5.2.2 Micro giro

Para esta maniobra se produce una variación de la cremallera de dirección con un desplazamiento senoidal en el tiempo con un período de 4 segundos (figura 46).

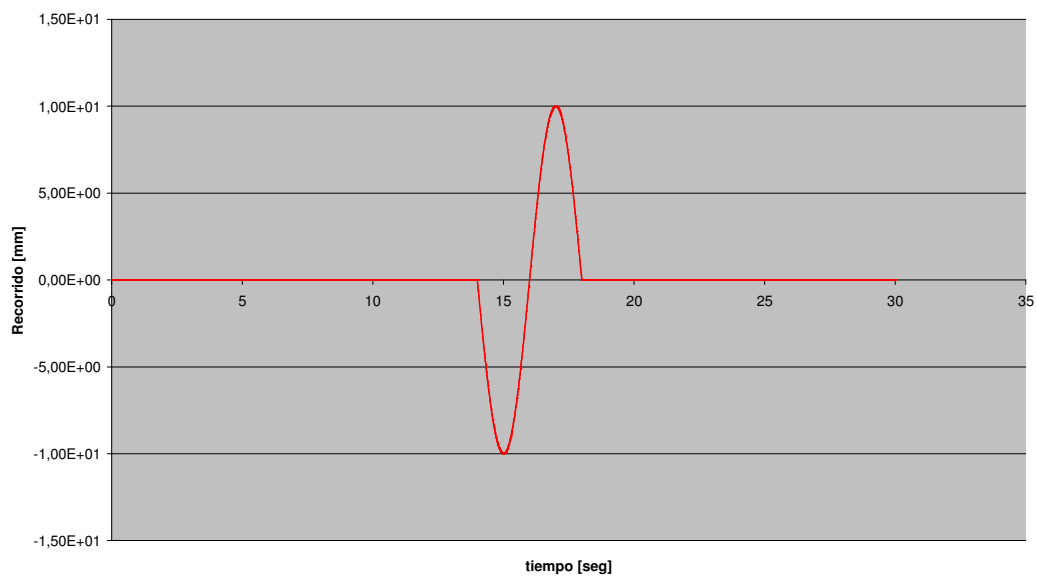


Figura 46. Desplazamiento de cremallera cambio de carril

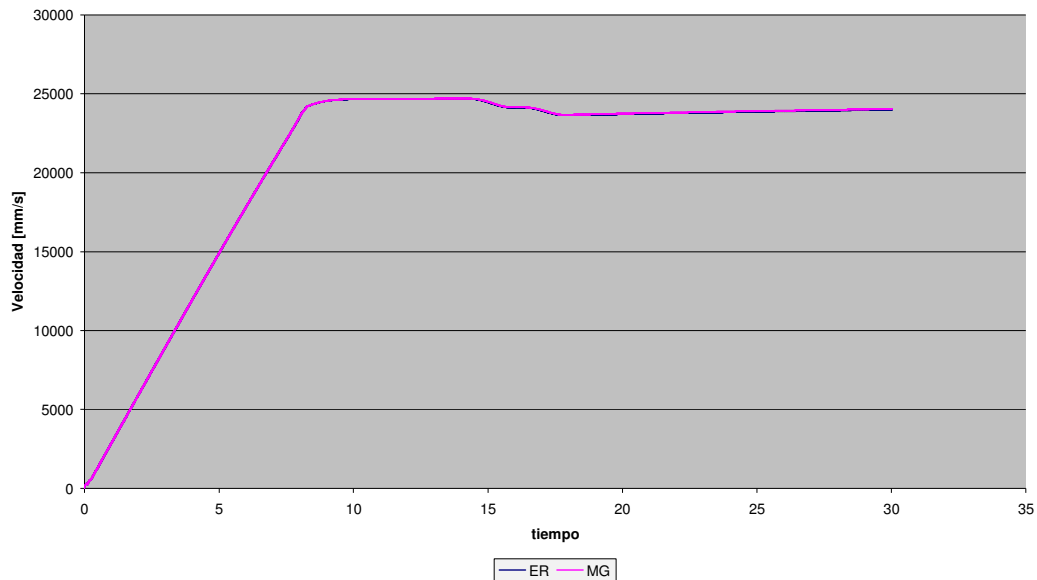


Figura 47. Velocidad desarrollada por el vehículo

En esta maniobra prácticamente no se registran variaciones de velocidad durante el ensayo (figura 47).

El sistema con micro giro permite una salida de la maniobra cambio de carril un poco más cerrado debido a las mejoras en la guiñada del auto (figura 48).

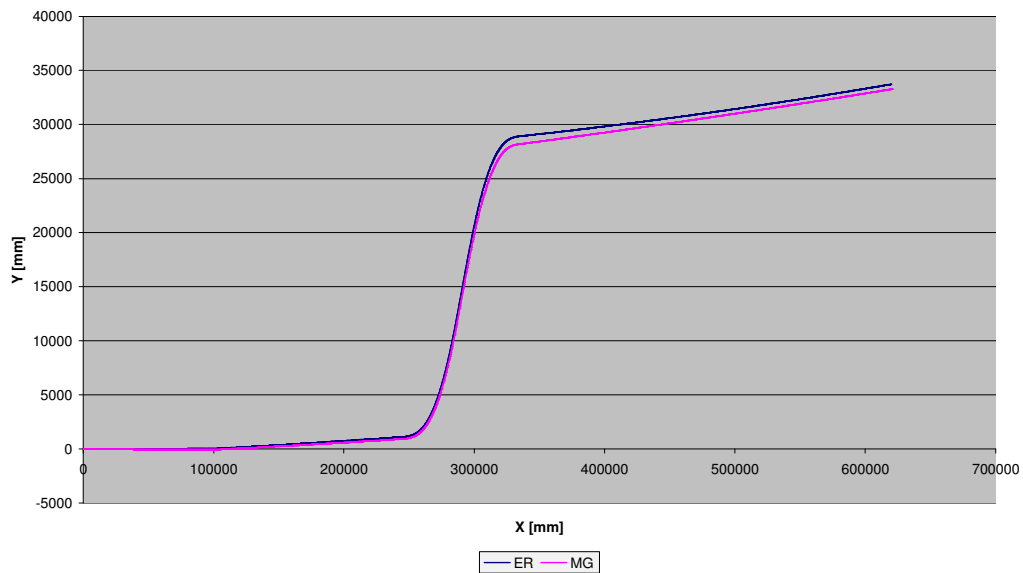


Figura 48. Trayectoria seguida por el vehículo

A continuación se presentan las gráficas de reacción de la rueda en el piso (figuras 49, 50, 51 y 52), donde en el tren delantero los valores son mayores para la configuración con micro giro; en el tren trasero las reacciones mayores se presentan para el auto con eje rígido pero se logra mantener el contacto de las ruedas internas a la curva mejorando la estabilidad del auto.

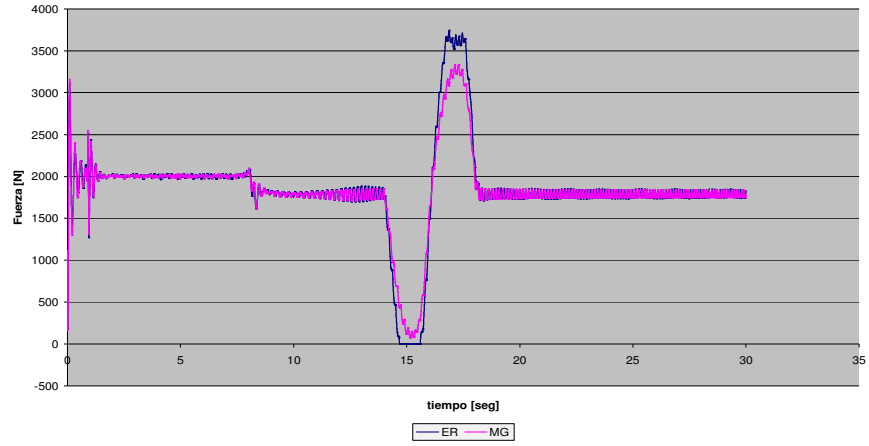


Figura 52. Reacción en el piso, neumático trasero izquierdo.

Las figuras 53, 54 y 55 muestran el rolido, el cabeceo y deriva

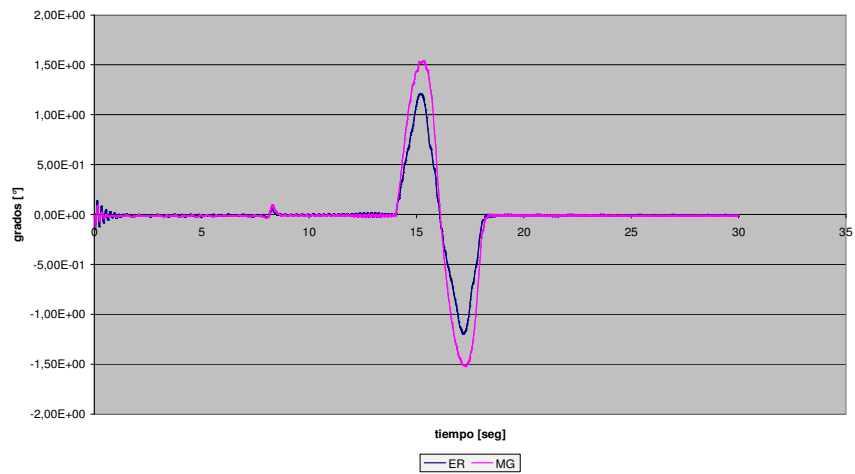


Figura 53. Rolido.

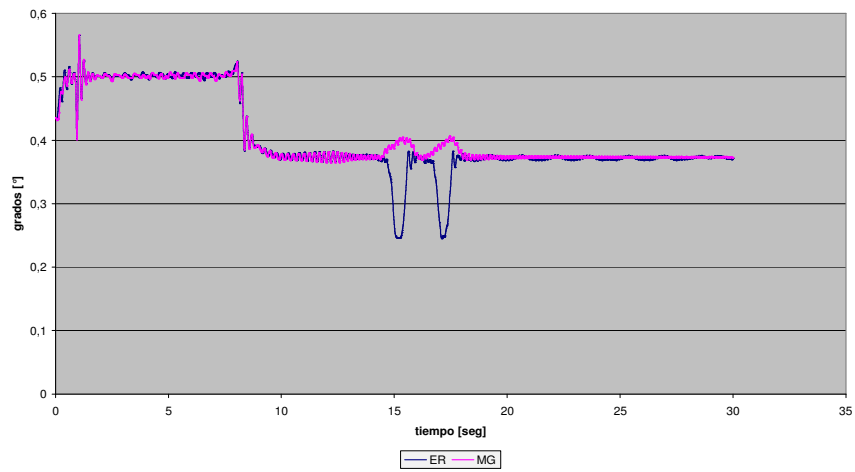


Figura 54. Cabeceo.

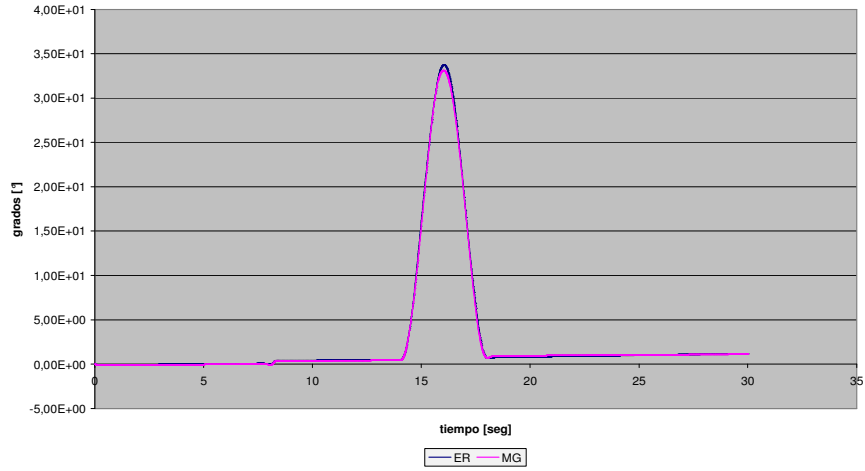


Figura 55. Deriva.

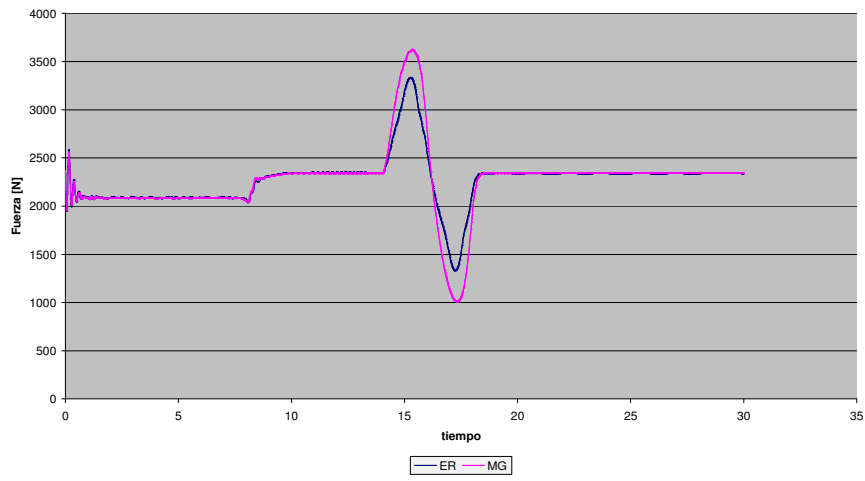


Figura 56. Carga sobre el espiral delantero derecho

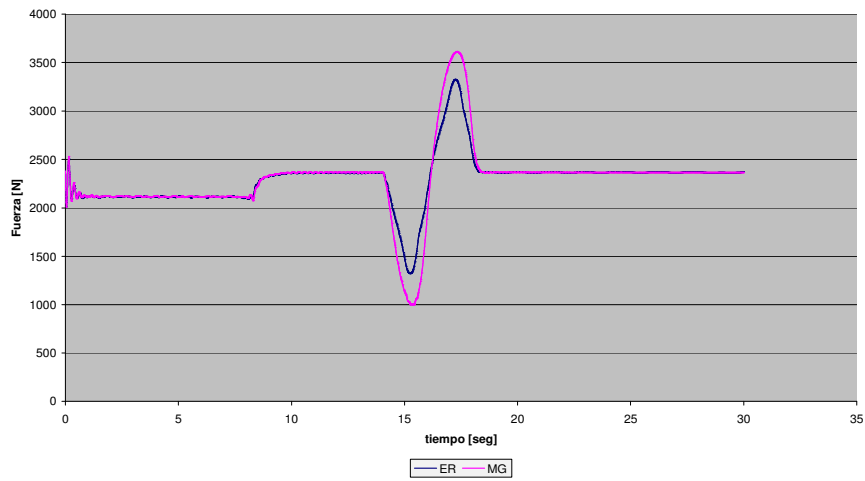


Figura 57. Carga sobre el espiral delantero izquierdo.

Las figuras 56 y 57 muestran como se cargan los espirales del tren delantero donde debido al mayor roldido del auto con micro giro reciben mayor carga por parte de la masa suspendida.

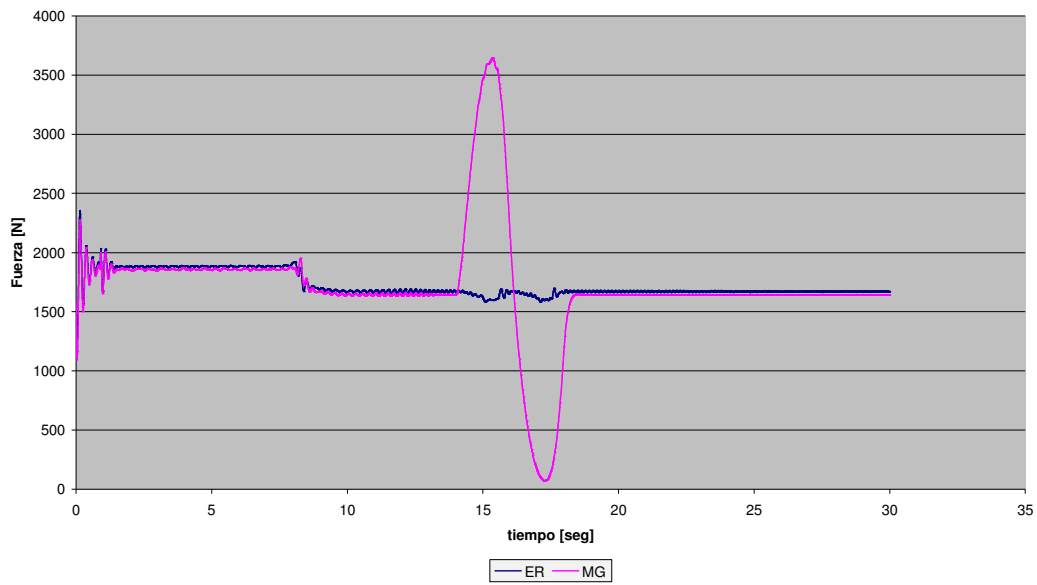


Figura 58. Carga sobre el espiral trasero derecho

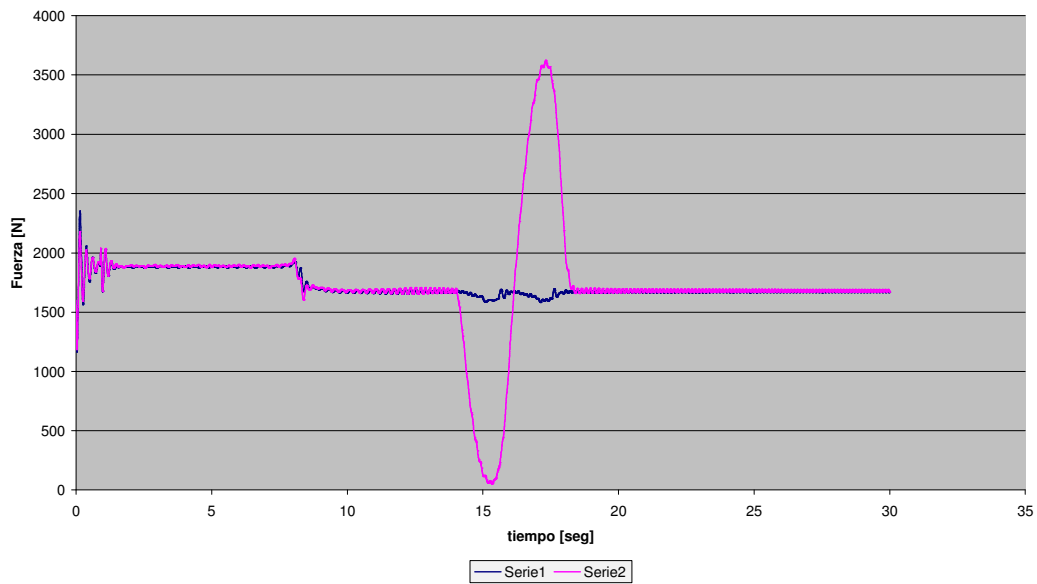


Figura 59. Carga sobre el espiral trasero izquierdo.

La independencia lograda en el tren trasero con micro giro permite a los espirales de dicho eje responder individualmente para ambas ruedas, como se ve en la figuras 58 y 59.

6 DISCUSIÓN

Las diferencias numéricas entre ambos modelos en las cargas de las ruedas radican en que los valores obtenidos del modelo Bond Graph corresponden a las fuerzas en los amortiguadores y espirales, no considerando la carga producida por las masas no suspendidas.

7 CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos en los dos modelos de cosmos motion (eje rígido y micro giro) y en el de bond graph poseen una similitud muy significativa, esto es destacable más aún si tenemos en cuenta que en el modelo de BGs, como se explicó anteriormente, se simplificaron varios componentes de la suspensión. Lo cual lo convierte en un modelo interesante, en cuanto a simplicidad, velocidad de cálculo y precisión de los resultados si se quiere obtener una primera estimación global del comportamiento dinámico de un vehículo. Esto nos muestra un gran potencial de simulación mediante la generación de modelos a partir de esta técnica, pudiendo ser comparados con otros tipos de modelización.

Con respecto al comportamiento de los distintos sistemas de suspensión traseras que se analizaron en cosmos motion se observan diferencias entre la configuración de eje rígido y micro giro. El modelo con micro giro posee una deformación en el travesaño central la cual es modelada con un resorte de torsión, esta deformación confiere características de independencia entre las ruedas del tren trasero, por lo tanto, cuando el auto circula por una trayectoria curva y se manifiesta el fenómeno de transferencia de carga lateral el espiral correspondiente a la rueda externa en dicha trayectoria es el que absorbe en mayor medida el fenómeno dinámico. En otras palabras, el porcentaje de la masa suspendida que carga el tren trasero es soportada principalmente por el espiral de la rueda externa, en consecuencia se produce un mayor rolido del vehículo.

Por los datos obtenidos el sistema de suspensión trasero con micro giro presenta una ventaja importante respecto al eje rígido por mantener las cuatro ruedas en contacto con el piso permitiendo tener una mayor estabilidad y maniobrabilidad del auto. Para poder encontrar diferencias entre cada uno de los sistemas de suspensión trasera se uso la misma configuración de los espirales y amortiguadores, de esta manera se puede corroborar que el sistema con eje rígido presenta la necesidad de valores menores en las constantes elásticas de los espirales. En tanto el eje trasero con micro giro necesita un sistema anti rolido para lograr una mejor distribución de cargas sobre los neumáticos y de esta manera tener un mejor control en cuanto al rolido de la masa suspendida. Respecto al cabeceo del auto los valores para el eje con micro giro también son menores y puntualmente en la maniobra de cambio de carril son opuestos justificando una vez más la necesidad de otra configuración en los espirales.

REFERENCIAS

- F. Aparicio Izquierdo, C. Vera Álvarez, V. Días López, “Teoría de los vehículos automóviles”. U.P. de Madrid, Diciembre 1995
- P. Luque, D. Álvarez, C. Vera, “Ingeniería del Automóvil”. Thomson. Madrid, 2004
- G. Rill, “Vehicle Dynamics”. Fachhochschule Regensburg University of Applied Sciences, 2005.
- W.F. Milliken, D.L. Milliken, “Race Car Vehicle Dynamics”. Society of Automotive Engineers, Inc., 1995.
- T.D. Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics” – SAE, Febrero 1992.

- H.B. Pacejka, "Tyre and Vehicle Dynamics". Delft University of Technology – Segunda Edición 2006.
- J. Katz, "Race car Aerodynamics, Designing for Speed". Bentley Publishers. 1995
- G. Filippini, N. Nigro, S. Junco "Vehicle dynamics simulation using bond graphs". International Modeling and Simulation Multiconference 2007. ISBN 978-2-9520712-7-7 IMAACA 2007. Buenos Aires.
- G. Filippini, "Dinámica Vehicular mediante Bond Graph", Proyecto final de carrera de grado. Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional de Rosario, Argentina 2004 - www.fceia.unr.edu.ar/mecánica.
- D.C.Karnopp, D.L.Margolis, R.C.Rosenberg, "Modeling and Simulation of Mechatronic System". John Wiley & Sons, Inc. - Third Edition 2000.
- Cátedra DSF, "Introducción a la Modelización con Bond Graphs". Departamento de Electrónica – FCEIA – UNR, 2007, www.fceia.unr.edu.ar.
- A. J. Blundell, "Bond Graphs for modeling Engineering Systems". West Sussex, Ellis Horwood Limited, 1982.
- N.K. M'Sirdi, A. Naamane, A. Rabhi, "A nominal model for vehicle dynamics and estimation of input forces and tire friction". Marrakech CSC 2007
- "Getting Started with 20-Sim 3.6", Controllab Products B.V., Enschede, Netherlands. www.20sim.com , 2005
- H.B.Pacejka, I.Besseling. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. 2nd International Tyre Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Berlin, Germany (1997). Swets and Zeitlinger.
- "Análisis de Mecanismos para cualquier Sistema CAD"
<http://www.iberisa.com/COSMOS/Motion2007>