



Universidad
Zaragoza

Proyecto Fin de Carrera

**Influencia de una suspensión hidroneumática en
un vehículo Mini Baja**

Autor/es

Diego Rodríguez Juanilla

Director/es y/o ponente

Pablo Siqueira Meirelles
Juan José Alba

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2016

Estudio de la aplicación de suspensión hidroneumática en un vehículo Mini Baja

RESUMEN

El desarrollo de suspensiones vehiculares viene siendo cada vez más exigente, teniendo que proporcionar buena estabilidad y confort tanto para el conductor como para los pasajeros. En el siguiente trabajo tiene como objetivo analizar la respuesta de un vehículo Mini Baja al que se le ha instalado una suspensión hidroneumática, y comparar dicha respuesta con la obtenida con una suspensión convencional, mediante un modelo computacional, diseñado en Matlab, para así determinar si el uso de este tipo de suspensión es conveniente para un vehículo de estas características. Los principales factores a ser analizados son las cuestiones de confort y seguridad, encontrando un compromiso entre dichos factores.

Índice

1. Introducción	5
2. Revisión Bibliográfica	8
2.8. Suspensión Electromagnética.....	13
3. Modelaje matemático del vehículo.....	15
3.1. Factores geométricos y fuerzas de amortiguamiento.....	15
3.2. Modelaje matemático del vehículo	19
3.2.1. $\frac{1}{4}$ de Vehículo.....	19
3.2.2. $\frac{1}{2}$ de Vehículo.....	23
3.3. Modelo de la suspensión hidroneumática	30
3.4. Determinación del volumen y la presión iniciales.....	33
4. Resultados y discusiones	36
4.1. Definición de los parámetros de la suspensión	36
4.2. Definición de los perfiles de pista.....	43
4.3.2. $\frac{1}{2}$ de Vehículo.....	52
5. Conclusiones	59
Bibliografía.....	61
Anexos.....	63

1. Introducción

En este trabajo será estudiada una suspensión para el uso en vehículos off road del tipo mini Baja. Estos vehículos son construidos por alumnos y tienen como finalidad complementar la formación de estos, siendo un proyecto completo que abarca las áreas de diseño, captación de recursos, proyecto, construcción del prototipo y por fin el producto final. Además de esto, existe una competición a nivel nacional que reúne aproximadamente 50 facultades y universidades de todo Brasil.

Las principales características de los vehículos mini Bajas son la capacidad de vencer terrenos muy accidentados, con agujeros, rampas de gran inclinación y desniveles. La masa del vehículo junto con la del piloto es de aproximadamente 220 kg, además el vehículo alcanza velocidades de hasta 60km/h.

Este trabajo se realizó para el equipo de la Universidad Estadual de Campinas, el cual ya tenía un prototipo creado, y será con los parámetros y dimensiones de este prototipo con los que se trabajará.



Figura 1-1: Vehículo Mini Baja

El Objetivo de este estudio es crear y parametrizar un modelo numérico de una suspensión hidroneumática aplicada a este tipo de vehículo que pueda ser correlacionada con un prototipo experimental. Este modelo posibilitará la obtención de los parámetros de salida, visionando el aumento de rendimiento además de garantizar la integridad estructural del vehículo.

Actualmente, la utilización de simulaciones computacionales es una herramienta fundamental en el proceso de desarrollo de un producto, y viene siendo cada vez más utilizada, ya que proporciona una gran reducción en los costes con la construcción de prototipos. Muchas empresas desarrollan softwares del tipo Computer Aided Engineering (CAE), modificadas para aplicaciones específicas como, por ejemplo, la automovilística, aeronáutica, manufactura, etc. La utilización de esos softwares permite una rápida optimización del sistema una vez que las variables de interés poseen gráficos y animaciones de fácil acceso, sin la necesidad de programación.

Por ser un caso específico, y por la familiaridad con el programa, en este trabajo, para la construcción del modelo se optó por la utilización del software Matlab ® Simulink ®, con el que se creó un modelo tanto de la suspensión convencional, como de la suspensión hidroneumática.

En el capítulo 2 se hará un breve repaso de la historia de las suspensiones, y se comentarán las principales características de las suspensiones más comunes hoy en día.

En el capítulo 3, se verá el proceso a seguir para calcular los principales parámetros de una suspensión hidroneumática, y se describirán los modelos de simulación de suspensión utilizada, los modelos de $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{2}$ de vehículo. También se estudiará de forma experimental la geometría de la suspensión, calculando así la razón de instalación.

Los resultados de las simulaciones, así como la obtención de los principales parámetros de la suspensión hidroneumática se realizarán en el capítulo 4. También se compararán los resultados obtenidos con los de una

suspensión convencional, para evaluar el rendimiento de la suspensión hidroneumática en comparación con la suspensión actual.

Por último, se exponen las conclusiones a las que se ha llegado después de realizar el trabajo, también se proponen posibles estudios futuros que tengan como partida la solución propuesta en este proyecto.

2. Revisión Bibliográfica

2.1. Historia de las suspensiones

El trabajo presente se inició con el estudio de los principales sistemas de suspensión, en particular de la suspensión de tipo hidroneumática. Así como con el estudio de la dinámica vehicular.

Los sistemas de suspensión tienen como principales objetivos disminuir los impactos sufridos por los ocupantes y mercancías, que pueden ser causados por imperfecciones del terreno o por maniobras realizadas por el propio conductor, además de ofrecer un aumento el rendimiento. Estas pueden ser optimizadas tanto para garantizar el rendimiento (aumentando la adherencia del neumático al suelo) como el confort (aumentando el nivel de aislamiento de vibraciones), sin embargo no se puede obtener ambos en un nivel óptimo simultáneamente (Reimpell, 2011).

Las suspensiones pueden ser divididas en tres grupos, de acuerdo con su forma de control: activas, semiactivas y pasivas.

Las suspensiones pasivas son aquellas en las que las propiedades de los componentes mecánicos no pueden ser modificadas en tiempo real a través de señales externas (Picado, 1998). Están básicamente constituidas de dos elementos: un almacenador de energía (muelle) y un dissipador de energía (amortiguador). Este tipo de suspensión está equipada en la gran mayoría de los automóviles fabricados actualmente, principalmente debido a su relativa simplicidad, fiabilidad y por los menores costes involucrados (Hernalsteens, 2006).

Las suspensiones semiactivas son aquellas en las que la acción de control consiste en ajustar la amortiguación que a su vez altera el vehículo que está siendo controlado. Por tanto en el control semiactivo según Picado (1998), sólo puede haber alteraciones de la disipación de energía, es decir, el actuador

solamente puede ofrecer una fuerza de control en sentido contrario al desplazamiento relativo entre la masa del vehículo y las ruedas. Básicamente existen tres tipos de amortiguadores controlados: los *on-off*, los de varias fases y los de regulación continua del factor de amortiguamiento.

Las suspensiones activas son aquellas en las que el sistema de control actúa tanto sobre la rigidez como en el amortiguamiento del sistema. Según Picado (1998), estudios realizados con este tipo de suspensiones muestran un rendimiento superior comparado con los otros tipos citados anteriormente.

Además de las tres clasificaciones citadas, las suspensiones y sus componentes, muelles, actuadores y amortiguadores, también pueden ser clasificadas en diversos grupos.

2.2. Amortiguadores por fricción seca

Los primeros vehículos estaban equipados con este tipo de amortiguador. Consistía en dos discos que se situaban fijos cada uno en un brazo de la suspensión. Conforme la carrocería se movía, el ángulo entre los dos brazos variaba, y los discos friccionaban, generando así calor y disipando la energía del sistema.

2.3. Amortiguadores hidráulicos

Este es el tipo de amortiguación más empleado actualmente. La figura 2-1 muestra un esquema de este tipo de amortiguador. La disipación de energía sucede a través del paso de un fluido hidráulico a través de pequeños orificios. Debido a la dificultad que tiene todo el fluido para atravesar estos orificios, sólo una parte de éste termina pasando con una gran presión. El restante de la energía es transformada en calor que es transferido a la atmósfera. Los amortiguadores trabajan en dos ciclos (el de compresión y el de extensión). El ciclo de la compresión ocurre cuando el pistón se mueve para abajo, comprimiendo el fluido hidráulico en la cámara de abajo. El ciclo de

extensión ocurre cuando el pistón se mueve hacia la parte superior del tubo de presión, comprimiendo el fluido en la cámara de arriba. Normalmente, el ciclo de la compresión controla el desplazamiento del peso no suspendido del vehículo, mientras que el de extensión controla el más pesado, el suspendido.

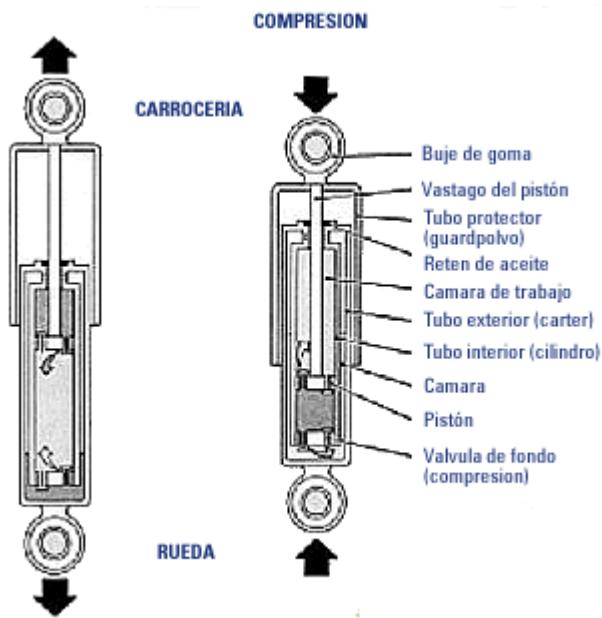


Figura 20-1: Esquema de un amortiguador hidráulico del tipo telescopico

2.4. Suspensión de ballestas

Uno de los tipos de amortiguación más antiguo, tiene como principal característica su no linealidad, es decir, cuanto mayor es la carga, mayor es su rigidez. Según Hernalsteens (2006), sus principales desventajas son: es relativamente pesada, requiere mucho espacio para ser instalada y presenta un alto nivel de fricción resultante de la histéresis. Un alto nivel de histéresis perjudica en los ciclos de pequeños desplazamientos en la suspensión generando un aumento de la rigidez aparente, luego reduciendo bastante la filtración proporcionada por la suspensión.

Este tipo de amortiguación normalmente se utiliza en vehículos donde hay una gran variación de masa, como camiones, autobuses y vehículos de carga.



Figura 2-2: Ejemplo de suspensiones de ballestas

2.5. Muelle helicoidal

Son los más comunes, presentes en la gran mayoría de los vehículos. Son ligeros, pudiendo además presentar comportamiento lineal o no, como es el caso de los muelles con paso o diámetro variable. La figura 2-3 muestra algunos de estos muelles.

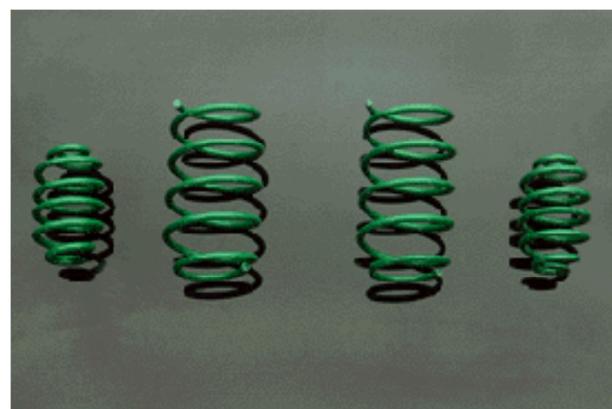


Figura 2-3: Ejemplos de muelles helicoidales

2.6. Amortiguador neumático

En este tipo de amortiguación, el almacenamiento de energía ocurre a través de la compresión de un gas en una cámara. El movimiento de las ruedas acciona un pistón que hace que la presión en el interior varíe, generando así una variación en la fuerza. Al igual que la amortiguación de ballestas, que posee carácter no lineal. Su principal ventaja es la flexibilidad, ya que la presión en la cámara es fácilmente ajustable, permitiendo así la obtención de varias curvas de rigidez con el mismo equipo. Normalmente se instala en camiones.

2.7. Suspensión Hidroneumática

Esquemáticamente una suspensión hidroneumática puede ser representada por un cilindro, una cámara de gas y un orificio que restringe el paso del fluido generando amortiguación, como puede verse en la Figura 2-4. La rigidez de la suspensión funciona con el mismo principio de la amortiguación neumática. Cuando la suspensión se desplaza, el pistón desplaza el fluido del cilindro a la cámara de gas. Para que suceda esta transferencia, el fluido debe pasar por un orificio, generando así una pérdida de carga y disipación de la energía. Al igual que en amortiguadores convencionales la pérdida de carga es proporcional a la velocidad, por consiguiente se obtiene la fuerza de amortiguación.

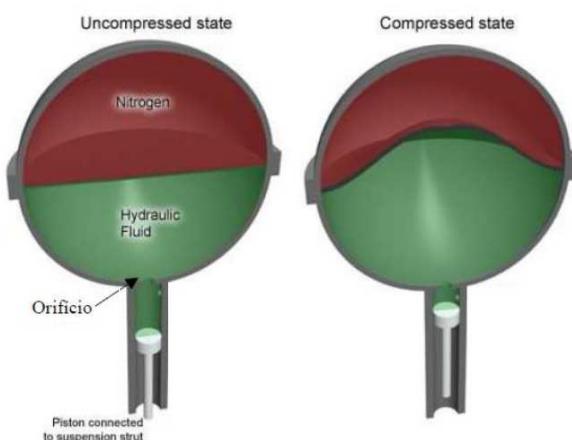


Figura 2-4: Ejemplo de suspensión hidroneumática

Una amortiguación de aire posee una rigidez variable en función del desplazamiento del pistón. Así se puede obtener una amortiguación de tal forma que en la posición neutra y a la frecuencia natural del sistema varíe poco con la carga, garantizando una mayor estabilidad del comportamiento en todas las situaciones. El sistema hidroneumático permite a través de la regulación del volumen de aceite, regular la altura del vehículo, independientemente de la carga sobre la suspensión. La suspensión hidroneumática está presente normalmente en automóviles de lujo, off-road, aviones y autobuses (Hernalsteens 2006).

2.8. Suspensión Electromagnética

El funcionamiento de este tipo de suspensión se basa en el uso de sistemas independientes que utilizan motores electromagnéticos lineares (LEM), al contrario de los conjuntos de muelles/amortiguadores convencionales. Unos sensores reciben y analizan las alteraciones de movimientos verticales y angulares de cada rueda, enviando entonces señales a amplificadores que proporcionan energía a los motores de las suspensiones, de tal forma que su energía varía a cada compresión o expansión de los conjuntos. La principal ventaja del uso de LEM es la no limitación impuesta por la inercia inherente a los sistemas de amortiguadores de base fluida, permitiendo que ellos respondan con una rapidez mucho mayor y consiguiendo como resultado la eliminación casi completa de las vibraciones que llegan a la cabina y a los pasajeros.

De ese modo el movimiento de las ruedas puede ser suavemente controlado, de tal forma que la carrocería del vehículo permanece prácticamente nivelada independientemente de lo que ocurra con cada rueda y del tipo y estado del terreno, además de compensar los efectos de aceleración, frenada y maniobras bruscas del vehículo. El gran problema de este sistema está en el alto coste de instalación, siendo así que sólo se puede encontrar en algunos vehículos de lujo y competición.



Figura 2-5: Suspensión Electromagnética BOSE

3. Modelaje matemático del vehículo

3.1. Factores geométricos y fuerzas de amortiguamiento

Para modelar correctamente el sistema de amortiguación del vehículo, es necesario conocer los factores derivados de la geometría de ésta, y de su mecanismo. Para éste caso era preciso conocer la razón de instalación. Esta razón se define como la relación entre la deformación del muelle y el desplazamiento vertical de la rueda.

Se realizaron test en el prototipo *Quirquincho* del Equipe Unicamp de Baja SAE para evaluar el mecanismo de las suspensiones delanteras y traseras, buscando encontrar la razón de instalación y las fuerzas generadas por el conjunto amortiguador muelle en todo el curso de la suspensión (Figuras 3-1 y 3-2). El prototipo posee un sistema de suspensión del tipo doble bandeja en la delantera con un recorrido vertical total de rueda de 200 mm y suspensión tipo brazo semi-arrastrado en la trasera, con un recorrido vertical de 100mm. El test fue realizado utilizando un actuador, equipado con una célula de carga, y un sensor de desplazamiento de tipo encoder. El vehículo utiliza muelles helicoidales de 9kN/m en la parte delantera, y de 16kN/m en la trasera. Debido al curso del actuador, la suspensión delantera fue dividida en recorridos de rueda de 0 a 100 mm y de 100 a 200 mm para la realización del test.



Figura 3-1: Test de razón de instalación y fuerzas del sistema amortiguador/muelle

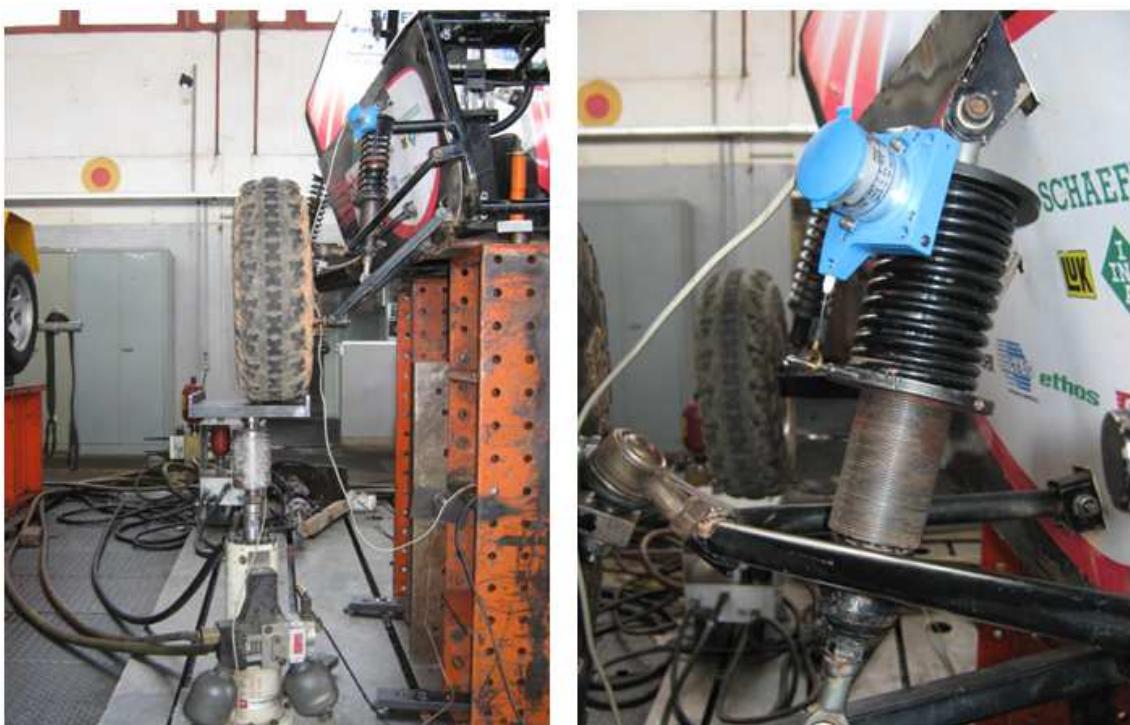


Figura 3-2: Test de razón de instalación y fuerzas del sistema amortiguador/muelle

Como resultado, se obtuvieron las curvas de deformación del muelle en función del recorrido de la rueda. Matemáticamente, el valor de la razón de instalación puede ser obtenido mediante la derivada de estas curvas, que resulta ser la relación de deformación del muelle respecto al recorrido vertical de la rueda.

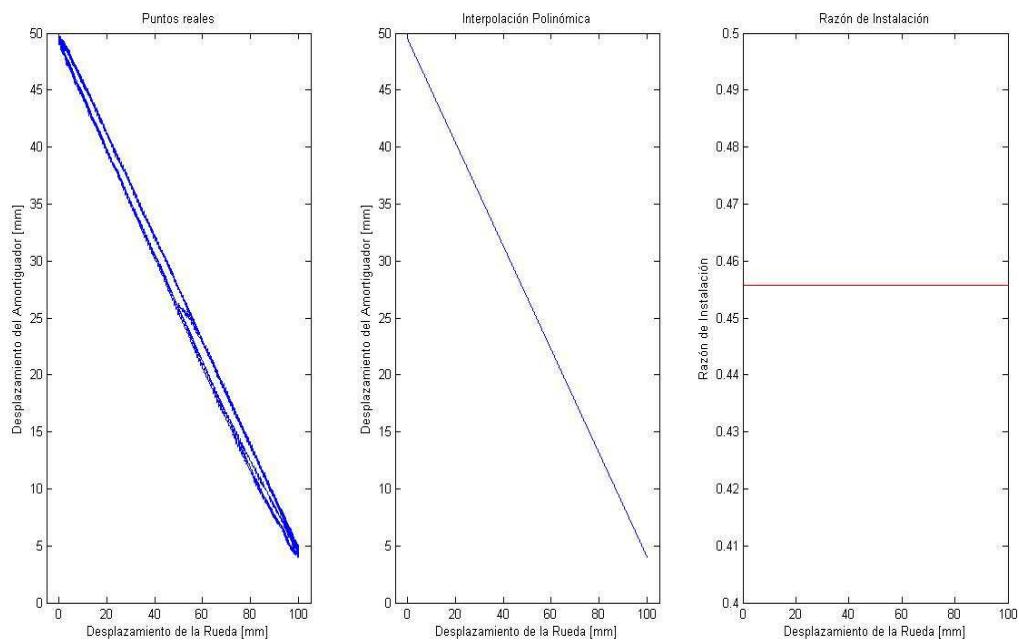


Figura 3-3: Razón de instalación para la suspensión delantera de 0 a 100 mm

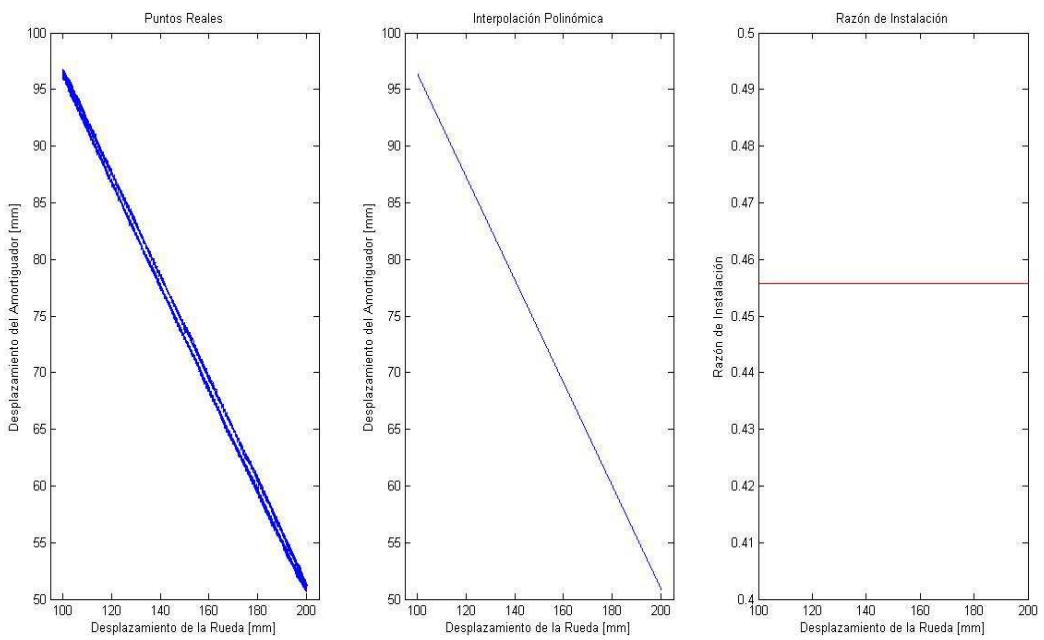


Figura 3-4: Razón de instalación para la suspensión delantera de 100 a 200 mm

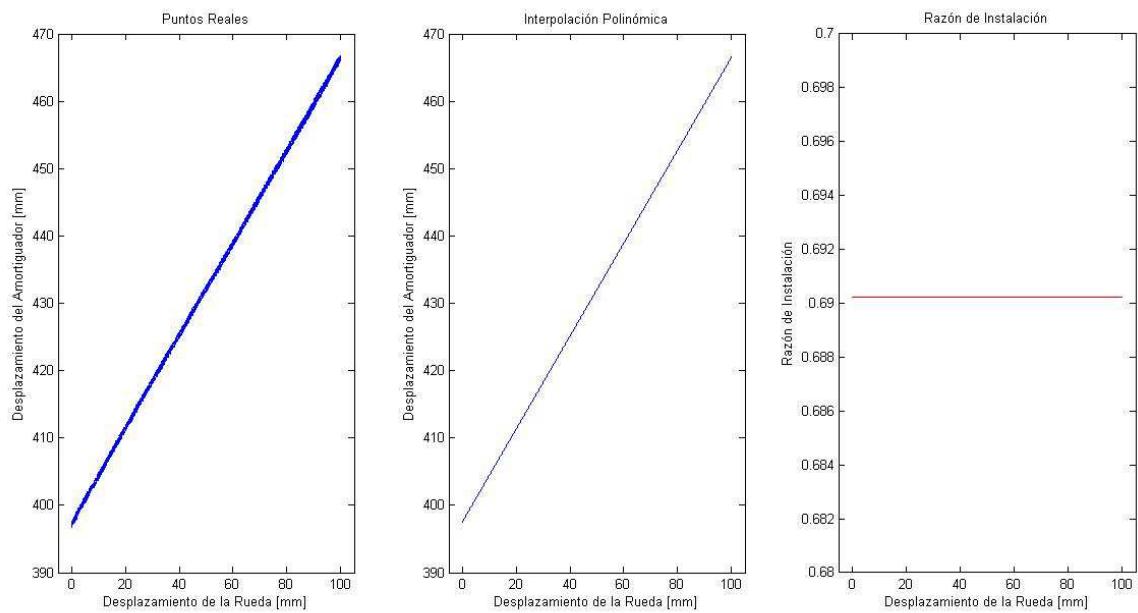


Figura 3-5: Razón de instalación para la suspensión trasera

Al final obtenemos unos valores de la razón de instalación iguales a 0,4557 para la suspensión delantera en todo su recorrido, y 0,69 para la trasera.

Como se puede ver en la Figura 3-5, el test también ofreció datos sobre la fuerza generada por el conjunto amortiguador-muelle, medidos por la célula de carga.

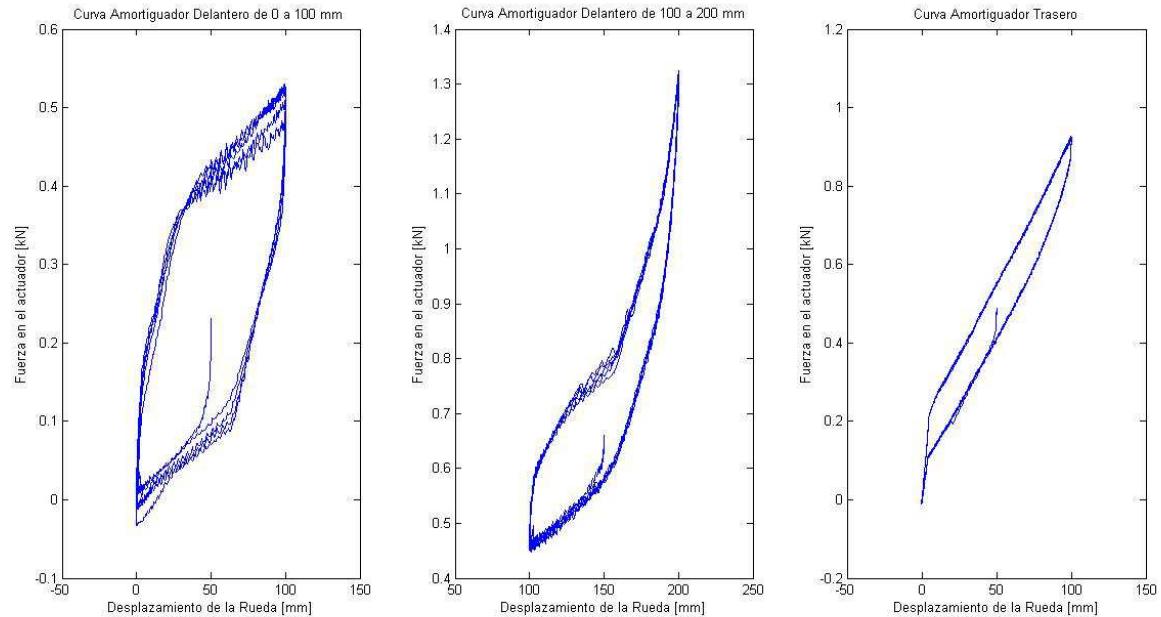


Figura 3-6: Fuerza generada por el conjunto amortiguador muelle

3.2. Modelaje matemático del vehículo

Para el presente estudio serán utilizados dos modelos vehiculares: $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{2}$ del vehículo. El modelado del Mini Baja es bastante simple, ya que el vehículo en cuestión posee un bajo consumo de combustible y no posee carga fluctuante. De esta forma podemos considerar la masa constante para todas las situaciones.

3.2.1. $\frac{1}{4}$ de Vehículo

El modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo es uno de los modelos más simples para representar la suspensión de un vehículo. En este caso, las excitaciones en las otras tres ruedas son consideradas idénticas. El sistema consiste en dos grados de libertad, uno representa el desplazamiento de la carrocería y el otro representa el desplazamiento de la rueda. Un esquema del modelo es el mostrado en la Figura 3-7.

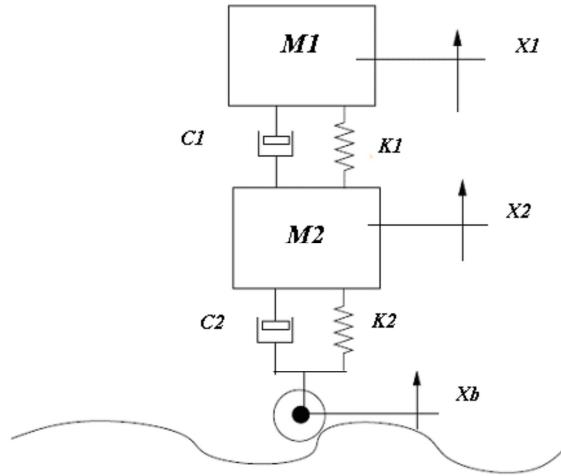


Figura 3-7: Representación simplificada de 1/4 de vehículo

En la figura 3-7, M1 representa la masa suspendida, mientras que M2 corresponde a la masa no suspendida del sistema, y X1 y X2 son los respectivos desplazamientos. La rigidez del neumático viene dada por K2 y su coeficiente de amortiguamiento por C2. La variable Xb representa la excitación proveniente del terreno. Los parámetros C1 y K1 son, respectivamente, los coeficientes de amortiguamiento y la rigidez de la suspensión.

Las ecuaciones de movimiento que describen el comportamiento del sistema, simplificadas en la forma matricial son:

$$\begin{bmatrix} M1 & 0 \\ 0 & M2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C1 & -C1 \\ -C1 & C1 + C2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K1 & -K1 \\ -K1 & K1 + K2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ C2 \cdot \dot{x}_b + K2 \cdot x_b \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

Durante una competición de Mini Baja, debido a las características del terreno, es muy común la pérdida de contacto del neumático con el suelo, así como el fin de curso de la suspensión. La ecuación matemática para definir el final de curso, es la siguiente:

$$x_M = x_1 - x_2 \quad (3.2)$$

Siendo que: $C_c \leq x \leq C_t$, donde C_c es el curso de compresión y C_t es el curso de tracción de la suspensión. El valor de K1 varía de la siguiente forma:

$$K1(x) = \begin{cases} k_1, & C_c \leq x_M \leq C_t \\ k_1 + k_b, & x_M \leq C_c \end{cases} \quad (3.3)$$

Siendo:

k_1 – Rígidez del muelle

k_b – Rígidez del tope de compresión

Para el caso de perdida de contacto del neumático con el suelo tenemos:

$$x_M = x_2 - xb \quad (3.4)$$

Siendo que: $x_M \leq \Delta x_s$, donde $\Delta x_s = (M1 + M2) * g / K2$, donde g es la aceleración de la gravedad. El término Δx_s es la diferencia de la distancia entre M2 y el punto de la rueda que apoya en el suelo, cuando ésta está libre y cuando está en equilibrio estático.

$$F(x) = \begin{cases} F(x), & x_M \leq \Delta x_s \\ -(M1 + M2) * g, & x_M \leq C_c \end{cases} \quad (3.5)$$

Estos valores se tomaron en cuenta durante el modelado computacional para proporcionar un modelo más próximo a la realidad. Para este fin, se escogió el programa Matlab® Simulink como herramienta para la resolución de las ecuaciones diferenciales. La entrada del sistema es siempre el perfil del terreno. La Figura 3-8 muestra un esquema del modelo utilizado. Los diagramas de bloques pertenecientes a cada subsistema se encuentran en los Anexos.

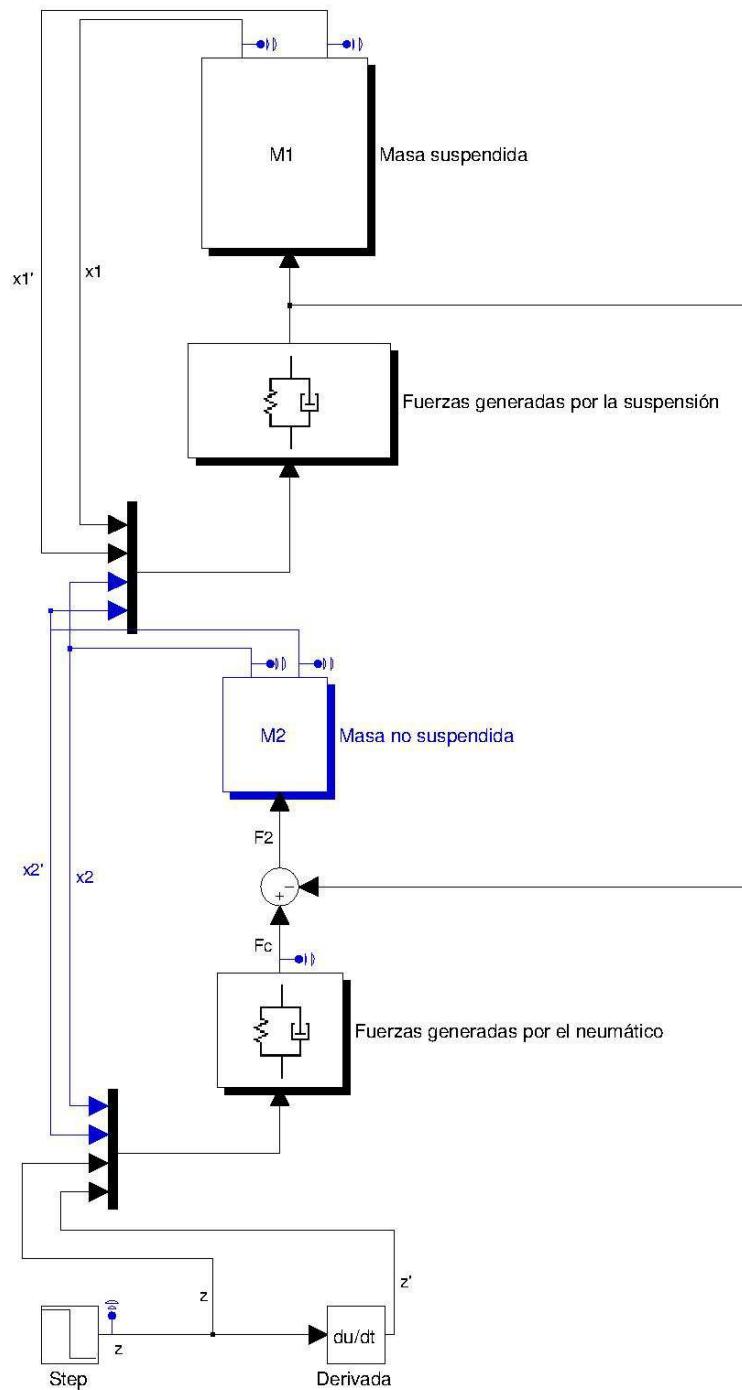


Figura 3-8: Modelo de $\frac{1}{4}$ de vehículo realizado en Simulink

3.2.2. ½ de Vehículo

El modelo de ½ de vehículo utilizado para el Mini Baja se ha realizado de tal forma que pueda estudiarse el movimiento de balanceo lateral del vehículo. El modelo está definido por cuatro grados de libertad.

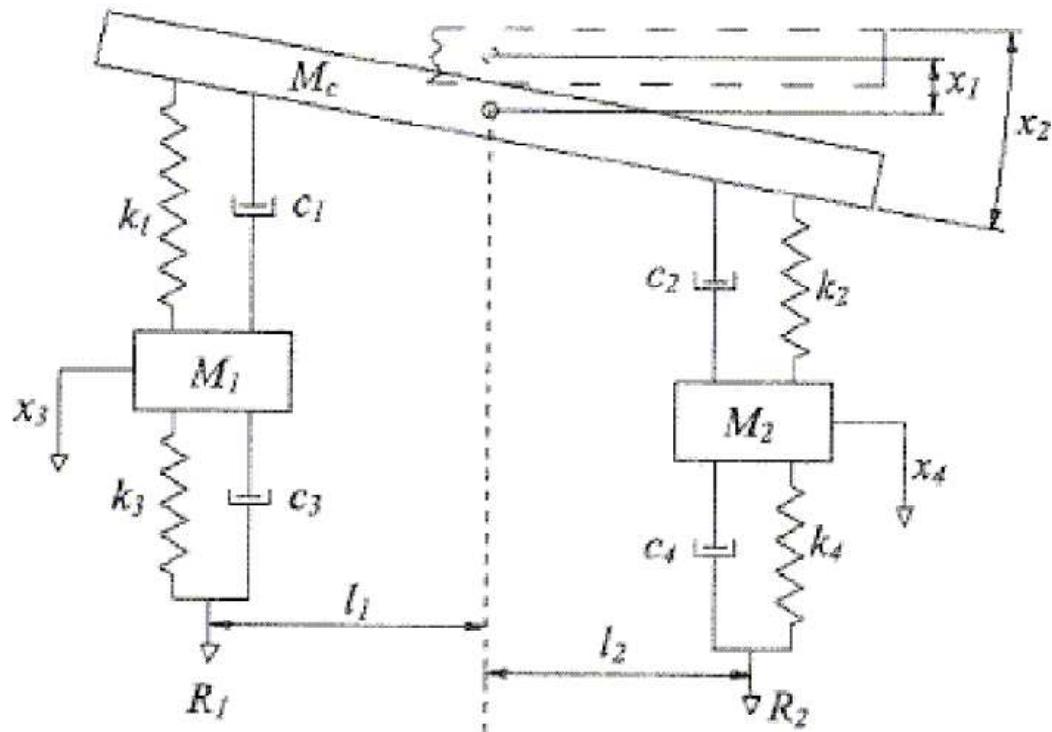


Figura 3-9: Esquema del modelo de ½ Vehículo con 4 grados de libertad

La ecuación que describe el comportamiento dinámico del sistema representado en la Figura 3-9 es la siguiente:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (3.6)$$

Siendo:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_1 l_1 - c_2 l_2 & -c_1 & -c_2 \\ c_1 l_1 - c_2 l_2 & c_1 l_1^2 - c_2 l_2^2 & -c_1 l_1 & c_2 l_2 \\ -c_1 & -c_1 l_1 & c_3 + c_1 & 0 \\ -c_2 & c_2 l_2 & 0 & c_2 + c_4 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_1 l_1 - k_2 l_2 & -k_1 & -k_2 \\ k_1 l_1 - k_2 l_2 & k_1 l_1^2 - k_2 l_2^2 & -k_1 l_1 & k_2 l_2 \\ -k_1 & -k_1 l_1 & k_3 + k_1 & 0 \\ -k_2 & k_2 l_2 & 0 & k_2 + k_4 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$\{\ddot{X}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{Bmatrix} \quad (3.10) \quad \quad \quad \{\dot{X}\} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{Bmatrix} \quad (3.11) \quad \quad \quad \{X\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ M \\ k_3 R_1 + c_3 \dot{R}_1 \\ k_4 R_2 + c_4 \dot{R}_2 \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

Dónde:

k1-Constante de rigidez de la suspensión del lado izquierdo

k2-Constante de rigidez de la suspensión del lado derecho

k3-Constante de rigidez del neumático del lado izquierdo

k4-Constante de rigidez del neumático del lado derecho

c1-Amortiguamiento de la suspensión del lado izquierdo

c2-Amortiguamiento de la suspensión del lado derecho

c3-Amortiguamiento del neumático del lado izquierdo

c4-Amortiguamiento del neumático del lado izquierdo

I1-Distancia horizontal del centro del neumático izquierdo al CG

I2-Distancia horizontal del centro del neumático derecho al CG

Mc-Masa del vehículo exceptuando las masas del conjunto de las suspensiones

M1-Masa del conjunto de la suspensión del lado izquierdo

M2-Masa del conjunto de la suspensión del lado derecho

Jc-Momento de inercia

x1-Desplazamiento vertical del CG

x2-Desplazamiento angular de la masa del vehículo

x3-Desplazamiento vertical de la masa de la rueda izquierda

x4-Desplazamiento vertical de la masa de la rueda derecha

R1-Perfil del suelo bajo el neumático izquierdo

R2-Perfil del suelo bajo el neumático derecho

M-Momento de balanceo lateral

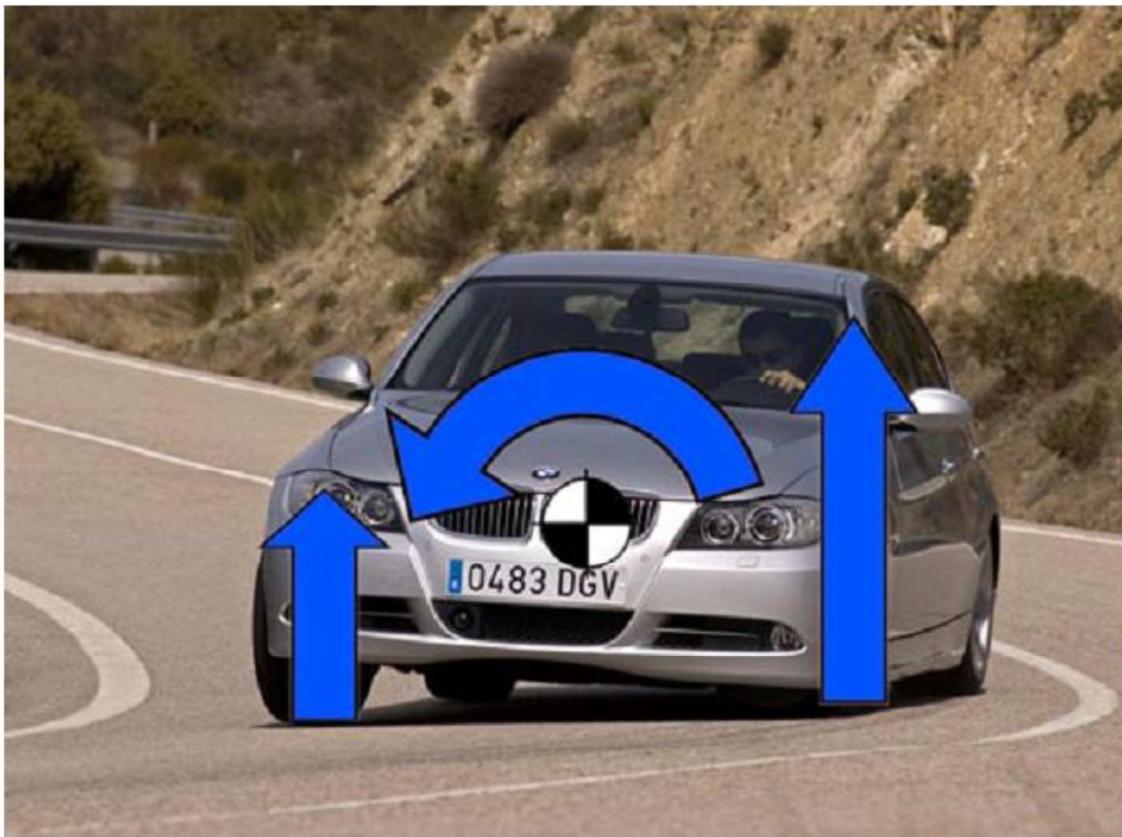


Figura 3-10: Transferencia de carga durante una curva

Cuando un vehículo realiza una curva, ocurre una transferencia de carga de las ruedas internas a las ruedas externas, como se puede ver en la Figura 3-10. El modelo descrito anteriormente no relaciona la aceleración lateral con el momento de vuelco. Esos dos elementos son responsables de la transferencia de carga que consecuentemente, hace que el vehículo adquiera cierto ángulo de balanceo. Con el objetivo de analizar superficialmente este efecto, utilizaremos como complemento el modelo que se observa en la Figura 3-11, que describe el momento que actúa sobre la masa del vehículo en función de la aceleración lateral que este desarrolla.

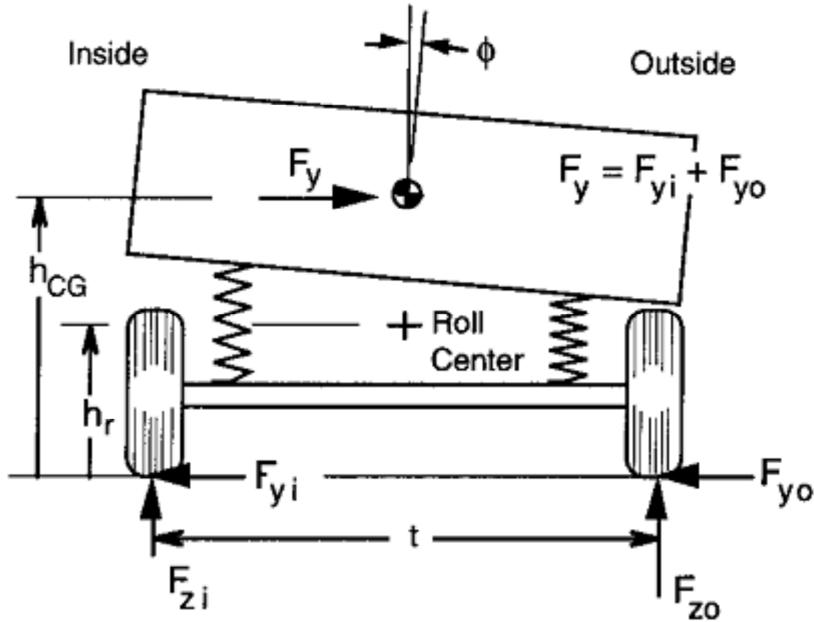


Figura 3-11; Modelo para la determinación del momento de vuelco

Haciendo la suma de los momentos en relación al centro de masa del vehículo tenemos:

$$\frac{t}{2}(F_{zo} - F_{zi}) - (F_{yi} + F_{yo})h_{CG} = 0 \quad (3.14)$$

Haciendo $F_y = F_{yi} + F_{yo}$ tenemos:

$$\Delta W = \frac{1}{2}(F_{zi} - F_{zo}) = \frac{F_y h_{cg}}{t} = \frac{m a_y h_{CG}}{t} \quad (3.15)$$

Analizando por separado el diagrama de cuerpo libre de cada elemento, y haciendo el sumatorio de las fuerzas y momento en el *Roll Center* del eje tenemos:

$$\frac{t}{2}(F_{zo} - F_{zi}) - (F_{yi} + F_{yo})h_r - M = 0 \quad (3.16)$$

$$\Delta W = \frac{1}{2}(F_{zi} - F_{zo}) = \frac{m a_y h_r}{t} + \frac{M}{t} \quad (3.17)$$

El momento que se opone al vuelco generado en el eje se produce debido a la separación entre los dos muelles, y es proporcional a la diferencia entre el ángulo del chasis y del eje. El momento puede entonces escribirse de la siguiente forma:

$$M = K_R \phi \quad (3.18)$$

Dónde K_R es el *roll stiffness*:

$$K_R = \frac{1}{4}(k_i + k_o)t^2 \quad (3.19)$$

Dónde k_i y k_o son la rigidez del muelle interno y externo respectivamente.

Observando la ecuación 3.17, podemos ver que la transferencia de carga se produce a través de dos mecanismos. La primera parte de la ecuación corresponde a la transferencia de carga debido a las fuerzas laterales. Su efecto es instantáneo e independiente del ángulo de balanceo. La segunda parte de la ecuación corresponde a la transferencia de carga debido al giro del vehículo. Su efecto depende de la dinámica angular, pudiendo variar a lo largo de la curva.

Combinando las ecuaciones 3.15 y 3.17 podemos calcular el momento que actúa sobre la masa M_c .

$$M = ma_y(h_{CG} - h_r) \quad (3.20)$$

El diagrama de la implementación en Simulink correspondiente al modelo de $\frac{1}{2}$ vehículo es el siguiente:

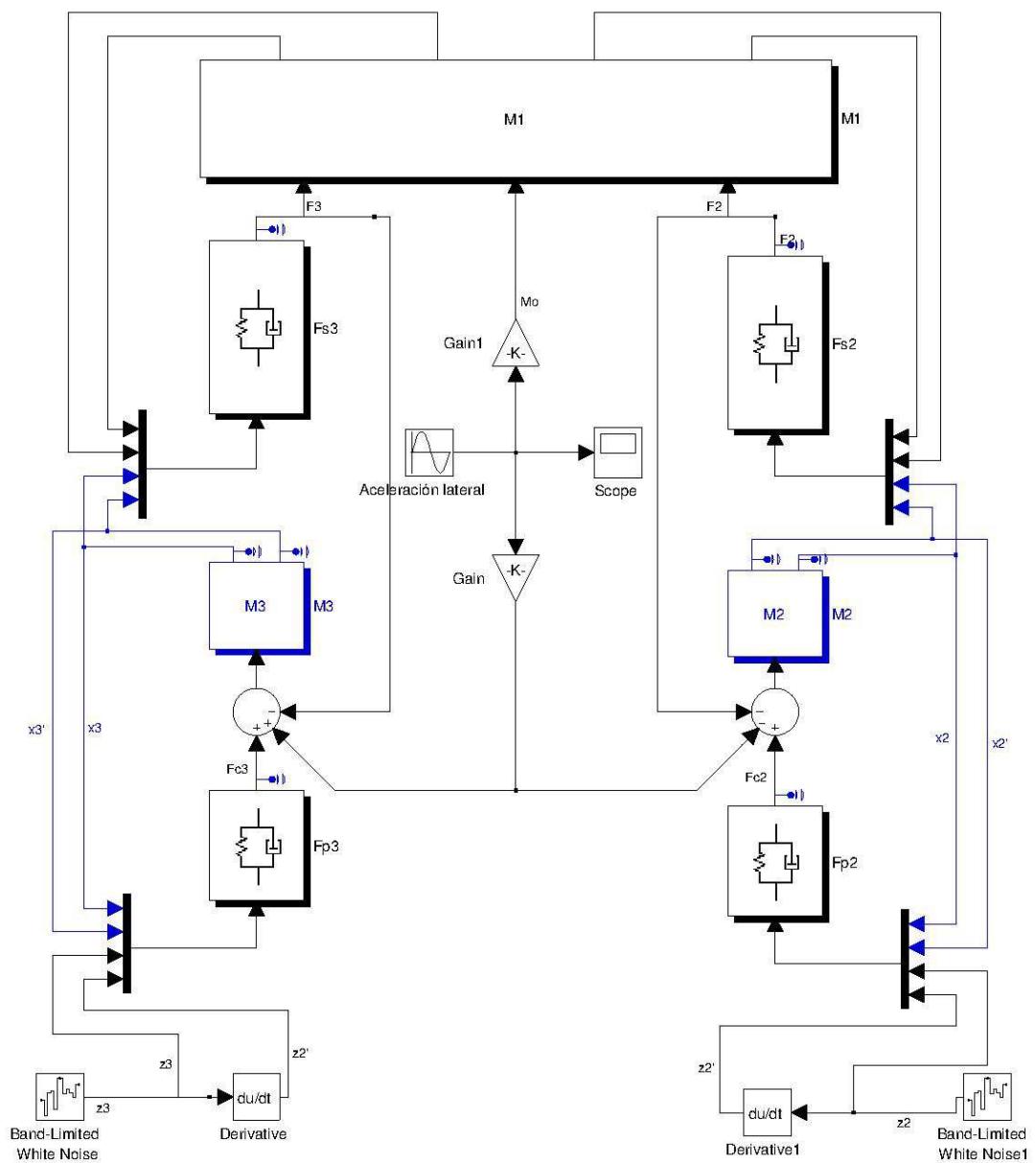


Figura 3-12: Modelo de $\frac{1}{2}$ vehículo realizado en Simulink

3.3. Modelo de la suspensión hidroneumática

El sistema de suspensión hidroneumática, mostrado esquemáticamente en la Figura 3-13, consiste en una cantidad de gas confinado en una cámara de gas herméticamente sellada que está conectada a un cilindro hidráulico. El aceite es bombeado para dentro o para fuera del cilindro de acuerdo con el movimiento del eje. Comparando con una suspensión convencional el muelle es sustituido por el gas comprimido en una cámara y el coeficiente de amortiguación viene dado por las características del orificio que conecta esta cámara al cilindro. La disipación de energía ocurre debido a la perdida de carga en el paso del fluido por el orificio.

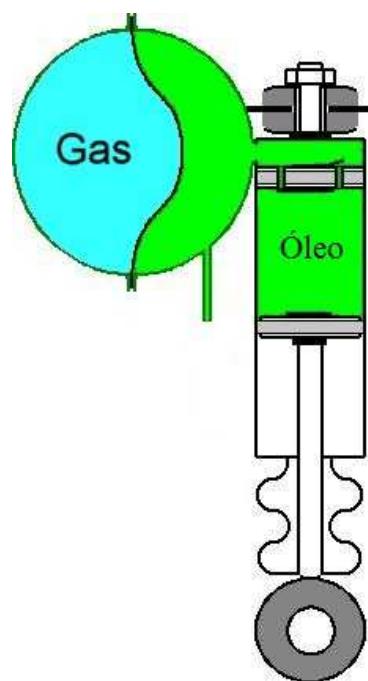


Figura 3-13: Esquema de una suspensión hidroneumática

Uno de los elementos más importantes en esta suspensión es la cámara de gas, ya que la rigidez del “muelle” vendrá definida por el volumen y la presión del gas, que son dimensionados en función del diámetro del pistón.

Dependiendo de la variación de carga a la cual esté sometida la suspensión, puede ser necesaria la utilización de diversas cámaras a diferentes presiones, para mantener la rigidez apropiada para la carga esperada.

Para una primera aproximación de la constante del “muelle” se utilizará el modelo de gas ideal politrópico (3.21). Este modelo es bastante limitado una vez alcanzadas altas presiones, pues las características de los gases se distancian del modelo ideal. Otra limitación del modelo es la referente a la temperatura del gas. A medida que la suspensión trabaja, la energía es disipada en forma de calor, que calienta todo el sistema pudiendo cambiar los parámetros definidos inicialmente.

$$PV^k = nRT \quad (3.21)$$

Cuando $k=1$, la ecuación describe un proceso isotérmico, cuando $k=1,4$ la ecuación corresponde a un proceso adiabático. Considerando el comportamiento isotérmico para el gas se obtiene la siguiente ecuación:

$$PV = \text{constante} \quad (3.22)$$

La rigidez del “muelle” es la relación entre la fuerza y el desplazamiento, luego se podrá calcular ese parámetro en función de las características del gas.

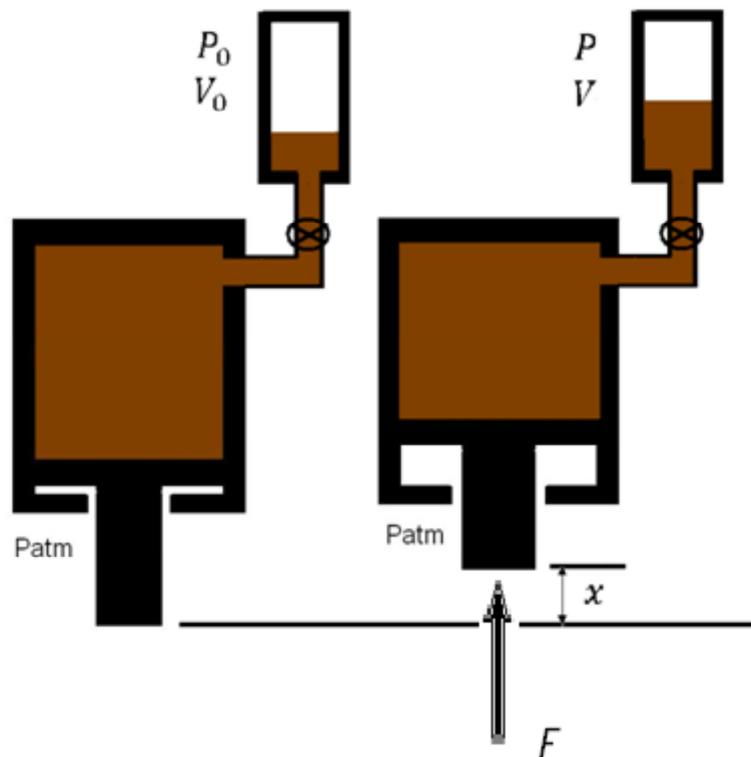


Figura 3-14: Determinación del volumen y la presión iniciales en la cámara de gas

La figura 3-14 muestra la suspensión en el estado inicial e después de sufrir la acción de la fuerza F . Considerando un desplazamiento x comprimiendo el sistema, el volumen final de la cámara será:

$$V = V_0 - A_c x \quad (3.23)$$

Dónde A_c es el área del cilindro.

Combinando las ecuaciones (3.23) y (3.22)

$$P_0 V_0 = P(V_0 - A_c x) \quad (3.24)$$

Siendo la presión dentro de la cámara después de la aplicación de la fuerza F que comprime el cilindro definida como P , dónde:

$$P = P_0 + F/A_c \quad (3.25)$$

Sustituyendo (3.6) en (3.7) llegamos a:

$$P_0 + \frac{F}{A_c} = \frac{P_0 V_0}{V_0 - A_c x} \quad (3.26)$$

$$F = A_c \left(\frac{P_0 V_0}{V_0 - A_c x} - P_0 \right) \quad (3.27)$$

Como se puede observar, la fuerza no es una función lineal del desplazamiento.

Despejando la ecuación para F/x :

$$K(x) = \left(\frac{P_0 A_c^2}{V_0 - A_c x} \right) \quad (3.28)$$

En esta ecuación se observa que la rigidez no depende de la forma geométrica de la cámara de gas, ya que es función del área del cilindro y de la presión y volumen iniciales.

3.4. Determinación del volumen y la presión iniciales

Para determinar las dimensiones de la cámara de gas, debemos determinar qué características de rendimiento son las deseadas. Los parámetros fundamentales que deben ser determinados, de modo que se cumplan los requisitos del proyecto, son básicamente el amortiguamiento y la rigidez de la suspensión. Tal y como se puede ver en la ecuación (3.28), la rigidez de la suspensión hidroneumática depende de varias variables. Veremos que una vez fijado el área del cilindro, la presión inicial puede fijarse en función del volumen inicial. Por lo que el volumen de gas de la suspensión será el que controle la rigidez de la misma. Esto es muy ventajoso, ya que para cada tipo de terreno, se puede utilizar un valor diferente de rigidez, tan solo variando el volumen inicial.

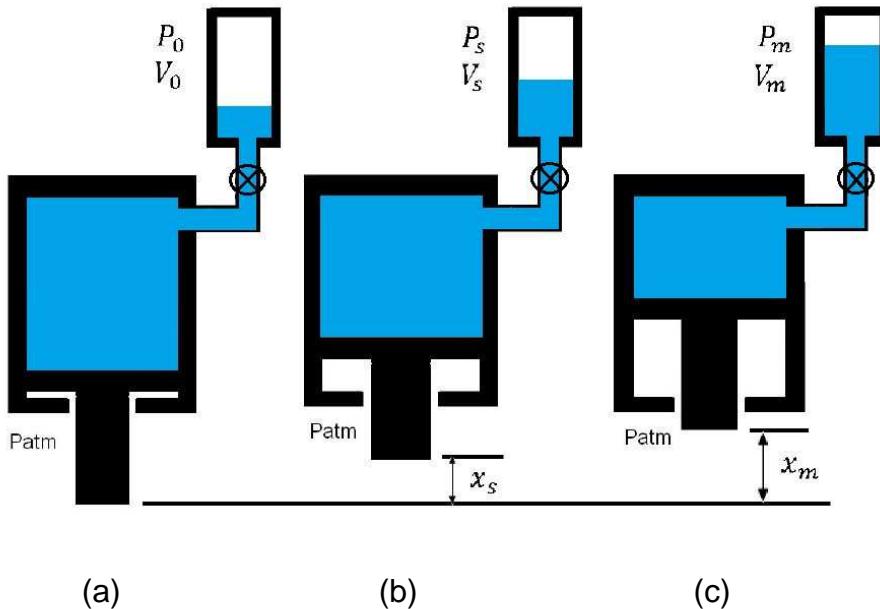


Figura 3-15: Determinación del volumen y presión iniciales en la cámara de gas

Además de la rigidez y del amortiguamiento, otras variables deben ser tenidas en consideración a la hora de proyectar la suspensión. Físicamente no podemos tener una suspensión con un curso de desplazamiento infinito. Una gran variación en la altura del vehículo, implica una gran variación en la altura

del centro de gravedad, lo cual cambia completamente las características de conducción del vehículo. Debido a este hecho, se adoptó la altura estática del vehículo como un requisito del proyecto. Luego el desplazamiento estático (x_s) de la suspensión es conocido. Se admite también que al aplicar una carga máxima, se producirá un desplazamiento máximo (x_m) del émbolo de la suspensión. En este modelo la condición de carga máxima viene definida como aquella en la que la suspensión debe soportar la carga estática del vehículo (C_e) multiplicada por un factor de carga dinámica (f_c). El factor de carga dinámica puede ser obtenido a través de mediciones durante el uso en condiciones reales del vehículo, para que posteriormente puedan ser utilizados en el dimensionamiento de los sistemas de suspensión y cálculo estructural.

La figura 3-15 (a) muestra la condición inicial, en la cual $x(t)=0$. En este instante, existe una diferencia de presión entre el lado interno y el lado externo del pistón hidráulico, causando la aparición de una fuerza de reacción generada por la carcasa en la cara interior del pistón. Este efecto es también conocido como precarga del muelle. La figura de abajo muestra el diagrama de cuerpo libre del pistón hidráulico.

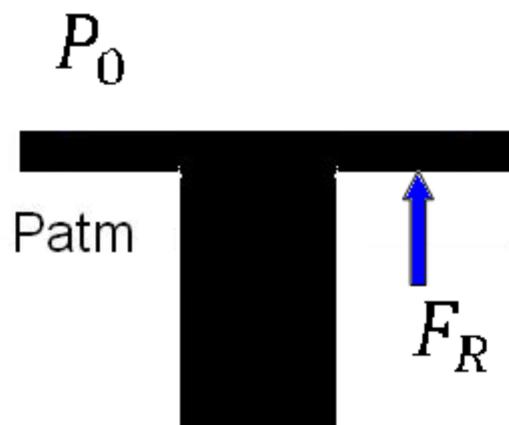


Figura 3-16: Diagrama de cuerpo libre del pistón hidráulico

Haciendo el sumatorio de fuerzas tenemos:

$$F_r = (P_0 - P_{atm}) * A_c \quad (3.29)$$

A medida que una fuerza externa es aplicada sobre el cilindro, la fuerza de reacción va disminuyendo hasta llegar a cero. Hasta ese instante, la presión y el volumen en la cámara de gas continúan inalterados, pues la fuerza externa sólo sustituye a la fuerza de reacción, sin causar ningún desplazamiento en el pistón. A partir de este momento un aumento de la fuerza que actúa en el pistón proporcionará una alteración en la posición del mismo, comprimiendo el gas y consecuentemente aumentando la presión y disminuyendo el volumen.

La Figura 3-15 (b) representa la posición de equilibrio estático, donde $x(t) = x_s$. La fuerza que actúa en el cilindro causante de la compresión del gas se define como:

$$F_s = C_e - F_r \quad (3.30)$$

Considerando los estados (a) y (b) tenemos:

$$P_0 * V_0 = P_s * V_s = \left(P_0 + \frac{F_s}{A_c} \right) * (V_0 - A_c * x_s) \quad (3.31)$$

La Figura 3-15 (c) representa la posición de desplazamiento máximo, donde $x(t) = x_m$. La fuerza actuante en el cilindro es:

$$F_m = f_c * C_e - F_r \quad (3.32)$$

Considerando los estados (a) y (c) tenemos:

$$P_0 * V_0 = P_m * V_m = \left(P_0 + \frac{F_m}{A_c} \right) * (V_0 - A_c * x_m) \quad (3.33)$$

Dividiendo (3.31) por (3.33) y combinando con las ecuaciones (3.30) y (3.32), llegamos a la conclusión de que el valor de V_0 es función del área del cilindro.

$$V_0 = - \frac{A_c * [C_e * (x_s - f_c * x_m) + P_{atm} * A_c * (x_m - x_s)]}{C_e * (f_c - 1)} \quad (3.34)$$

Una vez conocido el valor de V_0 , podemos calcular el valor de P_0 a partir de las ecuaciones (3.30) y (3.31).

$$P_0 = \frac{C_e}{A_c} + P_{atm} - \frac{C_e * x_s + P_{atm} * A_c * x_s}{V_0} \quad (3.35)$$

4. Resultados y discusiones

4.1. Definición de los parámetros de la suspensión

Con la construcción de los modelos matemáticos, fue posible identificar cuáles son las variables que tienen que ser pre definidas. La primera de ellas, el curso de la suspensión, es una restricción física. Como el vehículo se enfrenta a severas condiciones de pista y saltos, es preferible una suspensión con curso largo. Basándonos en el proyecto actual, y para simplificar el problema definiremos el curso tanto en la amortiguación delantera como en la trasera en 150mm. Normalmente se destina 2/3 del curso total para compresión y 1/3 para tracción, ya que la absorción de la caída de un salto es mucho más crítica. Con estas consideraciones, la posición de equilibrio estática debería quedar definida en $x=50$ mm y el curso de trabajo de la suspensión termina siendo $-50 \leq x \leq 100$ mm.

Una vez definidos el desplazamiento máximo y la posición de equilibrio estático, el factor de carga es la siguiente variable a definir. En este trabajo se han utilizado varios valores de factor de carga, siendo estos 3, 5 ,7. La elección de estos valores, no implica necesariamente que el vehículo vaya a encontrar obstáculos tales que vayan a generar una fuerza de reacción de hasta 7 veces el valor de la fuerza estática. La variación del factor de carga tiene como objetivo principal en este caso, ofrecer diferentes curvas de rigidez para que el piloto pueda tener la opción de elegir entre un coche más duro (mayor rigidez) o más blando (menor rigidez), de acuerdo con su estilo de conducción o de acuerdo a las condiciones de la pista.

El siguiente paso es definir el diámetro del cilindro hidráulico. Para que se pueda tener una idea mejor de como ese parámetro influye en la suspensión hidroneumática, fueron simulados varios valores de diámetro, manteniéndose constante el factor de carga. Los resultados son los mostrados en las figuras siguientes.

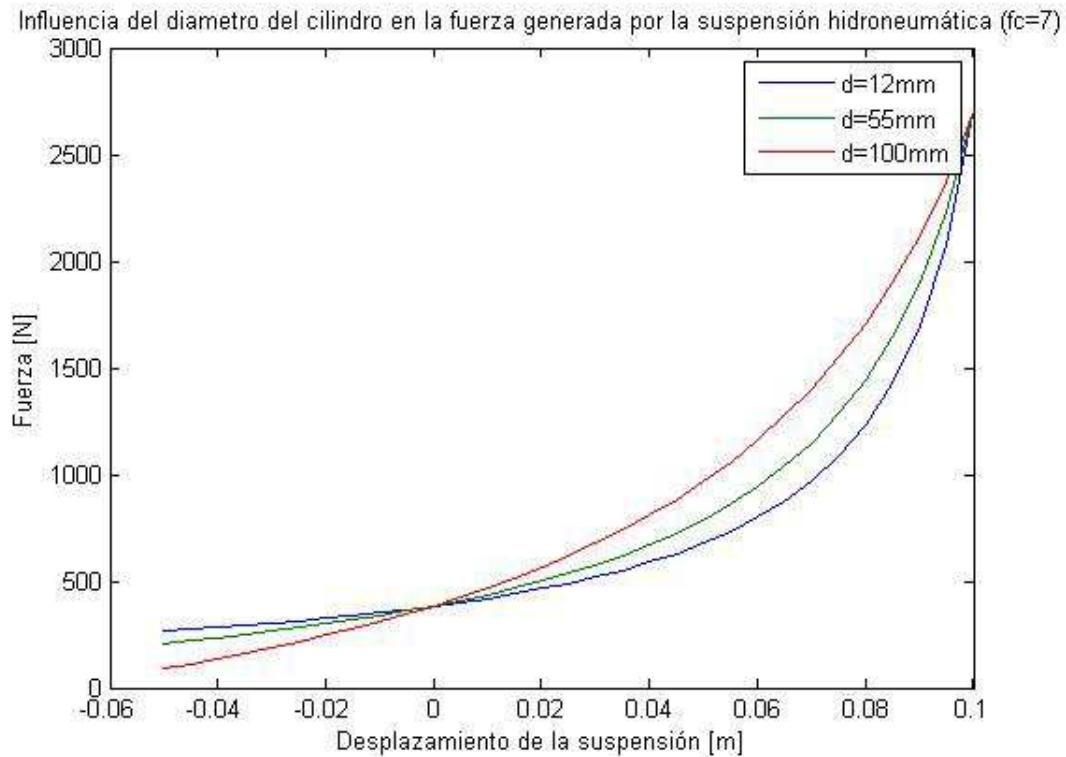


Figura 4-1: Fuerza generada por la suspensión hidroneumática

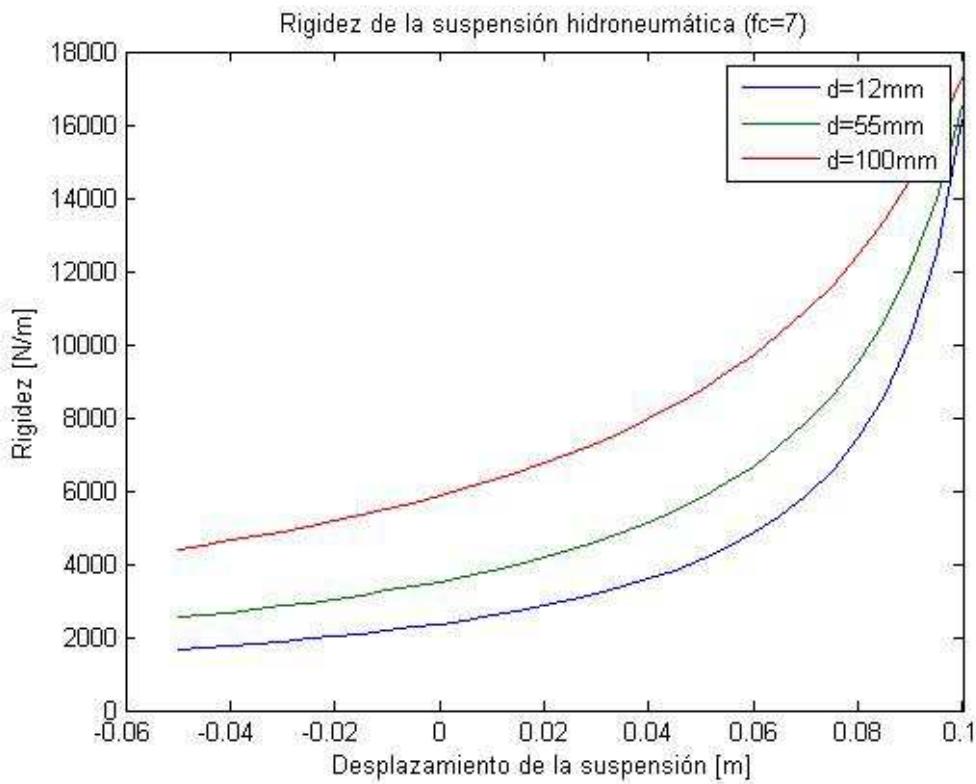


Figura 4-2: Rigidez de la suspensión hidroneumática

A partir de los gráficos mostrados, se puede observar que cuanto mayor es el diámetro del cilindro, la rigidez de la suspensión hidroneumática muestra un comportamiento más lineal.

Una vez realizado el análisis de la rigidez en relación al diámetro del cilindro, se trazaron las curvas de presión inicial para los casos de mayor y menor factor de carga. El objetivo de estas curvas es identificar cual es el menor volumen inicial, pues de esta forma el depósito puede ser más pequeño, lo que significa menor masa del vehículo. Otro punto importante es que la diferencia entre los volúmenes iniciales en el caso de mayor y menor factor de carga también sea lo menor posible. La razón para esto es que una vez fijado el diámetro, el volumen de la cámara de gas sin presencia de aceite será siempre el mismo. Para que se pueda alterar el valor del volumen de gas es necesario que adicione aceite, por tanto cuanto menor sea la diferencia de volumen inicial de gas en la cámara, menor es el volumen de aceite que debe ser añadido para alterar el factor de carga, y consecuentemente menor será la masa del vehículo. Las curvas de sensibilidad del volumen inicial en relación al diámetro del cilindro son las mostradas en la Figura 4-3.

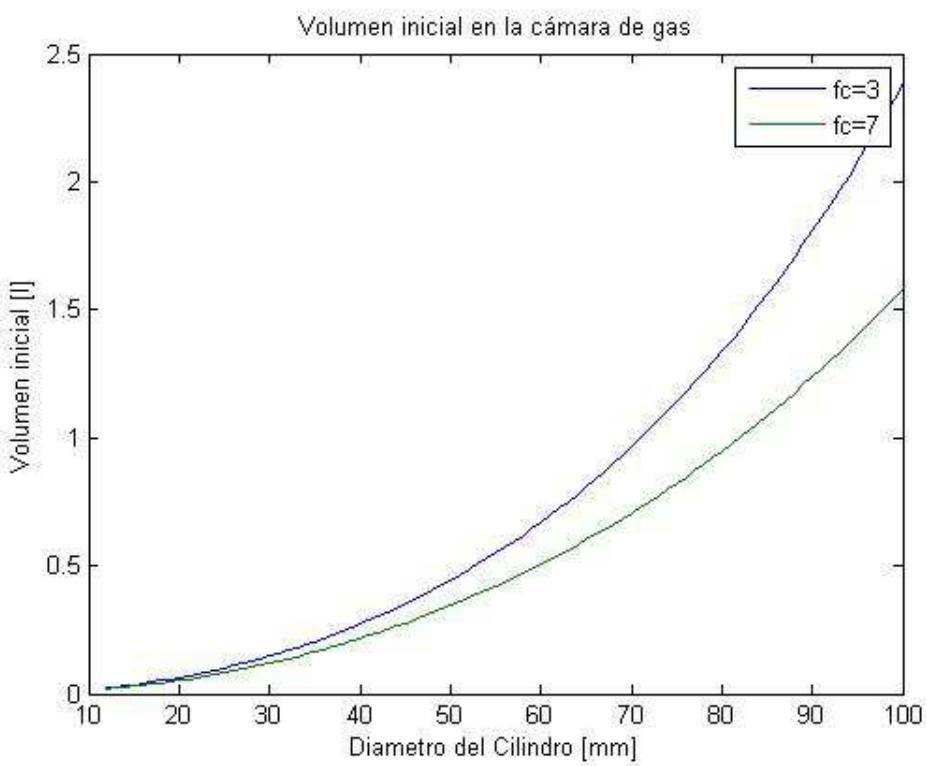


Figura 4-3: Volumen inicial en la cámara de gas

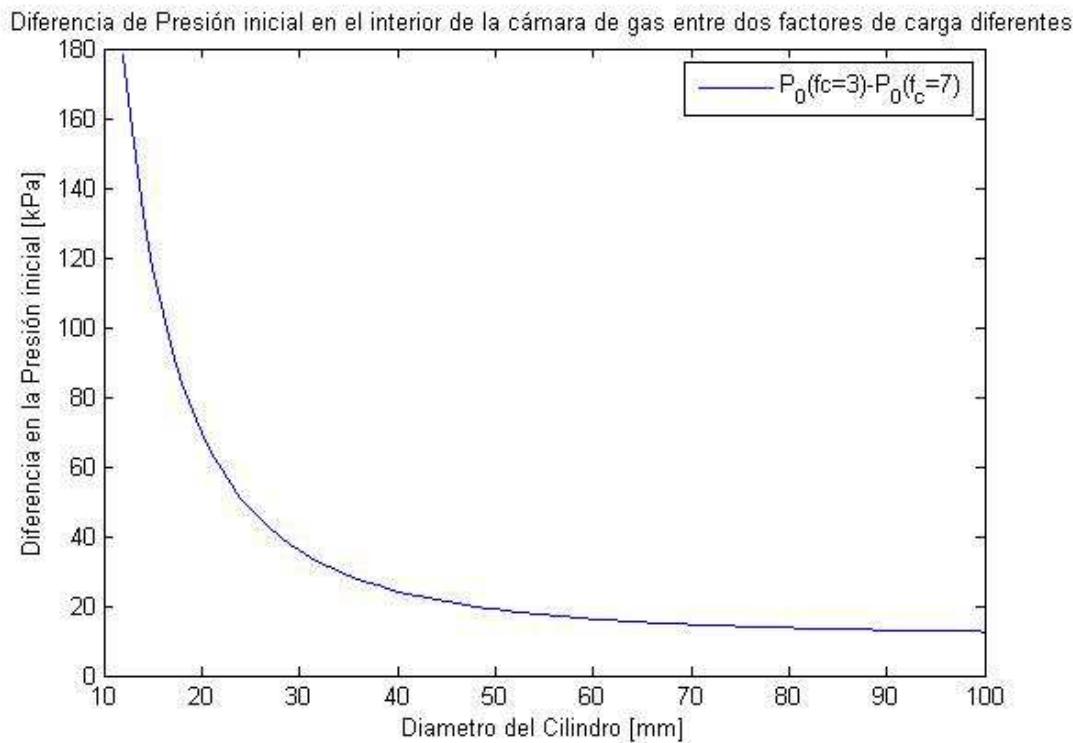


Figura 4-4: Diferencia de presión inicial entre dos factores de carga

Todavía existe otro factor importante desde el punto de vista físico del sistema que también debe ser considerado en la elección del diámetro del cilindro. Durante una competición, la regulación de la suspensión de realizarse con rapidez y facilidad, evitando al máximo que el coche tenga que ser desmontado para que se pueda realizar un ajuste. Como fue mostrado en el Capítulo 3, fijado el valor del diámetro del cilindro, la variación de la curva de rigidez viene definida por el volumen y la presión iniciales. Es más fácil y preciso aumentar o disminuir la presión en la cámara de gas que modificar el volumen de aceite. Analizando las Figura 4-3 y la Figura 4-4, cuanto menor sea la diferencia entre el volumen de gas inicial entre los factores de carga máximo y mínimo, mayor será la diferencia de la presión inicial, ofreciendo así una configuración más robusta y sencilla.

El próximo punto a tener en cuenta es la presión máxima que se puede dar en la cámara de gas. El principio ahora es obtener la menor presión máxima, lo que significa menores esfuerzos para el sistema, haciendo que así la masa del conjunto sea menor, una vez que los esfuerzos estructurales sean menores. La variación de la presión máxima en relación al diámetro del cilindro es la que se muestra en la gráfica siguiente.

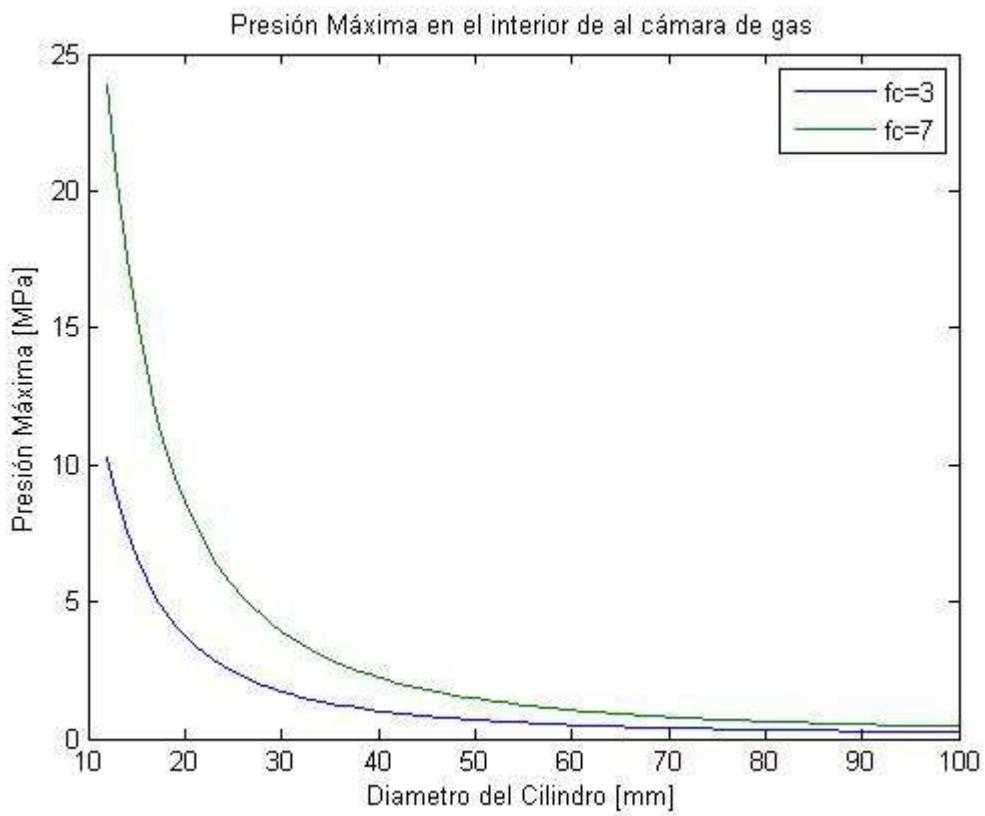


Figura 4-5: Presión máxima en el interior de la cámara de gas

Analizando todos los puntos citados anteriormente, y con el objetivo de optimizar el peso y la robustez de los ajustes, se ha escogido un diámetro de cilindro de 30 mm. Definidas todas las variables del proyecto, se trazó entonces las curvas de fuerza y rigidez de la suspensión hidroneumática que serán utilizadas en las simulaciones.

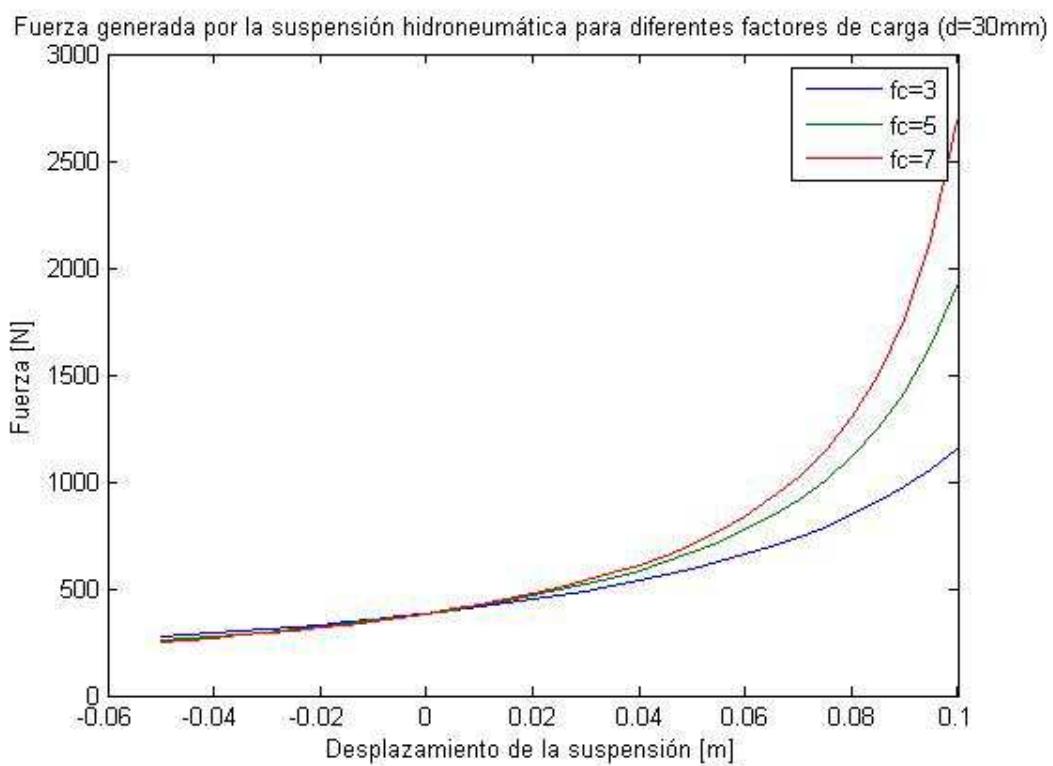


Figura 4-6: Fuerza generada por la suspensión hidroneumática para $d=30\text{ mm}$

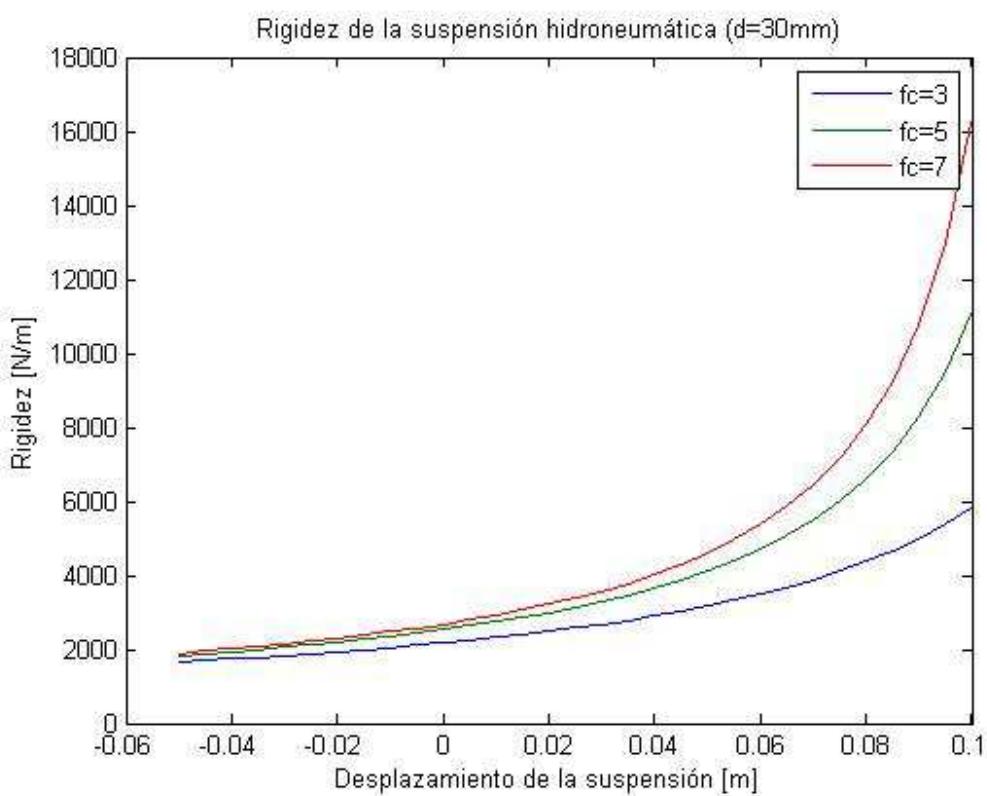


Figura 4-7: Rigidez de la suspensión hidroneumática para $d=30\text{ mm}$

4.2. Definición de los perfiles de pista

Con la intención de evaluar el rendimiento de la suspensión hidroneumática, se simularon cinco perfiles de pista diferentes. Con la elección de estos perfiles se intentó representar los desafíos reales a los que se tendrá que enfrentar el Mini Baja durante la competición.

El primer perfil se trata del obstáculo más comúnmente conocido como “costillas de vaca”, el cual se aproxima matemáticamente a una función seno. El segundo obstáculo representa al coche subiendo un escalón, representado con una función escalón. El tercer perfil simula al vehículo cayendo de un salto, el cual también se representa con una función escalón. Como el modelo matemático considera la pérdida de contacto del neumático con el suelo, y también el fin de curso de la suspensión, los resultados obtenidos en ambas simulaciones serán distintos. El cuarto perfil representa al vehículo subiendo una rampa. Por último, tenemos un perfil aleatorio representando imperfecciones de menor amplitud. Los cinco perfiles de pista son representados en la Figura 4-8.

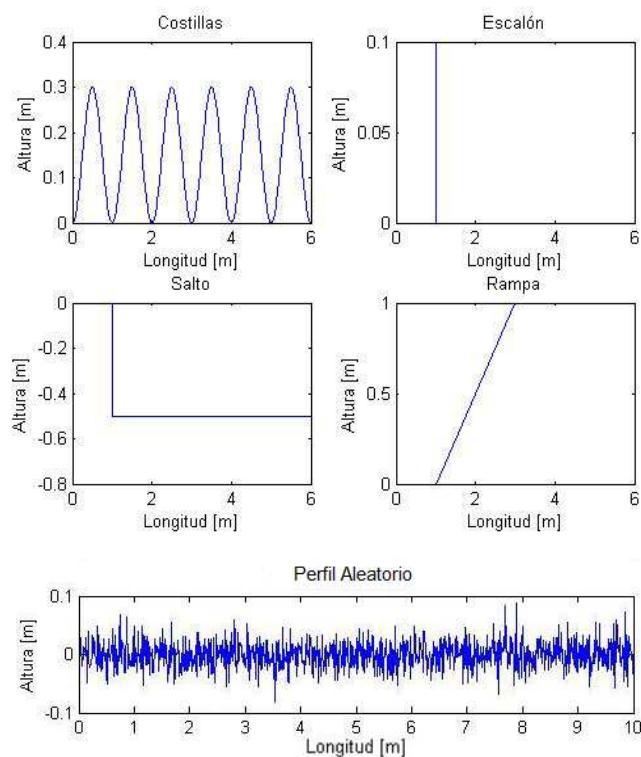


Figura 4-8: Perfiles de pista utilizados en las simulaciones

4.3. Simulaciones y análisis de los resultados

4.3.1. ¼ de Vehículo

Para evaluar mejor el rendimiento de la suspensión hidroneumática, fueron simulados para cada perfil de pista, diferentes valores de factor de carga y de amortiguamiento. Como la rigidez de la suspensión hidroneumática no es lineal, y la posición estática no varía para diferentes valores de carga, resulta muy difícil caracterizar el amortiguamiento en función del coeficiente de amortiguamiento. Con el objetivo de una mejor comparación con un sistema de suspensión convencional, fueron simulados también diversos valores de rigidez y coeficiente de amortiguamiento para la suspensión convencional.

El criterio de rendimiento escogido fue el de minimizar las aceleraciones en la masa suspendida, y mantener la fuerza de contacto del neumático con el suelo lo más constante posible. El criterio matemático que se siguió, fue mediante el cálculo del área de la gráfica del módulo de la aceleración y de la fuerza de contacto del neumático con el suelo en relación al tiempo.

Primeramente se utilizó el modelo de ¼ de vehículo. La tabla 1 nos muestra los resultados obtenidos para la suspensión hidroneumática, y la tabla 2 los referidos a la suspensión convencional. En ellas son mostrados el área de las gráficas de fuerza de contacto del neumático (F_c) y el área de la gráfica de la aceleración vertical (A).

El criterio para escoger el mejor resultado combinando todos los perfiles de pista fue la suma de las áreas de las gráficas de aceleración y fuerza de contacto del neumático con el suelo normalizadas de acuerdo a la ecuación 4.1. Cuanto más próxima de 0 sea la nota final, mejor será el comportamiento de la suspensión según el criterio utilizado.

$$N = \left(\frac{A_i - A_{min}}{A_{max} - A_{min}} \right) \quad (4.1)$$

Dónde:

A_i – Área de la gráfica en la configuración i para un determinado perfil de pista

A_{max} – Mayor área de la gráfica entre todas las configuraciones para un determinado perfil de pista

A_{min} – Menor área de la gráfica entre todas las configuraciones para un determinado perfil de pista

Tabla 1: Resultados de las simulaciones para la suspensión hidroneumática

Variable		Costillas		Escalón		Salto		Rampa		Perfil Aleatorio		Combinación	
Factor de Carga	C [Ns/m]	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Nota Final	Ranking Final
3,0	290,0	1386,0	25,6	268,9	4,8	602,5	11,0	102,9	2,1	5859,6	29,2	5,52	25
	390,0	1323,9	24,3	256,5	4,5	497,7	9,4	89,5	1,7	5829,7	34,4	3,45	14
	490,0	1248,6	22,7	254,4	4,7	434,9	8,6	82,0	1,5	5825,2	39,2	2,4	5
	590,0	1169,7	21,2	265,0	5,0	416,2	8,1	77,1	1,4	5820,8	43,7	1,82	1
	690,0	1123,3	20,1	286,8	5,3	395,5	7,6	80,8	1,5	5826,6	47,6	1,91	2
	790,0	1095,4	19,4	310,7	5,6	396,5	7,6	86,1	1,5	5843,6	51,4	2,45	6
	890,0	1074,2	18,9	337,9	6,0	407,2	7,7	92,3	1,6	5865,5	55,2	3,23	13
	990,0	1058,6	18,5	366,2	6,4	424,1	7,9	99,8	1,7	5869,5	58,6	4,01	17
	1090,0	1047,4	18,2	396,4	6,7	450,0	8,2	107,3	1,8	5888,4	62,1	4,98	22
	1190,0	1040,0	18,0	421,2	7,0	486,1	8,7	114,9	2,0	5907,9	65,5	6,03	26
5,0	290,0	1353,7	25,2	289,3	6,1	634,2	11,9	112,1	2,3	5851,5	29,9	6,69	29
	390,0	1300,0	24,1	265,4	5,0	532,8	10,1	96,4	1,9	5818,2	34,8	4,09	18
	490,0	1234,8	22,7	265,2	5,0	456,0	9,0	86,9	1,7	5804,0	39,5	2,77	9
	590,0	1177,6	21,5	270,0	5,3	425,4	8,2	80,7	1,5	5809,8	43,9	2,2	3
	690,0	1144,6	20,6	288,8	5,5	421,1	8,0	83,3	1,5	5819,1	47,8	2,37	4
	790,0	1114,5	19,9	312,4	5,7	419,5	8,0	88,0	1,6	5837,3	51,6	2,86	10
	890,0	1090,5	19,3	337,9	6,1	427,3	8,1	93,0	1,6	5858,5	55,3	3,53	15
	990,0	1072,5	18,8	367,4	6,5	444,4	8,3	100,2	1,7	5864,2	58,7	4,28	19
	1090,0	1058,9	18,5	394,6	6,8	461,8	8,5	107,6	1,9	5883,1	62,2	5,17	23
	1190,0	1048,9	18,2	420,7	7,1	495,6	9,0	115,1	2,0	5900,9	65,6	6,15	27
7,0	290,0	1348,1	25,1	308,0	6,5	671,0	12,6	116,2	2,4	5845,7	30,2	7,37	30
	390,0	1291,2	24,0	276,8	5,3	543,3	10,4	99,4	2,0	5815,5	35,0	4,49	21
	490,0	1231,2	22,7	271,0	5,2	464,1	9,2	89,2	1,7	5799,9	39,7	3	11
	590,0	1186,7	21,7	269,7	5,4	453,2	8,8	82,5	1,6	5806,2	44,0	2,55	7
	690,0	1152,3	20,8	290,7	5,6	432,8	8,2	84,5	1,6	5816,3	47,9	2,61	8
	790,0	1121,8	20,1	312,1	5,8	431,6	8,2	88,9	1,6	5831,8	51,7	3,02	12
	890,0	1097,3	19,5	338,5	6,2	438,9	8,3	93,6	1,7	5856,1	55,4	3,72	16
	990,0	1078,4	19,0	366,9	6,6	453,5	8,5	100,4	1,8	5863,4	58,8	4,43	20
	1090,0	1064,2	18,6	394,5	6,9	472,3	8,6	107,8	1,9	5880,3	62,2	5,3	24
	1190,0	1053,6	18,4	420,9	7,1	502,0	9,1	115,3	2,0	5898,5	65,6	6,25	28
Mínimo		1040,0	18,0	254,4	4,5	395,5	7,6	77,1	1,4	5799,9	29,2		
Máximo		1386,0	25,6	421,2	7,1	671,0	12,6	116,2	2,4	5907,9	65,6		

Tabla 2: Resultados de las simulaciones para la suspensión convencional

Variable		Costillas		Escalón		Salto		Rampa		Perfil Aleatorio		Combinación	
k [N/m]	ξ	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Nota Final	Ranking Final
4000,0	0,5	1290,2	24,2	237,1	5,3	505,7	9,4	100	2	5810	35,3	3,3	10
	0,6	1244,9	23,1	246,4	5,2	482,9	8,7	91,2	1,8	5799,3	39	2,4	5
	0,7	1205,8	22,1	267,4	5,3	467,9	8,3	84,8	1,6	5792,3	42,5	1,7	4
	0,8	1173,2	21,3	282,7	5,4	462,6	8,1	82,5	1,6	5810,7	45,8	1,5	2
	0,9	1145,8	20,7	297,5	5,5	458,4	8	85,7	1,6	5814,1	48,8	1,4	1
	1	1122,6	20,1	315,6	5,6	462,6	8	89,2	1,6	5833,2	51,9	1,5	3
7600,0	0,5	1233,2	22,7	310	5,7	516,7	9,7	113	2,3	5767,7	44,4	3,6	12
	0,6	1198,2	21,9	323,9	5,9	483,5	9	105,3	2,1	5771,9	48,3	2,8	8
	0,7	1168,7	21,2	341,3	6,1	455,9	8,4	103,5	2	5787	52,1	2,5	6
	0,8	1143,7	20,6	363,4	6,4	456,8	8,3	103,8	1,9	5803,2	55,7	2,5	7
	0,9	1123,1	20,1	385,7	6,8	467,5	8,3	106,7	2	5842,9	59,5	2,9	9
	1	1107,1	19,7	410,5	7,2	498,8	8,8	113	2	5863,6	63,1	3,5	11
13600,0	0,5	1210,5	22	421,6	8,2	640	12,2	146	2,9	5806,3	55,2	6,8	16
	0,6	1175,6	21,2	439,5	8,2	618,2	11,5	138,3	2,7	5822,7	59,2	6,1	14
	0,7	1150,2	20,6	453,9	8,3	622,5	11,4	136,2	2,6	5843,9	63,2	6,1	13
	0,8	1131,5	20,2	476,7	8,6	644,3	11,6	138,3	2,6	5875,8	67,4	6,5	15
	0,9	1117,5	19,8	500,7	8,9	671	12	143,5	2,6	5901,6	71,8	7,1	17
	1	1106,8	19,6	527,2	9,3	707,7	12,5	150,4	2,7	5929,7	77	7,9	18
	Minimo	1106,8	19,6	237,1	5,2	455,9	8	82,5	1,6	5767,7	35,3		
	Maximo	1290,2	24,2	527,2	9,3	707,7	12,5	150,4	2,9	5929,7	77		

Tabla 3: Comparación entre los dos tipos de suspensión

	Costillas		Escalón		Salto		Rampa		Perfil Aleatorio	
	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Fc	A	Fc	A
Hidroneumática										
Área mínima	1040	18	254,4	4,5	395,5	7,6	77,1	1,4	5799,9	29,2
Mejor configuración	1169,7	21,2	265	5	416,2	8,1	77,1	1,4	5820,8	43,7
Convencional										
Área mínima	1106,8	19,6	237,1	5,2	455,9	8	82,5	1,6	5767,7	35,3
Mejor configuración	1145,8	20,7	297,5	5,5	458,4	8	85,7	1,6	5814,1	48,8
Mejora Máxima (%)	6,43%	8,88%	-6,80%	16,23%	15,28%	5,59%	7,08%	10,12%	-0,56%	20,99%
Mejora de la mejor configuración (%)	-2,04%	-2,42%	12,25%	10,58%	10,13%	-1,97%	11,16%	11,04%	-0,11%	11,74%

La tabla 3 muestra una comparación entre los mejores resultados individuales obtenidos y el mejor resultado combinado de los dos tipos de suspensión. Analizando la línea de mejora máxima, se puede observar que la suspensión hidroneumática proporciona mejor rendimiento en aceleración en todos los casos, lo que significa un mayor confort, y sólo obtiene unos resultados peores en dos ocasiones en el criterio de seguridad, según el cual se debe mantener la fuerza de contacto del neumático con el suelo lo más constante posible. Pero la diferencia en estos casos entre los dos tipos de suspensión es de tan solo el 0,56%, lo que es un valor muy bajo comparado con las ganancias que la suspensión hidroneumática ofrece en las otras situaciones.

En el caso de la mejor configuración combinada, la suspensión hidroneumática se comporta mejor en 6 de las 10 ocasiones. Nuevamente en los casos en los que su rendimiento es inferior, la diferencia con la suspensión convencional es muy pequeña comparada con la ganancia de rendimiento que se obtiene con la suspensión hidroneumática en el resto de los casos.

A continuación se muestran los gráficos de la respuesta del sistema, aceleración de la masa suspendida y fuerza de contacto del neumático con el suelo para cada perfil de pista. En cada gráfico estarán representadas las dos curvas de la mejor configuración combinada, tanto para la suspensión convencional como para la suspensión hidroneumática.

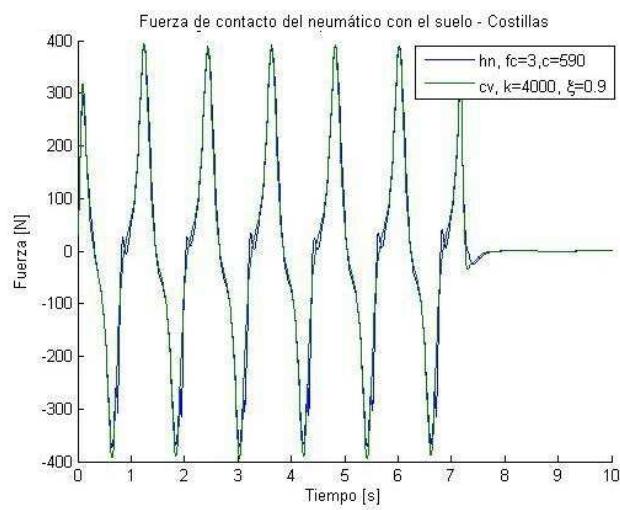


Figura 4-9: Fuerza de contacto - Costillas

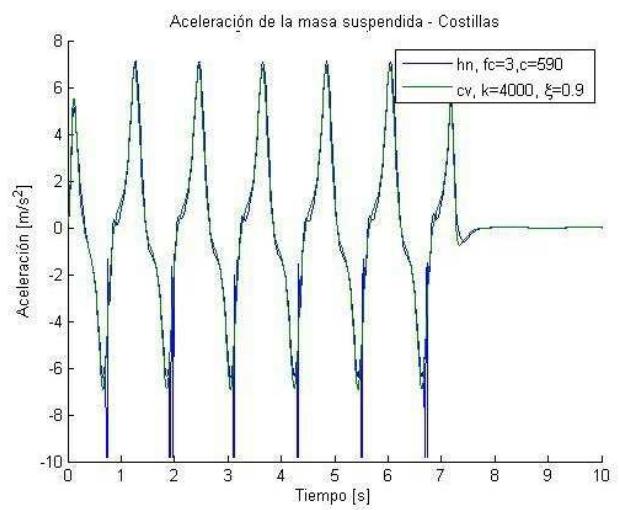


Figura 4-10: Aceleración de la masa suspendida - Costillas

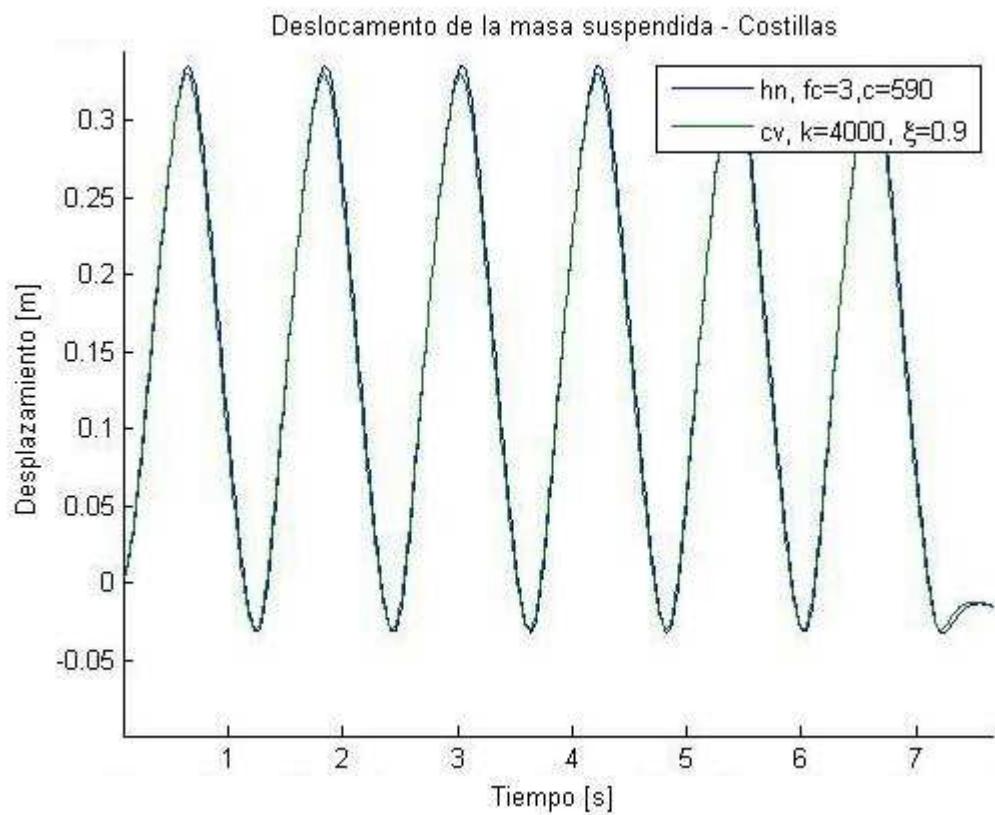


Figura 4-11: Respuesta del sistema - Costillas

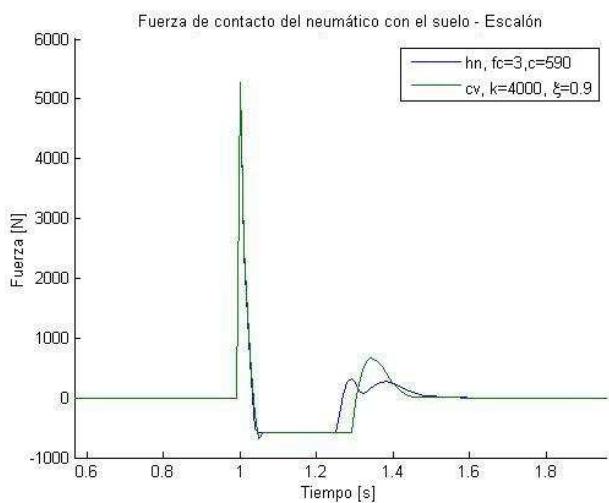


Figura 4-12: Fuerza de contacto - Escalón

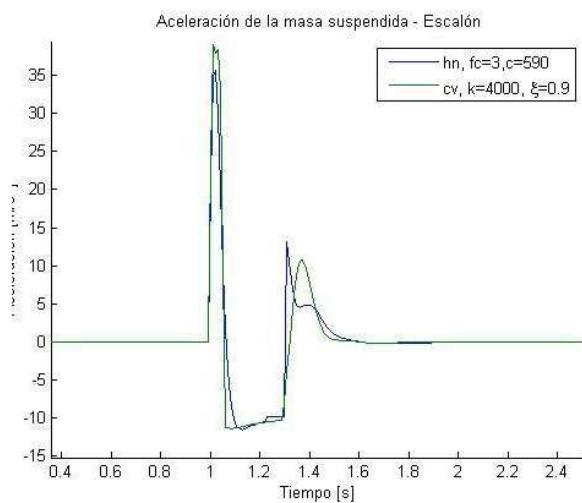


Figura 4-13: Aceleración de la masa suspendida - Escalón

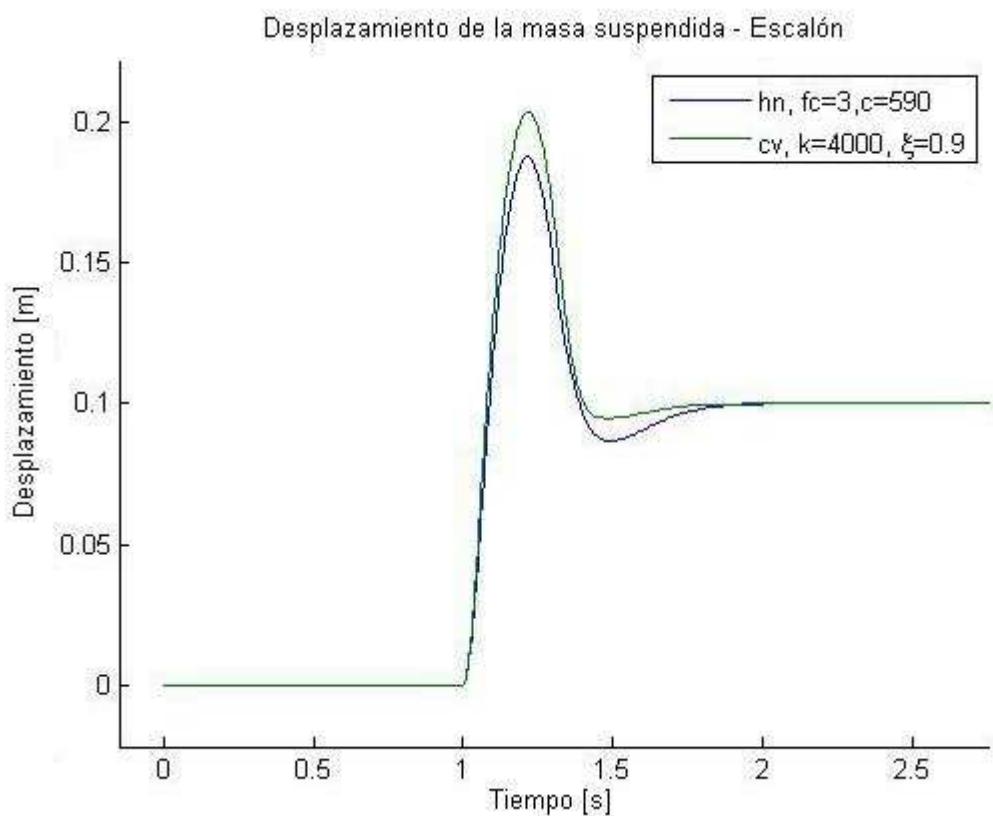


Figura 4-14: Respuesta del sistema - Escalón

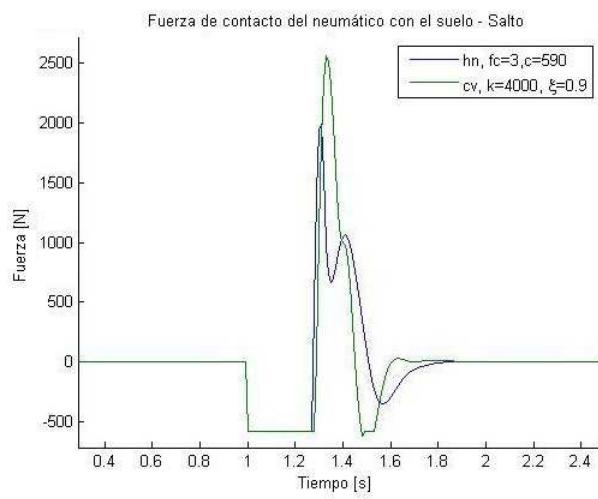


Figura 4-15: Fuerza de contacto - Salto

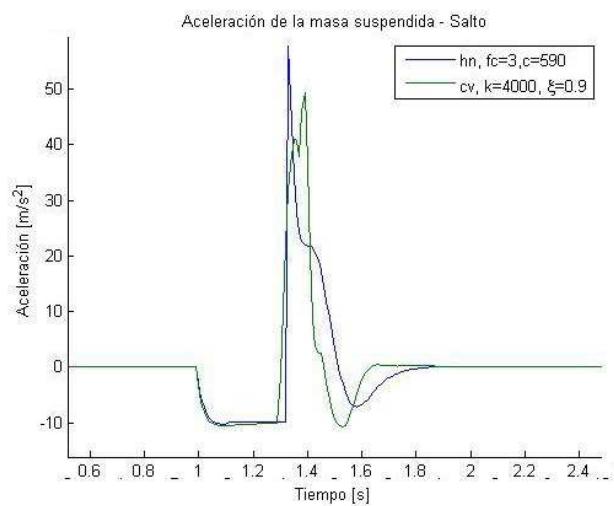


Figura 4-16: Aceleración de la masa suspendida - Salto

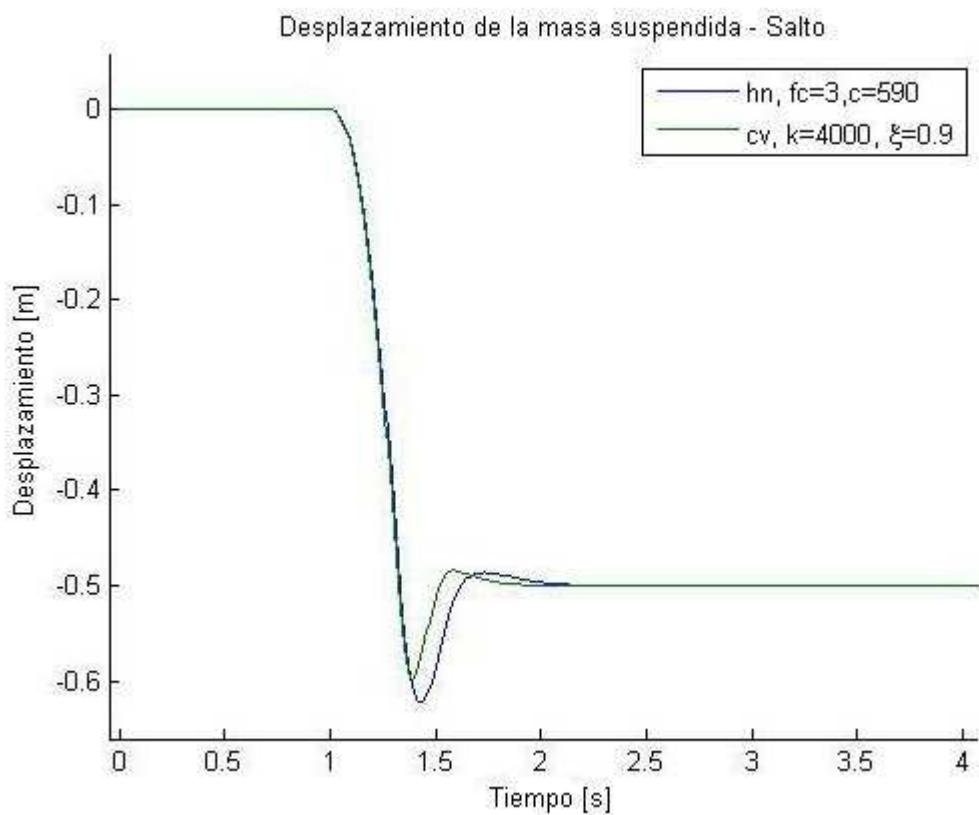


Figura 4-17: Respuesta del sistema - Salto

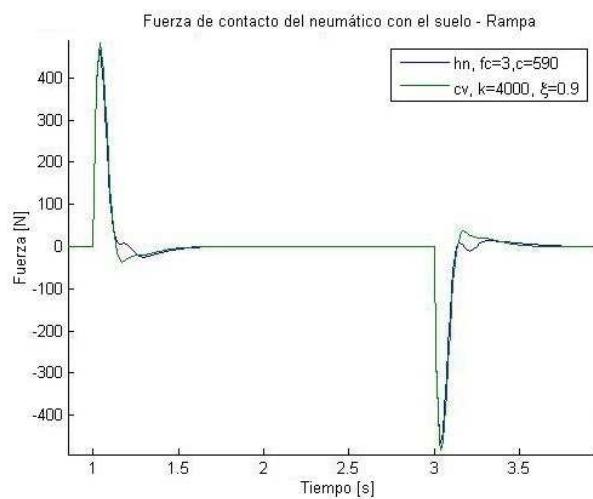


Figura 4-18: Fuerza de contacto - Rampa

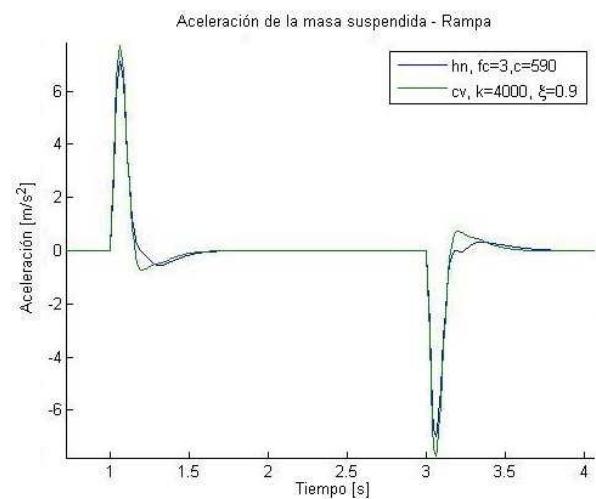


Figura 4-19: Aceleración de la masa suspendida - Rampa

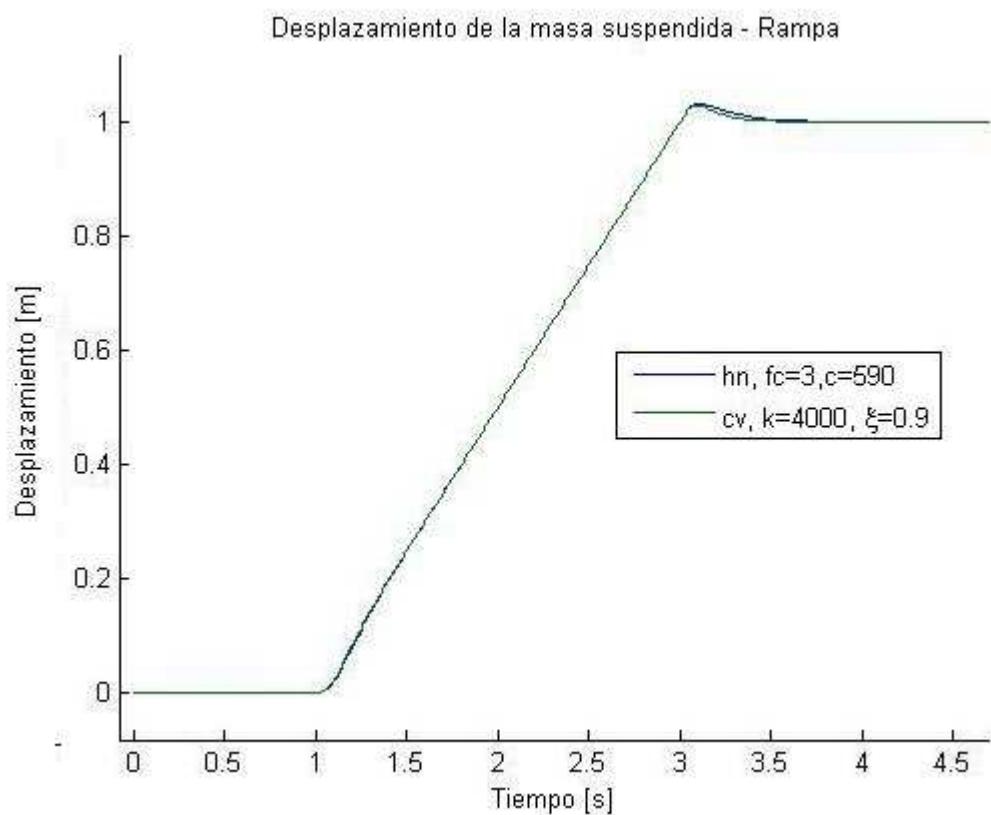


Figura 4-20: Respuesta del sistema - Rampa

Analizando la Figura 4-10 que corresponde a la gráfica de la aceleración de la masa suspendida para el perfil de pista del tipo “costilla”, observamos que la suspensión hidroneumática termina alcanzando el límite de tracción, lo que causa un salto de la aceleración de la masa suspendida. Esta es la principal razón por la cual la suspensión hidroneumática pierde rendimiento en relación a la convencional. Probablemente con un aumento del curso de tracción de la suspensión, este salto de aceleración no sucedería.

4.3.2. ½ de Vehículo

Para el modelo de ½ de vehículo, fueron simuladas tres situaciones. La primera es un caso de una pista totalmente plana, actuando sobre el coche una aceleración lateral. El objetivo es simular el vehículo realizando una curva para analizar la influencia sobre el ángulo de balanceo y el desplazamiento de la masa suspendida. En el segundo caso, se simuló un perfil aleatorio diferente para cada rueda, sin aceleración lateral y por último se realizó una simulación de los dos casos anteriores combinados. Para todos los casos, las configuraciones del factor de carga, rigidez y amortiguamiento utilizados, fueron el de mejor caso combinado de la sección anterior. La tabla a seguir muestra el área de las gráficas de fuerza de contacto del neumático derecho (FcD) e izquierdo (FcE), área de las gráficas de las aceleraciones verticales (A) y angulares (A.Ang).

Tabla 4: Resultados de las simulaciones para el modelo de ½ vehículo

	Con aceleración lateral				Perfil aleatorio				Simulación combinada			
	FcD	FcE	A	A.Ang	FcD	FcE	A	Theta	FcD	FcE	A	Theta
Hidroneumática												
Área	35,09	35,36	0,05	0,46	3064,6	2947	15,8	67,4	3060,8	2944	15,8	67,4
Convencional												
Área mínima	34,62	34,62	0	0,34	3051	2950	17,4	75,4	3050,2	2945	17,4	75,5
Mejora máxima (%)	-1,33%	-2,11%	-100,00%	-26,20%	-0,44%	0,10%	10,31%	11,78%	-0,35%	0,03%	10,13%	11,97%

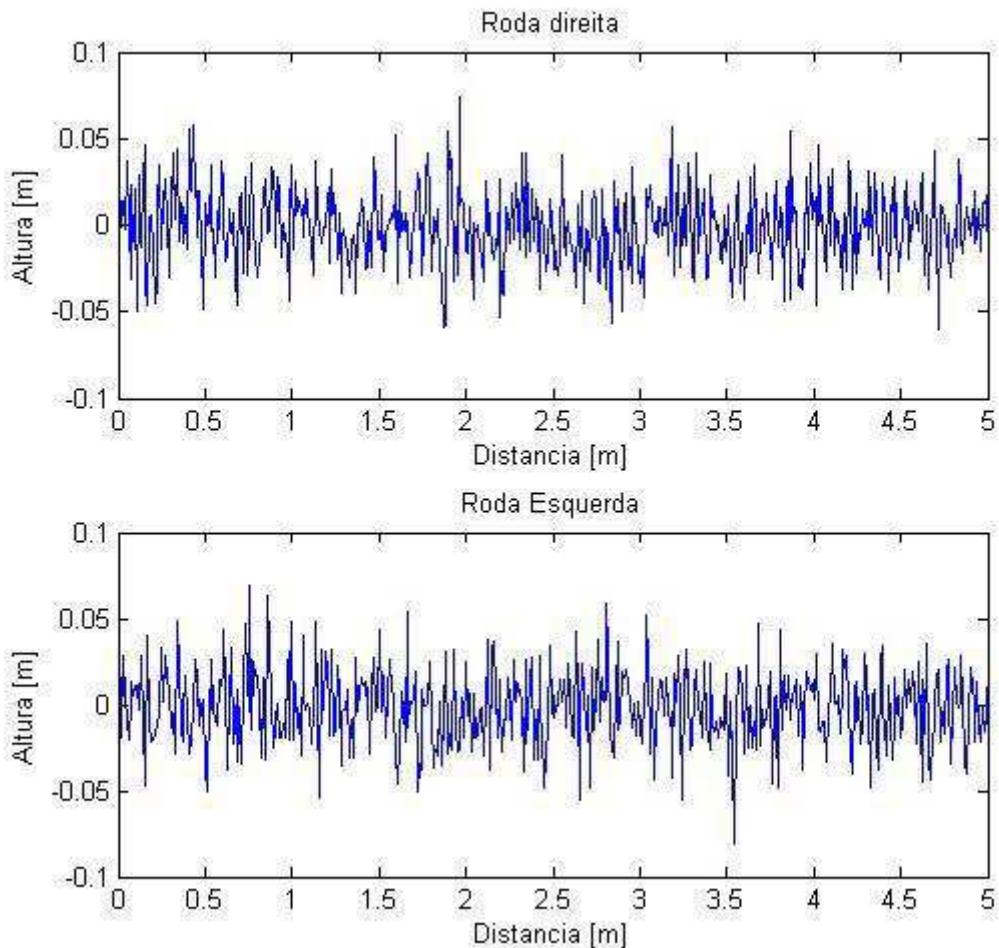


Figura 4-21: Perfiles de pista para el modelo de $\frac{1}{2}$ de vehículo

Analizando los resultados obtenidos en la primera simulación, observamos que la suspensión hidroneumática obtiene un rendimiento muy inferior en relación con el sistema convencional. Este hecho es fácilmente explicado si tenemos en cuenta la rigidez del muelle en torno al punto de equilibrio estático. Analizando la Figura 4-7, observamos que el valor de la rigidez de la suspensión hidroneumática es de aproximadamente 2300 N/m mientras que la convencional posee una rigidez de 4000 N/m. De acuerdo con las ecuaciones 3.18 y 3.19, el ángulo de balanceo es inversamente proporcional a la rigidez del muelle. Siendo así, para la misma aceleración lateral, la suspensión hidroneumática presenta un mayor ángulo de balanceo, como pude observarse en la Figura 4-22.

Las fuerzas de contacto del neumático con el suelo no presentan grandes diferencias, pero la aceleración vertical de la masa suspendida sí. A pesar de haber aparecido una diferencia del 100%, como se puede observar en la Figura 4-23, el orden de amplitud de la aceleración es en torno a 10^{-2} m/s^2 , que es prácticamente imperceptible para el conductor.

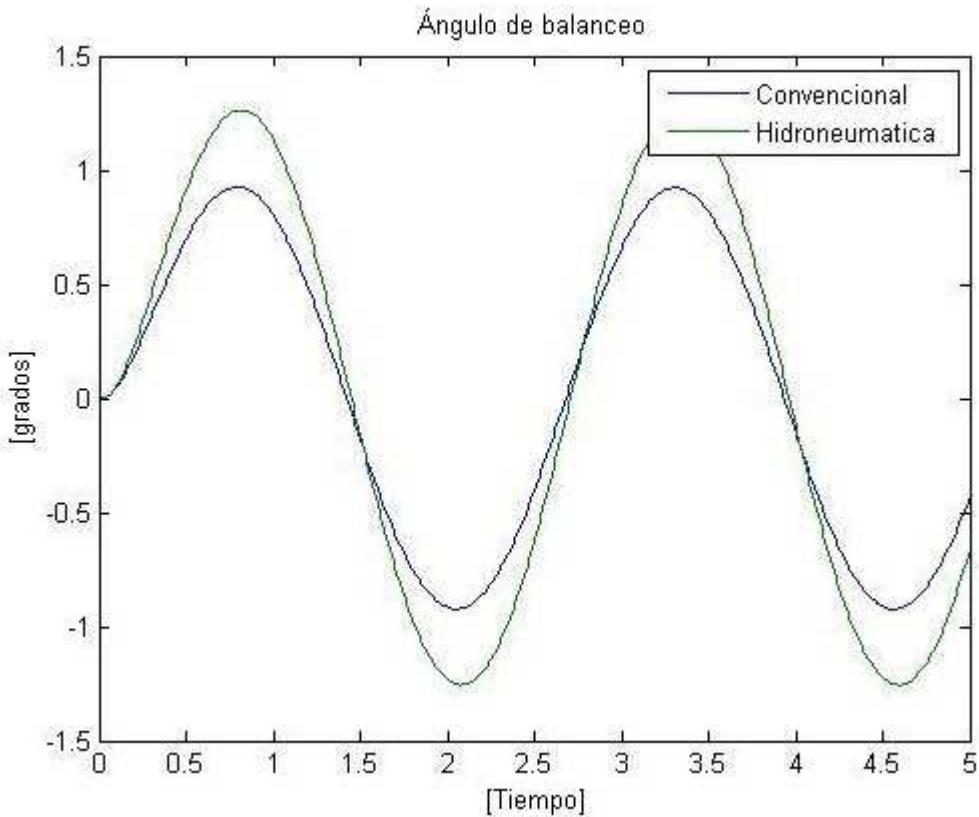


Figura 4-22: Variación del ángulo de cabeceo

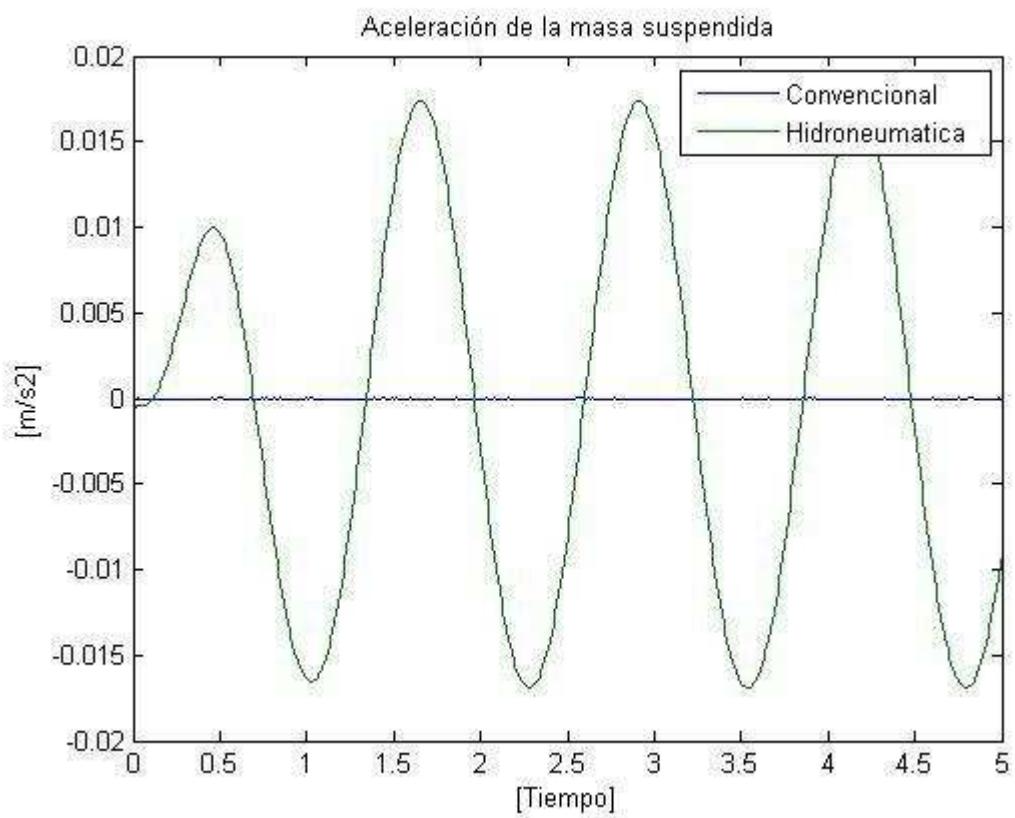


Figura 4-23: Aceleración vertical de la masa suspendida

En la simulación con perfil aleatorio, la suspensión hidroneumática vuelve a presentar superioridad respecto al sistema convencional en lo que a aceleraciones verticales y angulares se refiere. Las fuerzas de contacto del neumático con el suelo presentan prácticamente el mismo valor.

A continuación son mostradas las gráficas de los resultados obtenidos para el tercer caso de simulación.

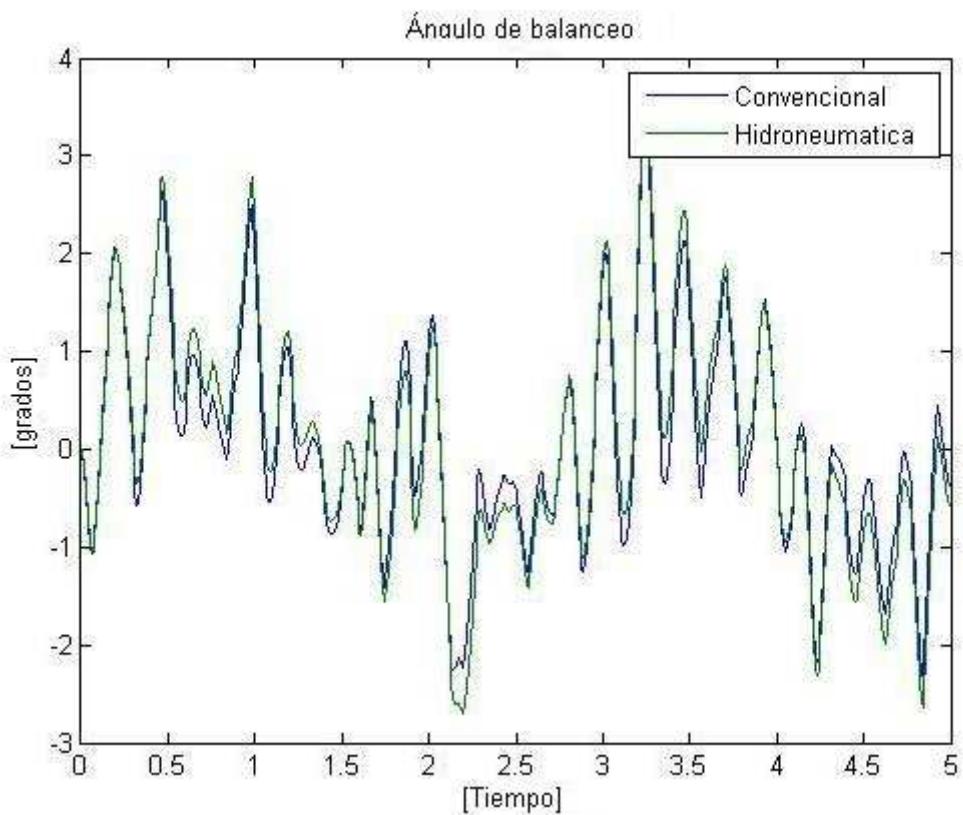


Figura 4-24: Ángulo de cabeceo

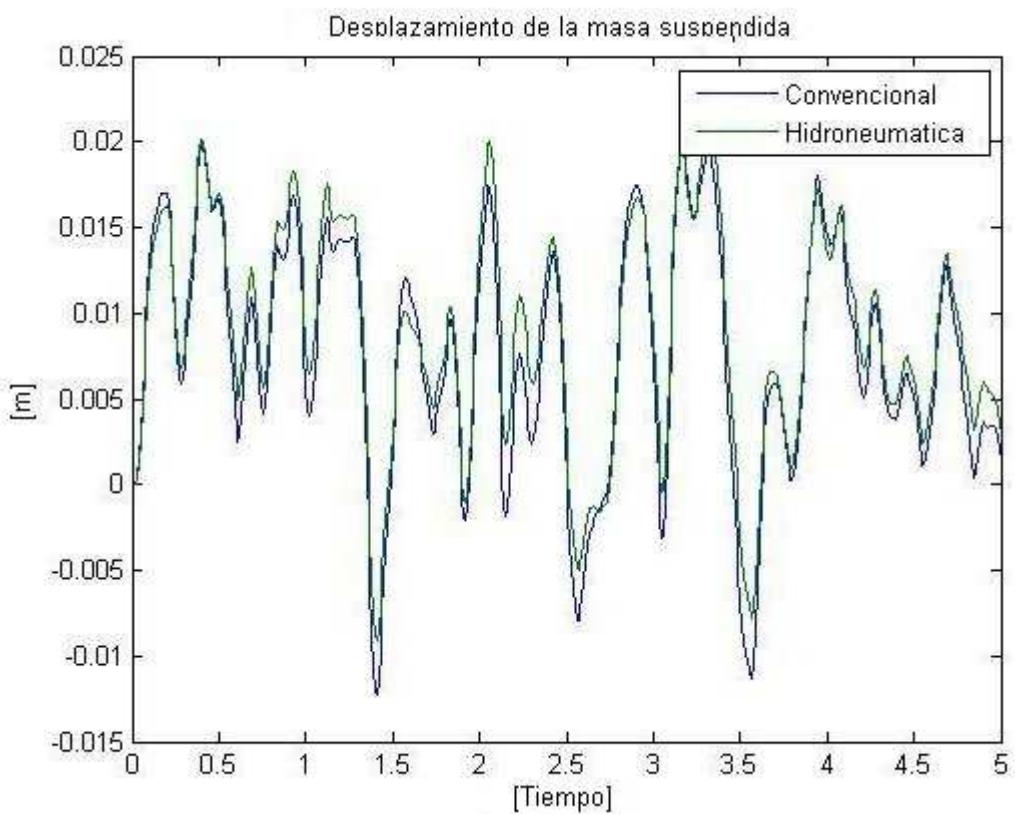


Figura 4-25: Desplazamiento vertical de la masa suspendida

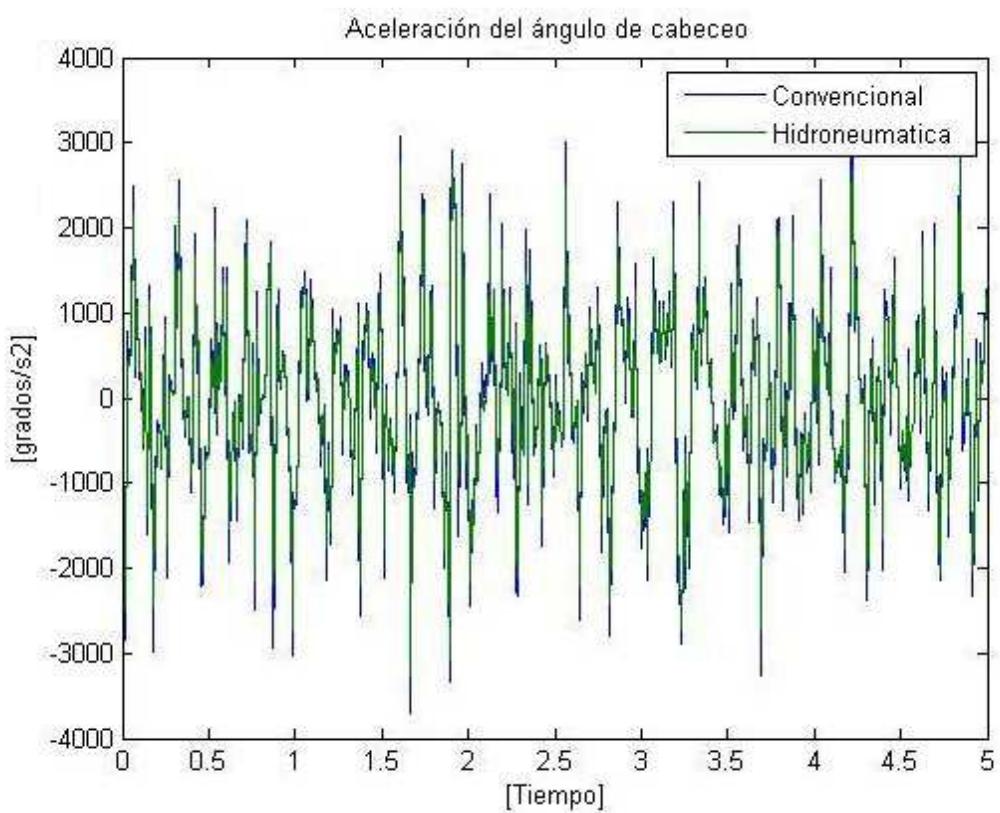


Figura 4-26: Aceleración Angular

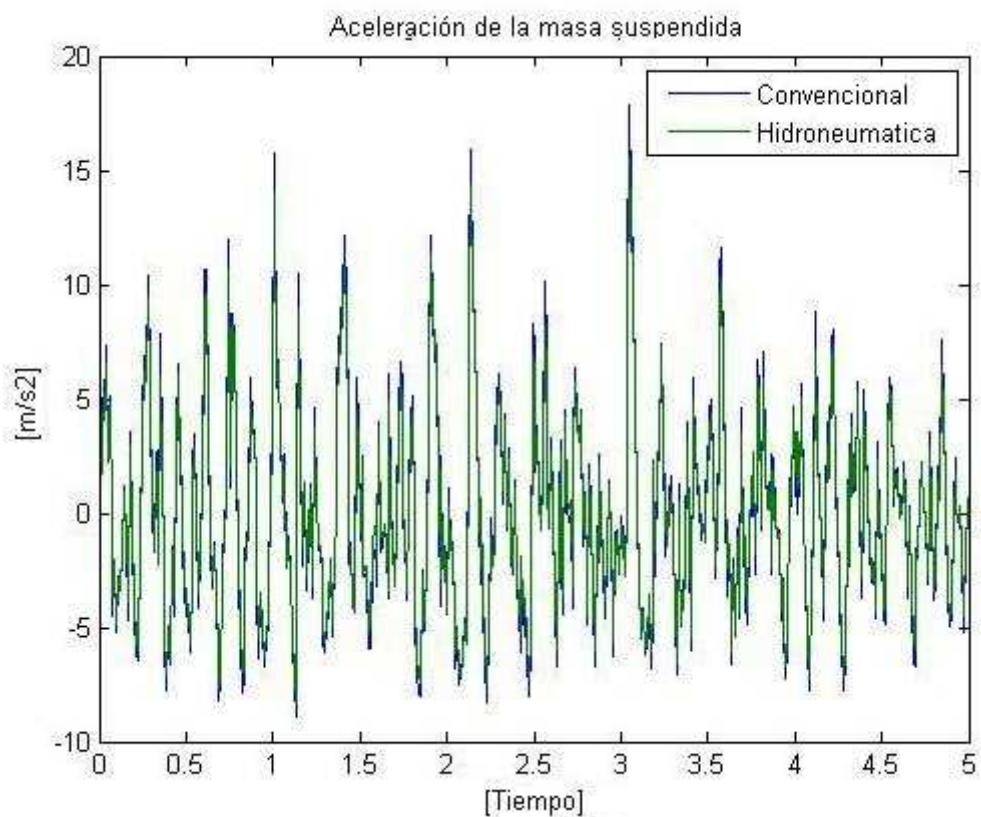


Figura 4-27: Aceleración vertical

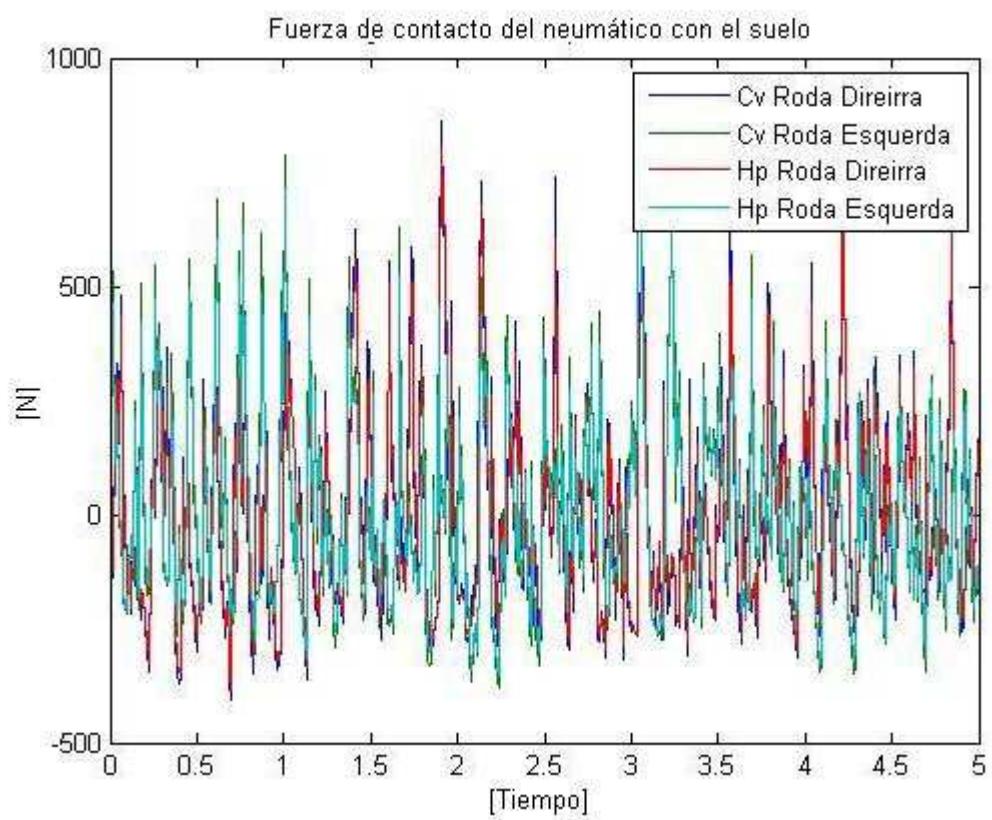


Figura 4-28: Fuerza de contacto del neumático con el suelo

5. Conclusiones

Este trabajo se centra en el desarrollo de una metodología para el dimensionamiento de los principales parámetros de una suspensión hidroneumática, debido a que la mayoría de los trabajos desarrollados y divulgados relacionados a las suspensiones hidroneumáticas tienen como objeto de estudio el área de control. Esto permitió un mejor entendimiento de las variables que afectan a las características de una suspensión hidroneumática.

Entre los principales objetivos conseguidos en el trabajo, se puede destacar el desarrollo de un procedimiento para especificar los parámetros críticos de la suspensión hidroneumática, asumiendo las hipótesis de gas ideal y proceso isotérmico. Con este procedimiento se obtuvieron los valores de dichos parámetros de la suspensión hidroneumática para conseguir el mejor rendimiento para el vehículo Mini Baja para el que se realizó el trabajo. También se pudo evaluar el rendimiento del sistema para los diferentes tipos de pista que se va a encontrar el vehículo, comparándolo con un sistema de suspensión convencional, siendo que la suspensión hidroneumática presenta un rendimiento mayor a una convencional.

El uso de Matlab para la implementación computacional resultó conveniente, siendo esta bastante flexible al permitir la variación de diversos parámetros. Además la elección de Simulink fue acertada, pues posibilita intercambiar sus subsistemas. Simulink también posee una interfaz con ADAMS, un programa fuertemente utilizado en la industria automovilística. Un próximo paso podría ser la implementación junto con ADAMS de un modelo de vehículo entero, pudiendo así analizar mejor las ventajas del tipo de suspensión estudiada en este trabajo.

En futuros trabajos se puede desarrollar un prototipo de la suspensión para así verificar el modelo teórico y en un futuro poder desarrollar experimentos con el sistema de suspensión hidroneumática instalado en el vehículo.

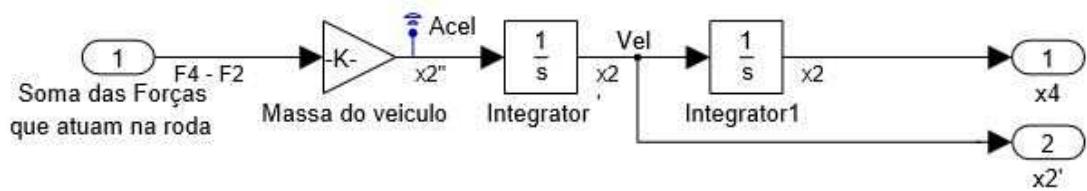
Bibliografía

- [1] Baldi, Maurício, "Desenvolvimento de um sistema de suspensão hidropneumática para uso em máquinas agrícolas", Tese Mestrado Unicamp, Campinas, SP:[s.n.], 2004.
- [2] U Lee1 and C Han. A suspension system with a variable roll centre for the improvement of vehicle handling characteristics, IMechE 2001
- [3] Hernalsteens, Thierry, "Aplicação de controle semi-ativo em uma suspensão hidropneumática", Trabalho de graduação Unicamp, Campinas, SP:[s.n.], 2006.
- [4] Okabe, Eduardo Paiva, "Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular", Tese Mestrado Unicamp, Campinas, SP : [s.n.], 2003.
- [5] Sá, Roberto Luis de "Controle Skyhook Aplicado a um Modelo de Suspensão Hidropneumática para Carretas Agrícolas", Tese Mestrado Unicamp, Campinas, SP : [s.n.], 2006.
- [6] Gillespie, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992, 495p.
- [7] Knorn , F. "Modelling and control of an active hydro-pneumatic suspension", Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, 2006.
- [8] Picado, Ricardo Migueis, "Controle semi-ativo para suspensões automotivas", Tese Mestrado Unicamp, Campinas, SP:[s.n.], 1998.
- [9] Staniforth, A. Competition car suspension - design, construction, tuning, 3.ed. Sparkford: Haynes Publishing, 1999, 268p.
- [10] Jornsen Reimpell, Helmut Stoll, Jurgen W. Betzler, "The automotive chassis: engineering principles", Oxford Butterworth; Warrendale: SAE, c2001.

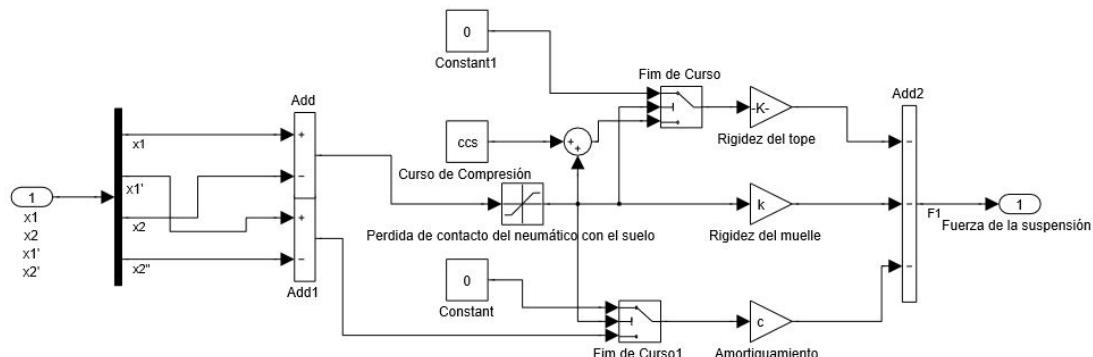
Anexos

Anexo A (subconjuntos Simulink)

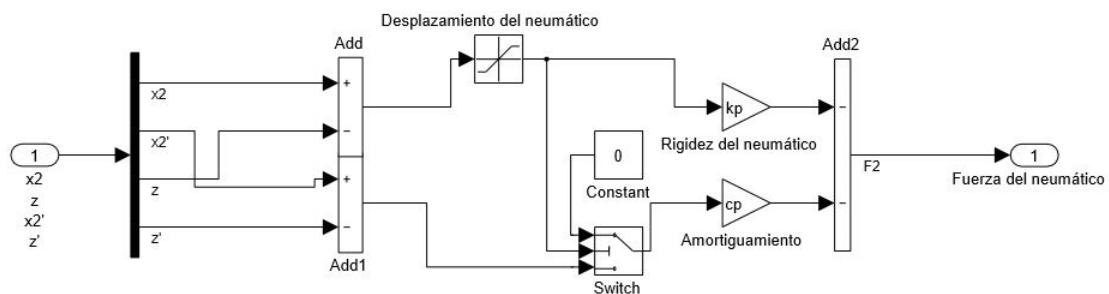
- **Masas**



- **Fuerzas generadas por la suspensión**



- **Fuerzas generadas por el neumático**



Anexo B (programas Matlab)

- Archivo qc_input.m

%Datos de entrada para modelo de Dinámica vertical con 1/4 de Vehículo

%-----

%Datos del Vehículo

%-----

kp= 160000/4; %Rigidez del neumático [N/m]

ccp= 0.1; %Amortiguamiento del neumático [Ns/m]

Lr= 0.7 ; %Distancia d eje trasero até o CG [m]

Lf= 1.0 ; %Distancia del eje delantero até o CG [m]

M = 190 ; %Masa suspendida incluyendo al piloto [kg]

Mr= 25 ; %Masa no suspendida trasera (rueda separada) [kg]

Mf= 20 ; %Masa no suspendida delantera (rueda separada)[kg]

g= 9.81 ; %Aceleración de la gravedad [m/s^2]

%-----

%Muelle Convencional

%-----

%Datos de Entrada

kf= [4000:1000:16000];%Rigidez del Muelle delantero [N/m]

kr= 10000; %Rigidez del Muelle trasero [N/m]

kb= 100000; %Rigidez del Batente [N/m]

ccf= [0.1:0.1:1]; %Coeficiente de amortecimento da suspensão delantera

```
ccr= [0.1:0.1:1]; %Coeficiente de amortecimento da suspensão trasera
```

```
st= 0.15 ; %Curso da suspensão [m]
```

%-----

%Suspensión hidroneumática

%-----

```
xm=.15; %Desplazamiento máximo
```

```
xt=0:0.005: xm; %curso de trabajo de la suspensión
```

```
xs=50/1000; %Desplazamiento Estático
```

```
d =[12:100]; %rango de diámetros
```

```
fc=[3:1:7]; %Factor de Carga
```

```
Ce=383.7441% $m_1^*g$ ; %Carga estática
```

```
doleo=920; %Densidad del aceite [kg/m^3]
```

```
Patm=101325; %Presión Atmosférica
```

```
ccfhp=[290:100:1190];
```

%-----

%Cálculo de la masa suspendida equivalente

%-----

```
%rf= input('¿Que suspensión desea simular? Escriba 1 para delantera y 0 para trasera.')
```

```
ts=10;
```

```
rf=1;
```

```
if rf==1
```

```

m1=M*Lr/(2*(Lf+Lr));
m2=Mf;
K=kf;
CC=ccf;
CChp=ccfhp
else
m1=M*Lf/(2*(Lf+Lr));
m2=Mr;
K=kr;
CC=ccr;
end
cp=ccp*2*sqrt(kp*m2) ; %amortiguamiento del neumático

```

- **Archivo pistas.m**

```

function [t,u,p]=pistas(n);
pista(1).Name='Costelas'
%-----
%-----PERFILES DE PISTA-----
%Pista 1 - Costilla
A=.15; %Amplitud de la costilla [m]
ph=3*pi/2; %Angulo de fase [rad]
f=1; %Frecuencia de repeticiones por metro [rev/m]
x1(:,1)=[0:.01:6]'; %Amplitud de la pista [m]

```

```

w=2*pi*f;

y1(:,1)=A*(1+sin(w*x1+ph)); %Perfil de la pista

t1(1,1)=0;

for i=1:1:length(x1)-1

t1(i+1,1)=sqrt((x1(i+1,1)-x1(i,1))^2+(y1(i+1,1)-y1(i,1))^2)+t1(i,1);

end

%-----PERFILES DE PISTA-----


%Pista 2 - escalón

%Perfil de la pista

x2=[0 .99 1 6]';

t2=x2;

y2=[0 0 .1 .1]';

%-----PERFILES DE PISTA-----


%Pista 3 - salto

%

x3=[0 .99 1 6]';

t3=x2;

y3=[0 0 -.5 -.5]';

%-----PERFILES DE PISTA-----
```

```
%Pista 4 - Rampa
```

```
%
```

```
x4=[0 1 3 6]';
```

```
t4=x4;
```

```
y4=[0 0 1 1]';
```

```
if n==1
```

```
p=('Costillas');
```

```
t=t1;
```

```
u=y1;
```

```
figure
```

```
ylabel('Altura [m]')
```

```
xlabel('Desplazamiento [m]')
```

```
subplot(2,2,1)
```

```
plot(x1(:,1),y1(:,1))
```

```
title('Costillas')
```

```
subplot(2,2,2)
```

```
plot(x2,y2)
```

```
title('Escalón')
```

```
subplot(2,2,3)
```

```
plot(x3,y3)
```

```
title('Salto')
```

```
subplot(2,2,4)
```

```
plot(x4,y4)
```

```
title('Rampa')
```

```
elseif n==2
```

```
p=('Escalón');
```

```
t=t2;
```

```
u=y2;
```

```
elseif n==3
```

```
p=('Salto');
```

```
t=t3;
```

```
u=y3;
```

```
elseif n==4
```

```
p=('Mesa');
```

```
t=t4;
```

```
u=y4;
```

```
end
```

```
end
```

- **Archivo hid_pneumatica.m**

```
%definición de la elección del diámetro del cilindro
```

```
%-----
```

```
%Datos de entrada
```

```
close all
```

```
clear all
```

```
qc_input;
```

```

%-----

%Cálculos

Ac=pi/4/10^6*d.^2;

x=xt-xs;

for i=1:length(d)

    for j=1:length(fc)

        V0(i,j)=-(Ce*(xs-fc(j)*xm)+Patm.*Ac(i)*(xs-xm)).*Ac(i)/(Ce*(fc(j)-1));

        P0(i,j)=(Ce./Ac(i)+Patm)-(Ce*xs+Patm.*Ac(i)*xs)./V0(i,j);

        Pm(i,j)=Patm+fc(j)*Ce/Ac(i);

        for k=1:length(xt)

            Ks(i,k,j)=P0(i,j)*Ac(i)^2/(V0(i,j)-Ac(i)*xt(k));

            F(i,k,j)=Ks(i,k,j)*(xt(k))+(P0(i,j)-Patm)*Ac(i);

        end

        kmedio(i,j)=mean(Ks(i,:,:j));

    end

end

figure

plot(x,F(1,:,j),x,F(44,:,j),x,F(i,:,j))

legend(['d=',num2str(d(1)),'mm'],[d=num2str(d(44)),'mm'],[d=num2str(d(i)),'m
m'])

title(['Influencia del diametro del cilindro en la fuerza generada por la
suspensión hidroneumática (fc=',num2str(fc(j)),')'])

xlabel('Desplazamiento de la suspensión [m]')

```

```

ylabel('Fuerza [N]')

figure

plot(x,Ks(1,:,:j),x,Ks(44,:,:j),x,Ks(i,:,:j))

legend(['d=',num2str(d(1)),'mm'],['d=',num2str(d(44)),'mm'],['d=',num2str(d(i)),'m
m'])

title(['Rigidez de la suspensión hidroneumática (fc=',num2str(fc(j)),')'])

xlabel('Desplazamiento de la suspensión [m]')

ylabel('Rigidez [N/m]')

figure

plot(d,10^3*V0(:,1),d,10^3*V0(:,j))

title('Volumen inicial en la cámara de gas')

xlabel('Diametro del Cilindro [mm]')

ylabel('Volumen inicial [l]')

legend(['fc=',num2str(fc(1))],['fc=',num2str(fc(j))])

figure

plot(d,10^-6*Pm(:,1),d,10^-6*Pm(:,j))

title('Presión Máxima en el interior de la cámara de gas')

xlabel('Diametro del Cilindro [mm]')

ylabel('Presión Máxima [MPa]')

legend(['fc=',num2str(fc(1))],['fc=',num2str(fc(j))])

figure

plot(d,10^-3*(P0(:,1)-P0(:,j)))

title('Diferencia de Presión inicial en el interior de la cámara de gas entre dos
factores de carga diferentes')

```

```

xlabel('Diametro del Cilindro [mm]')

ylabel('Diferencia en la Presión inicial [kPa]')

legend(['P_{0}(fc=',num2str(fc(1)),')-
P_{0}(f_{c}=',num2str(fc(j)),')'], 'Interpreter', 'Latex')

figure

plot(d,Ac*xm*doleo)

title('Masa de aceite mínima necesaria para llenar el cilindro')

xlabel('Diametro del Cilindro [mm]')

ylabel('Masa de aceite [kg]')

figure

plot(x,F(19,:,:1),x,F(19,:,:3),x,F(19,:,:j))

legend(['fc=',num2str(fc(1))],['fc=',num2str(fc(3))],['fc=',num2str(fc(j))])

title(['Fuerza generada por la suspensión hidroneumática para diferentes
factores de carga (d=',num2str(d(19)),',mm)'])

xlabel('Desplazamiento de la suspensión [m]')

ylabel('Fuerza [N]')

figure

plot(x,Ks(19,:,:1),x,Ks(19,:,:3),x,Ks(19,:,:j))

legend(['fc=',num2str(fc(1))],['fc=',num2str(fc(3))],['fc=',num2str(fc(j))])

title(['Rigidez de la suspensión hidroneumática (d=',num2str(d(19)),',mm)'])

xlabel('Desplazamiento de la suspensión [m]')

ylabel('Rigidez [N/m]')

```

