

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL:
MECÁNICA**

PROYECTO FIN DE CARRERA

***ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO
DINÁMICO DE UN VEHÍCULO
UTILIZANDO LA HERRAMIENTA
SIMMECHANICS DE MATLAB***

AUTOR: Iván Mula Vivero

DIRECTORA: Dra. María Jesús López Boada

JUNIO 2009



Índice de contenidos

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Objetivos.....	2
1.2	Estructura del proyecto.....	3
2	SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO AUTOMÓVIL.....	5
2.1	Suspensión de un vehículo automóvil.....	5
2.2	Componentes de la suspensión.....	6
2.2.1	Elementos elásticos de la suspensión.....	6
2.2.2	Elementos de amortiguación de la suspensión.....	13
2.2.2.1	Amortiguadores bitubo.....	15
2.2.2.2	Amortiguadores monotubo.....	16
2.2.3	Otros elementos de la suspensión.....	18
2.3	Tipos de suspensiones.....	21
2.3.1	Sistemas de suspensión de eje rígido.....	22
2.3.2	Sistemas de suspensión independientes.....	26
3	SISTEMAS MULTICUERPO.....	37
3.1	Introducción a los sistemas multicuerpo.....	37
3.2	Elementos de unión.....	39
3.2.1	Elementos de fuerza.....	39
3.2.2	Juntas cinemáticas.....	42
3.3	Tipos de coordenadas.....	48
3.4	Base teórica de funcionamiento.....	53
4	MODELADO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	57
4.1	Modelado en SimMechanics.....	57
4.1.1	Bloques en SimMechanics.....	58



4.2	Proceso de modelización	63
4.2.1	Descripción general	64
4.3	Posicionamiento inicial	79
5	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	90
6	CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	102
6.1	Conclusiones.....	102
6.2	Desarrollos futuros	104
7	BIBLIOGRAFÍA	106

Índice de figuras

Figura 2.1. Ballesta.....	7
Figura 2.2. Gemela montada en una ballesta.....	8
Figura 2.3. Barra de torsión.....	10
Figura 2.4. Muelles helicoidales.....	11
Figura 2.5. Principales parámetros de un resorte helicoidal.....	11
Figura 2.6. Muelle helicoidal progresivo.....	13
Figura 2.7. Amortiguadores hidráulicos.....	15
Figura 2.8. Esquema simplificado de un amortiguador bitubo.....	15
Figura 2.9. Esquema completo de un amortiguador bitubo no presurizado (izquierda) y presurizado (derecha).....	16
Figura 2.10. Esquema simplificado de un amortiguador monotubo.....	17
Figura 2.11. Esquema completo de un amortiguador monotubo.....	17
Figura 2.12. Barra estabilizadora.....	19
Figura 2.13. Barra estabilizadora ‘de cuchillas’.....	20
Figura 2.14. Silentblocks.....	21
Figura 2.15. Comparación entre suspensión rígida e independiente.....	21
Figura 2.16. Suspensión rígida.....	22
Figura 2.17. Suspensión tipo “De Dion”.....	23
Figura 2.18. Suspensión tipo “Hotchkiss”.....	24
Figura 2.19. Suspensión de eje rígido con muelles helicoidales y brazos tirados.....	25
Figura 2.20. Suspensión tipo “4 barras”.....	25
Figura 2.21. Suspensión independiente.....	26
Figura 2.22. Suspensión de brazos tirados.....	27
Figura 2.23. Suspensión unida por eje torsional.....	28
Figura 2.24. Suspensión de dobles triángulos superpuestos.....	29
Figura 2.25. Pushrod.....	30
Figura 2.26. Suspensión actual de paralelogramo deformable de un Audi R8.....	31
Figura 2.27. Suspensión multibrazo.....	32
Figura 2.28. Suspensión actual Multibrazo de un Audi A4 Quattro.....	33
Figura 2.29. Suspensión tipo McPherson.....	34
Figura 2.30. Suspensión McPherson con extremo embutido en la mangueta (a) y sujeta mediante tornillos (b).....	35
Figura 2.31. Suspensión McPherson de un Ford Fiesta.....	36
Figura 3.1. Sistema multicuerpo sin restricciones cinemáticas.....	37
Figura 3.2. Sistema multicuerpo con restricciones cinemáticas.....	38
Figura 3.3. Resorte.....	40
Figura 3.4. Amortiguador.....	41
Figura 3.5. Actuador.....	41
Figura 3.6. Par de translación.....	42
Figura 3.7. Par de rotación.....	43
Figura 3.8. Par helicoidal.....	44
Figura 3.9. Par cilíndrico.....	45
Figura 3.10. Par plano.....	46
Figura 3.11. Par esférico.....	46
Figura 3.12. Engranaje piñón-cremallera.....	47
Figura 3.13. Sistema de referencia local.....	49
Figura 3.14. Pares cinemáticas espaciales con sus coordenadas relativas.....	50



Figura 3.15. Coordenadas básicas de un cuerpo tridimensional.....	51
Figura 3.16. Coordenadas naturales	52
Figura 4.1. Librería SimMechanics	58
Figura 4.2. Librería “Bodies”	59
Figura 4.3. Librería “Constraints & Drives”	60
Figura 4.4. Librería “Force Elements”	60
Figura 4.5. Librería “Joints”	61
Figura 4.6. Librería “Sensors & Actuators”	62
Figura 4.7. Librería “Utilities”	63
Figura 4.8. Sistema de suspensión modelizado	65
Figura 4.9. Brazo suspensión en SimMechanics	65
Figura 4.10. Articulación esférica en SimMechanics.....	66
Figura 4.11. Parámetros de ajuste de articulación universal	66
Figura 4.12. Configuración del bloque “Body” del BSD	67
Figura 4.13. Orientación de los CS y CG del bloque “body” del BSD.....	68
Figura 4.14. Bloque “ground” del BSD.....	68
Figura 4.15. Brazo de la dirección en SimMechanics	69
Figura 4.16. Parámetros del bloque “body” de la mangueta	69
Figura 4.17. Esquema de la suspensión en SimMechanics	70
Figura 4.18. Subsistema amortiguador	70
Figura 4.19. Bloque “Sensor” del amortiguador	71
Figura 4.20. Bloque “Actuador” del amortiguador	72
Figura 4.21. Subsistema muelle-amortiguador.....	72
Figura 4.22. Subsystem4	73
Figura 4.23. Subsystem2	73
Figura 4.24. Subsystem1	73
Figura 4.25. Parámetros del bloque “Look-Up Table”	74
Figura 4.26. Modelo de amortiguador	75
Figura 4.27. Subsystem	75
Figura 4.28. Parámetros configuración “Muelle Amortiguador”	76
Figura 4.29. Subsistema “Perfil Carretera”	77
Figura 4.30. Parámetro rigidez neumático.....	78
Figura 4.31. Simulación en SimMechanics	79
Figura 4.32. Esquema sistema suspensión.....	80
Figura 4.33. Esquema suspensión en equilibrio	82
Figura 4.34. Fuerzas externas en el sistema de suspensión	83
Figura 4.35. Esquema fuerzas en sistema de suspensión	84
Figura 4.36. Esquema fuerzas en barra AB	85
Figura 4.37. Desplazamiento resorte amortiguador.....	85
Figura 4.38. Configuración de las condiciones iniciales para el primer resorte.....	89
Figura 5.1. Desplazamiento masa suspendida para $k=16000$ N/m.....	91
Figura 5.2. PSD del desplazamiento de la masa suspendida para $k=16000$ N/m.....	92
Figura 5.3. PSD de la aceleración de la masa suspendida para $k=16000$ N/m.....	92
Figura 5.4. Desplazamiento masa suspendida para $k=22000$ N/m.....	93
Figura 5.5. PSD del desplazamiento de la masa suspendida para $k=22000$ N/m.....	93
Figura 5.6. PSD de la aceleración de la masa suspendida para $k=22000$ N/m.....	94
Figura 5.7. Desplazamiento masa suspendida para $k=16000$ N/m.....	94
Figura 5.8. PSD del desplazamiento de la masa suspendida para $k=30000$ N/m.....	95
Figura 5.9. PSD de la aceleración de la masa suspendida para $k=30000$ N/m.....	96
Figura 5.10. PSD posición de la masa suspendida	97



Figura 5.11. Desplazamiento de la masa suspendida	97
Figura 5.12. PSD aceleración de la masa suspendida.....	99
Figura 5.13. Deflexión del neumático	100



Índice de tablas

Tabla 4.1. Parámetros del sistema de suspensión	81
Tabla 4.2. Valores de distancia en el sistema mecánico.....	84
Tabla 5.1. Valores PSD para la posición de la masa suspendida	98
Tabla 5.2. Valores PSD para la aceleración de la masa suspendida.....	100

1 INTRODUCCIÓN

La industria del automóvil es actualmente, la mayor industria de fabricación del mundo, siendo el automóvil un bien indispensable para la sociedad actual.

Los diferentes tipos de vehículos existentes se han desarrollado con el objetivo de transportar cosas o personas. Este transporte debe realizarse en las mejores condiciones posibles tanto para la carga como para los ocupantes del vehículo, minimizando las vibraciones y aceleraciones producidas por la interacción con el entorno, lo cual provocará una menor fatiga y mayor grado de confort para los ocupantes, sean seres humanos o animales. Esta consideración referente al confort toma especial importancia en el caso del conductor, que podrá mantener mayores niveles de concentración y, por tanto, de seguridad.

La misión de mantener las mejores condiciones posibles durante el viaje está encomendada al sistema de suspensión, que también debe cumplir otro requisito importante: mantener el contacto entre el neumático y la carretera. Esta segunda función es más importante que la primera, ya que de ella depende la posibilidad de controlar el vehículo.

Es por ello, que el sistema de suspensión es de vital importancia en un vehículo automóvil, por lo que en este proyecto se trata de dar una explicación de forma clara y sencilla sobre los distintos tipos de sistemas de suspensiones. También se explica el funcionamiento y actuación del sistema de suspensión frente a una excitación externa, por medio de la simulación de un modelo de suspensión de cuarto de vehículo.



Mediante la simulación por ordenador se puede reproducir el comportamiento de cualquiera de las partes que forman un sistema mecánico. En la actualidad, la potencia de los equipos informáticos es suficiente para realizar simulaciones con la mayoría de software específico para el desarrollo de modelos de sistemas mecánicos. Los modelos permiten evaluar el comportamiento del sistema en diferentes situaciones, pudiendo realizar modificaciones en el modelo, evitando producción de nuevos prototipos en el desarrollo de un sistema mecánico cada vez que se efectuaba una modificación en el diseño.

Los programas de simulación que existen en la actualidad permiten obtener un alto grado de precisión en el comportamiento del sistema simulado. Se puede definir a la simulación como el proceso de diseño un modelo de un sistema real y realizar experimentos con él para entender el comportamiento del sistema o evaluar los cambios en el sistema tras la modificación del modelo.

En el caso de la simulación de un sistema de suspensión se necesitará un programa de simulación que permita el modelado de mecanismos de lazo abierto y cerrado, que contengan juntas, fuerzas, restricciones y cuerpos en movimiento (sistemas multicuerpo). Además, el software de simulación deberá realizar el análisis matemático y poder obtener importantes deducciones de una forma eficaz y rápida, evitando el análisis de ecuaciones matemáticas complejas como ecuaciones diferenciales.

1.1 Objetivos

El objetivo principal que se pretende conseguir con el presente Proyecto Fin de Carrera es el estudio del comportamiento de la suspensión de un vehículo automóvil. Para ello, se va a utilizar un modelo de suspensión de cuarto de vehículo que simula el comportamiento de la suspensión ante excitaciones externas. A su vez, se usarán distintos resortes en la suspensión para comparar los resultados obtenidos con las diferentes rigideces de cada uno de ellos, determinándose así la adecuación de su utilización en el estudio del grado de confort para los pasajeros y la seguridad del vehículo.



Para la elaboración de las simulaciones creadas por ordenador, se utiliza la herramienta SimMechanics del programa MATLAB, siguiéndose los siguientes pasos:

- * Modelado de la suspensión con la herramienta SimMechanics de MATLAB.
- * Realización de un estudio analítico del modelo para cada resorte y cálculo de las posiciones iniciales de las masas suspendida y no suspendida.
- * Simulación del modelo de suspensión para los distintos resortes utilizados.
- * Análisis y comparativa de los resultados obtenidos tras la simulación.
- * Conclusiones tras la evaluación de los resultados obtenidos.

1.2 Estructura del proyecto

El presente proyecto consta de siete capítulos siendo el primero de ellos la presente Introducción.

En el capítulo 2 “Sistemas de Suspensión de un vehículo automóvil”, se describen los diferentes tipos de suspensiones existentes y los elementos que forman dichas suspensiones, así como su funcionamiento físico.

En el capítulo 3 “Sistemas Multicuerpo”, se explica el concepto de “sistema multicuerpo”, exponiendo los distintos tipos de coordenadas, uniones y restricciones que forman la estructura de dichos sistemas.

En el capítulo 4 “Modelado”, se exponen los conceptos básicos de la herramienta SimMechanics de MATLAB y el proceso de modelado del cuarto de vehículo en dicha herramienta para su posterior simulación dentro del mismo programa.

1. INTRODUCCIÓN



En el capítulo 5 “Resultados de la simulación”, se muestran los resultados obtenidos tras la simulación sobre el modelo de suspensión de cuarto de vehículo para los diferentes resortes al someterlos a una entrada tipo escalón. En este apartado, se observan los desplazamientos y aceleraciones verticales de las masas suspendida y no suspendida, así como también el estudio de los modos de vibración del sistema.

En el capítulo 6 “Conclusiones y desarrollos futuros”, se presentan las principales conclusiones obtenidas durante la realización de las simulaciones en el modelo de suspensión y las posibles líneas de investigación que amplíen el desarrollo de este proyecto.

El último capítulo está dedicado al conjunto de referencias bibliográficas empleadas.

2 SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO AUTOMÓVIL

2.1 Suspensión de un vehículo automóvil

El sistema de suspensión de un vehículo es el conjunto de elementos que unen el chasis de un automóvil con la superficie rodante, tiene como misión mantener el contacto entre la rueda y la carretera y la absorción de las irregularidades del terreno para conseguir, por una parte un mayor control y seguridad del vehículo y, por otra, la comodidad de los ocupantes.

Una suspensión debe tener dos cualidades; la elasticidad, para evitar golpes secos en el bastidor debidos a las irregularidades del terreno y la amortiguación, que impida un excesivo balanceo de los elementos que constituyen la suspensión.

Con respecto a la suspensión, el peso del vehículo se divide en dos partes:

- La masa suspendida, que comprende todos los elementos cuyo peso es soportado por el chasis o bastidor (motor, carrocería, caja de cambios, etc.).
- La masa no suspendida, que abarca el resto de partes del vehículo como la suspensión, los brazos de la dirección, trapecios, manguetas, discos de freno, etc. es la parte del vehículo que está permanentemente en contacto con la calzada.



El sistema de suspensión se puede considerar como parte de la masa no suspendida que enlaza con la masa suspendida por medio de una unión elástica: ballestas, muelles, barras de torsión, dispositivos neumáticos, de caucho, etc., que no solamente amortiguan los golpes que las ruedas transmiten al bastidor, sino también los que el mismo peso del coche devuelve a las ruedas a causa de la reacción.

Otra función del sistema de suspensión es la de dar protección a los órganos del vehículo, para conseguirlo se diseña la suspensión de manera que la mayor parte de la energía sea absorbida por los elementos amortiguadores y que los momentos producidos por estas fuerzas sean lo más pequeños que sea posible.

Además de estos objetivos fundamentales que debe cumplir cualquier sistema de suspensión, este debe realizar funciones tan importantes como soportar el peso del vehículo, mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera en curvas o reducir el efecto de las fuerzas excitadoras[1][2].

2.2 Componentes de la suspensión

En el sistema de suspensión hay dos funciones principales a realizar: almacenar y absorber energía. Estas dos funciones las realizan normalmente dos componentes distintos: los elementos elásticos, comúnmente llamados resortes, y los elementos amortiguadores.

2.2.1 Elementos elásticos de la suspensión

Los elementos elásticos de la suspensión son los elementos destinados a almacenar la energía cinética que posee la masa no suspendida con respecto a la suspendida para devolverla más tarde. Idealmente, un elemento elástico debería devolver el cien por cien de esa energía que absorbe cuando la rueda se desplaza verticalmente para posteriormente devolverla a su posición original, pero en la realidad no es así. Esto marca principalmente las diferencias entre los distintos tipos de elementos elásticos que se utilizan en un sistema de suspensión.

Además tiene como función la de sostener el peso del cuerpo del coche (la llamada “masa suspendida”) [1].

- **Ballestas:**

Las ballestas están constituidas por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas, que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan (ver figura 2.1). La hoja superior, llamada hoja maestra, va curvada en sus extremos, formando unos ojos en los que se montan unos casquillos o “silentblocks” para su acoplamiento al soporte del bastidor, por medio de pernos o bulones. La segunda hoja puede ser de la misma longitud, pero las demás van disminuyendo su tamaño y siendo más curvadas.

El número de hojas y su espesor está en función de la carga que han de soportar. Todas las hojas se unen en el centro mediante un tornillo pasante con tuerca, llamado «capuchino» y se mantienen alineadas por abrazaderas para evitar que se abran en abanico [1][2].

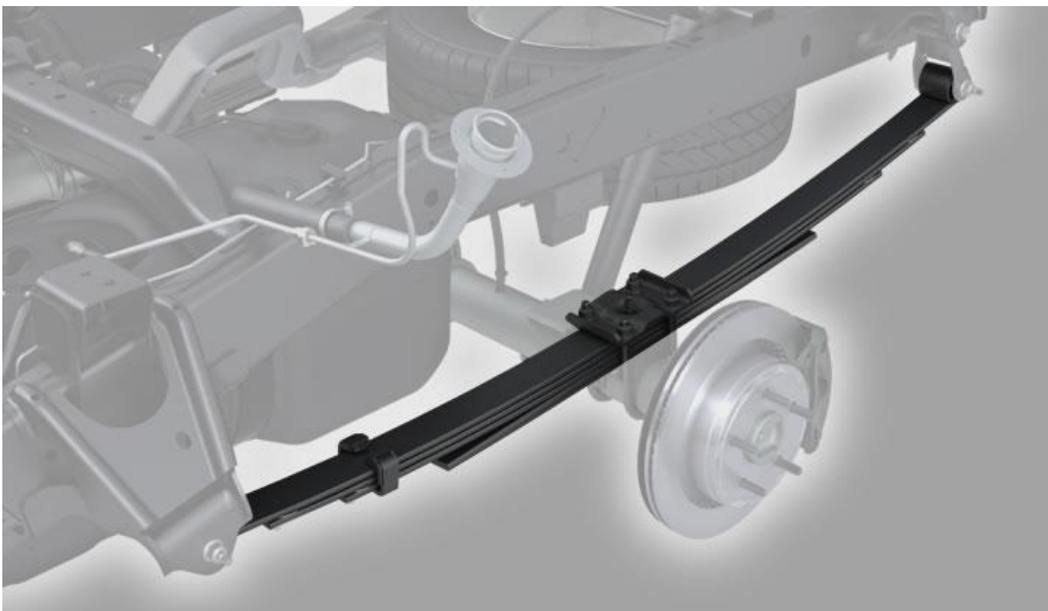


Figura 2.1. Ballesta

La ballesta, que presenta cierta curvatura, tiende a ponerse recta al subir la rueda con las desigualdades del terreno, aumentando con ello su longitud. Por este motivo, su unión al chasis deberá disponer de un sistema que permita su alargamiento.

Generalmente, este dispositivo se coloca en la parte trasera de la ballesta y consiste en la adopción de una gemela que realiza la unión al chasis por medio de un tornillo pasante (véase figura 2.2).



Figura 2.2. Gemela montada en una ballesta

La principal característica de las ballestas es su elevada rigidez, que depende del espesor y ancho de las hojas, así como del número de hojas utilizadas. La rigidez de las ballestas es lineal en relación al desplazamiento de la rueda, por lo que tienen una constante de rigidez, que se calcula de diferente modo según el tipo y configuración de la ballesta.

Las ballestas, debido a su construcción, presentan un rozamiento que actúa como amortiguamiento parásito que no podemos controlar, ya que depende del coeficiente de rozamiento entre láminas, y este a su vez del estado de limpieza y engrase de las ballestas. Es preferible que la función de amortiguamiento la realice en su totalidad un elemento específico, por la mejora en control que esto implica.

La tendencia actual en las ballestas es a tener menos hojas y menos curvas, llegando a tener sólo una con los nuevos materiales compuestos, que pueden reducir en gran medida el problema del elevado peso y el de la fricción entre hojas. La suspensión por ballestas suele emplearse en vehículos dotados de puentes delantero y trasero rígidos [2].



- **Barras de torsión:**

Las barras de torsión son elementos de la suspensión realizados en acero reforzado que absorben la energía "retorciéndose", es decir, trabajando a torsión.

Su funcionamiento está basado en el principio de que, si a una varilla de acero elástico, sujeta por uno de sus extremos, se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, la varilla tenderá a retorcerse, volviendo a su forma primitiva, por su elasticidad, cuando cese el esfuerzo de torsión. Para ello, el esfuerzo aplicado no debe provocar la superación del límite elástico del material de la barra, lo que causaría una deformación permanente en ella, y por tanto, una variación en su comportamiento.

La barra de torsión está sujeta al bastidor y se conecta indirectamente con la rueda. En algunos casos el extremo trasero de la barra esta fijo al chasis y el delantero al brazo de control de la suspensión, que actúa como palanca; al moverse verticalmente la rueda, la barra se tuerce. Las barras de torsión pueden estar montadas longitudinalmente o transversalmente y están hechas de una aleación tratada por calor para el acero, durante la fabricación son precisamente estiradas para darles una resistencia contra la fatiga.

Las barras de torsión tienen una rigidez lineal en relación al desplazamiento de su brazo de palanca (sea este un brazo de la suspensión o una barra específica para este propósito) multiplicado por el ángulo de torsión de la barra. Las barras de torsión pueden tener diversos tipos de sección transversal, como forma oval o rectangular, pero la más utilizada es la sección de forma circular (véase figura 2.3).

En cuanto a su diseño en una suspensión, una barra de torsión necesita puntos de anclaje muy fuertes, cojinetes en los que rodar y, en la mayoría de los casos, un brazo de palanca para poder ejercer torsión sobre la barra.

Apenas disipan energía por fricción, por lo que poseen una capacidad de absorción de energía mayor que las ballestas. En lo relativo al peso, y concretamente al peso no suspendido, se suele considerar menos de la mitad del peso de la barra de torsión como peso no suspendido, lo que sitúa este sistema como el más favorecido en este aspecto [2][3].



Figura 2.3. Barra de torsión

- Muelles helicoidales:

Los muelles helicoidales están contruidos por una varilla de acero de diámetro comprendido, generalmente, entre 10 y 15 mm, enrollado en forma de hélice. Sus espiras extremas se hacen planas para obtener un buen asiento, tanto en la zona superior como en la inferior.

El diámetro del muelle varía en función de la carga que ha de soportar. La forma más común para la forma de la sección transversal de la varilla (llamada normalmente “hilo”) es la circular, aunque también hay hilos de sección elíptica o rectangular.

Asimismo, el área de la sección puede ser constante o decreciente a lo largo de su longitud. Se debe evitar el aplastamiento total del muelle en apoyos fuertes y con ello la pérdida de control del vehículo. Para que esto no se produzca, se procura que trabaje entre la mitad y los dos tercios de la carga de aplastamiento.

La figura 2.4 muestra el aspecto típico de unos muelles helicoidales de sección circular.

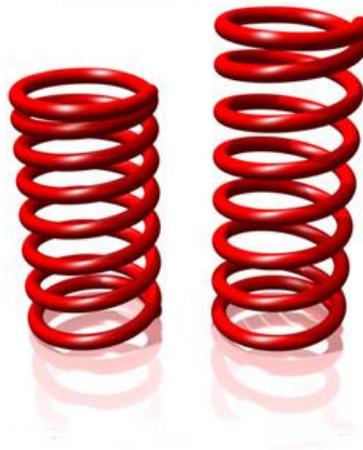


Figura 2.4. Muelles helicoidales

La flexibilidad del muelle está en función del diámetro de la varilla utilizada, del número de espiras, del ángulo de inclinación de las mismas, del diámetro del muelle y de la calidad del acero empleado para su construcción. Variando sus características constructivas, se puede conseguir que la suspensión se comporte de diferentes maneras.

En la figura 2.5 se muestra un esquema de las principales características de un muelle:

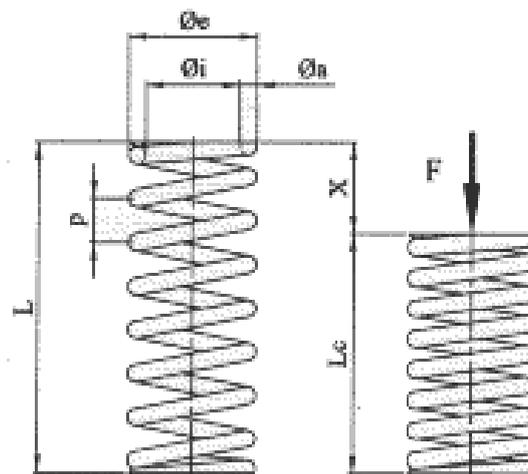


Figura 2.5. Principales parámetros de un resorte helicoidal



Los parámetros que caracterizan a un resorte son:

- ϕ_n (diámetro del hilo): Este parámetro describe el espesor del hilo empleado para fabricar el muelle.
- ϕ_e (diámetro exterior)
- ϕ_i (diámetro interior)
- p (paso): Distancia media entre dos espiras activas de un muelle.
- L (longitud libre): La longitud libre de los muelles de compresión se mide con un estado no comprimido del muelle después de un primer bloqueo.
- L_c (longitud de compresión): La longitud del muelle sometido a una carga de valor F
- X (desplazamiento): Es la diferencia entre la longitud libre y la longitud en su deformación.

Su rigidez tiene un carácter lineal, proporcional a la deflexión longitudinal o desplazamiento del muelle, por lo que posee una constante de rigidez 'k', expresada en la relación:

$$F = k * X$$

Con la utilización de muelles helicoidales cónicos, en los que el diámetro de las espiras va disminuyendo progresivamente de un extremo a otro, se consigue flexibilidad progresiva, a medida que se comprime el muelle.

También existen muelles progresivos en los que la distancia entre las espigas puede ser mayor en el centro que en los extremos del muelle para, de esta forma, aumentar la rigidez progresivamente al aumentar la compresión que soporta el muelle debida a la carga. La figura 2.6 muestra un ejemplo de muelle progresivo [1][3].



Figura 2.6. Muelle helicoidal progresivo

La principal ventaja del resorte helicoidal sobre la ballesta es la ausencia casi total de fricción interna, lo que permite confiar la absorción de energía al amortiguador, mucho más fácil de controlar. Los muelles helicoidales son mucho más eficientes en su función de almacenar energía, pero necesitan reaccionar verticalmente entre sus puntos de anclaje.

Las suspensiones actuales son mayoritariamente a base de muelles helicoidales, sobre todo con amortiguadores telescópicos montados concéntricamente con ellos (disposición “coil-over”), lo que permite un importante ahorro de espacio. Cabe citar su poco peso y el hecho de que no precisan mantenimiento [3][4][5].

2.2.2 Elementos de amortiguación de la suspensión

Los elementos de amortiguación son los elementos encargados de devolver al resorte a su posición de equilibrio en el mínimo tiempo posible, absorbiendo la energía cinética transmitida a la masa suspendida y reduciendo el tiempo en el que varía la carga sobre los neumáticos limitando las oscilaciones que se producen en el movimiento de los elementos elásticos de la suspensión. Sin este amortiguamiento una vibración persistiría indefinidamente.



El amortiguamiento adecuado es una solución de compromiso entre el requerido para detener una vibración a la frecuencia natural del sistema provocada por una sola excitación y el hecho de que cuanto mayor sea el amortiguamiento, mayor será la perturbación sufrida por la masa suspendida con cada irregularidad del terreno.

La combinación ideal es un muelle no demasiado duro, que sea sensible a cualquier oscilación, con un amortiguador firme, que sea verdaderamente el que soporte las cargas debidas a la conducción, haciendo que la carrocería oscile lo mínimo posible.

Aunque existen diferentes tipos de amortiguamiento, el amortiguamiento de tipo viscoso es el mas utilizado en automoción, concretamente el de los amortiguadores hidráulicos, ya que su comportamiento se aproxima bastante bien a un amortiguamiento proporcional a la velocidad entre las masas suspendidas y no suspendida, de proporcionalidad variable.

Este tipo de amortiguadores son capaces de ejercer una fuerza que se relaciona con la velocidad del pistón de manera lineal, por lo que tiene una constante que se denomina coeficiente de amortiguamiento [1][4][6].

Cuando un coche pasa por un bache, los resortes almacenan la energía absorbida en el proceso, y la "devuelven" aproximadamente con su mismo valor. Si no existieran los amortiguadores, la carrocería del vehículo oscilaría continuamente. La función del amortiguador es pues controlar esas oscilaciones transformando la energía que almacena el resorte en calor. La figura 2.7 muestra el aspecto de unos amortiguadores hidráulicos.

El principio de funcionamiento del amortiguador es sencillo: un pistón unido a la carrocería a través de un vástago de fijación desliza en el interior de un cilindro unido a la rueda y lleno de un fluido (aceite o gas). Una serie de orificios calibrados en el pistón permiten el paso del fluido entre las dos cámaras en que queda dividido el cilindro, frenando así la oscilación de la carrocería.



Figura 2.7. Amortiguadores hidráulicos

Existen dos tipos de amortiguadores hidráulicos telescópicos, que son los más utilizados en automoción, los de doble tubo o bitubo y los de un solo tubo o monotubo.

2.2.2.1 Amortiguadores bitubo

Los amortiguadores bitubo constan de dos cámaras una interior y otra de reserva (véase figura 2.8). Hay válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamada válvula de pie. Pueden ser presurizados (de aceite y gas) o no presurizados (aceite).

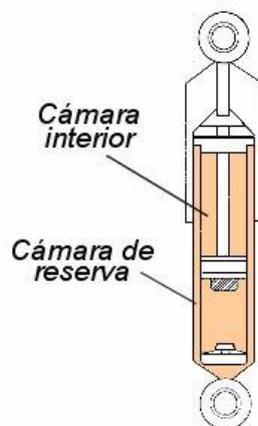


Figura 2.8. Esquema simplificado de un amortiguador bitubo

En este tipo de amortiguadores, cuando el vástago penetra en el interior del cuerpo del amortiguador, el aceite contenido en la cámara interior fluye sin resistencia a través de los orificios del pistón hacia el espacio generado al otro lado del mismo. Simultáneamente, una cierta cantidad de aceite se ve desplazada debido al volumen ocupado por el vástago en la cámara interior. Este aceite forzosamente pasa por la válvula de pie hacia la cámara de reserva (llena de gas en caso de los presurizados).

La fuerza de amortiguamiento viene dada por la resistencia que impone la válvula de pie al paso del aceite. En la figura 2.9 se muestra un esquema completo de un amortiguador bitubo [6].

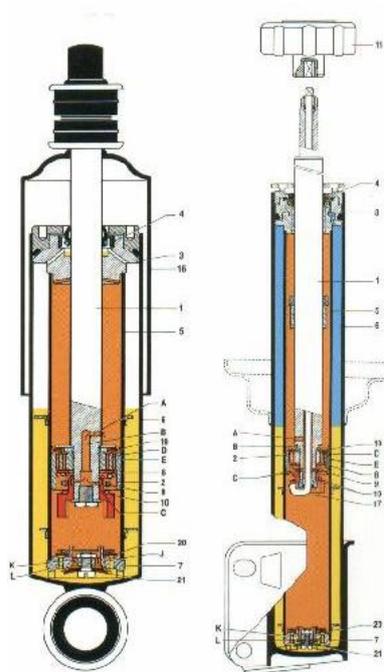


Figura 2.9. Esquema completo de un amortiguador bitubo no presurizado (izquierda) y presurizado (derecha)

2.2.2.2 Amortiguadores monotubo

Los amortiguadores monotubo constan de dos cámaras principales. Una contiene aceite y la otra gas a presión (véase figura 2.10) y están separadas por un pistón flotante que no posee válvulas, al contrario que el pistón principal [6].

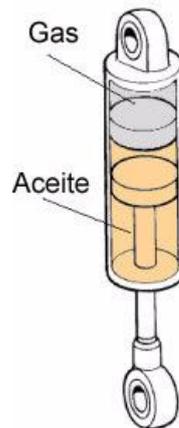


Figura 2.10. Esquema simplificado de un amortiguador monotubo

En este tipo de amortiguadores, cuando el vástago penetra en el interior del cuerpo del amortiguador ocupa un espacio en el interior de la cámara de aceite que se compensa con una cámara de volumen variable, generalmente rellena de gas presurizado a presión. Mediante el pistón flotante se consiguen dividir las dos cámaras.

Al empujar el vástago, la presión que ejerce el aceite sobre dicho pistón flotante hace que la zona del gas se comprima, aumentando la presión a ambos lados (gas y aceite). A su vez, el aceite se ve obligado a pasar a través de las válvulas del pistón principal.

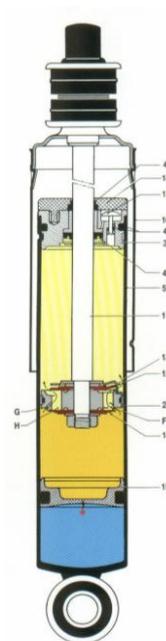


Figura 2.11. Esquema completo de un amortiguador monotubo



La fuerza de amortiguamiento viene dada por la resistencia que oponen dichas válvulas al paso del aceite. La figura 2.11 muestra un esquema completo de un amortiguador monotubo [2][4][6].

2.2.3 Otros elementos de la suspensión

- **Barra estabilizadora:**

Cuando el vehículo toma una curva, la acción de la fuerza centrífuga carga el peso del coche sobre las ruedas exteriores, con lo cual, la carrocería tiende a inclinarse hacia ese lado comprimiendo las ruedas exteriores. Para evitar que suceda, se montan barras estabilizadoras sobre los ejes, que consisten, esencialmente, en una barra de acero elástico, cuyos extremos se fijan a los soportes de suspensión de las ruedas de un mismo eje.

De esta forma, al tomar una curva, como una de las ruedas tiende a bajar y la otra a subir, se crea un par de torsión en la barra que absorbe el esfuerzo e impide que la carrocería se incline a un lado, manteniéndola estable. Ese movimiento vertical hacia arriba de la rueda exterior se transmite a la rueda interior a través de la barra, que tiende a bajar la carrocería del lado interior comprimiendo el muelle. El mismo efecto se produce cuando una de las ruedas encuentra un bache u obstáculo, creando, al bajar o subir la rueda, un par de torsión en la barra que hace que la carrocería se mantenga en posición horizontal. De esta forma se consigue sumar la acción de los dos muelles. En la figura 2.12 se muestra un ejemplo de barra estabilizadora [4][5].

En realidad, las barras estabilizadoras tienen tres efectos. En primer lugar, con sus conexiones a ambos lados de la suspensión, ejerce una resistencia al balanceo. En segundo lugar, actúan en parte también como muelle, especialmente sobre la rueda exterior. Y en tercer lugar, afectan a la distribución entre ejes de la transferencia de pesos que tiene lugar.

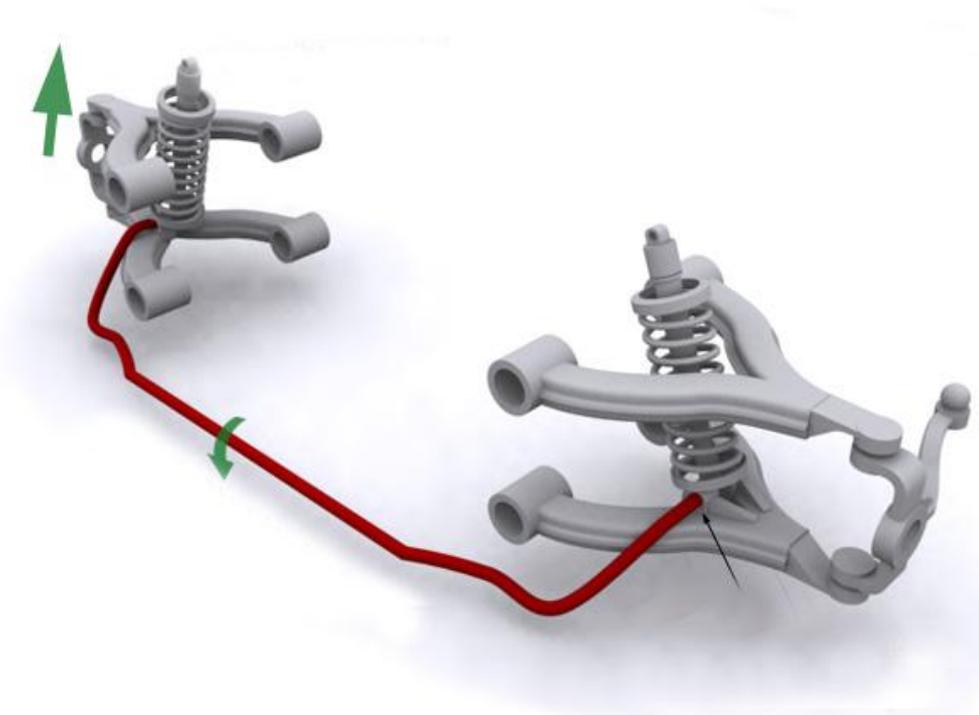


Figura 2.12. Barra estabilizadora

Este efecto de torsión en la barra que produce la transferencia de peso de la rueda interior a la curva hacia la exterior, aumenta la adherencia en la rueda exterior, pero sólo si esa rueda está en condiciones de “aguantar” la sobrecarga. De esta manera, la estabilizadora, a la vez que limita el balanceo, aumenta la adherencia transversal de la rueda exterior. Si, por geometría de la suspensión o por reparto de pesos estático del vehículo, esa rueda no se encuentra en ese momento en óptima situación para admitir el incremento de peso, el efecto de la transferencia de peso es negativo: aumenta la deriva exageradamente, sobrepasa el máximo de la curva de adherencia y, por tanto, disminuye la fuerza lateral que es capaz de generar.

En este caso, al producir la disminución de esta fuerza, provocamos que el vehículo tienda a deslizar de ese eje. Si se está haciendo referencia al delantero tenderá a subvirar o a contrarrestar un comportamiento sobrevirador. Si se está haciendo referencia al trasero, la tendencia será a producir el sobreviraje, o a paliar un comportamiento subvirador.

Los factores que intervienen en el funcionamiento de la barra estabilizadora son, además de la rigidez propia del material, el diámetro de la sección de la barra y la longitud de brazo de palanca que tengan las bielas en los extremos. Si la barra es muy rígida puede llegar al límite y por tanto a levantar la rueda interior.

Existen diseños de barra estabilizadora con rigidez variable, mediante el cambio de la posición del anclaje de la biela con la rueda, o mediante el cambio del momento de inercia de la sección en el sentido transversal al plano de giro de la biela. Un sistema de este tipo es el llamado “de cuchillas” (“blades” en inglés), en el que se usan bielas que pueden ser giradas en su eje longitudinal, como se ve en la figura 2.13 [4].

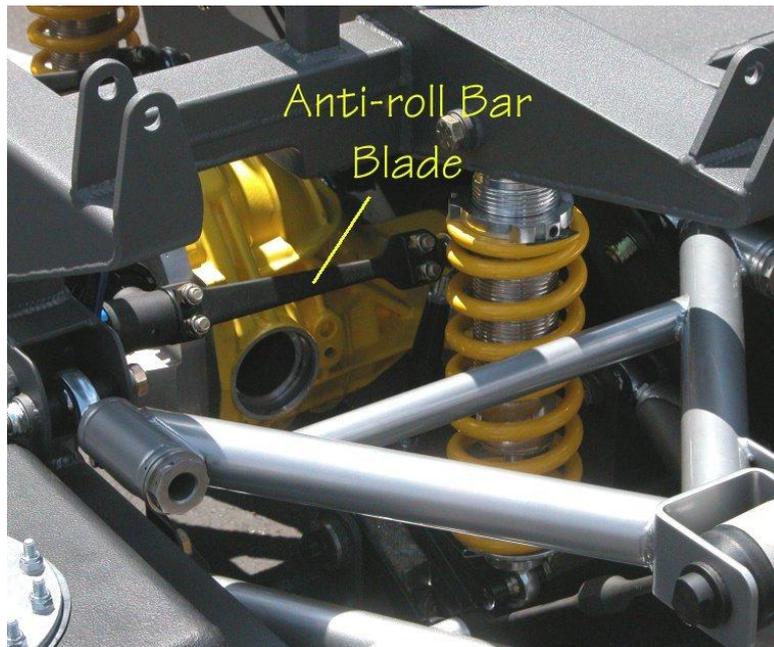


Figura 2.13. Barra estabilizadora ‘de cuchillas’

- **Silentblocks:**

Los “silentbolcks” son elementos aislantes formados por dos manguitos de acero unidos entre sí por un casquillo de goma vulcanizada, caucho u otro material elastómero (véase figura 2.14) que se interpone a presión entre ambos. Se utilizan para unir las suspensiones al chasis amortiguando las reacciones en los apoyos de forma que no existan piezas móviles metálicas en contacto. Su misión es conseguir un buen aislamiento y permitir que las suspensiones trabajen correctamente. Algunos “silentblocks” tienen piezas metálicas intermedias y elementos de diferente flexibilidad, para inducir un ángulo al elemento de suspensión al que están unidos. Mediante este tipo de “silentblocks” se consiguen los llamados «ejes auto direccionales» [3].



Figura 2.14. Silentblocks

2.3 Tipos de suspensiones

La clasificación de los diferentes sistemas de suspensión puede realizarse atendiendo a diferentes criterios pero, dado que en la práctica se encuentran casi tantos tipos distintos como modelos de vehículos hay en el mercado, no puede establecerse como absoluta ninguna de estas clasificaciones.

Generalmente, las suspensiones se clasifican en dos grandes grupos: suspensiones de eje rígido o dependiente y suspensiones independientes. La diferencia conceptual principal entre ellos es que, en los primeros, el movimiento de una rueda afecta al de la otra, por estar ambas conectadas entre sí rígidamente, cosa que no sucede en los sistemas independientes, por lo que el movimiento de una rueda no depende del de la otra. En la figura 2.15 se puede ver la diferencia entre ambos tipos de suspensiones [4].

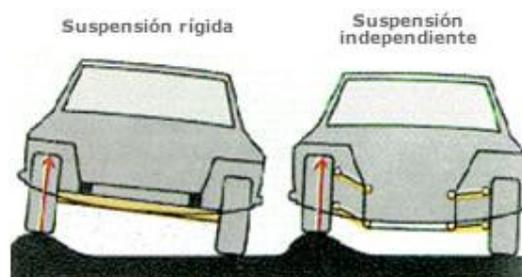


Figura 2.15. Comparación entre suspensión rígida e independiente

2.3.1 Sistemas de suspensión de eje rígido

En los sistemas de suspensión de eje rígido (llamados “beam axle” en inglés), las ruedas están montadas a cada extremo de una viga rígida, de manera que el movimiento de una rueda en un eje es transmitido a la otra rueda, produciendo pares giroscópicos en ambas y haciendo que las dos ruedas tengan la misma caída y dirección (véase figura 2.16).

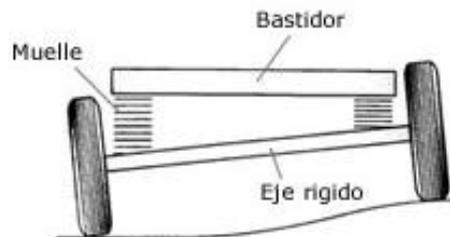


Figura 2.16. Suspensión rígida

En este tipo de suspensiones la parte no suspendida tiene un peso importante y, por tanto, el comportamiento del vehículo será peor. La principal ventaja de las suspensiones por eje rígido es que la caída de las ruedas no se ve afectada por el balanceo del coche, por lo que se obtiene un contacto más uniforme entre la rueda y la carretera y, con ello, una mejor adherencia, minimizándose así el desgaste de los neumáticos. Por contrapartida es muy susceptible de sufrir vibraciones en la dirección.

Las suspensiones de eje rígido han dejado paso a las del tipo independiente en la actualidad y la mayoría de ellas se usan exclusivamente en los ejes traseros debido a los problemas que ocasionan en la dirección [4][5].

- Puente trasero “De Dion”

El puente trasero “De Dion” fue usado en los primeros tiempos del automóvil, por la entonces famosa marca francesa “De Dion-Bouton”.

Este sistema se compone de la combinación de un diferencial y palieres montados en el chasis, y un tubo lateral telescópico que une las dos ruedas del eje.

Con esto se combina la virtud de los ejes rígidos, de no permitir cambio de ángulo de caída de las ruedas ante cualquier recorrido de la suspensión, y por otro lado, disminuye las masas no suspendidas, asimilándose a una suspensión independiente y, por tanto, mejorándose la estabilidad del coche al disminuir el peso de la masa ‘no suspendida’.

Sin embargo, esta solución añade complejidad, porque requiere del doble de juntas para los palieres, con lo que la disminución de peso ya no es tan notable. En la figura 2.17 puede verse un esquema que incluye un eje “De Dion” [3].



Figura 2.17. Suspensión tipo “De Dion”

- Tipo “Hotchkiss”

El sistema de suspensión tipo “Hotchkiss” consta de un eje rígido con el diferencial integrado y que está montado al bastidor por medio de una ballesta semielíptica longitudinal para cada rueda, que se ancla aproximadamente en el punto medio de la ballesta. Para el amortiguamiento de las oscilaciones se acompaña con un par de unidades hidráulicas telescópicas.

El sistema provee flexibilidad en sentido vertical, para que la ballesta funcione como resorte, pero la sujeción en las otras direcciones es bastante escasa, especialmente en dirección lateral, y también se hace susceptible a sufrir movimientos de torsión, debido a la progresiva disminución de la rigidez en las ballestas, para buscar mayor confort. En la práctica este sistema es el que resulta más ineficaz, por ello se utiliza en aplicaciones donde el comportamiento dinámico no sea relevante debido a que es el sistema más barato. Puede verse un ejemplo de este tipo de suspensión en la figura 2.18 [3].

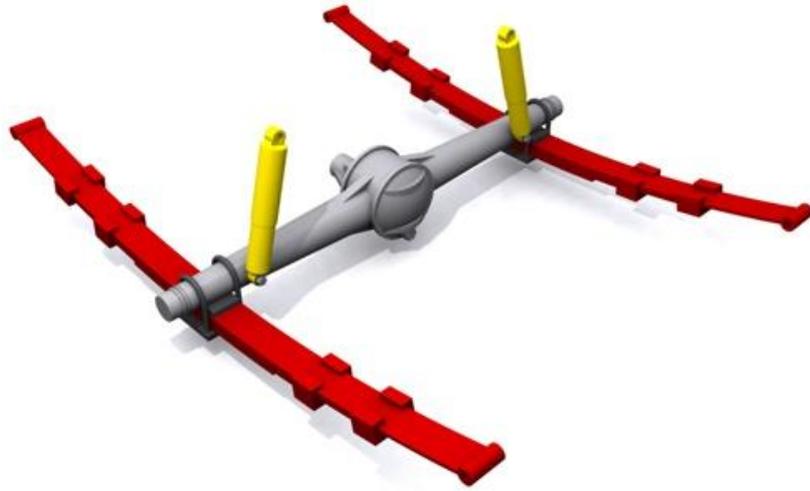


Figura 2.18. Suspensión tipo “Hotchkiss”

- Eje rígido con resorte helicoidal

La suspensión de eje rígido con resorte helicoidal toma como base la suspensión tipo “hotchkiss”, con la diferencia de que en este tipo de suspensión se prescinden de las ballestas como elemento elástico y se las sustituyen por unos muelles helicoidales. Por un lado se perderá su función como elemento fijador de la rueda, por lo que será necesario el uso de un par de brazos longitudinales para guiar a las ruedas. Estos sistemas son más avanzados, y permiten una mejor sujeción del eje, así como una mejor absorción de impactos por emplear como resortes muelles helicoidales.

Los amortiguadores que acompañan a los resortes helicoidales se pueden montar de forma concéntrica con estos (disposición “coil-over”) o de forma separada, como en la figura 2.19, lo que permite mayor compacidad [3].

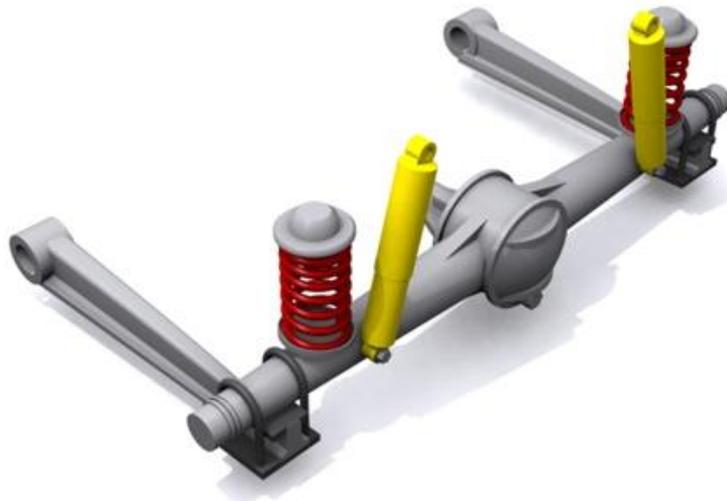


Figura 2.19. Suspensión de eje rígido con muelles helicoidales y brazos tirados

- Tipo “Cuatro barras”

El sistema de suspensión de tipo “Cuatro barras” (llamado “4-link” en inglés) es otra alternativa para controlar el eje si se sustituyen las ballestas por muelles helicoidales. El control del eje se efectúa mediante cuatro brazos, repartidos en parejas para cada rueda: los inferiores toman la función de control longitudinal del eje, mientras que los superiores se encargan del par motor, del frenado y de las fuerzas laterales. Existe una variante con los brazos superiores paralelos, y otra con ellos dispuestos en ángulo. O incluso reemplazados por un solo brazo triangular, como se ve en la figura 2.20 [3].

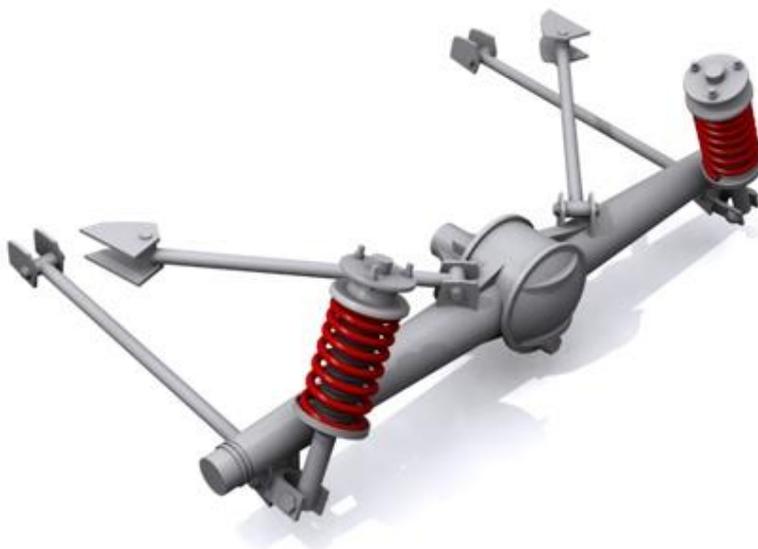


Figura 2.20. Suspensión tipo “4 barras”

2.3.2 Sistemas de suspensión independientes

Las suspensiones de tipo independiente son aquellas que permiten un movimiento vertical para cada rueda independiente del que tenga la otra rueda del mismo eje.

La suspensión independiente exige menos espacio respecto a la suspensión con el eje rígido y reduce las masas no suspendidas, ya que se suprime el eje y se enlaza cada rueda separadamente al bastidor del vehículo (véase figura 2.21). Este tipo de suspensión limita las desviaciones de la rueda impactada, de modo que se mejora la adherencia al suelo sobre calzadas en mal estado y en las curvas. Además, tienen una mejor resistencia a vibraciones de la dirección y una mayor rigidez al balanceo.

Sin embargo, este tipo de suspensiones tienen la desventaja de que el balanceo de la carrocería afecta al ángulo de caída de los neumáticos, y dado que este resulta fundamental para un buen apoyo de los mismos y, consecuentemente, un mayor agarre, es muy importante compensar este problema optimizando la geometría y/o haciendo uso de sistemas auxiliares de resistencia al balanceo, como por ejemplo, las barras estabilizadoras [4].

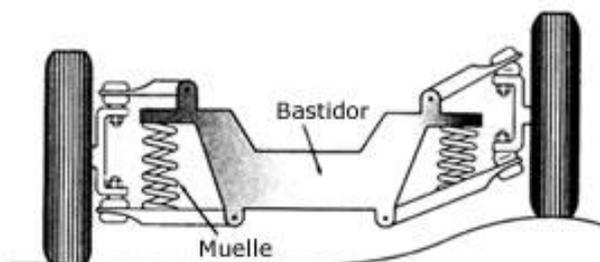


Figura 2.21. Suspensión independiente

- Brazos Tirados

El sistema de suspensión de brazos tirados se caracteriza por tener dos elementos soporte o "brazos" en disposición longitudinal que van unidos por un extremo al bastidor y por el otro a la mangueta de la rueda. Si el eje es de tracción, el grupo diferencial va anclado al bastidor. En cualquier caso las ruedas son tiradas o arrastradas por los brazos longitudinales que pivotan en el anclaje de la carrocería.

Debido a su ubicación longitudinal, los brazos controlan el cabeceo, y también absorben fuerzas de frenado y aceleración, lo cual les impone grandes exigencias de resistencia estructural.

El centro de balanceo en vista frontal se halla en el suelo, y no existe cambio en el ángulo de caída con el recorrido, pero, dado que las ruedas permanecen paralelas al chasis, sí se produce cambio de caída con el balanceo. Por geometría no se produce ningún cambio de convergencia, pero sí puede producirse por deflexión.

Este sistema de suspensión ha dado un gran número de variantes cuyas diferencias estriban fundamentalmente en cuál es el eje de giro del brazo tirado en el anclaje al bastidor y cuál es el elemento elástico que utiliza. En la figura 2.22 se muestra un ejemplo de sistema por brazos tirados, en este caso, dobles brazos tirados.

Un tipo de variante de esta suspensión es la de brazos unidos por un eje torsional. Este tipo de suspensión se puede considerar como una suspensión semi-rígida o semi-independiente. Se puede ver un ejemplo de este tipo de suspensión en la figura 2.23.

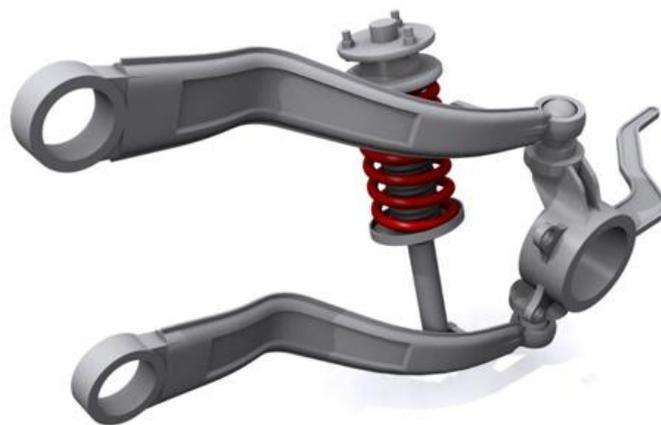


Figura 2.22. Suspensión de brazos tirados

La traviesa o tubo que une las dos ruedas tiene forma de "U", por lo que es capaz de deformarse un cierto ángulo cuando una de las ruedas encuentra un obstáculo, para después una vez pasado el obstáculo volver a la posición inicial.

Las ruedas están unidas rígidamente a dos brazos longitudinales unidos por un travesaño que los une y que se tuerce durante las sacudidas no simétricas, dando estabilidad al vehículo. Esta configuración da lugar, a causa de la torsión del puente, a una recuperación parcial del ángulo de caída de alto efecto de estabilización, características que junto al bajo peso, al bajo coste y al poco espacio que ocupan la hacen ideal para instalarla junto con otros componentes debajo del piso, normalmente en la suspensión trasera de vehículos con tracción delantera [3][5].

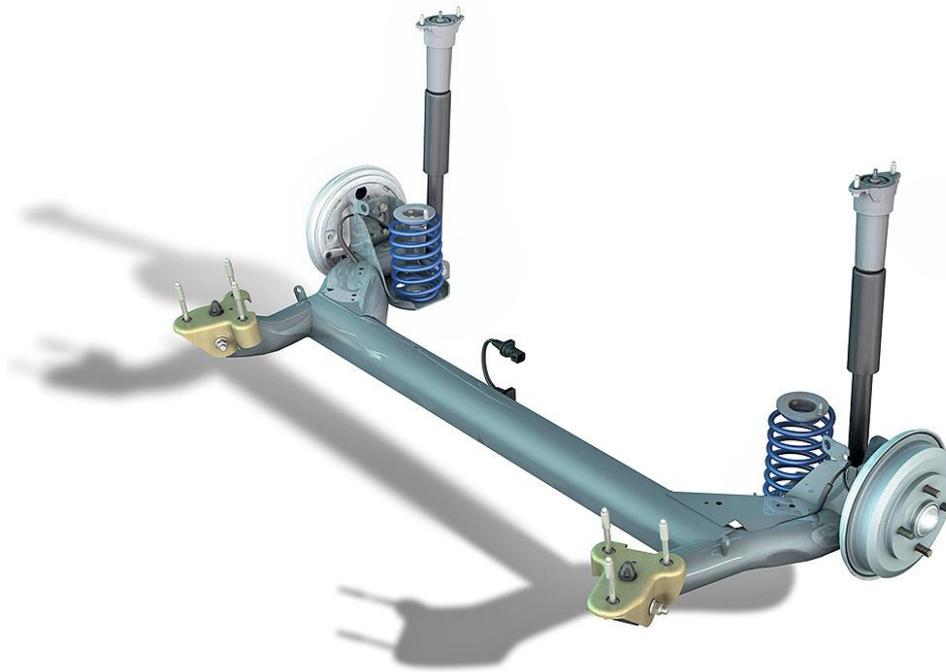


Figura 2.23. Suspensión unida por eje torsional

- Dobles triángulos superpuestos

La suspensión de dobles triángulos superpuestos (llamada “double wishbone” en inglés) también es denominada como suspensión por paralelogramo deformable. El nombre «paralelogramo deformable» se debe a los dos elementos superpuestos de la suspensión paralelos que forman un par de lados opuestos del paralelogramo, los otros dos lados son el bastidor y la rueda. Se dice que es deformable porque la forma del paralelogramo cambia cuando la suspensión se comprime o se extiende.

En las variantes posteriores de ese sistema no había realmente un paralelogramo porque los lados opuestos no eran paralelos. El paralelogramo deformable más común inicialmente tenía como elementos de unión dos triángulos superpuestos (véase la figura 2.24).



Figura 2.24. Suspensión de dobles triángulos superpuestos

Este sistema es el más utilizado en los coches de competición, por su gran flexibilidad de diseño, que permite adaptarla para cumplir casi cualquier requisito con gran eficacia y menor compromiso que otros sistemas de suspensión. Consta de dos brazos transversales en forma triángulos que se disponen uno sobre otro, articulándose ambos tanto con el chasis como con la rueda. Los brazos pueden tener la misma o diferentes longitudes y la disposición del muelle y el amortiguador puede ser de “coil-over” o de forma separada, anclándose a la rueda directamente, o al brazo inferior de la suspensión, o de forma indirecta, mediante varillas empujadoras (las llamadas “pushrod” que se ven en color azul en la figura 2.25 montadas en la suspensión de un F1), lo que les permite estar instalados dentro del chasis (denominado “inboard” en inglés), y ganar centrado de masas y disminución de masas no suspendidas.

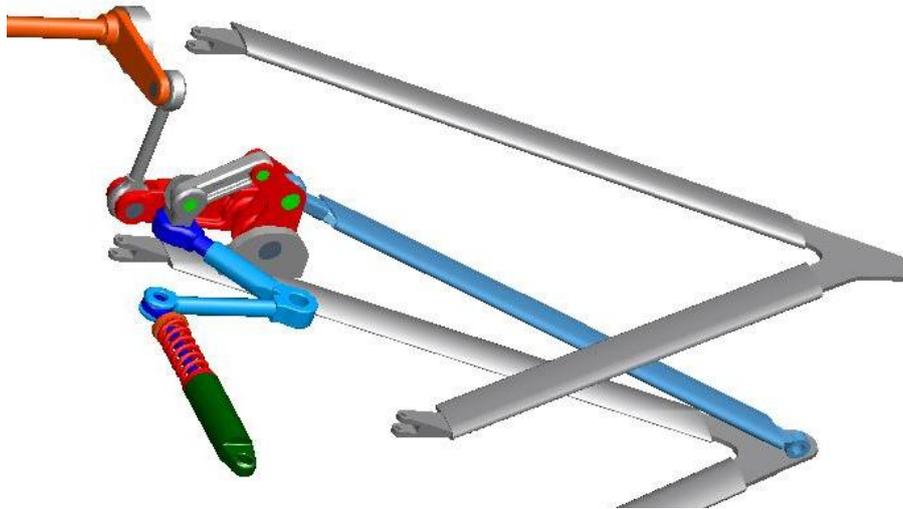


Figura 2.25. Pushrod

El guiado paralelo, que se consigue con barras de igual longitud arriba y abajo, mantiene el ángulo de caída durante el movimiento de la suspensión pero produce variaciones del ancho de vía que acababan produciendo una caída positiva como consecuencia de las inclinaciones de la carrocería, lo que ocasionaba un desgaste irregular y muy severo de los neumáticos reduciendo su adherencia en los giros junto con un comportamiento inestable del vehículo en curva.

Para controlar mejor el ángulo de caída es preferible utilizar barras superiores más cortas que las inferiores, de manera que la parte superior de la rueda se acerca más al plano medio del vehículo cuando la suspensión se comprime.

Variando la longitud y orientación de los brazos, así como la posición y el tipo de anclaje, pueden obtenerse infinidad de geometrías. Como la variación del ancho de vía que sufre el coche bajo sollicitaciones verticales o centrífugas disminuye a medida que se aumenta la longitud de los brazos, la primera evolución del sistema fue tratar de ir a brazos para tener un menor variación pero la mejora fue muy escasa y se seguía obteniendo un mal comportamiento del vehículo.

Para intentar reducir la variación del ancho de vía se pensó posteriormente en reducir la longitud del brazo superior y aumentar la del inferior (manteniendo el paralelismo inicial). Así se podrían obtener caídas más favorables, ya que la variación de caída dependía directamente de la diferencia relativa de longitud entre los brazos superior e inferior. Al poco tiempo se comenzó a variar las inclinaciones de los brazos entre sí y las relativas al chasis, consiguiendo que el ancho de vía se mantuviera constante y la caída se redujera, mejorando así el desgaste de los neumáticos y el comportamiento del vehículo.

La suspensión actual de paralelogramo deformable está formada por brazos desiguales y no paralelos (véase figura 2.26). La longitud e inclinación del brazo superior controlan la variación de la caída, que tiende a ser negativa en la rueda que sufre mayor carga.

Cuanto menor sea la longitud del brazo superior y cuanto mas inclinado esté hacia el centro de gravedad, el centro de balanceo se acercará más al centro de gravedad y disminuirá el centro de balanceo estático. La inclinación de las barras y su longitud está limitada por la variación con la carga del centro de balanceo. Si el brazo superior es muy corto y está muy inclinado, el desplazamiento dinámico del centro de balanceo es mayor, es decir, aunque mejora el ángulo de caída de la rueda más externa, contrarrestando la variación debida al balanceo de la carrocería, el ángulo de caída en la rueda interior puede ser desfavorable. Por lo tanto es imprescindible tener un cuidado especial a la hora de diseñar una geometría de la suspensión para conseguir un buen comportamiento del vehículo.

También es necesaria una adaptación para los palieres, que les permita cambiar de longitud con el recorrido de la rueda. Es considerado el sistema con mejor relación resistencia / peso, y además el que menos masa no suspendida tiene [3][4][7].



Figura 2.26. Suspensión actual de paralelogramo deformable de un Audi R8

- Suspensiones Multibrazo o Multilink

Las suspensiones multibrazo se basan en el mismo concepto básico que sus precursoras las suspensiones de paralelogramo deformable, es decir, el paralelogramo está formado por dos brazos transversales, la mangueta de la rueda y el propio bastidor. La diferencia fundamental que aportan estas nuevas suspensiones es que en lugar de los dos brazos que forman los triángulos, en este sistema, cada brazo es individual, articulado por rótulas, para eliminar cargas flectoras (véase en la figura 2.27 una configuración de suspensión multibrazo).



Figura 2.27. Suspensión multibrazo

Los elementos guía de la suspensión multibrazo pueden tener anclajes elásticos mediante manguitos de goma. Gracias a esta variante, las multibrazo permiten modificar tanto los parámetros fundamentales de la rueda, como la caída o la convergencia, de la forma más apropiada de cara a la estabilidad en las distintas situaciones de uso del automóvil. Esto significa que las dinámicas longitudinal y transversal pueden configurarse de forma precisa y prácticamente independiente entre sí, y que puede alcanzarse un grado máximo de estabilidad direccional y confort. Con ello se consigue una menor inclinación de la carrocería a la hora de afrontar las curvas y una mayor adherencia, puesto que permite rectificar constantemente la caída de los neumáticos, de modo que hay un mayor contacto con el asfalto. Para que una suspensión se considere multibrazo debe estar formada al menos por tres brazos. En la figura 2.28 vemos un ejemplo de suspensión multibrazo [3].

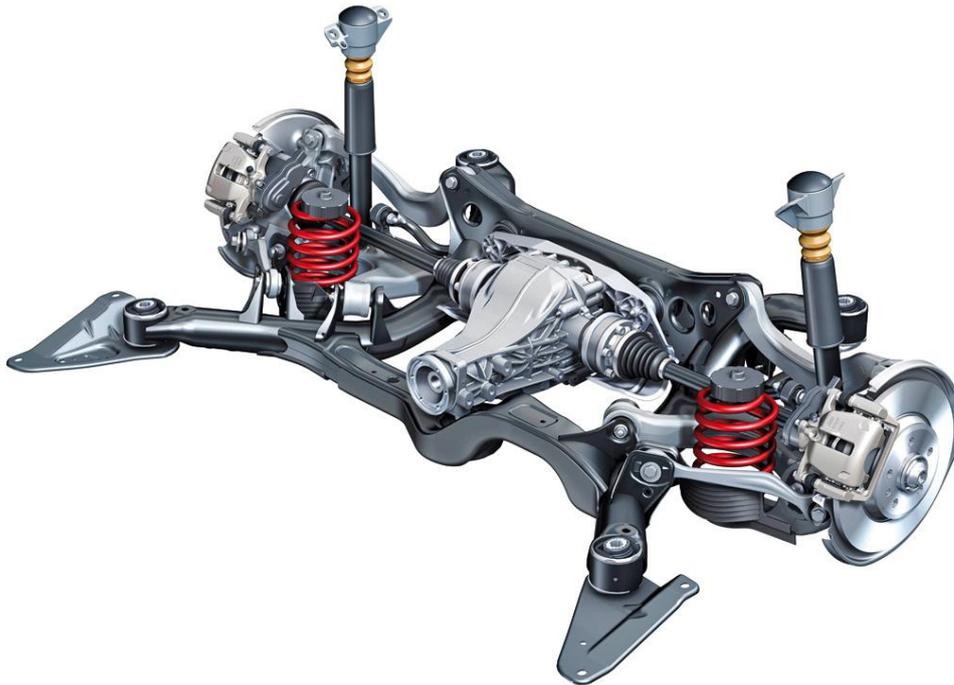


Figura 2.28. Suspensión actual Multibrazo de un Audi A4 Quattro

- Tipo McPherson

Esta suspensión fue desarrollada por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford del cual recibe su nombre. Este sistema es uno de los más utilizados en el tren delantero aunque se puede montar igualmente en el trasero. Este sistema ha tenido mucho éxito por su sencillez de fabricación y mantenimiento, el coste de producción y el poco espacio que ocupa.

La suspensión tipo McPherson forma un mecanismo de tipo triángulo articulado formado por el brazo inferior, el conjunto muelle-amortiguador o “coil-over” (que se encuentra solidariamente unido al buje de la rueda) y el propio chasis (véase figura 2.29).

El muelle de la suspensión McPherson siempre es helicoidal, pero no necesariamente es concéntrico con el amortiguador. Los casos en los que el amortiguador está fuera del muelle helicoidal son muy raros. El lado del triángulo que corresponde al muelle-amortiguador es de compresión libre por lo que sólo tiene un único grado de libertad: la tracción o compresión de los elementos elásticos y amortiguador.



Como elementos de unión entre rueda y bastidor, la suspensión McPherson necesita (además del conjunto amortiguador-muelle) articulaciones en la parte inferior del buje.

Al transmitirse a través del muelle-amortiguador todos los esfuerzos al chasis es necesario un dimensionado más rígido de la carrocería en la zona de apoyo de la placa de fijación, con objeto de absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión.



Figura 2.29. Suspensión tipo McPherson

Esta suspensión se deriva de la suspensión de doble brazo transversal, en la que se ha sustituido el brazo superior por el tubo de un amortiguador, fijado por su extremo inferior, bien porque va embutido dentro de la mangueta (véase figura 2.30) o bien sujeto con tornillos (véase figura 2.30) a la mangueta, y que tiene soldado en su extremo superior un receptáculo para el muelle helicoidal. Dentro del tubo se aloja un amortiguador telescópico, con la barra del pistón unida por medio de un cojinete de empuje axial al centro de la torreta de suspensión, en la que también hay un alojamiento por la parte superior del muelle. El tirante inferior tiene su movimiento restringido en la dirección longitudinal al estar anclado en la barra estabilizadora. El amortiguador con resorte es, además, parte estructural, por lo que tiene que ser capaz de aguantar los esfuerzos de aceleración, frenado y giro [3][4].



Figura 2.30 (a)



Figura 2.30 (b)

Figura 2.30. Suspensión McPherson con extremo embutido en la mangueta (a) y sujeta mediante tornillos (b)

La principal ventaja de la columna McPherson es que las reacciones que la suspensión transmite a la carrocería son recibidas por las partes más rígidas de esta, y además están suficientemente alejadas entre sí. La principal desventaja reside en las fuerzas de rozamiento producidas, que se generan en el amortiguador, al cumplir esta la misión de guiar a la suspensión y estar sujeto a fuerzas perpendiculares a su dirección de trabajo.

Por otro lado, hay que comentar que la fuerza de rozamiento en la guía del amortiguador aumenta con la anchura de los neumáticos, además de precisarse de gran altura para su montaje.

El movimiento de la rueda nunca es perfectamente perpendicular al suelo por dos razones, la primera es que los elementos de unión inferiores describen un arco y el amortiguador se desplaza lateralmente para seguirlo, y la segunda es que el amortiguador tiene una orientación siempre hacia delante en las ruedas delanteras y normalmente hacia afuera en las cuatro ruedas.

Por regla general, este tipo de suspensiones compensan poco el cabeceo del frenado a pesar de que con ella se puede rebajar bastante la situación del centro de balanceo del vehículo, aportan un buen confort, pero apenas aportan ganancia de caída negativa con el recorrido. Se puede apreciar un ejemplo de este esquema en la figura 2.31.

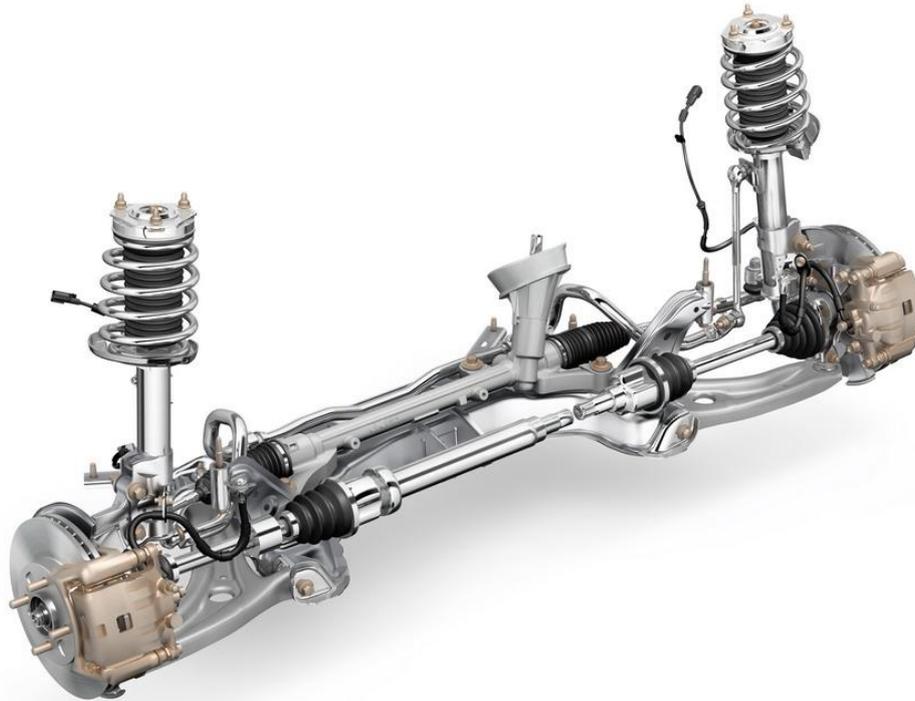


Figura 2.31. Suspensión McPherson de un Ford Fiesta

Existe una variante de esta suspensión denominada “falsa” McPherson que apareció con el tiempo, se trata de una modificación de la suspensión McPherson clásica vista anteriormente. La versión original tenía un brazo transversal y la barra estabilizadora en función de tirante longitudinal.

En versiones posteriores se reemplaza la estabilizadora por otro brazo, o ambos brazos por un triángulo. En ruedas que no son motrices, hay versiones de la suspensión McPherson con dos brazos transversales y uno oblicuo o longitudinal.

Actualmente existen múltiples variantes en cuanto a la sustitución del tirante inferior que pueden ser realizadas por un triángulo inferior, doble bieleta transversal con tirante longitudinal, etc. A estos últimos sistemas también se les ha denominado "falsa" McPherson, aunque en cualquier caso todos ellos utilizan el amortiguador como elemento de guía y mantienen la estructura de triángulo articulado.

La suspensión clásica McPherson dispone de la barra estabilizadora como tirante longitudinal, mientras que las denominadas "falsa" McPherson ya absorben los esfuerzos longitudinales con la propia disposición del anclaje del elemento que sustituye al brazo inferior [4][5].

3 SISTEMAS MULTICUERPO

3.1 Introducción a los sistemas multicuerpo

Un sistema multicuerpo puede considerarse como un conjunto de cuerpos individuales conectados entre sí mediante juntas cinemáticas y/o elementos de fuerza, permitiendo el movimiento relativo entre ellos. Si no existen juntas cinemáticas en el sistema, se dice que el sistema no está restringido, mientras que en el caso de existir al menos una junta cinemática diremos que se trata de un sistema de cuerpos restringidos.

En la figura 3.1 se representan varios cuerpos rígidos unidos con la ausencia de juntas cinemáticas.

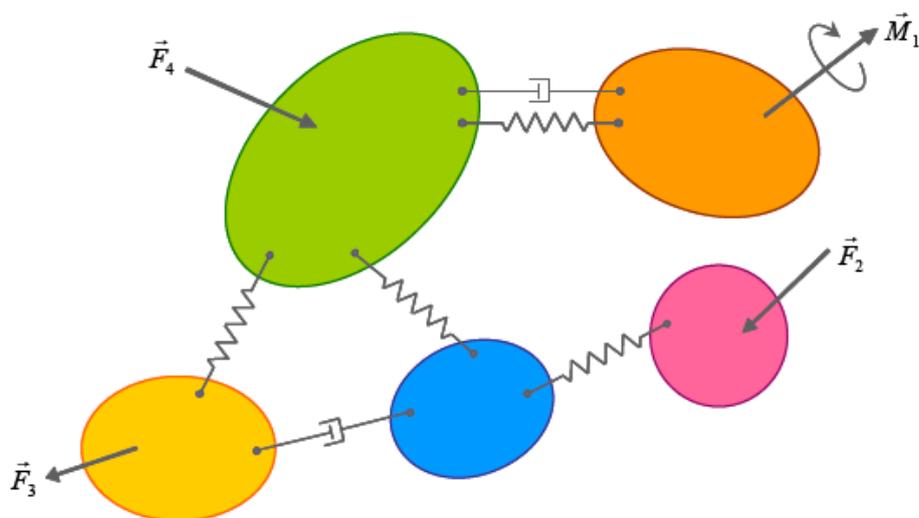


Figura 3.1. Sistema multicuerpo sin restricciones cinemáticas

En la figura 3.2 se representan varios cuerpos rígidos unidos mediante algunas juntas cinemáticas, con sus restricciones correspondientes.

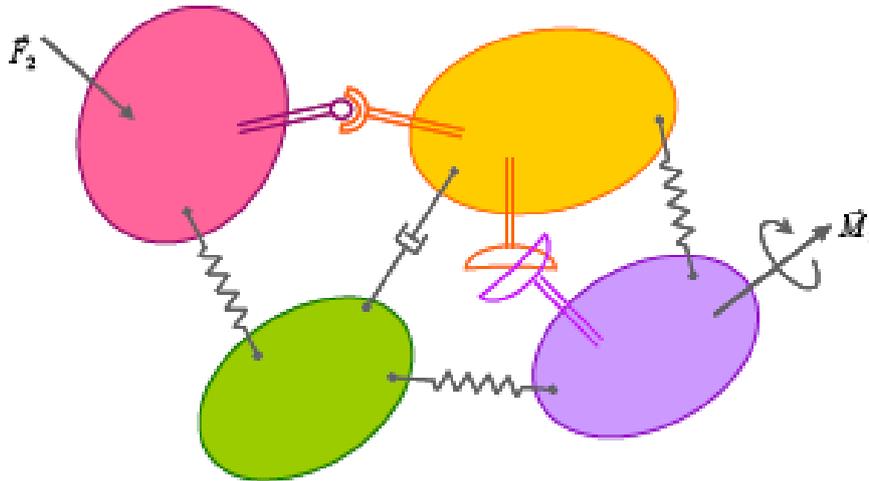


Figura 3.2. Sistema multicuerpo con restricciones cinemáticas

Una de las técnicas analíticas más poderosas de la mecánica consiste en aislar o liberar una porción de un sistema en nuestra imaginación, a fin de estudiar el comportamiento de una de sus partes. Cuando se separa dicha parte, el efecto original del resto del sistema sobre ella se reemplaza por las fuerzas y momentos que actuarían necesariamente en las interfaces de la porción aislada y la eliminada [8].

Y aunque estas fuerzas pueden ser efectos internos ejercidos en todo el sistema, son efectos externos cuando se aplican a la parte aislada. Al subsistema aislado que se produce, junto con todas las fuerzas y momentos atribuibles a efectos externos y a las reacciones con el sistema principal se le denomina diagrama de cuerpo libre.

En el caso de los sistemas multicuerpo, se puede simplificar su análisis dinámico de manera apreciable aislando cada uno de los cuerpos que lo componen, y analizándolos mediante el uso de diagramas de cuerpo libre. Cuando todos los elementos han recibido este tratamiento, pueden reunirse los resultados del análisis realizado para generar información concerniente al comportamiento del sistema total.



Básico para mecanismos multicuerpo es el entender el movimiento de subsistemas (cuerpos o componentes). Algunas de las investigaciones más recientes sobre el movimiento de los cuerpos se agrupan en tres campos diferentes: mecánica del cuerpo rígido, mecánica estructural y mecánica continua [9].

- El término de **mecánica del cuerpo rígido** implica que la deformación del cuerpo es baja, considerando que son pequeñas estas deformaciones y que no afectan al movimiento del cuerpo. El movimiento de un cuerpo rígido en el espacio puede ser completamente descrito usando seis coordenadas generalizadas
- En el campo de la **mecánica estructural**, se considera a la deformación como el principal parámetro a estudiar.
- Entre el estudio del cuerpo rígido y el del mecanismo estructural, se encuentra el extenso campo conocido como **mecánica continua**, donde el movimiento del cuerpo es considerado resultante de un modelo matemático que tiene la desventaja de los casos anteriores.

3.2 Elementos de unión

Los sistemas multicuerpo están unidos mediante elementos de fuerza o juntas, las cuales introducen algunas restricciones de movimiento en las uniones de los cuerpos.

3.2.1 Elementos de fuerza

Resortes:

Los resortes de traslación son los elementos de fuerza más utilizados en los sistemas mecánicos. La acción de un resorte da lugar a la aparición de sendas fuerzas en los puntos de anclaje, con la misma línea de acción, el mismo módulo y sentidos opuestos.

Naturalmente, la dirección de dichas fuerzas es la que une los ambos puntos de anclaje, situados en dos cuerpos distintos del sistema, y el módulo es igual al producto de la constante de rigidez del resorte, k , por el alargamiento que este ha experimentado, Δl .

En el caso de que el muelle esté traccionado, las fuerzas que aparecen tratarán de acercar entre sí los dos cuerpos, mientras que si está comprimido intentarán alejarlos. En la figura 3.3 se representa un resorte dentro de un sistema multicuerpo [8][10].

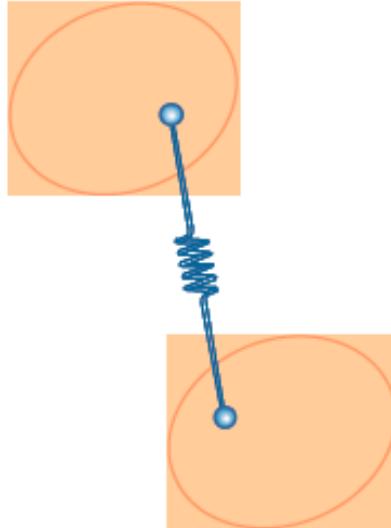


Figura 3.3. Resorte

Amortiguadores:

El comportamiento de los amortiguadores es similar al de los resortes, sólo que dan lugar a la aparición de fuerzas que se oponen a la velocidad relativa entre sus extremos, y no al desplazamiento relativo entre los mismos. En la figura 3.4 se representa un amortiguador dentro de un sistema multicuerpo [8].

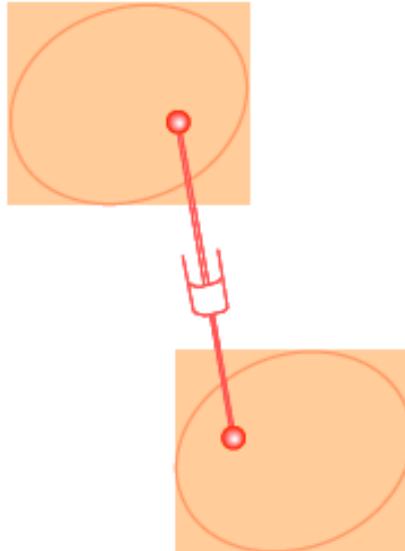


Figura 3.4. Amortiguador

Actuadores:

Los actuadores proporcionan una pareja de fuerzas, que puede ser constante o dependiente del tiempo, sobre los dos cuerpos a los que están anclados. Como en el caso de los elementos de fuerza anteriores, estas fuerzas comparten la misma línea de acción, tienen el mismo módulo pero sentidos opuestos. En la figura 3.5 se representa un actuador dentro de un sistema multicuerpo [8].

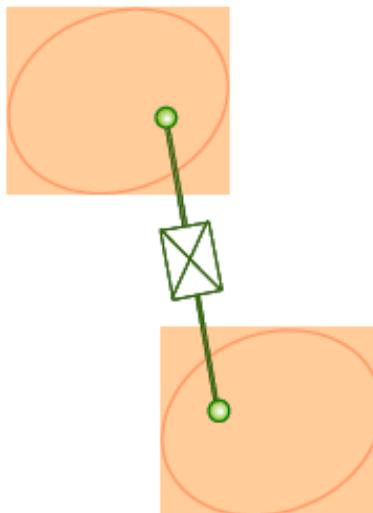


Figura 3.5. Actuador

3.2.2 Juntas cinemáticas

Una junta o “par cinemático” es una conexión entre dos o más eslabones, en sus nodos, que permite algún movimiento entre los eslabones conectados.

Las cadenas cinemáticas pueden ser abiertas o cerradas. Un mecanismo cerrado no tendrá puntos de conexión o nodos con apertura, y puede tener uno o más grados de libertad. Un mecanismo abierto con más de un eslabón tendrá siempre más de un grado de libertad, y con esto necesitará tantos actuadores como grados de libertad tenga [9].

- Par prismático o de traslación:

Se compone de un cuerpo prismático que se mueve dentro de otro hueco de la misma forma, o viceversa. El movimiento queda restringido a una traslación paralela a las aristas del prisma (véase figura 3.6).

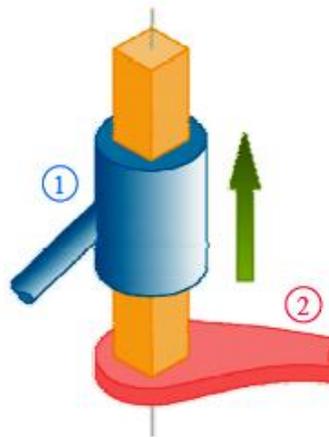


Figura 3.6. Par de traslación

Como puede verse en la figura, el elemento 2 solamente puede trasladarse respecto al 1 en una dirección determinada. Si se considera el movimiento de ambos cuerpos en el plano, el sistema mecánico que forman tiene cuatro grados de libertad: los tres correspondientes al elemento 1, que está libre, más el asociado al desplazamiento del segundo eslabón respecto al primero.

Si ambos elementos estuvieran libres, y por lo tanto no constituyesen un par cinemático, tendrían un total de seis grados de libertad (tres cada uno); por tanto, el par prismático de traslación disminuye en 2 el número de grados de libertad [8].

- Par de rotación o de revolución:

En un par de rotación o revolución, un elemento gira respecto al otro, con un único posible movimiento de rotación alrededor de un eje de revolución concreto (véase figura 3.7).



Figura 3.7. Par de rotación

Como se ve en la figura, el cuerpo 2 solamente puede girar respecto al 1 alrededor de un eje determinado. Si se considera el movimiento de ambos elementos en el plano, este par tiene cuatro grados de libertad: los tres propios del elemento 1, más el giro del elemento 2 respecto al 1.

Al igual que antes, si ambos elementos estuvieran libres, y por lo tanto no formasen un par cinemático, tendrían seis grados de libertad (tres cada uno), por lo que el par de rotación o revolución disminuye en dos el número de grados de libertad [8].

- Par helicoidal:

El par helicoidal se compone de un sólido de núcleo cilíndrico dotado de un filete helicoidal, que se mueve dentro del hueco correspondiente labrado en el otro miembro. Su posible movimiento viene definido por una traslación paralela a las generatrices del cilindro, más una rotación alrededor del eje del mismo, de tal modo que cada punto siga una trayectoria helicoidal (véase figura 3.8).

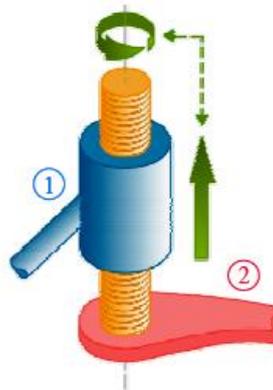


Figura 3.8. Par helicoidal

Como puede observarse en la figura, el elemento 1 gira y se desplaza respecto al 2, pero el ángulo girado está relacionado con el desplazamiento por medio del paso del filete helicoidal. Un ejemplo de este par cinemático lo constituyen un tornillo junto con su tuerca.

Aunque los movimientos del cuerpo 1 son dos (giro y desplazamiento), solamente tiene un grado de libertad, ya que para cada ángulo girado, la traslación que se produce queda determinada por el paso de la hélice [8].

- Par cilíndrico:

El par cilíndrico está formado por un sólido cilíndrico que se mueve dentro de otro de la misma forma. Sus posibles movimientos son una rotación alrededor del eje del cilindro y una traslación a lo largo del mismo.

En la figura 3.9 se muestra un esquema de este tipo de par cinemático, y puede observarse cómo el elemento 1 puede girar libremente respecto al elemento 2 y además también puede desplazarse libremente respecto a este, sin que exista ninguna ley que pueda relacionar ambos movimientos.

Si el elemento 1 se moviese libremente en el espacio, tendría seis grados de libertad, mientras que al existir el par cilíndrico, solamente puede girar respecto a un eje y desplazarse por él. Es decir, sólo tiene dos grados de libertad y por tanto puede decirse que ha perdido cuatro [8].

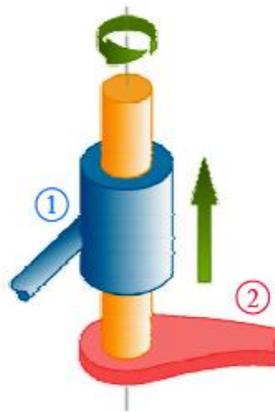


Figura 3.9. Par cilíndrico

- Par plano:

El par plano está constituido por un sólido de bases planas paralelas, que se mueve entre los dos planos de sus bases. El movimiento relativo es una traslación paralela a los citados planos.

En la figura 3.10 se muestra un esquema de este par cinemático, y puede apreciarse cómo el elemento 1 se mueve libremente por el plano del elemento 2, y en consecuencia tiene tres grados de libertad: los dos desplazamientos x e y , más el giro v .

Como el elemento 1 tendría seis grados de libertad si estuviese libre en el espacio, y al formar parte de un par plano solamente tiene tres, este tipo de par cinemático restringe los grados de libertad en tres unidades [8].

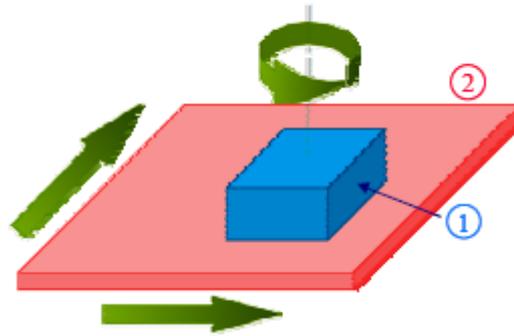


Figura 3.10. Par plano

- Par esférico:

El par esférico está formado por un sólido esférico que se mueve dentro de otro de la misma forma o viceversa. Su posible movimiento es una rotación alrededor del centro de la esfera.

En la figura 3.11 se muestra un esquema de un par esférico, y puede observarse cómo el elemento 1 puede girar libremente respecto a cualquiera de los tres ejes, sin desplazarse respecto al elemento 2. En definitiva, como se dispone de tres posibles rotaciones, tiene tres grados de libertad, que frente a los seis generales del cuerpo libre en el espacio supone una pérdida de tres grados de libertad [8].

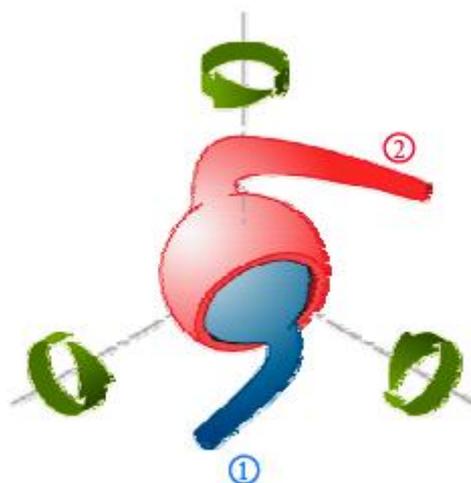


Figura 3.11. Par esférico

- Pares cinemáticos superiores:

Los pares cinemáticos se denominan superiores cuando el lugar geométrico en el que se produce el contacto es lineal o puntual. Hay un número infinito de pares superiores, por lo que estos no pueden clasificarse fácilmente.

Los pares cinemáticos superiores más frecuentes son:

- Par leva-seguidor
- Par guía-corredera
- Palancas rodantes
- Engranajes

En la figura 3.12 se representa un ejemplo de un par cinemático superior, concretamente un engranaje del tipo “piñón-cremallera” [8][9].

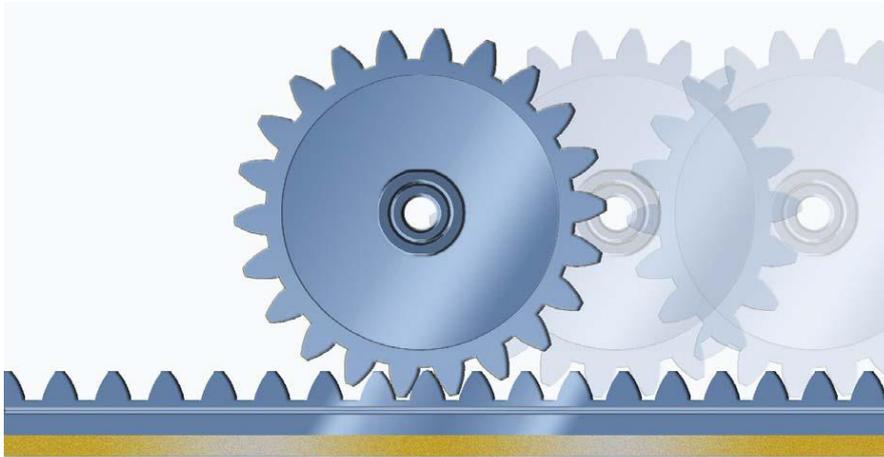


Figura 3.12. Engranaje piñón-cremallera



3.3 Tipos de coordenadas

La elección del sistema de coordenadas más apropiado para el tipo de mecanismo que se desea analizar influye notablemente en la complejidad de la formulación y resolución de las ecuaciones del movimiento, así como en el número de ecuaciones empleadas para plantear el problema. Por ello, conviene prestar suficiente atención a esta etapa del análisis [9][10].

Existen dos grandes grupos de coordenadas:

- **Independientes:** dan lugar a una modelización con tantas coordenadas como grados de libertad tiene el sistema. Pueden presentar problemas de indeterminación al definir la posición del mecanismo.

- **Dependientes:** cuando se utiliza un número de coordenadas mayor al de grados de libertad. La diferencia entre las coordenadas y los grados de libertad es la cantidad de restricciones necesarias para definir correctamente el sistema. Dentro de este segundo grupo se pueden mencionar diferentes tipos:

- Coordenadas cartesianas locales (o de punto de referencia):

Tradicionalmente, para identificar la posición de cada uno de los elementos del sistema multicuerpo respecto al sistema de referencia global XYZ se recurre a la definición de sendos sistemas cartesianos, (ξ, η, ζ) ligados a cada uno de los elementos que componen el sistema multicuerpo, y que evolucionan solidariamente con el miembro al que se han fijado (véase figura 3.13).

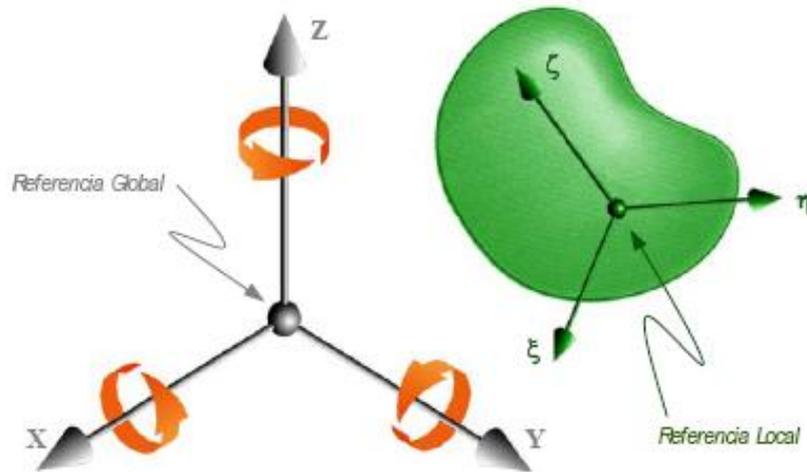


Figura 3.13. Sistema de referencia local

De este modo, para especificar la posición de cada cuerpo basta con indicar las coordenadas cartesianas globales del punto en el que se encuentra el origen de la referencia local que evoluciona solidariamente con él.

En cuanto a su orientación, en los sistemas planos es suficiente con definir un ángulo que indique la orientación del sistema local respecto al global, mientras que en el espacio se necesitarán tres coordenadas angulares que definan unívocamente la orientación de los ejes locales respecto a los globales [8][9].

- Coordenadas relativas (o lagrangianas):

Cuando se trabaja con coordenadas relativas, en lugar de definir la posición y orientación de cada elemento respecto al sistema global de referencia, lo que se hace es referirlas al miembro contiguo, mediante un ángulo, una distancia, o bien mediante combinaciones de ambos. Así, las distancias se asocian con los grados de libertad que permiten el desplazamiento relativo entre ambos cuerpos, mientras que los ángulos se aplican en los casos en que existe posibilidad de giro.

En la figura 3.14 se muestran tres pares cinemáticos con su configuración en el espacio, y se señalan las coordenadas relativas que se utilizan.

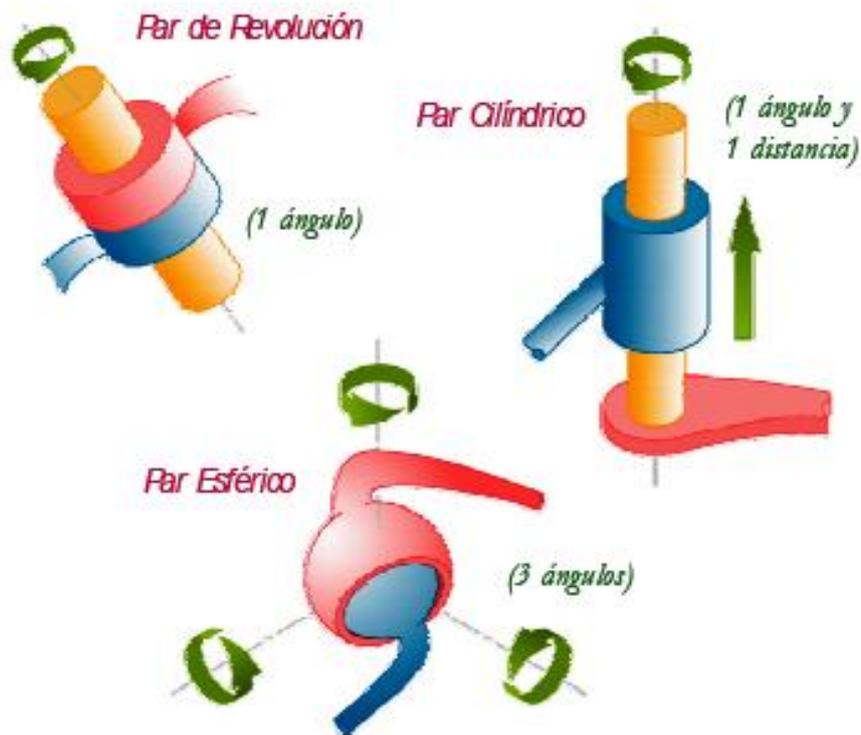


Figura 3.14. Pares cinemáticos espaciales con sus coordenadas relativas

En general, para posicionar cada uno de los elementos se necesitan menos parámetros que en el caso de emplear coordenadas locales; concretamente, tan sólo se necesita una variable por cada uno de los grados de libertad permitidos en el movimiento relativo entre el cuerpo que se pretende localizar y el cuerpo respecto al cual se están refiriendo las coordenadas.

Una vez conocidas la posición y orientación globales de uno de los miembros del sistema multicuerpo, así como las coordenadas relativas correspondientes a todos los demás, es posible determinar la posición exacta de todos ellos en el sistema global.

Este tipo de coordenadas resulta especialmente apropiado para trabajar con sistemas multicuerpo abiertos; sin embargo, para sistemas cerrados conducen a una formulación bastante más compleja que la que se obtendría en el caso de definir la configuración del sistema mediante coordenadas locales [8][9].

- Coordenadas básicas (o de punto):

Las coordenadas básicas se pueden considerar como una alternativa a los dos tipos de coordenadas anteriores. Su filosofía de utilización consiste en definir la configuración del sistema tan solo mediante las coordenadas globales de ciertos puntos significativos pertenecientes a cada uno de sus miembros, a los que se llamarán puntos primarios.

Mediante la utilización de estas coordenadas, la posición y orientación de un cuerpo queda definida por al menos dos puntos, necesitándose a lo sumo cuatro puntos en el caso más general. Así, un cuerpo unidimensional (como podría ser una barra de pequeño diámetro), se representaría por dos puntos primarios; un cuerpo bidimensional (como por ejemplo una placa delgada), podría definirse mediante tres puntos; y uno tridimensional por cuatro puntos (véase figura 3.15). Y conociendo las coordenadas globales de todos los puntos primarios de un sólido, se podrían calcular la de cualquier otro punto.

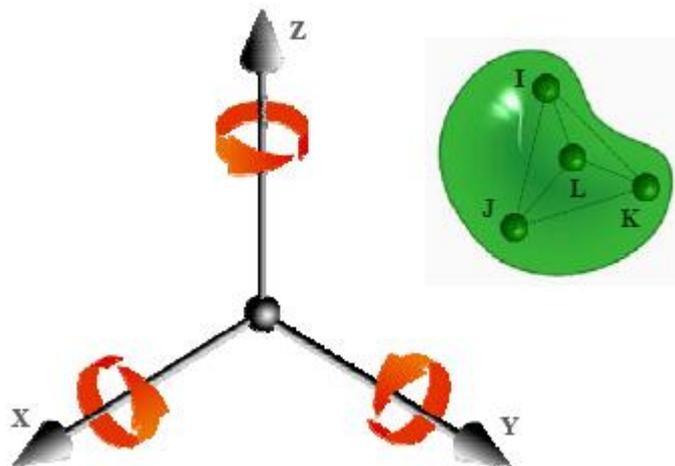


Figura 3.15. Coordenadas básicas de un cuerpo tridimensional

Este tipo de coordenadas presenta la gran ventaja de poder definir la orientación de un cuerpo sin necesidad de recurrir a la utilización de coordenadas angulares, que tienen un tratamiento complicado al trabajar en tres dimensiones. Esto se traduce en una extraordinaria sencillez en la formulación de las relaciones de dependencia entre las distintas coordenadas, que han de tenerse en consideración sea cual sea el sistema de coordenadas elegido, y que se deben a la existencia de restricciones geométricas que limitan el movimiento relativo entre miembros contiguos de un sistema multicuerpo, ligados entre sí por juntas cinemáticas.

Otra de sus ventajas es que resultan igualmente apropiadas para sistemas abiertos o cerrados, cosa que no ocurría con las coordenadas relativas.

Las coordenadas básicas pueden ser consideradas como una evolución de las coordenadas de punto de referencia, en donde los puntos de referencia se desplazan hasta las juntas de unión de los pares cinemáticos. De esta forma, los puntos de referencia son siempre compartidos por dos elementos [8][9].

- Coordenadas naturales:

Las coordenadas naturales proceden de una evolución de las coordenadas básicas. Simplificando, se las podría considerar como el resultado de sustituir algunas parejas de puntos primarios correspondientes a un mismo cuerpo, por uno tan solo de ellos, más un vector que va desde uno de estos puntos hasta el otro, con la salvedad de que en la práctica se emplean vectores unitarios (véase figura 3.16).

De este modo, cada uno de los miembros de un sistema multicuerpo quedaría definido mediante un conjunto de puntos y vectores, cuyas coordenadas y componentes, referidas al sistema global de referencia, definirían de forma unívoca su posición y orientación en el espacio.

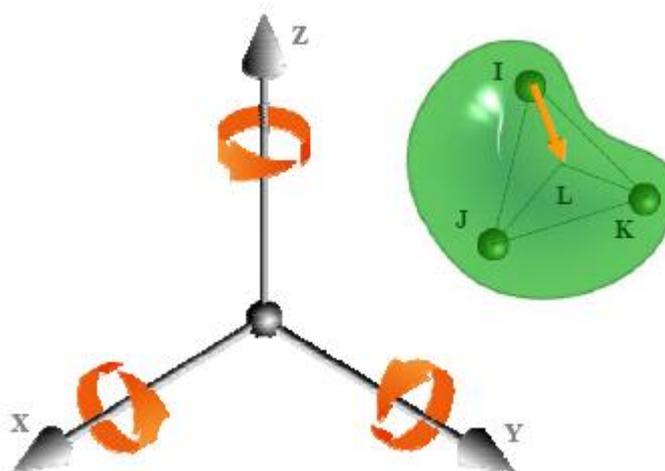


Figura 3.16. Coordenadas naturales



Estas coordenadas presentan las mismas cualidades que las coordenadas básicas, con la ventaja añadida de que la utilización de vectores resulta especialmente apropiada para modelizar las relaciones de dependencia que existen entre las distintas coordenadas [8][9].

- Coordenadas mixtas:

Las coordenadas mixtas no son más que una combinación de los tipos de coordenadas anteriores, y se emplean en algunos casos en los que interesa conocer determinado tipo de desplazamientos relativos entre dos miembros del sistema multicuerpo.

Para ello, con el objeto de facilitar el cálculo de estos desplazamientos en el caso de no trabajar con coordenadas relativas, además del tipo de coordenadas elegido para definir por completo la posición y orientación de cada sólido, se utilizan una serie de parámetros adicionales como, por ejemplo, el ángulo que forman dos cuerpos, o la distancia que hay entre ellos [8][9].

3.4 Base teórica de funcionamiento

Los fundamentos teóricos de los métodos dinámicos actualmente utilizados en la simulación de sistemas multicuerpo se apoyan en la mecánica clásica, concretamente en el planteamiento de las ecuaciones diferenciales del movimiento de sistemas de varios sólidos rígidos con restricciones.

Newton sentó los cimientos de la mecánica al describir de forma completa la mecánica de un punto material sometido a fuerzas centrales. Sin embargo no se encuentra en su obra una descripción del movimiento de los cuerpos extensos, ya sean o no rígidos.



Es entonces cuando comienza a desarrollarse la mecánica del sólido, y fue Euler el que por primera vez precisó matemáticamente los conceptos de masa puntual y aceleración y desarrolló el concepto de “sólido rígido”.

Al trabajo de Euler se sumó el de Bernoulli, D'Alembert y Lagrange, sus trabajos se convertirían en los principios fundamentales de la mecánica, desplazando la mecánica newtoniana pura de Euler y comenzando la línea de desarrollo que culminaría con la elaboración de la llamada "mecánica clásica".

D'Alembert estudio por primera vez la dinámica de varios sólidos rígidos con restricciones ('sistema multicuerpo' en la actualidad), distinguiendo entre fuerzas 'aplicadas' y fuerzas 'de reacción', e intuyó el principio de los trabajos virtuales.

Lagrange profundizó en la mecánica analítica, la cual no se fundamenta en los principios de Newton o Euler sino en los cuatro principios de conservación de la dinámica conocidos en su tiempo: conservación de las fuerzas vivas, conservación del movimiento del centro de gravedad, conservación del momento de la cantidad de movimiento y principio de la mínima acción.

Fue Lagrange quien aplicando un principio variacional a la suma de las energías cinética y potencial llegó a las ecuaciones diferenciales del movimiento prácticamente en la forma en que hoy se utilizan [11].

Las ecuaciones de Lagrange constituyen una formidable síntesis de la mecánica precedente junto a la nueva formulación de las ecuaciones del movimiento de los cuerpos y soluciones originales a problemas realmente difíciles.

Las ecuaciones de Lagrange (también conocidas como Ecuaciones de Euler-Lagrange, o simplemente de Euler) nos permiten contar con un sistema analítico para llegar a las ecuaciones que describen el comportamiento físico de las partículas, pero no se trata, de ningún modo, de una nueva teoría independiente de la teoría Newtoniana.



Las ecuaciones de Euler-Lagrange para la partícula j -ésima se definen como:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = F_j$$

donde:

- q_j son las coordenadas generalizadas de posición, puede ser una distancia, un ángulo, etc.
- \dot{q}_j son las velocidades generalizadas, son las derivadas temporales de las posiciones.
- F_j son las fuerzas generalizadas que actúan sobre la partícula j .
- La función $L(q_j, \dot{q}_j)$ es llamada Lagrangiano y se define como $L = T - V$ donde T es la energía cinética total del sistema y V es la energía potencial del sistema.

$$T = \sum_{i=1}^n T_i = T_1 + T_2$$

$$V = \sum_{i=1}^n V_i = V_1 + V_2$$

La mecánica lagrangiana es una reformulación de la mecánica clásica, en ella la trayectoria de un objeto es obtenida encontrando la trayectoria que minimiza la acción, que es la integral del lagrangiano en el tiempo, siendo este la energía cinética del objeto menos la energía potencial del mismo. La formulación lagrangiana simplifica considerablemente muchos problemas físicos.

Por ejemplo los sistemas de referencia inerciales son tratados en pie de igualdad y a diferencia de las leyes de Newton la forma de las ecuaciones del movimiento no depende del sistema de referencia elegido.

Para poder aplicar estas ecuaciones de una manera eficiente en campos como la ingeniería (principalmente en el campo de la automoción) se hace necesario el uso de ordenadores digitales, apareciendo las formulaciones que dan lugar a programas informáticos basados en coordenadas relativas.



Sin embargo, poco a poco se iban a abrir paso las formulaciones ‘globales’, mucho mas sencillas y versátiles para abordar el estudio de las topologías arbitrarias que surgían en la industria del automóvil, aplicando el uso de coordenadas de puntos de referencia, utilizando ángulos de Euler para determinar la orientación angular.

Tras la solución del problema dinámico inverso, los esfuerzos se concentraron en el problema dinámico directo o problema de la simulación dinámica, que consiste en calcular las aceleraciones en función de las fuerzas, para unas posiciones y velocidades dadas.

Para la resolución del problema dinámico directo se recurrió a métodos recursivos, que no tenían la necesidad de resolver ningún sistema de ecuaciones lineales y podía resolver el problema con un número de operaciones aritméticas proporcional al número de grados de libertad [9][11].

4 MODELADO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

4.1 Modelado en SimMechanics

El programa que se ha utilizado para la modelización y simulación del vehículo ha sido SimMechanics. Se trata de un paquete de software para la simulación mecánica de sistemas multicuerpo. Permite realizar análisis dinámicos, cinemáticos, de dinámica inversa y también estáticos. Se trata de una herramienta de simulación de sistemas mecánicos tridimensionales, capaz de simular un amplio rango de mecanismos de lazo abierto y cerrado, que contengan juntas esféricas, de revolución, prismáticas, cilíndricas, universales, etc.

La ventaja de utilizar este software de simulación es que permite realizar el análisis matemático y, en la mayoría de los casos, poder obtener importantes deducciones de una forma eficaz y rápida. Otra ventaja de este programa de simulación es que su complejidad no aumenta a medida que se añaden más grados de libertad, cosa que no sucede con el análisis matemático.

La simulación sustituye de cierta forma al análisis físico-matemático, pero cabe destacar que para realizar una simulación que represente de buena forma a la realidad se deben tener muy claros los conceptos y principios fundamentales de la física, ya que ningún software emulará en forma totalmente fidedigna a un fenómeno físico.

SimMechanics es una herramienta de MATLAB que permite simular cuerpos en movimiento sin tener que analizar ninguna ecuación diferencial y es una librería de Simulink que facilita la simulación de sistemas mecánicos de forma fácil y eficiente. Cuando se habla de sistemas mecánicos se hace referencia a cuerpos y articulaciones en movimiento (sistemas multicuerpo), además de la monitorización y generación de movimientos.

SimMechanics simula la acción de la gravedad por defecto sobre los cuerpos que forman el sistema mecánico, el cual es representado en esta herramienta mediante bloques. En la figura 4.1 se muestran los diferentes bloques de la librería.

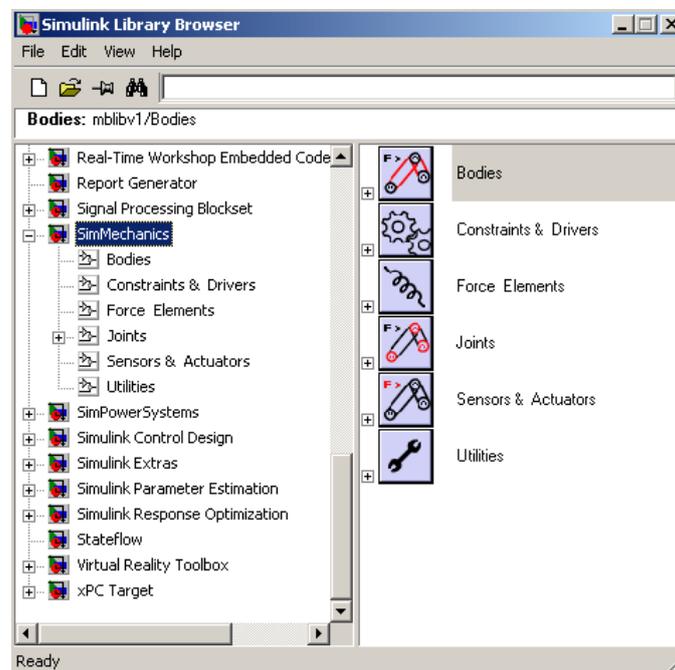


Figura 4.1. Librería SimMechanics

4.1.1 Bloques en SimMechanics

-Cuerpos (“Bodies”)

Los componentes fundamentales de un sistema son los cuerpos rígidos, los mismos que son definidos en SimMechanics como puntos u objetos en el espacio que tienen masa. Existen dos tipos de cuerpos, el primero de ellos es “Ground” (figura 4.2), el cual representa un cuerpo de masa infinita en el espacio y sirve como referencia para las articulaciones y cuerpos en movimiento.

El segundo es el elemento “Body” (figura 4.2) que representa a un cuerpo rígido mediante sus propiedades (masa, momentos de inercia en cada uno de sus ejes, etc.) y su configuración en el espacio (posición y orientación tanto del centro de gravedad, denominado CG, como de los puntos de conexión mecánica del cuerpo, llamados CS en el programa).

Tanto la posición como la orientación pueden ser determinadas con respecto al sistema de coordenadas global (WORLD) o a otro punto de conexión mecánica (CS), por cada CS se crea un sistema de coordenadas local que bien puede ser utilizado como referencia para otro punto o como conexión para un sensor, actuador, etc.

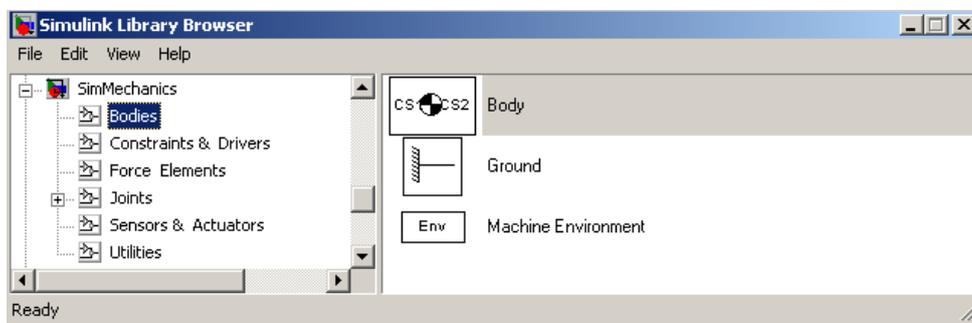


Figura 4.2. Librería “Bodies”

Existe un tercer cuerpo denominado “Machine Environment” que se debe poner en todo sistema de cuerpos rígidos y que es el encargado de permitir la simulación mecánica del sistema (acción de la gravedad, análisis, tolerancias, etc.).

-Limitadores y manejadores (“Constraints & drives”)

Los limitadores y manejadores (figura 4.3) son los encargados de limitar el movimiento entre dos cuerpos mediante restricciones que pueden ser de distancia, velocidad, ángulo, etc.

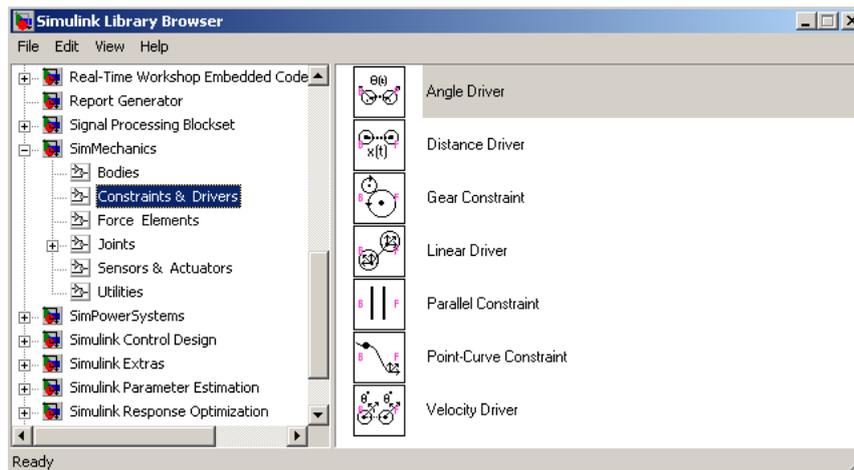


Figura 4.3. Librería “Constraints & Drives”

-Elementos de Fuerza (“Force Elements”)

Los elementos de fuerza (figura 4.4) modelizan un amortiguador y un muelle entre dos cuerpos, o en una articulación entre dos cuerpos, determinando los parámetros de ambos tales como la longitud natural del muelle, la constante de rigidez, la constante de amortiguamiento, etc.

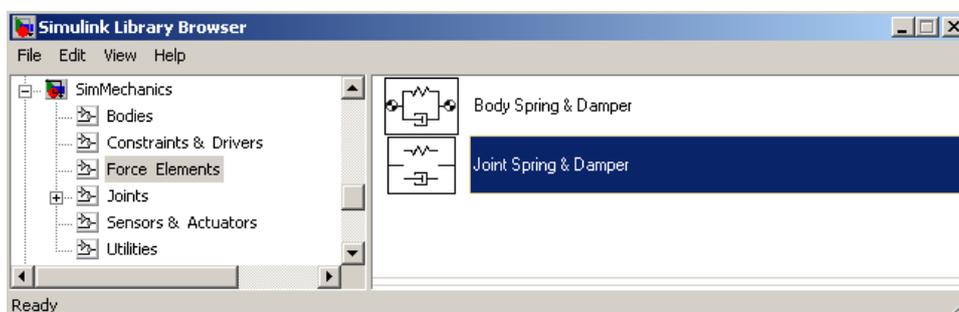


Figura 4.4. Librería “Force Elements”

-Articulaciones (“Joints”)

Las articulaciones representan los grados de libertad que un cuerpo puede tener con respecto a otro, en la figura 4.5 se muestran todas las articulaciones disponibles en SimMechanics.

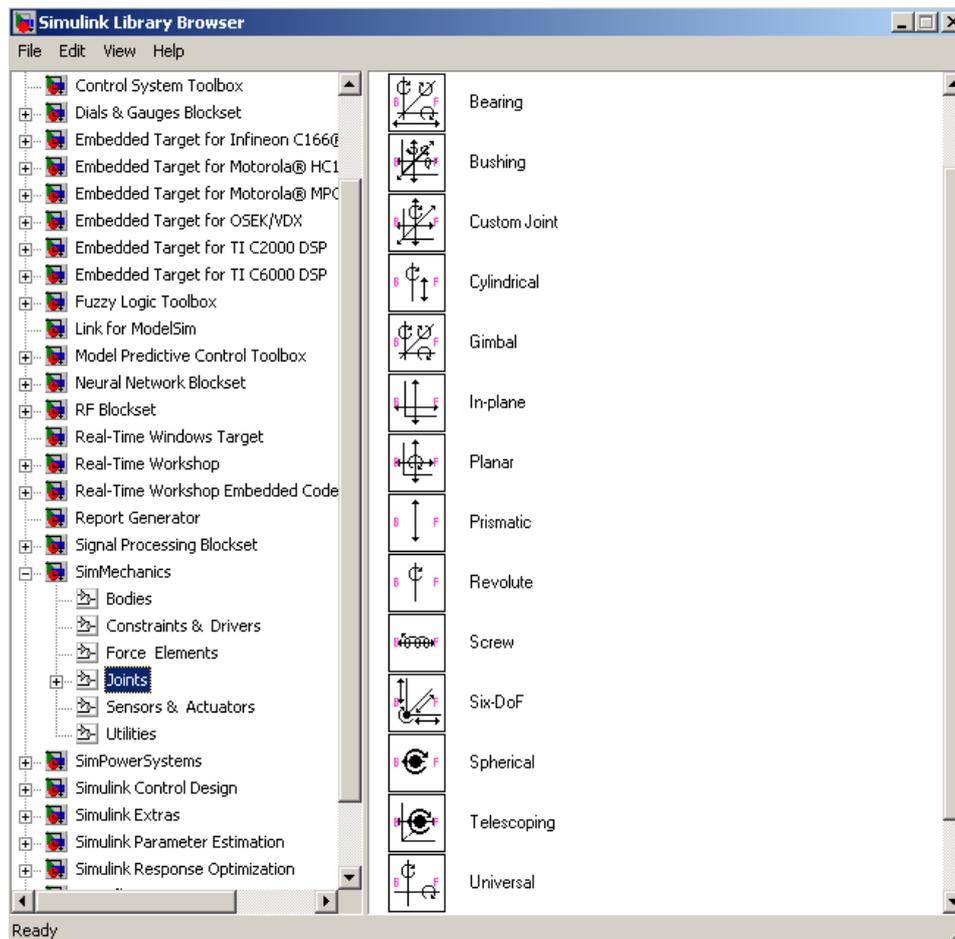


Figura 4.5. Librería “Joints”

Cada articulación posee una entrada B (Base) y una salida F (Follower), en la entrada B se conecta la referencia sobre la cual se moverá un cuerpo, que pueden ser los cuerpos “ground” o “body” y en la salida F se conecta el cuerpo que se moverá con respecto a la base.

Existen dos tipos de grados de libertad, de traslación (“prismatic”) y de rotación (“revolute”) mediante los cuales se pueden formar el resto de articulaciones compuestas hasta un máximo de tres grados de libertad en rotación y otros tres en traslación. Las articulaciones se configuran mediante un eje, ya sea de traslación o de rotación según el tipo que corresponda.

-Sensores y actuadores (“Sensors & actuators”)

Los sensores (figura 4.6) son bloques que permiten monitorizar y medir el movimiento y la fuerza o par sobre un cuerpo (o articulación). Los actuadores (figura 4.6) permiten suministrar movimientos, fuerzas o pares a los cuerpos y articulaciones. Ambos se pueden conectar a cuerpos, articulaciones, limitadores y manejadores y permiten conectar otras herramientas de Simulink como un osciloscopio (“Scope”).

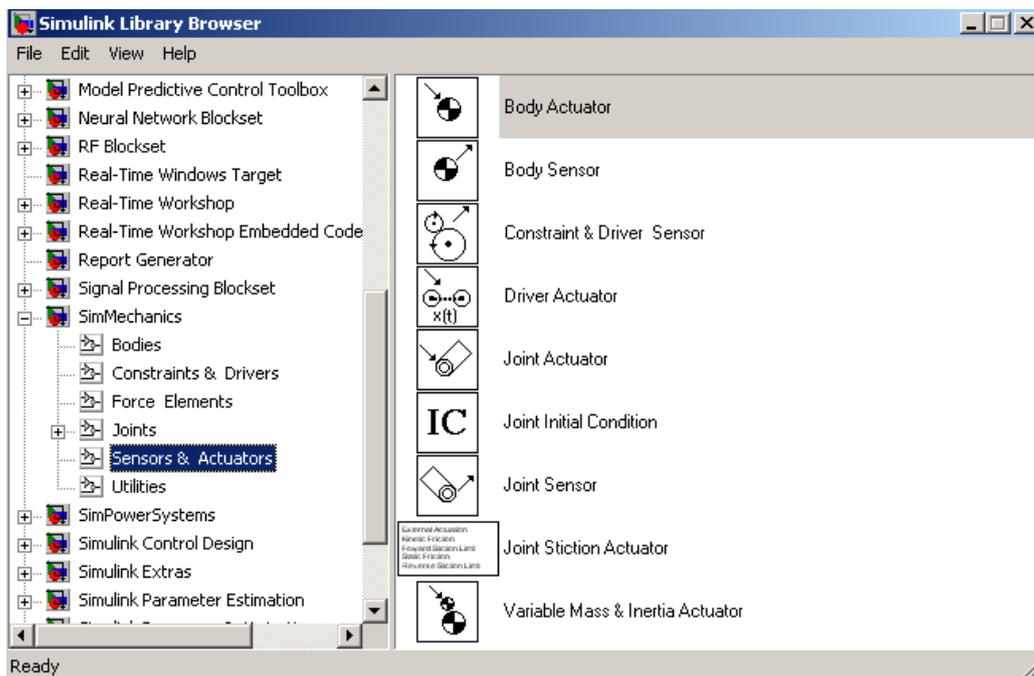


Figura 4.6. Librería “Sensors & Actuators”

-Utilidades (“Utilities”)

La librería de utilidades (figura 4.7) contiene bloques extra para la creación de subsistemas y para la utilización de realidad virtual.

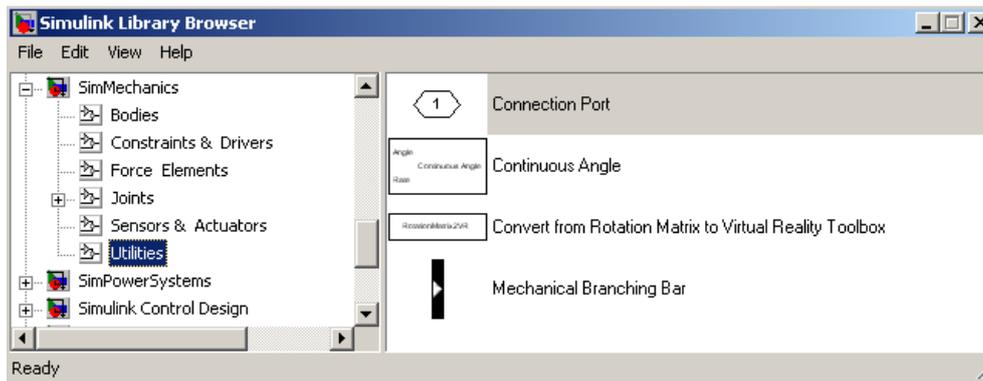


Figura 4.7. Librería “Utilities”

4.2 Proceso de modelización

En este apartado se describe un método global de modelización, que es el que se ha seguido a grandes rasgos y cuyo resultado final se presenta en los siguientes apartados.

Este proceso contiene los pasos siguientes:

- **Creación de un modelo idealizado a partir del sistema real:** Realizar todas las simplificaciones posibles, que serán más o menos según la precisión deseada en los resultados.
- **Identificación de los componentes básicos:** Elementos, uniones, grados de libertad guiados, fuerzas, etc.
- **Definición de sus coordenadas naturales y relativas:** Situar puntos y vectores en las uniones, asegurarse de que cada cuerpo consta de más de un punto o vector.
- **Definición de los grados de libertad:** Es decir, seleccionar un conjunto mínimo de coordenadas tal que se defina completamente la posición del sistema.



4.2.1 Descripción general

El caso de estudio que se tratará en este apartado es la modelización en el programa SimMechanics de un modelo de suspensión de un cuarto de un vehículo automóvil para su posterior estudio dinámico. En este caso, el estudio se centrará en la suspensión delantera del automóvil.

La suspensión delantera es un tipo de suspensión de doble triángulo, con el conjunto formado por muelle y amortiguador anclado al triángulo inferior en su parte exterior y al chasis por debajo del triángulo superior en su parte interior.

Los triángulos giran respecto a un eje en el chasis, mientras que el conjunto muelle-amortiguador, al actuar ligeramente inclinado en otro plano, va anclado al triángulo inferior y al chasis mediante “silentblocks” que permiten esa cierta desalineación.

La posición del triángulo superior es regulable longitudinalmente y las rótulas que articulan los triángulos con la mangueta pueden variar su posición colocándolas más o menos introducidas mediante una tuerca.

De esta manera, se puede variar la geometría de la suspensión para hacer la dirección más o menos estable si, respectivamente, se retrasa o avanza el triángulo superior respecto al inferior. Esta regulación permite modificar el ángulo de avance que es el que controla la estabilidad de la dirección, su tendencia a volver a la posición recta. Como ajuste inicial la posición del triángulo superior da a la suspensión un ángulo de avance de 5.44° .

Variando la cantidad de rosca que queda introducida en las rótulas se puede variar, además de la anchura entre ruedas, la caída de las mismas, que en este caso será de 0° en la posición inicial. La precarga del muelle también es variable, regulando así la altura del vehículo respecto al suelo.

En la figura 4.8 se muestra un ejemplo de suspensión de características similares a la diseñada, de la que se ha tomado como partida para la medición de algunos elementos que la componen.

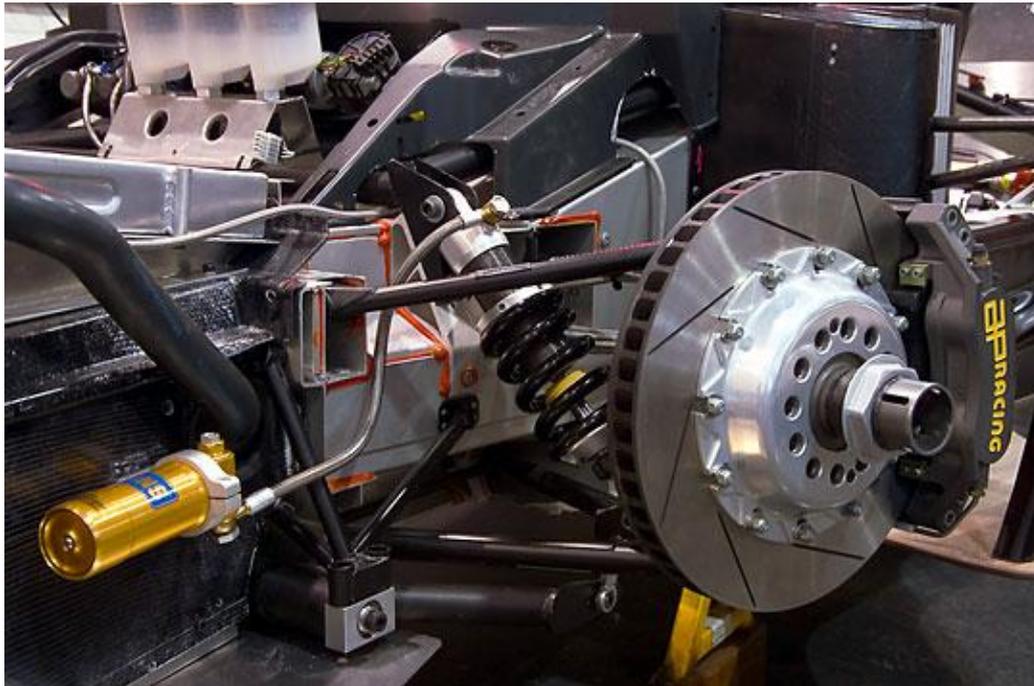


Figura 4.8. Sistema de suspensión modelizado

Para la definición del modelo se ha tomado como partida un sistema de suspensión de doble trapecio y se ha simplificado a cuatro brazos independientes para su implementación en SimMechanics.

En la figura 4.9 se muestra la modelización realizada en SimMechanics de un brazo de la suspensión. En este caso, se trata del brazo superior delantero (denominado BSD).

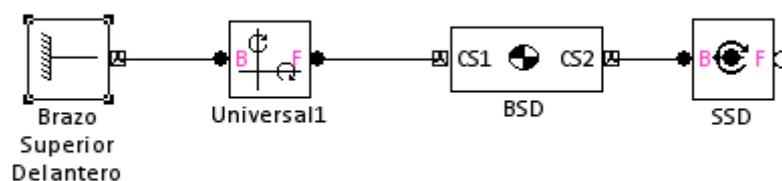


Figura 4.9. Brazo suspensión en SimMechanics

Cada brazo está anclado a tierra por un lado y abierto con una articulación esférica (véase su cuadro de configuración en la figura 4.10) por el otro, para su posterior posicionamiento en la mangueta de la dirección. Se usa una articulación esférica para permitir los movimientos longitudinales y laterales de la mangueta respecto al chasis del vehículo al comprimirse la suspensión, debido a que el diseño de la misma hace que varíe el ángulo de caída y el ángulo de avance.

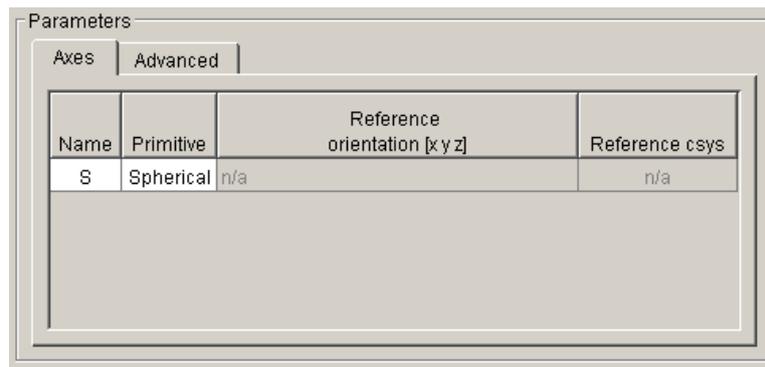


Figura 4.10. Articulación esférica en SimMechanics

La articulación de anclaje a tierra se trata de una articulación universal, programada en SimMechanics para que permita el giro del brazo de la suspensión sobre un eje imaginario en el chasis del vehículo que pasaría por el otro brazo de la suspensión correspondiente formando el triángulo que se pretende modelizar.

En este caso, se trata de la articulación denominada R1 en la figura 4.11, orientada respecto al sistema de coordenadas del seguidor al que está unido (véase orientación de CS1 en la figura 4.13). Además, es necesario posicionar un segundo eje de giro en el programa (articulación R2) para que deje implementar el movimiento de la suspensión debido a las tolerancias que se crean en el movimiento de la misma, que SimMechanics interpreta como otro tipo de giro impidiendo la simulación.

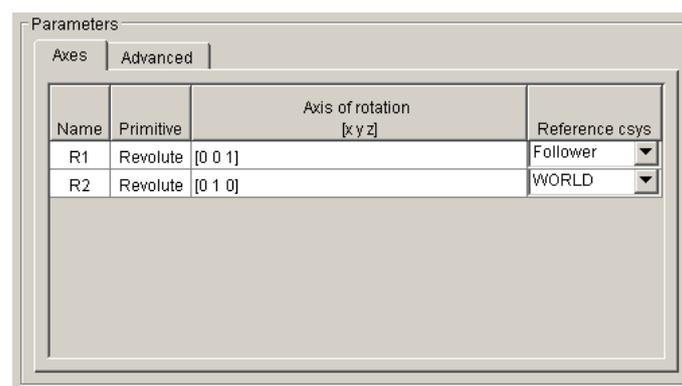


Figura 4.11. Parámetros de ajuste de articulación universal

En el bloque “Body” que se muestra en la figura 4.12 se introducen las coordenadas de las conexiones mecánicas, para las articulaciones o sensores en caso de necesitar información sobre el movimiento del brazo de la suspensión. También se introduce la posición del centro de gravedad del brazo (punto CG).

Estas coordenadas se pueden referir al sistema de coordenadas global (WORLD) o a otra conexión mecánica (en el caso de estar en el mismo punto se denomina en el programa ADJOINING).

En este caso, se necesita orientar los ejes de la conexión mecánica CS1 para posicionar el eje de giro de la articulación R1 vista anteriormente (véase figura 4.13).

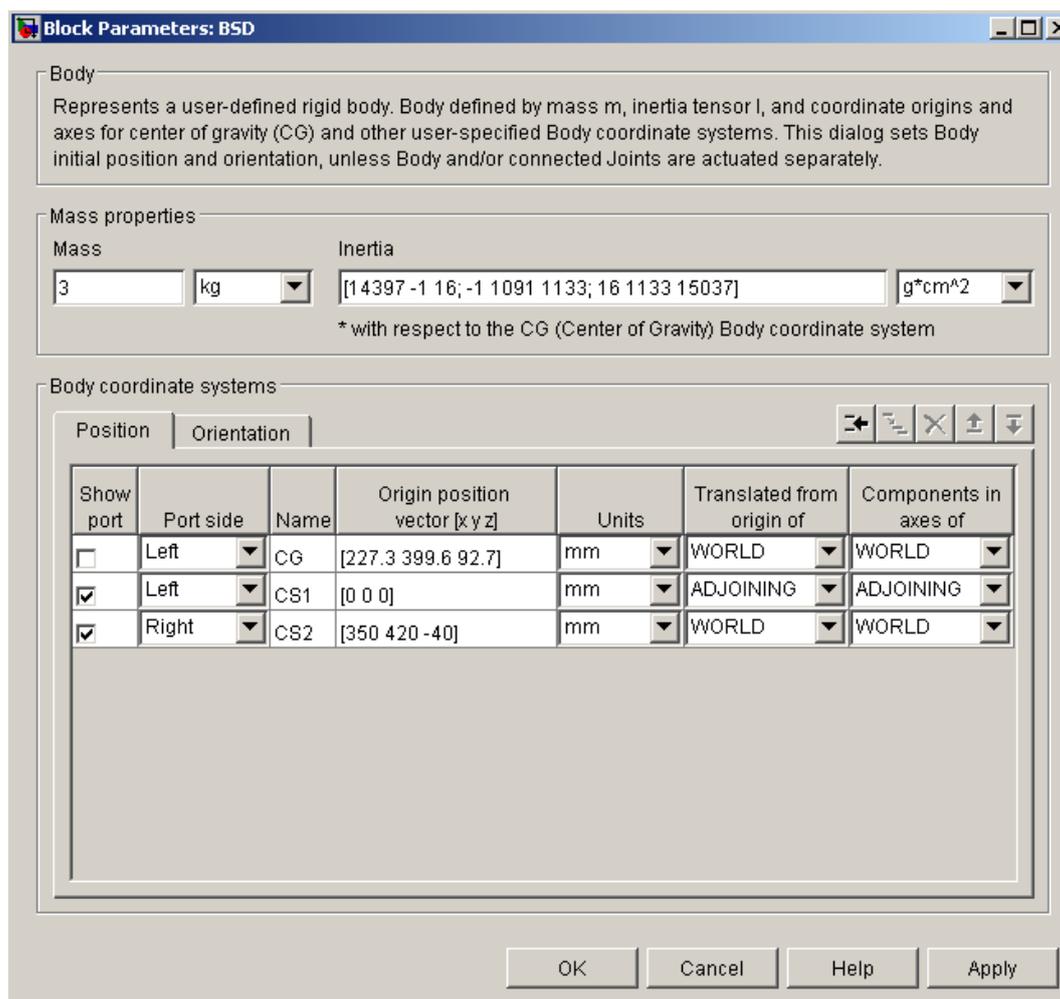


Figura 4.12. Configuración del bloque “Body” del BSD

En el bloque “Body” se introducen además los parámetros del cuerpo necesarios para su simulación como son la masa o los momentos de inercia respecto al centro de gravedad del cuerpo.

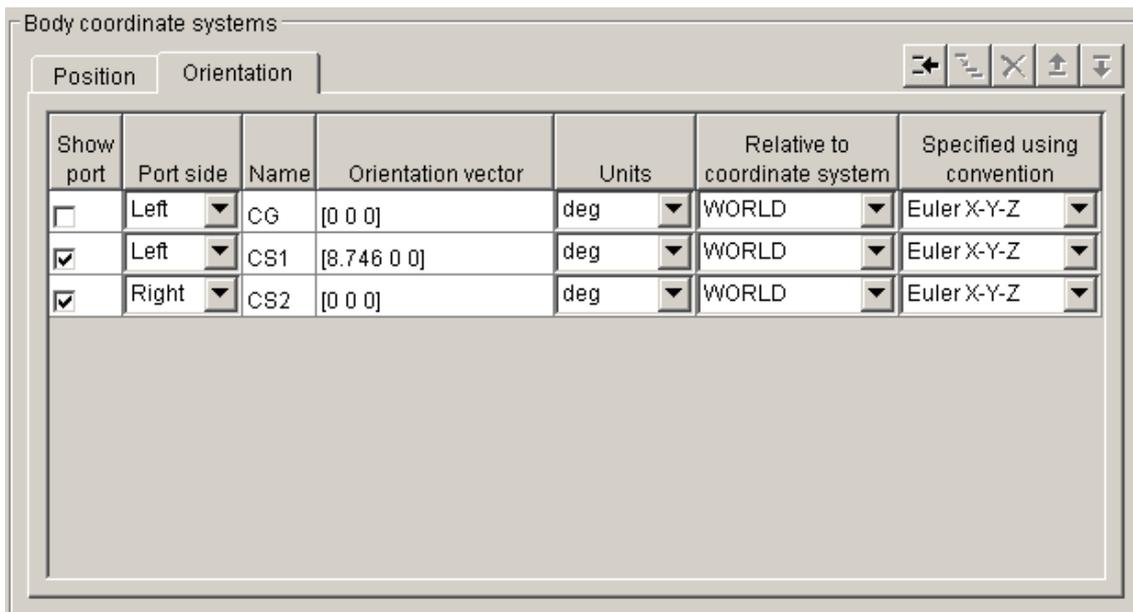


Figura 4.13. Orientación de los CS y CG del bloque “body” del BSD

Por último, mencionar que en el bloque “ground” se introducen las coordenadas globales del anclaje a tierra del brazo de suspensión, el cual correspondería a la representación del anclaje del brazo con el chasis del vehículo. En la figura 4.14 se muestra el cuadro de configuración del bloque “ground”.

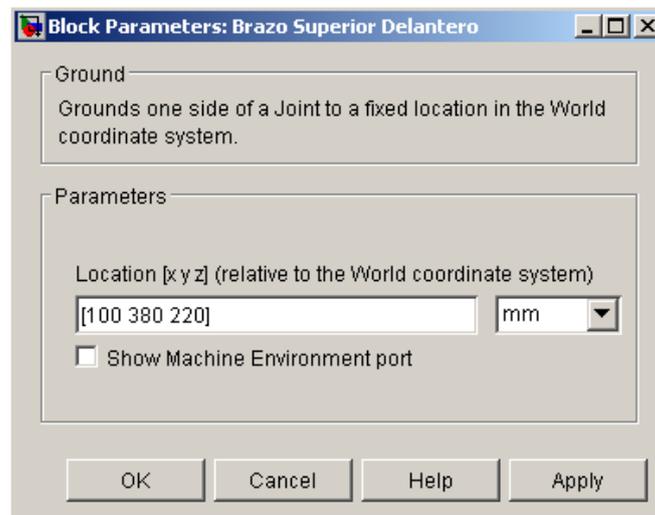


Figura 4.14. Bloque “ground” del BSD

Del mismo modo que los brazos de la suspensión, se modelizará también el brazo de la dirección que se anclará de la misma forma a la mangueta de la dirección y a un bloque “ground” simulando el reenvío de la columna de dirección del vehículo.

En este caso permanecerá fijo simulando unas condiciones en las que el automóvil circula en línea recta, evitando el giro de la dirección pero permitiendo las tolerancias necesarias para la simulación en SimMechanics. En la figura 4.15 se muestran los bloques que forman el brazo de la dirección.

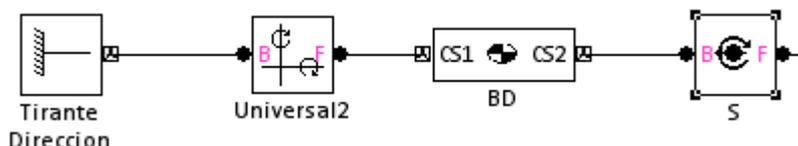


Figura 4.15. Brazo de la dirección en SimMechanics

Una vez diseñados los brazos y el tirante de la dirección, estos se posicionarán modelizando la suspensión de doble triángulo sobre la mangueta. Para su fácil modificación en el programa se utilizarán las coordenadas de los brazos mediante el comando ADJOINING y se situarán el punto de conexión mecánica CS6 (que servirá como punto de unión con la llanta mediante una articulación de revolución), el CG de la mangueta y las propiedades del cuerpo, en este caso de la mangueta (véase figura 4.16).

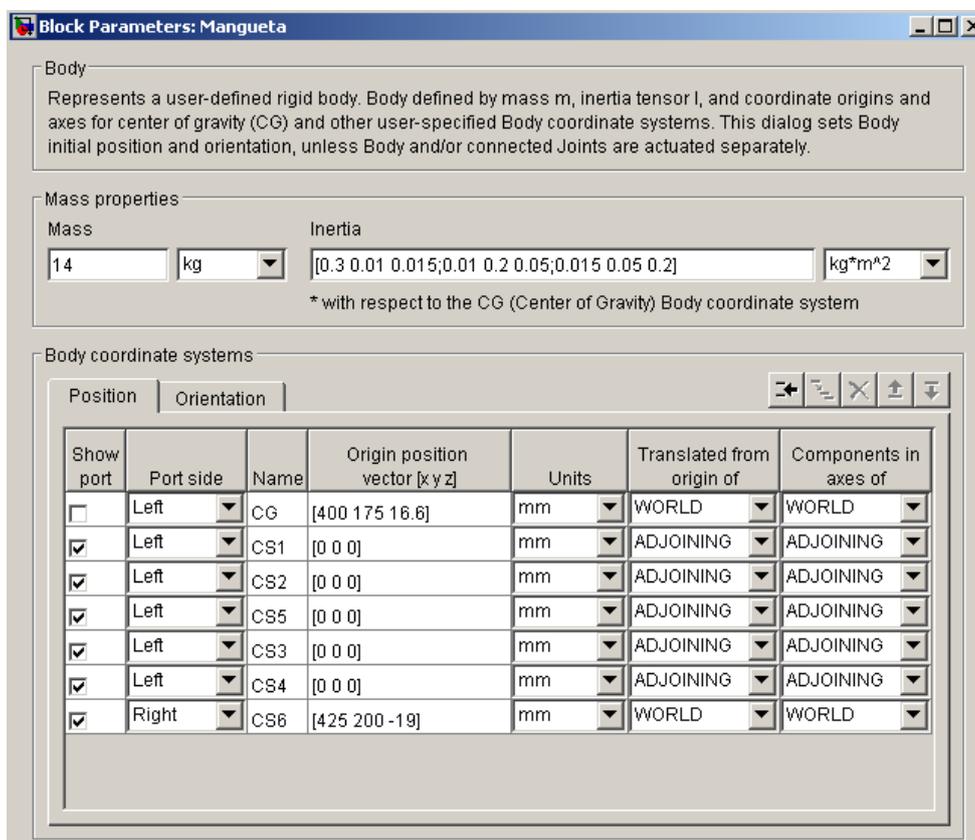


Figura 4.16. Parámetros del bloque “body” de la mangueta

Por otro lado, se diseñan dos subsistemas para la simulación de la suspensión, uno de ellos modelará el sistema muelle-amortiguador y, el otro subsistema, el perfil de la carretera y del neumático. En la figura 4.17 se muestra el esquema simplificado en SimMechanics del sistema de suspensión de cuarto de vehículo.

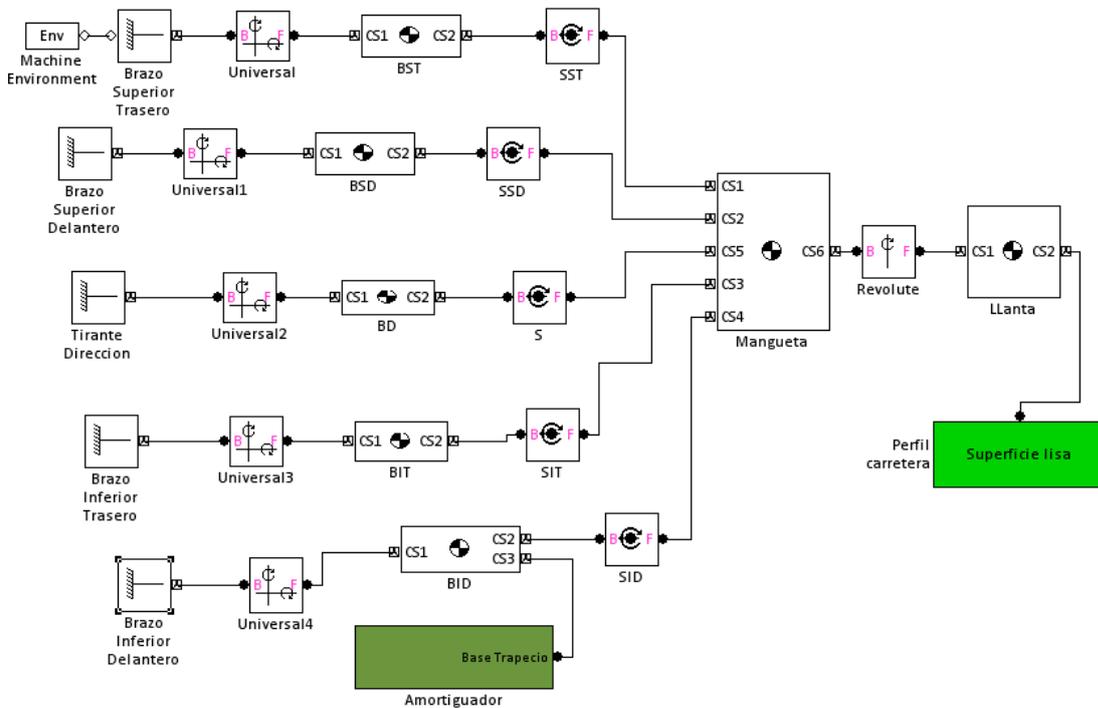


Figura 4.17. Esquema de la suspensión en SimMechanics

El subsistema amortiguador (figura 4.18) consiste en un conjunto de muelle y amortiguador en disposición “coil-over” que se posiciona entre el triángulo inferior de la suspensión (se ancla a la barra inferior delantera) y el bastidor del vehículo (se ancla al bloque “ground” en este caso).

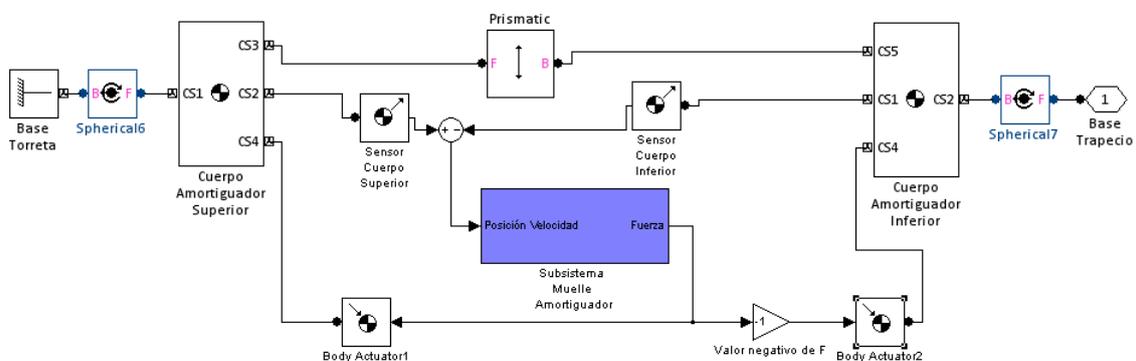
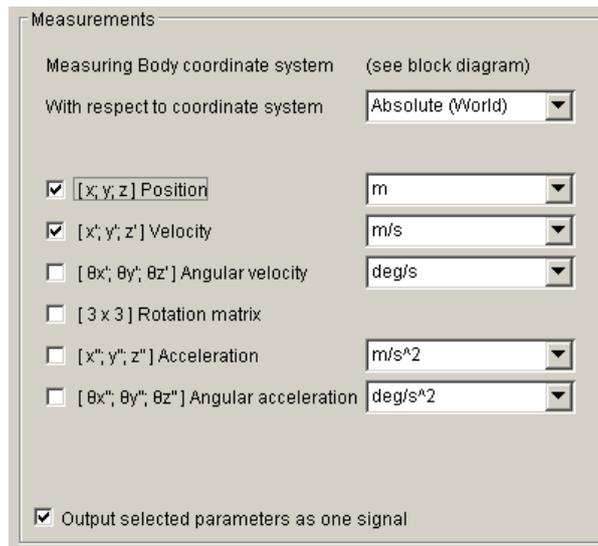


Figura 4.18. Subsistema amortiguador

El conjunto amortiguador y resorte se divide en dos cuerpos (superior e inferior) unidos por una articulación prismática y entre ellos se colocan los sensores y actuadores para simular el comportamiento del amortiguador “coil-over”, que se realizará dentro de otro subsistema denominado “Muelle Amortiguador”.

Por medio de los sensores (véase su configuración en la figura 4.19) se obtendrán los datos de posición y velocidad en los tres ejes (X, Y, Z) de cada uno de los cuerpos del amortiguador en coordenadas absolutas que se usarán como datos de entrada al subsistema “Muelle Amortiguador”.

Se introduce la diferencia de posiciones entre ambos cuerpos para obtener como entrada del subsistema su distancia relativa, la cual corresponderá a la longitud del muelle sometido a un esfuerzo de tracción o compresión.



Measurement Type	Unit	Selected
[x, y, z] Position	m	<input checked="" type="checkbox"/>
[x', y', z'] Velocity	m/s	<input checked="" type="checkbox"/>
[θx', θy', θz'] Angular velocity	deg/s	<input type="checkbox"/>
[3 x 3] Rotation matrix		<input type="checkbox"/>
[x'', y'', z''] Acceleration	m/s ²	<input type="checkbox"/>
[θx'', θy'', θz''] Angular acceleration	deg/s ²	<input type="checkbox"/>
Output selected parameters as one signal		<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 4.19. Bloque “Sensor” del amortiguador

A la salida del subsistema se obtiene una fuerza con componentes en los tres ejes de coordenadas, que será aplicada por medio de los actuadores (véase figura 4.20) en ambos cuerpos del amortiguador, con el mismo módulo y distintos sentidos según se trate del cuerpo del amortiguador superior o inferior.

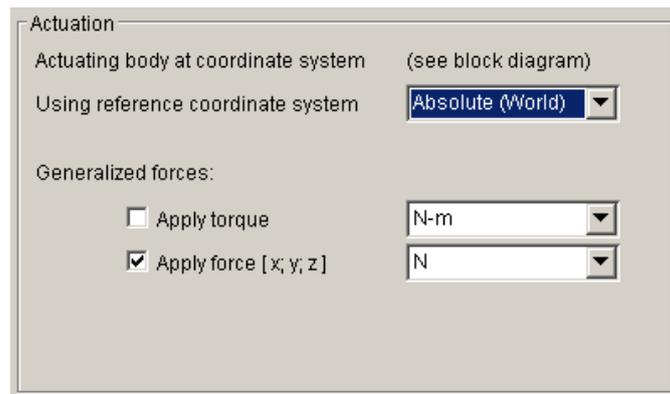


Figura 4.20. Bloque “Actuador” del amortiguador

Dentro del subsistema “Muelle Amortiguador” (figura 4.21) se modela el comportamiento de la suspensión considerando cuatro posibles situaciones que dependen de las variables de entrada (posición y velocidad) y un parámetro de diseño (véase figura 4.27) que se debe introducir en el subsistema (longitud libre del muelle). Cada caso, a su vez, se trata de un subsistema con sus correspondientes entradas y salidas.

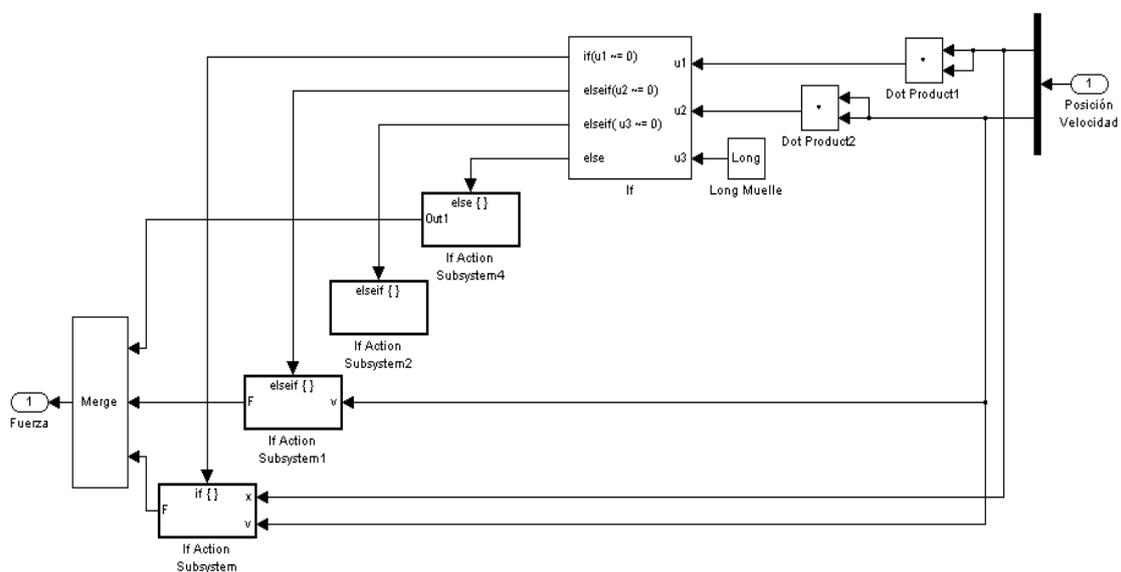


Figura 4.21. Subsistema “Muelle Amortiguador”

En el primero de los casos (figura 4.22), denominado “Subsystem4”, la salida de la fuerza es $[0, 0, 0]$ y se produce cuando se cumple la condición de que las diferencias de posiciones (Δr) y velocidades (Δv) y la longitud libre del muelle son cero.



Figura 4.22. Subsystem4

En el siguiente caso (ver figura 4.23), denominado “Subsystem2”, la salida del sistema será un mensaje de error, avisando al usuario o parando la simulación. Se produce cuando, a pesar de tener una longitud libre del muelle distinta de cero, se tiene que las diferencias de posiciones y velocidades son cero.

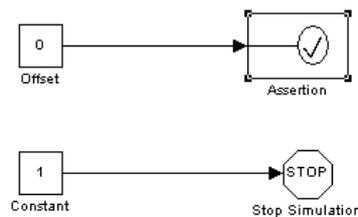


Figura 4.23. Subsystem2

En el tercer caso (ver figura 4.24), denominado “Subsystem1”, se tiene que la diferencia de posiciones es nula. Por tanto, solo se usarán como datos de partida la diferencia de velocidades y la longitud del muelle.

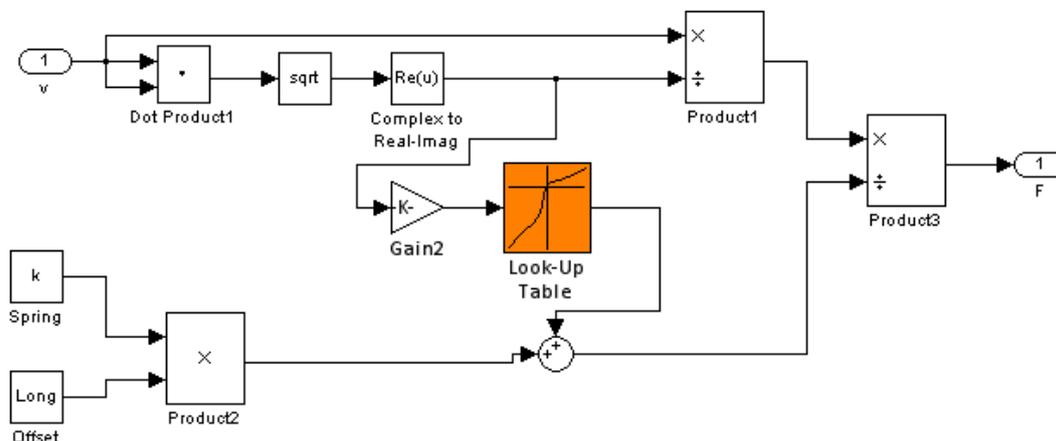


Figura 4.24. Subsystem1

En este caso se necesita otro parámetro de diseño de la suspensión como es la constante de rigidez del muelle, este valor se introduce en el bloque de configuración del subsistema “Muelle Amortiguador” (véase figura 4.28).

Para simular el comportamiento del amortiguador se usa una “Look-Up Table” (figura 4.25) que permite modelizar el comportamiento del amortiguador según una tabla de valores que se introducirán manualmente. Mediante la “Look-Up Table” se obtiene un comportamiento del amortiguador que se asemeja más a la realidad que el modelo lineal ($F = C \cdot \dot{X}$).

Primero se realizará el módulo del vector de la diferencia de velocidades y se usará ese valor como dato de entrada en la “Look-Up Table”. Por otro lado, se multiplica la constante de rigidez del muelle por su longitud libre y, al resultado de la multiplicación se le suma el dato de salida de la “Look-Up Table”. Este último valor se divide entre el vector unitario de la diferencia de velocidades, obteniendo así el valor final de la fuerza.

$$F = \frac{\Delta v}{(k_r \cdot L_0) + (F_C (|\Delta v|))}$$

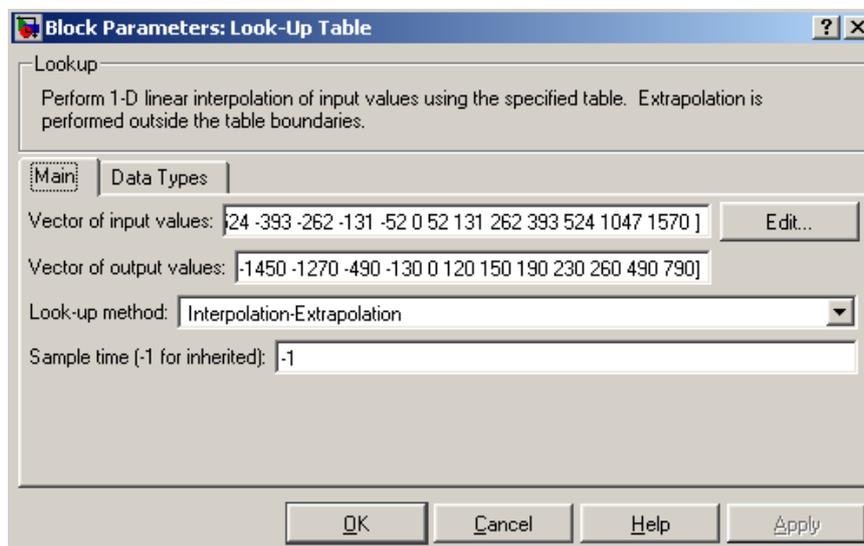


Figura 4.25. Parámetros del bloque “Look-Up Table”

En la figura 4.26 se muestra el comportamiento modelado del amortiguador no lineal en la “Look-Up Table”.

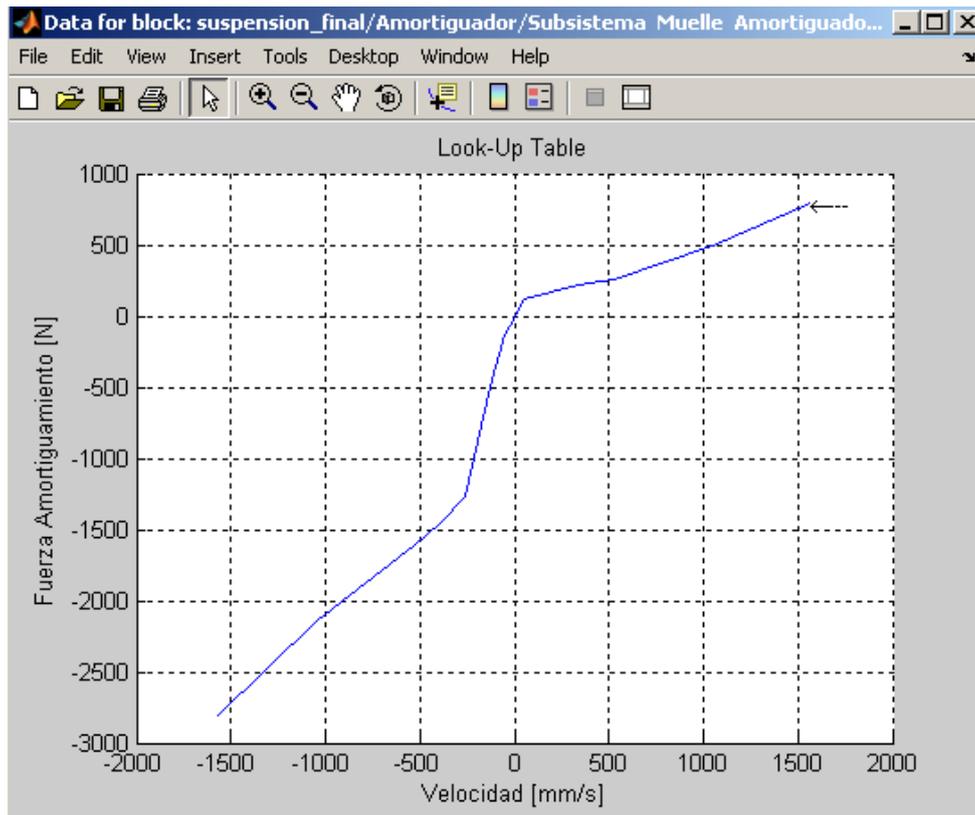


Figura 4.26. Modelo de amortiguador

Por último se tiene el caso en que ni la diferencia de posiciones ni la de velocidades es nula, y por tanto tampoco la longitud libre del muelle (ver figura 4.27), denominado “Subsystem”. Este será el caso más habitual y en el que se toma como entrada los valores de la diferencia de posición y velocidad y se usan las constantes de rigidez del muelle y de amortiguamiento del amortiguador (por medio de la “Look-Up Table” vista anteriormente).

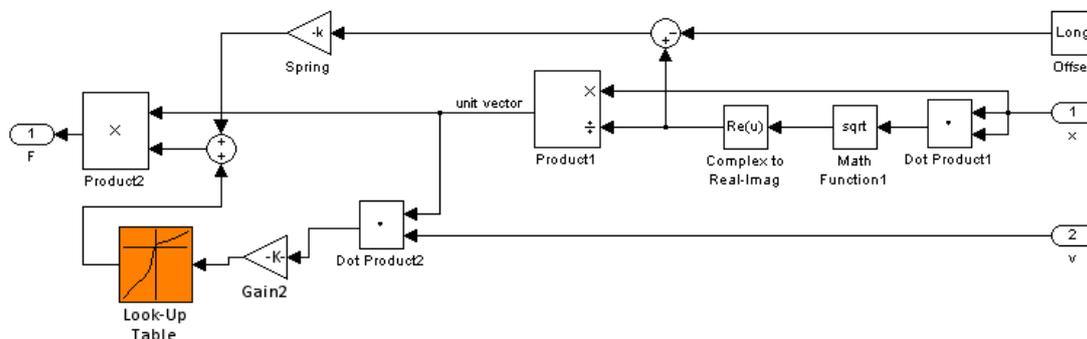


Figura 4.27. Subsystem

La diferencia de velocidades se multiplica vectorialmente por el vector unitario de la diferencia de posiciones, el resultado de esta multiplicación se introduce como valor de entrada en la “Look-Up Table” obteniendo un valor de salida que será la fuerza de amortiguamiento.

Este valor de salida de la “Look-Up Table” se suma al valor de la constante de rigidez del muelle multiplicada por la diferencia entre el módulo del valor de la diferencia de posición y la longitud libre del muelle. Al resultado de esta suma se le multiplica por el vector unitario de la diferencia de posiciones para obtener el valor final de la fuerza.

$$F = \Delta r \cdot \left[\left(k_r \cdot (|\Delta r| - L_0) \right) + \left(F_c (|\Delta v|, |\Delta r|) \right) \right]$$

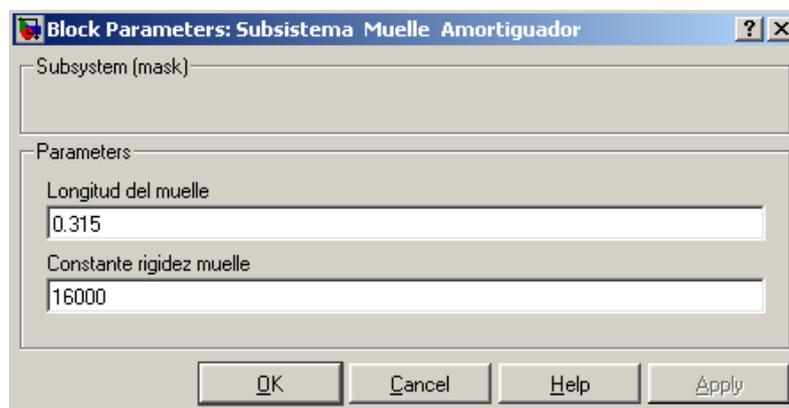


Figura 4.28. Parámetros configuración “Muelle Amortiguador”

En todos los casos se obtiene un valor de fuerza que es la salida del subsistema “Muelle Amortiguador” que será, a su vez, la entrada en los actuadores de los cuerpos del amortiguador.

Por otro lado se tiene, unido a la llanta, el subsistema “Perfil de la carretera” (figura 4.29). En este subsistema se representan, a partir del anclaje de la llanta a la mangueta, todos los elementos de unión de la suspensión hasta la superficie de la carretera.

Primeramente, se sitúa una unión universal junto a un cuerpo ficticio de masa unidad que representa la llanta, y tras la llanta una unión prismática que representa el perfil del neumático. Es necesario en SimMechanics dividir en dos las uniones para permitir el libre movimiento de la suspensión.

Por un lado, el movimiento horizontal y lateral de la suspensión se permite con la unión universal mientras que, por el otro lado, el movimiento vertical de la suspensión es permitido por la junta prismática.

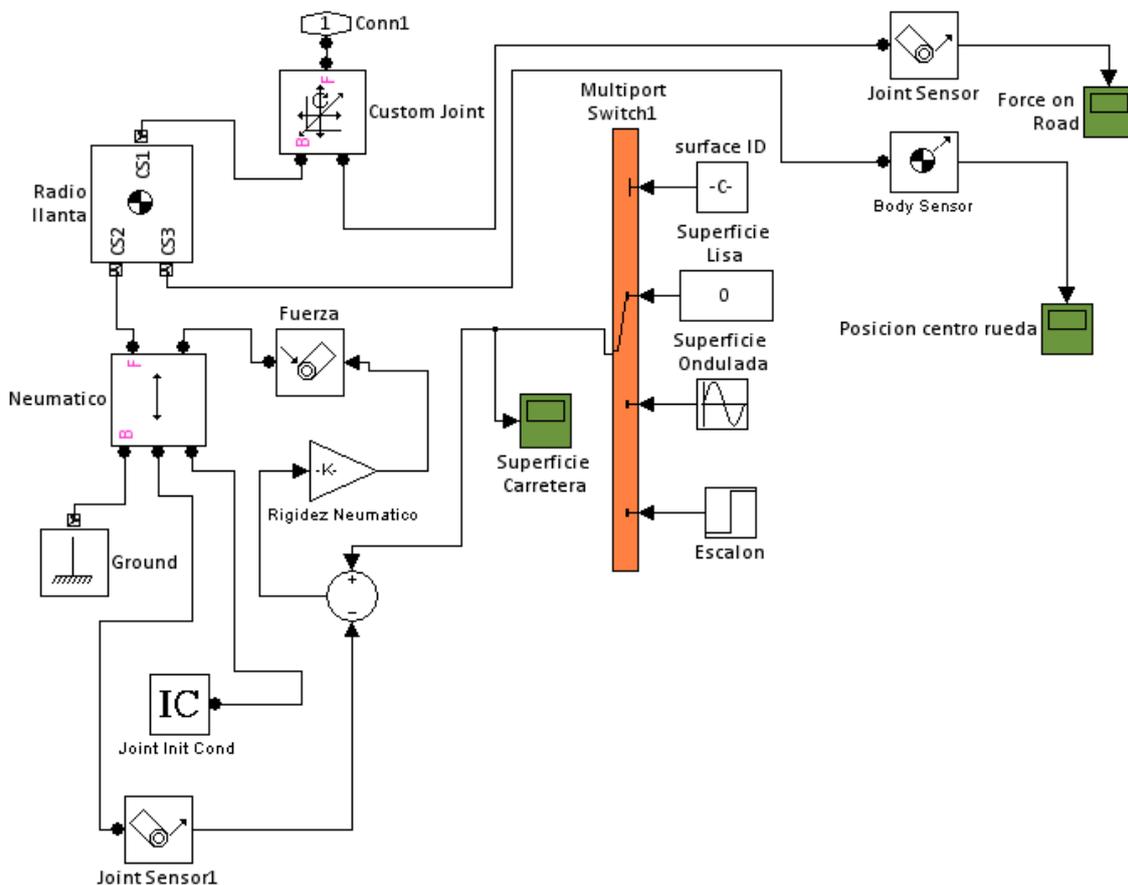


Figura 4.29. Subsistema “Perfil Carretera”

La unión prismática es la encargada tanto de proporcionar los datos para simular el comportamiento del neumático por medio de un bloque “Sensor”, como de recibir el valor de fuerza obtenido en la simulación del resorte que modeliza el neumático mediante un actuador. Además, se usará también en esta junta un bloque denominado “IC” (bloque “Joint Initial Conditions” en SimMechanics) para establecer las condiciones iniciales de la simulación.

Por medio de un selector, se tienen tres posibles perfiles de carretera y será el usuario el que elija uno de ellos para realizar la simulación. El primero de los perfiles se trata de una superficie lisa, el segundo de una superficie ondulada que sigue un comportamiento sinusoidal de amplitud 0.1 m y 3 rad/s de frecuencia y, el tercero, un escalón de altura 0.1 m.

Una vez seleccionado el perfil de la carretera deseado, se tendrá a la salida del selector una señal que modelizará la superficie de la carretera. Por otro lado, mediante un sensor (bloque “Joint Sensor”) se obtienen los datos de la posición en coordenadas relativas del neumático en cada instante de tiempo.

La diferencia entre la señal que modeliza la superficie de la carretera y, la señal obtenida mediante el sensor de la unión, será el desplazamiento del perfil del neumático.

Por tanto, para simular el comportamiento del neumático, se modelizará un resorte que, siguiendo la ley $F = k \cdot X$, usará este desplazamiento del perfil del neumático como X y se multiplicará por la constante de rigidez del neumático. Obteniendo un valor de fuerza que aplicaremos en la junta prismática por medio de un actuador.

Se desprecian para la simulación los efectos de amortiguamiento del neumático por ser estos muy pequeños en comparación con los efectos elásticos. En la figura 4.30 se muestra el bloque de declaración en SimMechanics para la constante de rigidez del neumático.

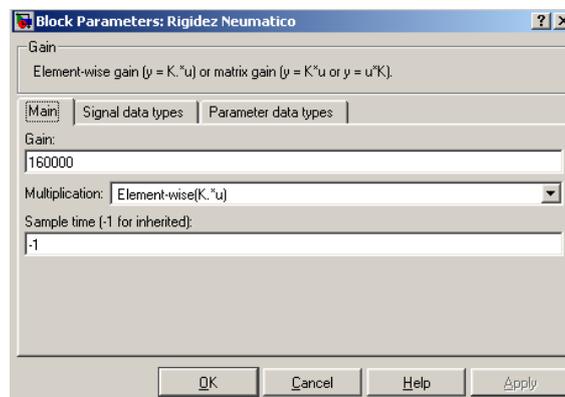


Figura 4.30. Parámetro rigidez neumático

La simulación en SimMechanics permite ver gráficamente (figura 4.31) cómo se comportan los distintos elementos de la suspensión y ver su evolución a lo largo del tiempo, pudiendo detener la simulación en cualquier momento.

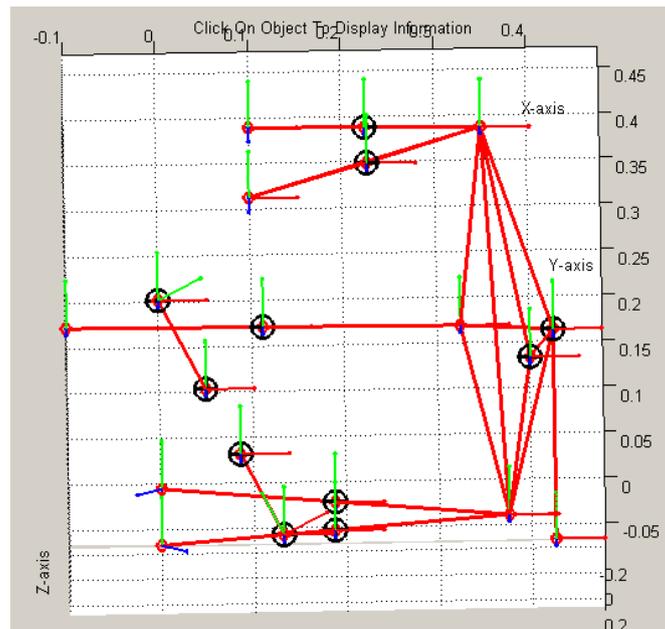


Figura 4.31. Simulación en SimMechanics

4.3 Posicionamiento inicial

Para poder evaluar el comportamiento de la suspensión se necesita que el sistema se encuentre en equilibrio y para ello es necesario dotar al sistema de una determinada posición inicial.

El sistema de suspensión está formado por un muelle y un amortiguador entre la barra del trapecio inferior y tierra (como se aprecia en la figura 4.32) con coeficientes de rigidez (k_r) y de amortiguamiento (C) respectivamente. Además se tendrá en cuenta el coeficiente de rigidez (k_n) del neumático como elemento elástico.

Tabla 4.1. Parámetros del sistema de suspensión

Masa trapecio superior y tirante dirección	m_1	8.5 kg
Masa trapecio inferior	m_2	8 kg
Masa no suspendida	m_u	27 kg
Masa suspendida	m_s	16.5 kg
Masa Total	m_T	43.5 kg
Coficiente de rigidez del neumático	k_n	160000 N/m
Coficiente de rigidez del resorte	k_r	16000 N/m 22000 N/m 30000 N/m

Debido al peso de la suspensión, se produce una disminución en las cotas según el eje vertical (eje “y” en este caso) de los elementos que forman la suspensión, por lo que se deben obtener esas coordenadas para poder introducir los valores correctos en la simulación. Para ello, es necesario conocer las fuerzas que están generando ese descenso en las coordenadas según el eje “y”.

Se tomará como posición inicial aquella que mantiene los brazos de la suspensión horizontales respecto al suelo. En esta posición el neumático está en contacto con el suelo pero sin ser comprimido, por tanto no se tendrá en cuenta ningún desplazamiento inicial. Por el contrario, en esta posición el resorte del amortiguador se encuentra comprimido un desplazamiento denominado “S” (véase figura 4.33), este desplazamiento inicial recibe el nombre de precarga del muelle y se debe tener en cuenta en los cálculos.

Al cambiar los distintos resortes se deberá calcular por tanto el desplazamiento del neumático en el equilibrio para introducirlo en las condiciones iniciales de la simulación. Después, conociendo el perfil del neumático y su desplazamiento se podrá obtener la posición respecto al suelo a la que queda el sistema de suspensión en equilibrio, que será diferente para cada resorte debido a sus distintas rigideces.

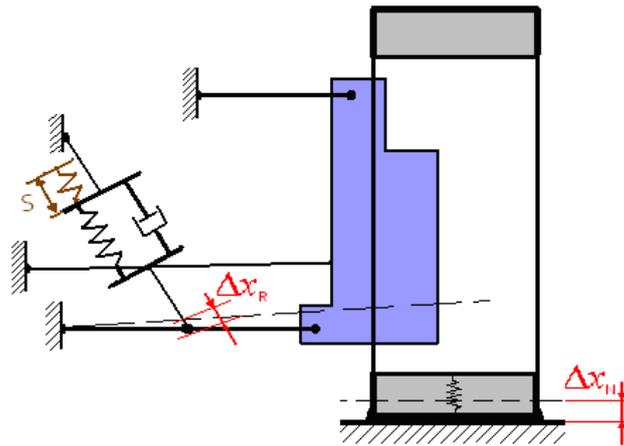


Figura 4.33. Esquema suspensión en equilibrio

Para el cálculo de la precarga “S” del muelle del amortiguador, con los trapecios horizontales respecto al suelo, se tiene la longitud final del resorte del amortiguador (por la disposición inicial del sistema mecánico) y la longitud inicial (se introducirá en el bloque de introducción de parámetros del subsistema “Muelle Amortiguador” visto en la figura 4.28) .

La disposición del amortiguador y muelle es concéntrica y se encuentran posicionados con un ángulo de 27° respecto a la vertical. Este ángulo se considerará constante en los cálculos debido a que la variación que sufre en el movimiento de la suspensión es despreciable.

A través del módulo del vector que une ambos extremos se obtiene la longitud final del amortiguador en la posición de equilibrio:

$$L_f = \sqrt{259^2 + 130^2} = 290 \text{ mm}$$

Conocida la longitud final e inicial ($L_o = 315 \text{ mm}$) del resorte del amortiguador se puede calcular la precarga del resorte del amortiguador mediante la siguiente fórmula:

$$S = L_o - L_f \quad (\text{ec 4.1})$$

Obteniendo según la ecuación 4.1 un valor para la precarga del resorte del amortiguador de:

$$S = L_o - L_f = 315 - 290 = 25 \text{ mm}$$

Por tanto en la posición de equilibrio se tiene una fuerza generada por el resorte del amortiguador que viene dada por la expresión:

$$F_R = k_r \cdot \Delta x_r \text{ (ec 4.2)}$$

donde:

- ♦ k_r es la constante de rigidez del muelle y dependerá del resorte elegido para la simulación.
- ♦ Δx_r es el desplazamiento del amortiguador y viene dado la precarga a la que esta sometido en la posición inicial menos el desplazamiento del amortiguador para llegar al equilibrio desde la posición inicial : $\Delta x_r = S - \Delta x_r'$ (ec. 4.3)

Por otro lado el neumático también genera una fuerza sobre el sistema mecánico para mantenerlo en equilibrio, la cual vendrá dada por la expresión:

$$F_N = k_n \cdot \Delta x_n \text{ (ec 4.4)}$$

Para plantear el equilibrio del sistema mecánico se sustituyen las restricciones en el movimiento debidas a los resortes por los valores de fuerza que ejercen cada uno de ellos (véase figura 4.34).

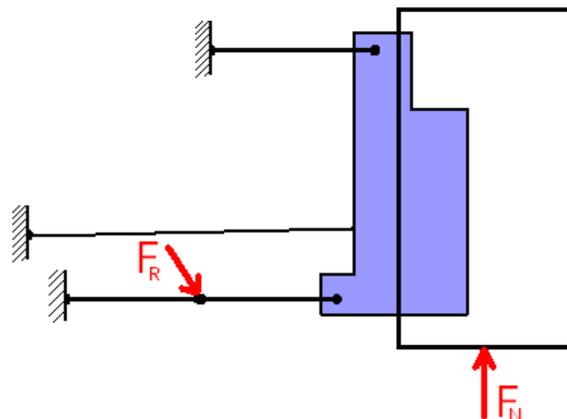


Figura 4.34. Fuerzas externas en el sistema de suspensión

4. MODELADO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN



Además de las fuerzas ejercidas por ambos resortes, se tienen las reacciones en los apoyos y la fuerza de la gravedad. El peso de los distintos elementos que forman el sistema se tomarán como cargas puntuales aplicadas en el centro de gravedad, agrupando los elementos para facilitar los cálculos, asemejando el problema a un cuadrilátero articulado de tres barras unido a tierra.

De esta manera, se denominará “ m_u ” a la masa no suspendida, “ m_1 ” a la masa de las barras de suspensión superiores y a la barra de dirección y “ m_2 ” a la masa de las barras de suspensión inferiores.

Se omitirán los cálculos de las reacciones debido a que no es necesario conocer su valor para posicionar el sistema en equilibrio en SimMechanics. En la figura 4.35 se pueden ver las fuerzas que actúan sobre el sistema y sus distancias respecto al punto A.

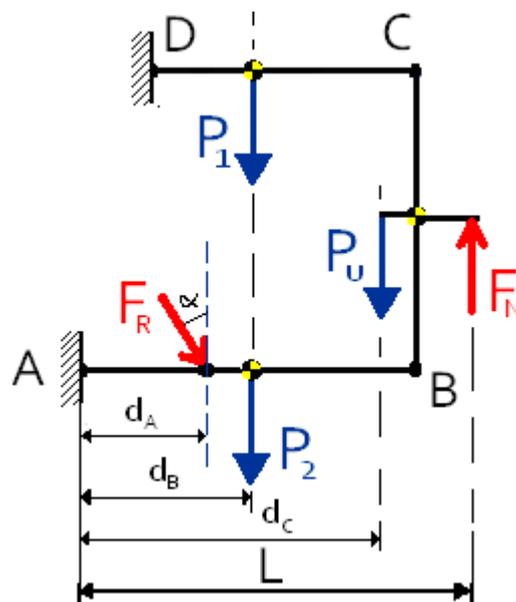


Figura 4.35. Esquema fuerzas en sistema de suspensión

En la tabla 4.2 se muestran los valores de distancia en el sistema mecánico.

Tabla 4.2. Valores de distancia en el sistema mecánico

d_A	0.14 m
d_B	0.23 m
d_C	0.42 m
L	0.425 m

En el equilibrio, las barras de la suspensión descenderán un ángulo ϑ , se usará este ángulo para relacionar los desplazamientos de ambos resortes, debido a que su movimiento está relacionado como se ve en la figura 4.36.

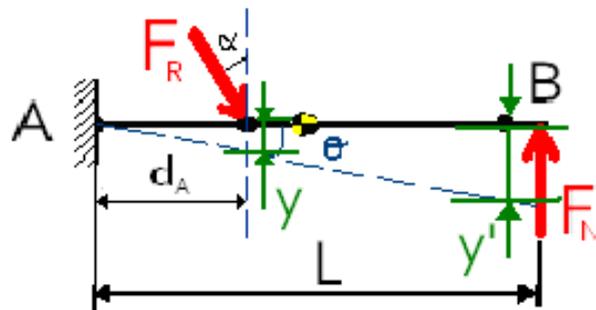


Figura 4.36. Esquema fuerzas en barra AB

Al resorte del amortiguador le corresponderá un descenso de coordenadas “y” mientras que el resorte del neumático descenderá una distancia “y’ “. Para los cálculos se puede hacer la aproximación $\text{sen}\vartheta \approx \vartheta$ debido a que $\text{sen}\vartheta \ll 1$.

Queda entonces, al estar inclinado el amortiguador un ángulo α , el desplazamiento del resorte del amortiguador desde la posición inicial hasta la posición de equilibrio ($\Delta x'$) como la componente en la dirección del amortiguador del descenso en las coordenadas “y” (véase figura 4.37).

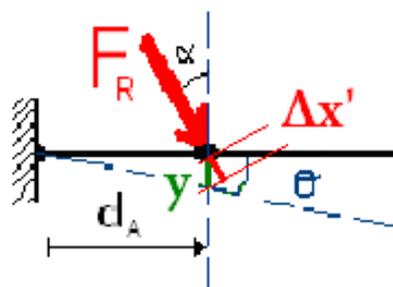


Figura 4.37. Desplazamiento resorte amortiguador



$$\Delta x_r' = y \cdot \cos \alpha \quad (\text{ec. 4.5})$$

donde:

$$y = d_A \cdot \mathcal{G} \quad (\text{ec. 4.6})$$

Mientras que el desplazamiento en el neumático se puede escribir como:

$$\Delta x_n = y' \quad (\text{ec. 4.7})$$

donde:

$$y' = L \cdot \mathcal{G} \quad (\text{ec. 4.8})$$

Para la resolución del sistema se realiza el sumatorio de momentos en el punto A, obteniendo un valor del ángulo \mathcal{G} para el que el sistema se encuentra en equilibrio.

$$\sum \overline{M}_A = 0 = F_R \cdot \cos \alpha \cdot d_A - F_N \cdot L + P_1 \cdot d_B + P_2 \cdot d_B + P_u \cdot d_C \quad (\text{ec. 4.9})$$

Sustituyendo los valores de F_R y F_N según las ecuaciones 4.2 y 4.4 se tiene:

$$\sum \overline{M}_A = 0 = (k_r \cdot \Delta x_r) \cdot \cos \alpha \cdot d_A - (k_n \cdot \Delta x_n) \cdot L + P_1 \cdot d_B + P_2 \cdot d_B + P_u \cdot d_C$$

De la ecuación 4.3 se sustituye el valor de Δx_r :

$$\sum \overline{M}_A = 0 = (k_r \cdot [S - \Delta x_r']) \cdot \cos \alpha \cdot d_A - (k_n \cdot \Delta x_n) \cdot L + P_1 \cdot d_B + P_2 \cdot d_B + P_u \cdot d_C$$

Ahora se introducen los valores del desplazamiento según las ecuaciones 4.5 y 4.7:

$$0 = (k_r \cdot [S - y \cdot \cos \alpha]) \cdot \cos \alpha \cdot d_A - (k_n \cdot y' \cdot L) \cdot L + (P_1 + P_2) \cdot d_B + P_u \cdot d_C$$

Por último se despejan los valores de “y” e “y’” según las ecuaciones 4.6 y 4.8:

$$0 = (k_r \cdot [S - d_A \cdot \mathcal{G} \cdot \cos \alpha]) \cdot \cos \alpha \cdot d_A - (k_n \cdot \mathcal{G} \cdot L) \cdot L + (P_1 + P_2) \cdot d_B + P_u \cdot d_C$$

donde:

$$P_1 = m_1 \cdot g$$

$$P_2 = m_2 \cdot g$$

$$P_u = m_u \cdot g$$



Agrupando términos queda:

$$0 = k_r \cdot S \cdot \cos \alpha \cdot d_A - k_r \cdot d_A^2 \cdot \mathcal{G} \cdot \cos^2 \alpha - k_n \cdot \mathcal{G} \cdot L^2 + (m_1 + m_2) \cdot g \cdot d_B + m_u \cdot g \cdot d_C$$

Introduciendo los valores de la masa, el ángulo del amortiguador respecto a la vertical, el valor de la precarga “S” del muelle, la constante de rigidez del neumático y las distancias queda la siguiente ecuación simplificada que relaciona k_r y \mathcal{G} :

$$0 = k_r \cdot 0.025 \cdot \cos 27 \cdot 0.14 - k_r \cdot 0.14^2 \cdot \mathcal{G} \cdot \cos^2 27 - 160000 \cdot \mathcal{G} \cdot 0.425^2 + 161.5 \cdot 0.23 + 265 \cdot 0.42$$

$$0 = k_r \cdot 0.00311 - k_r \cdot 0.0155 \cdot \mathcal{G} - 28900 \cdot \mathcal{G} + 148$$

$$28900 \cdot \mathcal{G} - k_r \cdot 0.0155 \cdot \mathcal{G} = k_r \cdot 0.00311 + 148 \quad (\text{ec. 4.10})$$

Una vez obtenida esta relación se despeja el ángulo \mathcal{G} para cada constante de rigidez del resorte del amortiguador:

- ♦ Para el resorte del amortiguador con constante de rigidez 16000 N/m se obtiene según la ecuación 4.10 un ángulo \mathcal{G} de:

$$28900 \cdot \mathcal{G} + (16000) \cdot 0.0155 \cdot \mathcal{G} = (16000) \cdot 0.00311 + 148$$

$$28900 \cdot \mathcal{G} + 248 \cdot \mathcal{G} = 196.5$$

$$29148 \cdot \mathcal{G} = 196.5 \Rightarrow \mathcal{G} = 0.00674^\circ$$

- ♦ Para el resorte del amortiguador con constante de rigidez 22000 N/m se obtiene según la ecuación 4.10 un ángulo \mathcal{G} de:

$$28900 \cdot \mathcal{G} + (22000) \cdot 0.0155 \cdot \mathcal{G} = (22000) \cdot 0.00311 + 148$$

$$28900 \cdot \mathcal{G} + 341 \cdot \mathcal{G} = 216.42$$

$$29241 \cdot \mathcal{G} = 216.42 \Rightarrow \mathcal{G} = 0.0074^\circ$$



- ♦ Para el resorte del amortiguador con constante de rigidez 30000 N/m se obtiene según la ecuación 4.10 un ángulo ϑ de:

$$28900 \cdot \vartheta + (30000) \cdot 0.0155 \cdot \vartheta = (30000) \cdot 0.00311 + 148$$

$$28900 \cdot \vartheta + 465 \cdot \vartheta = 241.3$$

$$29365 \cdot \vartheta = 241.3 \Rightarrow \vartheta = 0.00822^\circ$$

Finalmente, una vez conocido el ángulo ϑ , se sustituye su valor en la ecuación 4.8 y hallaremos los valores de desplazamiento del resorte que simula el perfil del neumático para cada constante de rigidez del resorte del amortiguador:

- ♦ Resorte de $k_r = 16000$ N/m

$$y' = L \cdot \vartheta = 0.425 \cdot 0.00674 = 0.00286 \text{ m}$$

- ♦ Resorte de $k_r = 22000$ N/m

$$y' = L \cdot \vartheta = 0.425 \cdot 0.0074 = 0.00314 \text{ m}$$

- ♦ Resorte de $k_r = 30000$ N/m

$$y' = L \cdot \vartheta = 0.425 \cdot 0.00822 = 0.00349 \text{ m}$$

Este valor será el que se introducirá en SimMechanics en las condiciones iniciales dentro de la unión prismática del subsistema “perfil carretera” (véase figura 4.38) para que el sistema se encuentre inicialmente en el equilibrio. Se introduce en el eje correspondiente de la unión prismática (eje “y”), ya que se trata del eje vertical y con valor negativo debido a que se tiene un descenso en las coordenadas respecto a tierra (el resorte que simula el neumático se comprime).

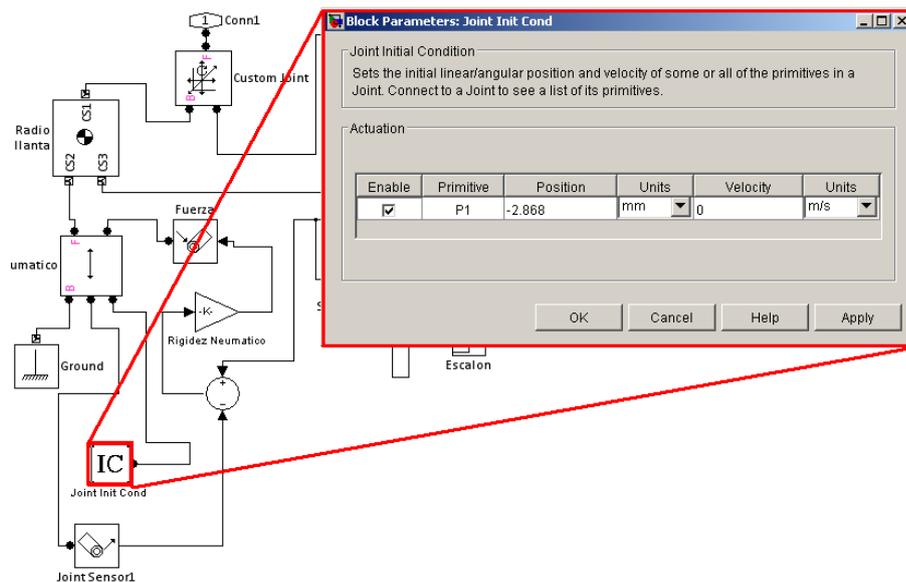


Figura 4.38. Configuración de las condiciones iniciales para el primer resorte

Tras obtener este desplazamiento y , y conociendo el perfil del neumático ($L_o^n = 90\text{ mm}$), se obtendrá la medida del perfil del neumático en las condiciones de equilibrio, sabiendo que el desplazamiento generado es la diferencia entre la longitud inicial y final del perfil del neumático:

$$\Delta x_n = L_o^n - L_f^n \quad (\text{ec 4.11})$$

Por tanto, sustituyendo en la ecuación 4.11 quedan los siguientes perfiles de neumático en las condiciones de equilibrio para los diferentes resortes:

- ◆ Resorte de $k_r = 16000\text{ N/m}$

$$2.868 = 90 - L_f^n \Rightarrow L_f^n = 87.132\text{ mm}$$

- ◆ Resorte de $k_r = 22000\text{ N/m}$

$$3.135 = 90 - L_f^n \Rightarrow L_f^n = 86.865\text{ mm}$$

- ◆ Resorte de $k_r = 30000\text{ N/m}$

$$3.49 = 90 - L_f^n \Rightarrow L_f^n = 86.51\text{ mm}$$

Con todos los valores calculados, se han obtenido todos parámetros necesarios para la simulación del modelo de cuarto de vehículo.

5 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

En este capítulo se presentan los resultados que han ofrecido las simulaciones realizadas con el programa SimMechanics para los diferentes resortes utilizados en el modelado de la suspensión del vehículo.

Se analizarán primero los resultados obtenidos con cada uno de diferentes resortes por separado y, posteriormente, se realizará una comparación entre los distintos resultados obtenidos con cada resorte para poder observar mejor las diferencias entre ellos. La superficie de la carretera que se usará en la simulación de los diferentes resortes será un escalón de 0.1 m de altura.

Todos los casos de análisis parten de los datos de posición y aceleración del centro de gravedad de una de las barras de la suspensión respecto al tiempo. Se toman los datos desde este punto debido a que, en el caso del modelo de suspensión de cuarto de vehículo, se considera la masa suspendida como la mitad de la masa de cada una de las cuatro barras de la suspensión y de la barra de dirección, comprendiendo el segmento que va desde el anclaje de la barra a tierra al centro de gravedad de la propia barra, se usa este segmento por ser el más próximo a la posición de la masa suspendida en un modelo real en donde se alojarían los ocupantes del vehículo.

La toma de datos se realizará mediante un sensor en el centro de gravedad de una barra de la suspensión por ser este el punto dentro de la masa suspendida más alejado del anclaje a tierra, correspondiéndole el mayor radio de movimiento y permitiendo obtener una mejor información para su posterior análisis.

Mediante el análisis de los datos obtenidos en la simulación se evaluará tanto el confort de los pasajeros como la seguridad del vehículo. La evaluación de la seguridad se realizará mediante un sensor en la rueda que mostrará la deflexión del neumático mientras que para la evaluación del confort se estudiarán las distintas frecuencias producidas por el movimiento de la suspensión

Para la obtención de las frecuencias de una señal se usará la densidad espectral de Potencia o PSD de sus siglas en ingles (“Power Spectral Density”), la cual es una función matemática que permite ver cómo se distribuye la potencia de dicha señal sobre las distintas frecuencias de las que está formada.

Primero se analizará el resorte con menor constante de rigidez, es este caso el correspondiente a un valor de 16000 N/m. En la figura 5.1 se muestran los valores de posición del centro de gravedad de la barra de suspensión desde el inicio de la simulación hasta que se estabiliza el sistema.

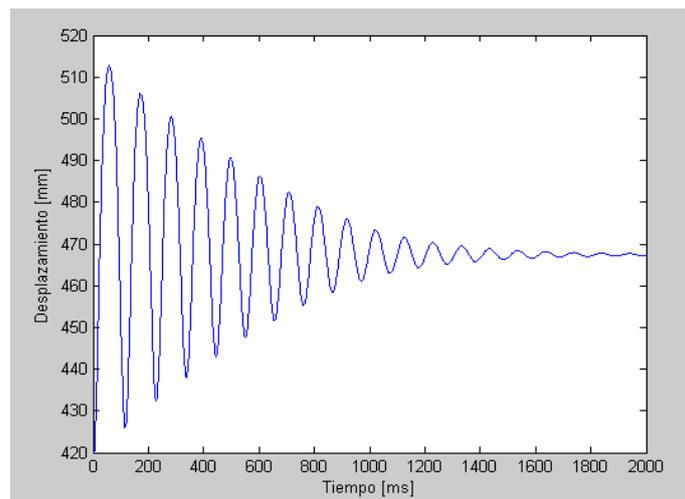


Figura 5.1. Desplazamiento masa suspendida para $k=16000$ N/m

La figura 5.2 muestra el valor PSD del desplazamiento de la masa suspendida para un valor de la rigidez del resorte correspondiente a 16000 N/m. Se observa como para frecuencias cercanas a cero este resorte genera un pico de ganancia de $555000 \text{ mm}^2/\text{Hz}$, en frecuencias de valor 1 Hz se produce un segundo pico de valor $18000 \text{ mm}^2/\text{Hz}$. Los siguientes picos de ganancia se dan a frecuencias de 1,5 Hz y 2,2 Hz con unos valores de $6600 \text{ mm}^2/\text{Hz}$ y $3700 \text{ mm}^2/\text{Hz}$ respectivamente, a partir de 2,2 Hz los valores de pico son inferiores a $1700 \text{ mm}^2/\text{Hz}$.

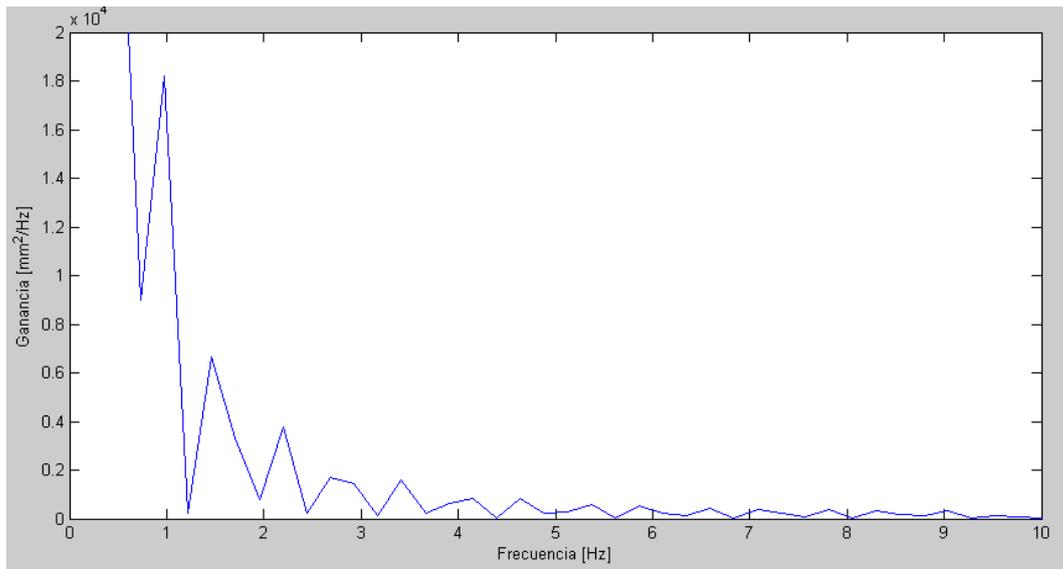


Figura 5.2. PSD del desplazamiento de la masa suspendida para $k=16000$ N/m

Analizando el PSD para los valores de aceleración (véase figura 5.3) se ve como a la frecuencia de 10 Hz se produce un primer pico de $1220 \text{ m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$ y a la frecuencia de 18 Hz se produce un segundo pico de $234 \text{ m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$. En torno a los 27 Hz se produce una pequeña subida de los valores de la ganancia, dando un pico de $17 \text{ m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$ que se puede considerar despreciable frente a los dos anteriores.

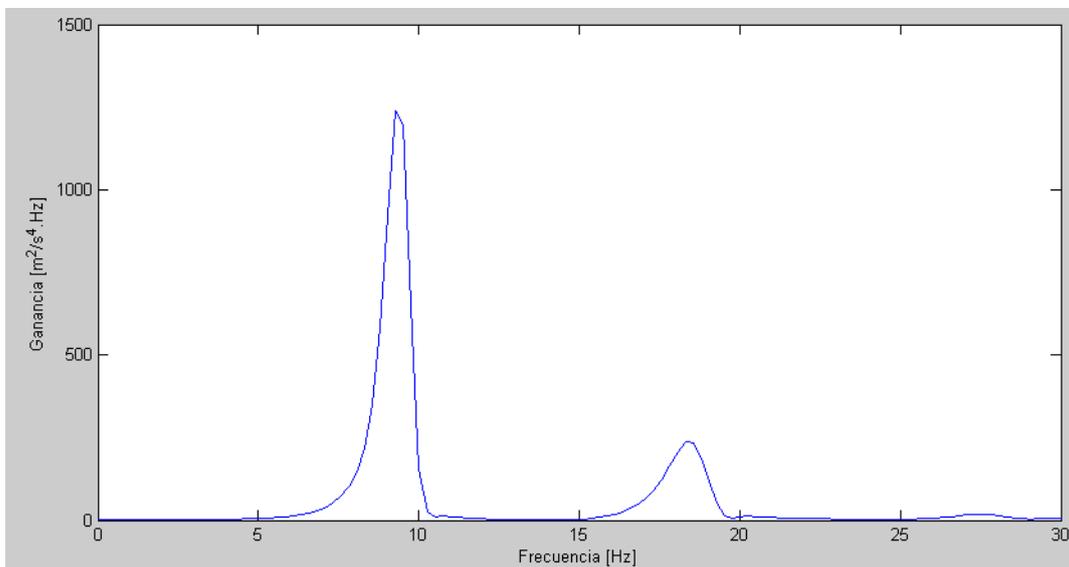


Figura 5.3. PSD de la aceleración de la masa suspendida para $k=16000$ N/m

Al resorte de dureza intermedia le corresponde una constante de rigidez de 22000 N/m. En la figura 5.4 se muestran los valores de desplazamiento correspondientes a la simulación de este resorte.

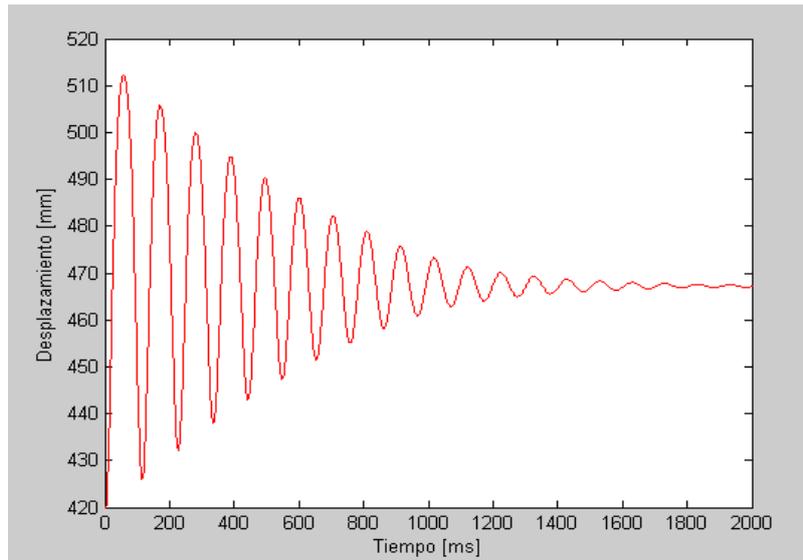


Figura 5.4. Desplazamiento masa suspendida para $k=22000$ N/m

La figura 5.5 muestra el valor PSD del desplazamiento de la masa suspendida para un valor de la rigidez del resorte correspondiente a 22000 N/m. Este resorte genera un pico de ganancia de $535000 \text{ mm}^2/\text{Hz}$ en frecuencias cercanas a cero y de $17000 \text{ mm}^2/\text{Hz}$ en frecuencias cercanas a 1 Hz. Para valores de 1,5 Hz se tiene otro pico de $8200 \text{ mm}^2/\text{Hz}$ y antes de llegar a los 3 Hz se producen otros picos, el primero de ellos de $3200 \text{ mm}^2/\text{Hz}$ y el segundo de $2500 \text{ mm}^2/\text{Hz}$, a partir de frecuencias mayores a 3 Hz los picos que se producen son menores a $1200 \text{ mm}^2/\text{Hz}$.

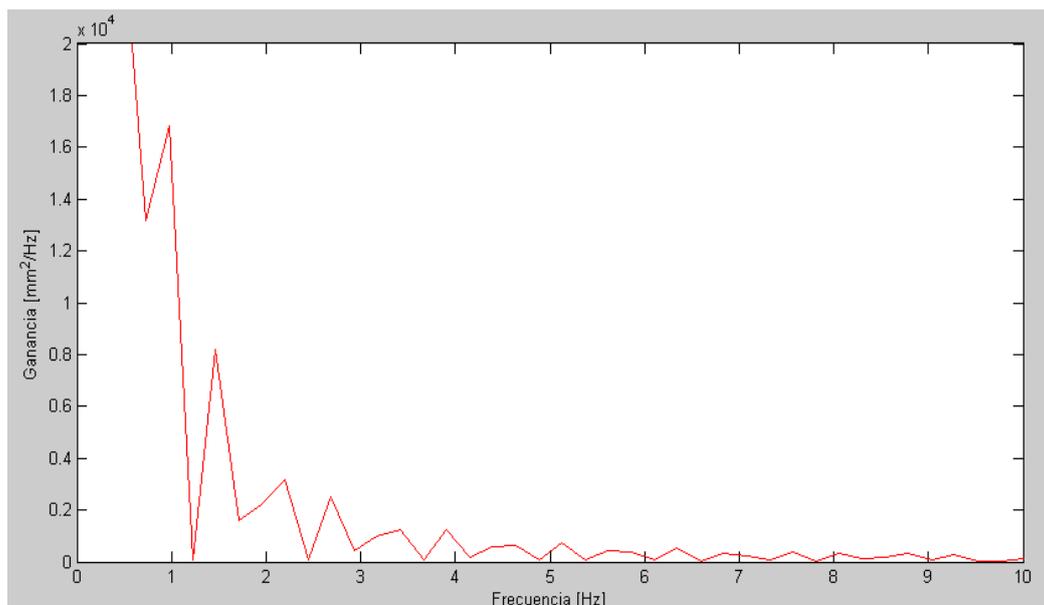


Figura 5.5. PSD del desplazamiento de la masa suspendida para $k=22000$ N/m

En la figura 5.6 se muestra el PSD del resorte con constante de rigidez de 22000 N/m para los valores de aceleración, se pueden apreciar unos valores de ganancia similares a los del resorte anterior, en este caso los dos valores de pico principales son un poco mayores, siendo de $1280 \text{ m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$ para la frecuencia de 10 Hz y $244 \text{ m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$ para la frecuencia de 18 Hz.

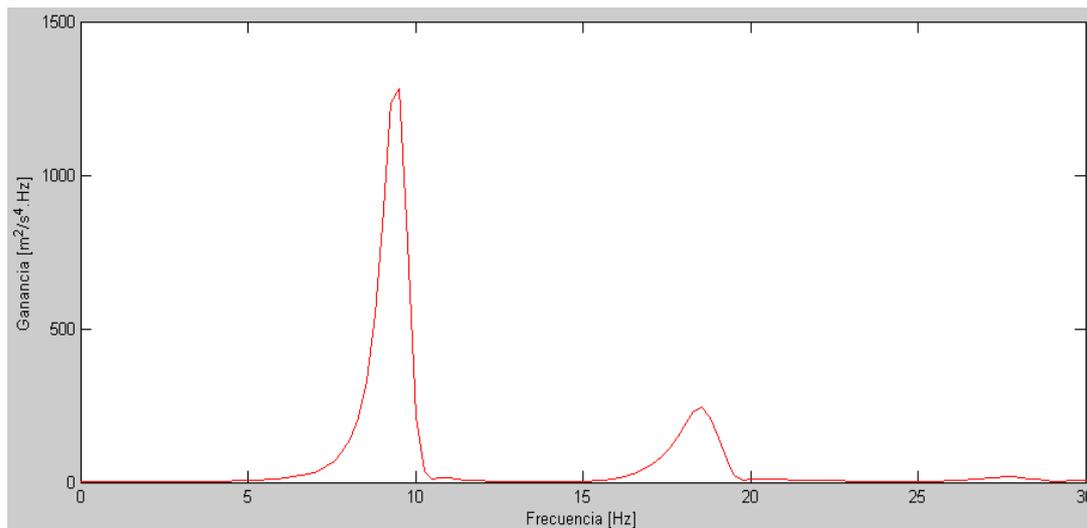


Figura 5.6. PSD de la aceleración de la masa suspendida para $k=22000 \text{ N/m}$

El último resorte a analizar es el de mayor dureza, correspondiéndole una constante de rigidez de 30000 N/m. En la figura 5.7 se muestran los valores posición respecto al tiempo de la masa suspendida para este resorte.

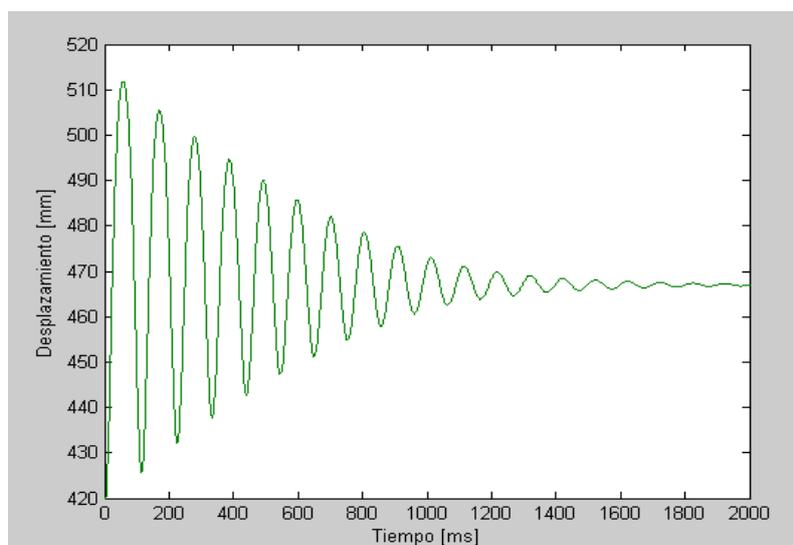


Figura 5.7. Desplazamiento masa suspendida para $k=16000 \text{ N/m}$

La figura 5.8 muestra el valor PSD del desplazamiento de la masa suspendida para un valor de la rigidez del resorte correspondiente a 30000 N/m. El pico de ganancia de este resorte en frecuencias próximas a cero es de 527000 mm²/Hz, el descenso de este pico se mantiene hasta pasar la frecuencia de 1 Hz. En frecuencias cercanas a 1,5 Hz se tiene un pico de 8700 mm²/Hz y antes de llegar a los 3 Hz se producen otros picos de 3300 mm²/Hz y 2500 mm²/Hz respectivamente, a partir de frecuencias mayores a 3 Hz los picos que se producen son menores a 1500 mm²/Hz.

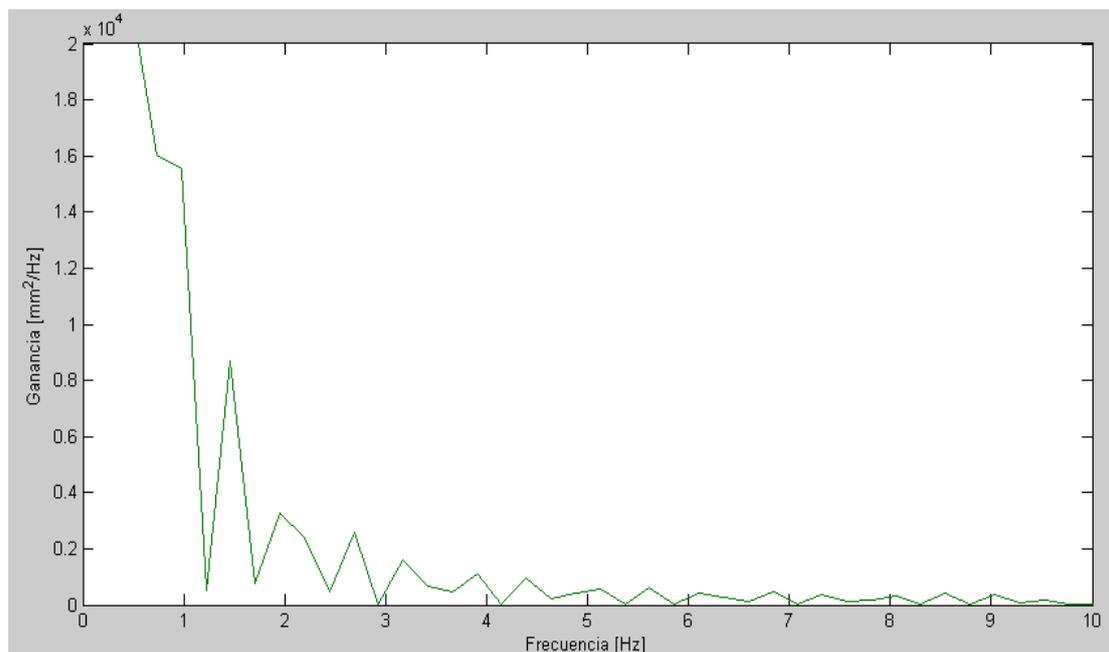


Figura 5.8. PSD del desplazamiento de la masa suspendida para k=30000 N/m

Al realizar el PSD para los valores de aceleración (véase figura 5.9) se observan al igual que para los casos anteriores dos picos de ganancia a los 10 Hz y 18 Hz de valor 1350 m²/s⁴Hz y 245 m²/s⁴Hz, respectivamente.

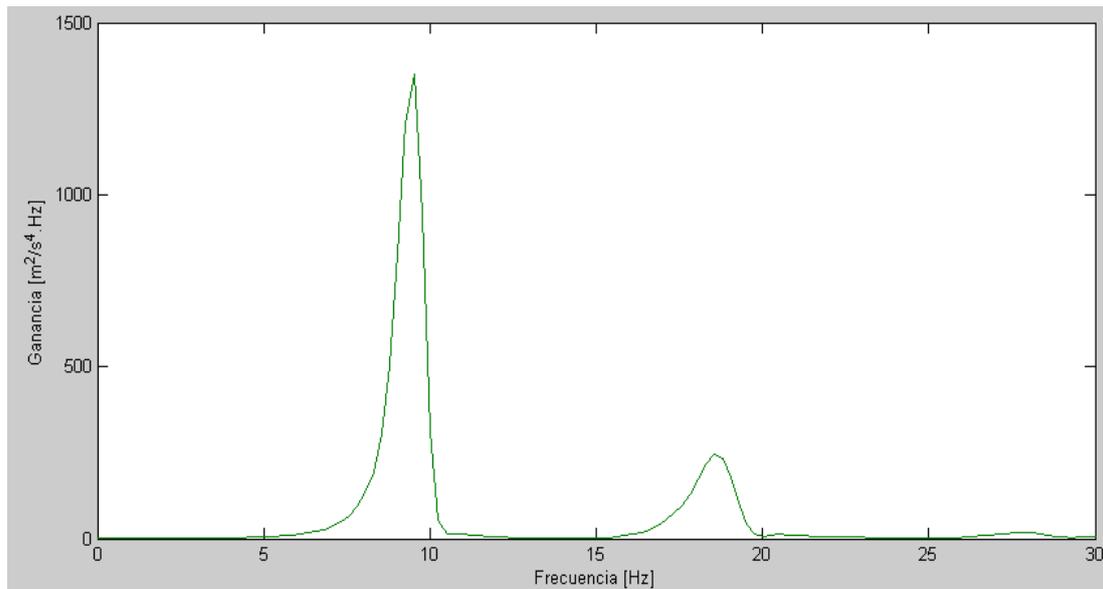


Figura 5.9. PSD de la aceleración de la masa suspendida para $k=30000$ N/m

Comparando los resultados obtenidos al realizar el PSD con los valores de posición, se pueden apreciar las diferencias entre los distintos resortes. En la figura 5.10 se muestra una grafica para valores de frecuencia comprendidos entre 0 y 4 Hz. La línea azul representa los valores PSD de posición de la masa suspendida para el resorte de constante de rigidez de 16000 N/m, la roja para el resorte con la constante de rigidez de 22000 N/m y la verde para el resorte con constante de rigidez de 30000 N/m.

Se busca que la amplitud de la señal en este intervalo de frecuencias sea la menor posible por ser estas las mejor percibidas por el ser humano. Por tanto, cuanto menores sean los picos de ganancia de la señal en este intervalo de frecuencias mayor será el grado de confort para los pasajeros del vehículo.

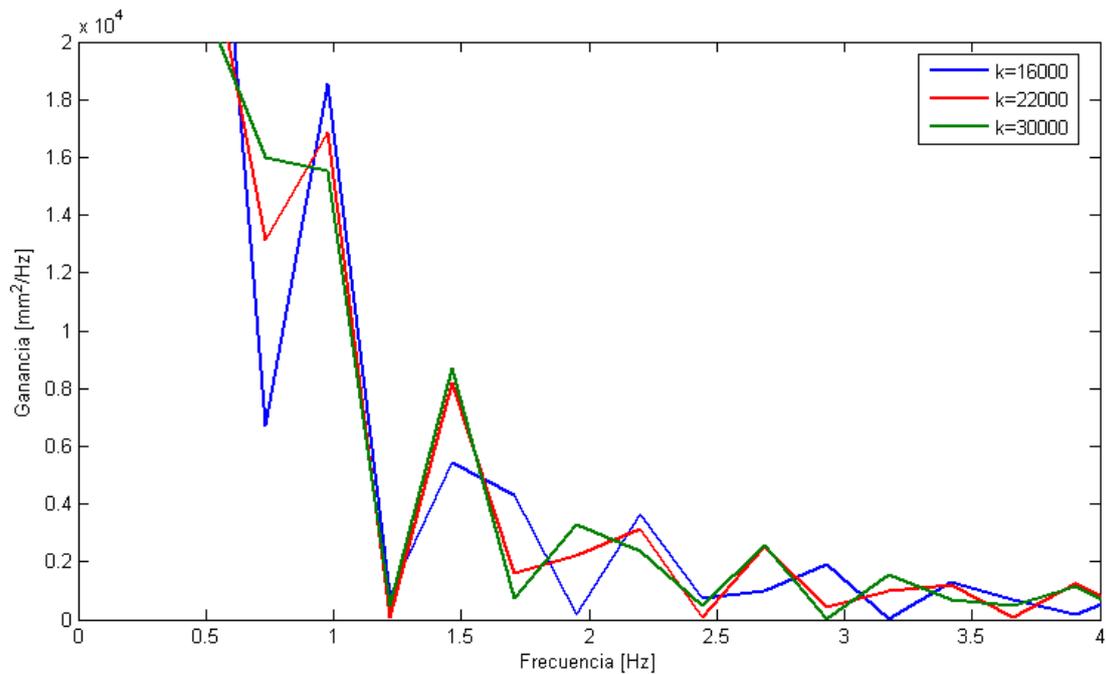


Figura 5.10. PSD posición de la masa suspendida

El primer pico corresponde a la frecuencia de 1 Hz, a partir de aquí es cuando el ser humano es más sensible a la amplitud del movimiento. Este primer pico es mayor en el resorte más blando. Este resorte es que tiene menos capacidad de absorber energía tras el impacto con el escalón, por ello la amplitud del movimiento de la suspensión con este resorte es mayor (véase figura 5.11). Por el contrario con el resorte más duro ocurre lo contrario, este resorte es capaz de absorber más energía y con ello reducir la amplitud del movimiento de la dirección.

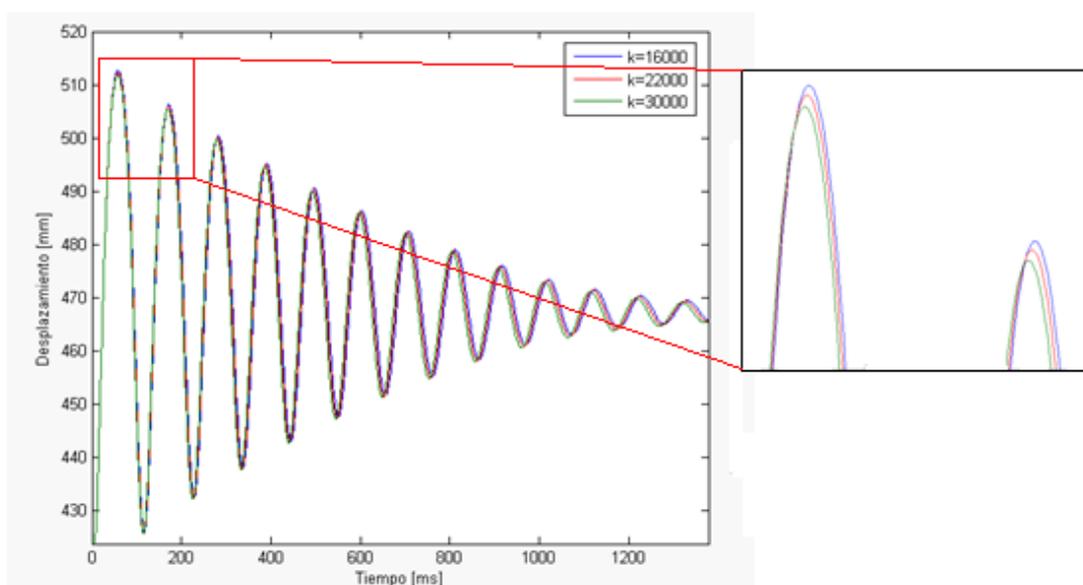


Figura 5.11. Desplazamiento de la masa suspendida



Una vez superado este primer pico, los restantes con menor ganancia corresponden al resorte más blando, debido a que este es el resorte menos rígido de los tres y que peor absorbe la energía generada en los movimientos oscilatorios de la suspensión a lo largo del tiempo.

De esta manera se consiguen unas ganancias más bajas a lo largo de las distintas frecuencias y, con ello, los ocupantes perciben un mayor grado de confort a costa de permanecer durante más tiempo la oscilación.

En los otros dos resortes más duros la oscilación es de menor amplitud y su duración es menor en el tiempo. Esto se debe a que, al ser más rígidos, estos resortes son capaces de absorber mayor energía, reduciendo así las oscilaciones de la suspensión.

Para los ocupantes la sensación de confort es menor con estos resortes por los mayores picos de ganancia en las frecuencias más sensibles a ser percibidas por el ser humano, por el contrario la seguridad se ve incrementada al durar menos la oscilación y ser menor el movimiento de la suspensión.

En la tabla 5.1 se muestran los valores de pico ganancia en mm^2/Hz para los distintos rangos de frecuencias obtenidos de realizar el PSD con los datos de posición del centro de gravedad de la barra de suspensión.

Tabla 5.1. Valores PSD para la posición de la masa suspendida

Frecuencia [Hz]	Resorte k=16000 N/m	Resorte k=22000 N/m	Resorte k=30000 N/m
0 -0.5	555000	535000	527000
1 – 1.5	18000	17000	15000
1.5 - 2	5500	8200	8700
2 – 2.5	3700	3200	3300
2.5 -3	1900	2500	2500

Si se analizan los resultados obtenidos tras realizar el PSD con los valores de la aceleración se aprecia como para los tres distintos resortes las trazas son similares en el mismo rango de frecuencias. En la figura 5.12 se muestra en una grafica una comparativa con las trazas de los tres resortes en distintos colores, azul para el resorte de constante de rigidez de 16000 N/m, rojo para el resorte con la constante de rigidez de 22000 N/m y verde para el resorte con constante de rigidez de 30000 N/m.

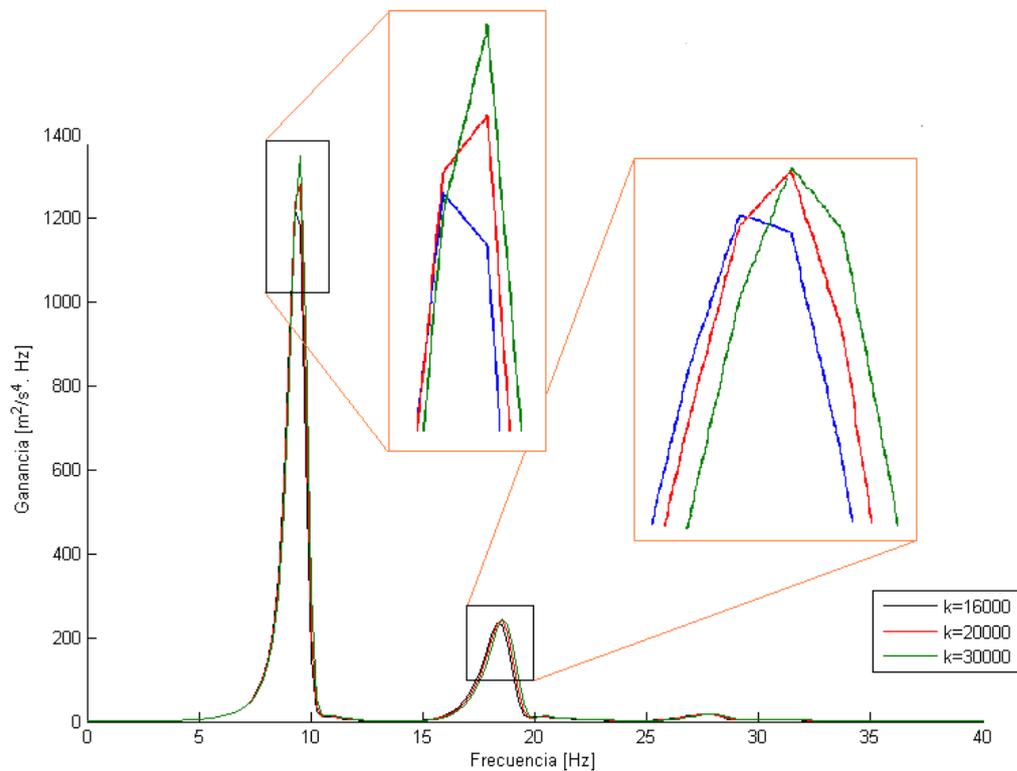


Figura 5.12. PSD aceleración de la masa suspendida

Al igual que con los valores del PSD para la posición, la menor ganancia se corresponde con el resorte de menor rigidez, tanto en la frecuencia principal como en las secundarias, esto se debe a que el tiempo que tarda el sistema en realizar cada oscilación es menor con este resorte. Se confirma con los valores de aceleración que el grado de confort para los ocupantes con este resorte es mayor que con los resortes más rígidos.

Del mismo modo se puede decir que el contacto entre neumático y carretera es peor con el resorte menos rígido, al estar este resorte durante más tiempo despegado de la carretera, ya que, aunque tarde menos en realizar cada oscilación, esta dura más tiempo por ser mayor su amplitud.

En la tabla 5.2 se muestran los valores de pico ganancia en $\text{m}^2/\text{s}^4\text{Hz}$ para los distintos rangos de frecuencias obtenidos de realizar el PSD con los datos de aceleración del centro de gravedad de la barra de suspensión.

Tabla 5.2. Valores PSD para la aceleración de la masa suspendida

Frecuencia [Hz]	Resorte $k=16000$ N/m	Resorte $k=22000$ N/m	Resorte $k=30000$ N/m
0 -10	1220	1280	1350
10-20	234	244	245
20-40	17	17	17

Para el estudio de la seguridad, se evaluará la oscilación de la suspensión tras el paso de la misma por el escalón de 0.1 m de altura. Asimismo, se estudiará el tiempo que tarda en estabilizarse la oscilación y la posición del neumático respecto de la carretera en cada instante de tiempo.

Se considerará una disminución de la seguridad el momento en que el neumático pierde el contacto con la carretera. Por tanto, todos los valores de posición que se alejen más de 0.09 m de la posición de equilibrio, se considerarán como pérdidas de seguridad. Se toma el valor de 0.09 m por ser este el valor del perfil del neumático.

En la figura 5.13 se muestran las deflexiones producidas en el neumático para los distintos resortes utilizados, mostrándose tres tipos de trazas. La de color azul representa la deflexión experimentada debido al resorte con constante de rigidez de 16000 N/m, la de color rojo correspondiente al resorte de constante de rigidez de 22000 N/m y la traza de color verde, que corresponde a la deflexión ocasionada al usar el resorte con constante de rigidez de 30000 N/m.

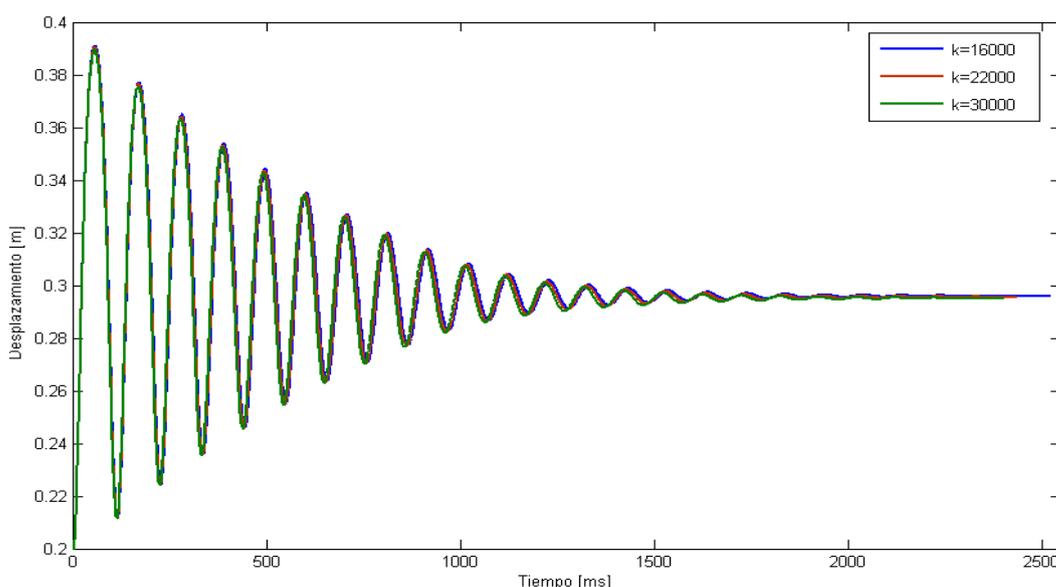


Figura 5.13. Deflexión del neumático



Se aprecia como con el resorte de mayor rigidez es con el que menos tiempo tarda en estabilizarse el movimiento de la suspensión y, por tanto, antes consigue que el neumático vuelva a estar en contacto con la carretera. Por otro lado, con este resorte la amplitud de las oscilaciones también es menor, favoreciendo el máximo contacto del neumático durante el periodo de tiempo que tarda en estabilizarse.

Por el contrario, el resorte de menor rigidez provoca un mayor desplazamiento del neumático respecto a la carretera y tarda más tiempo en estabilizarse, comprometiendo la seguridad del vehículo durante el periodo de oscilación de la suspensión. Se observa como este resorte, que como se vio anteriormente genera un mayor confort para los ocupantes, empeora la seguridad del vehículo.

En el caso del resorte de constante de rigidez de 22000 N/m se tiene un caso intermedio en el que el confort es un poco mejor que en el caso del resorte más rígido pero a costa de perder seguridad en la forma en que la suspensión mantiene el contacto entre el neumático y la carretera.

6 CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

A continuación, se exponen las principales conclusiones obtenidas durante la realización del presente Proyecto Fin de Carrera y los desarrollos posibles en el futuro como ampliación del mismo.

6.1 Conclusiones

En este proyecto se utiliza un modelo simplificado de un cuarto de vehículo para estudiar el comportamiento del sistema de suspensión ante diferentes perfiles de carretera. En el diseño del modelo realizado en SimMechanics se ha comprobado el buen funcionamiento de los elementos de la suspensión por separado y en conjunto antes de realizar cualquier tipo de simulación.

El modelo simplificado de cuarto de vehículo, carece de la interacción con el resto de partes del vehículo además de considerar como masa suspendida parte de la masa propia de la suspensión como son los trapecios. El sistema modelado también carece de los movimientos de inercia que se producirían por la masa suspendida en un modelo real de vehículo. Por ello no se busca una simulación del comportamiento del vehículo sino un estudio del comportamiento de la suspensión desde una posición de equilibrio ante unos determinados esfuerzos externos.



Cabe destacar, tal y como se puede observar en general en todos los resultados, que las diferencias entre los resortes simulados en cada prueba son, en el mejor de los casos, de escasa diferencia. Esto hace entender que no existe una gran diferencia en los resultados en relación a los cambios en la rigidez de los muelles de la suspensión del vehículo.

Conforme a los desplazamientos, tanto de la masa suspendida como de la masa no suspendida, se puede ver como existe un mayor desplazamiento de la suspensión en el caso de la configuración mas blanda de suspensión, esto es debido a la menor constante de rigidez del resorte, lo que ocasiona también que el tiempo de oscilación sea mayor.

En términos de seguridad, con esta configuración el neumático permanece durante menos tiempo en contacto con la carretera, disminuyendo el agarre del neumático y perdiendo eficacia la suspensión en su cometido de guiado y control del vehículo. Por tanto, desde el punto de vista de la seguridad, el mejor comportamiento del vehículo se consigue al montar la suspensión con el resorte de mayor rigidez.

Si se analiza desde el punto de vista del confort de los ocupantes el resorte de mayor rigidez es con el que peores resultados obtenemos, a frecuencias de oscilación a las que el ser humano es mas sensible es el resorte con el que mayor valores de amplitud se obtienen en la representación mediante la función de la “Densidad Espectral de Potencia (PSD)”, aumentando la sensación de malestar para los pasajeros del vehículo.

Con el resorte de menor rigidez, en cambio, las oscilaciones que perciben los ocupantes no resultan tan molestas al ser de menor intensidad en las frecuencias sensibles por el cuerpo humano.

Como conclusión final se puede decir que cada resorte tiene sus ventajas e inconvenientes, según se prime el confort para los ocupantes o la seguridad y efectividad del vehículo en la carretera. Cada mejora realizada por el resorte en el confort repercute negativamente en la seguridad y viceversa.

Se puede decir que los objetivos han sido superados, ya que se ha estudiado el comportamiento de la suspensión de un cuarto de vehículo automóvil para diferentes rigideces de resortes, comportándose para todos los casos de simulación de una manera que sirve para realizar estimaciones sobre el comportamiento del vehículo en condiciones reales de funcionamiento.



6.2 Desarrollos futuros

A partir de las conclusiones y resultados extraídos de este Proyecto Fin de Carrera se pueden proponer una serie de futuras líneas de trabajo.

El modelo simulado en este proyecto era una simplificación de un cuarto de vehículo, para obtener resultados mas precisos se debería realizar la simulación con modelos que se asemejen mas al modelo de vehículo completo, que consigan simular mejor el sistema de suspensión de un vehículo real y sus masas e inercias.

Un siguiente desarrollo al modelo de cuarto de vehículo es el estudio de mitad de vehículo, en el que se tienen en cuenta los movimientos propios de la masa suspendida, como el cabeceo. Otra ventaja de modelizar medio vehículo es la posibilidad de colocar los sensores en el centro de gravedad de la masa suspendida, con lo que se conseguirían unos resultados más precisos en el estudio del confort de los pasajeros.

Por tanto, además de la realización de los modelos de medio vehículo y vehículo completo, hay un elevado número de futuros trabajos relacionados con el modelo obtenido y su mejor aprovechamiento:

- * Estudio del conjunto con unas determinadas restricciones para poder dotar al sistema de unos límites de actuación, como la incorporación de topes en la suspensión para no sobrepasar las longitud de bloque de los resortes.
- * Realizar pruebas de comportamiento efectuando cambios sobre la rigidez del neumático o sobre los coeficientes de amortiguación del amortiguador.
- * Estudio del comportamiento de la suspensión durante procesos de aceleración o frenada del vehículo.
- * Estudio de nuevas disposiciones de los elementos de suspensión, tanto de muelles y amortiguadores como de los trapecios y mangueta, optimizándose así la geometría de la suspensión, y en caso de realizar un estudio sobre modelos de medio vehículo o vehículo completo la introducción de nuevos elementos como barras estabilizadoras o empujadores para sistemas “push rod”.

6. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS



- * Introducción de barras de torsión en lugar de muelles como elementos elásticos, por sus mayores posibilidades de desarrollo y colocación dentro del vehículo.
- * Variar los distintos perfiles de carretera para observar el comportamiento de las suspensiones ante distintos tipos de obstáculos o irregularidades del terreno.

7 BIBLIOGRAFÍA

[1] Domenech Samuel. “El mundo del automóvil”. 2002.

<http://www.geocities.com/sadocar2/suspension.html>

[2] Cesvimap. “Sistema de Suspensión”. 2005.

www.cesvimap.com/e16/PDF/CFElemAmoviblesExtracto.pdf

[3] Chris Longhurst. “Car Bibles: The wheel and Tyre Bible”. 1994-2009.

www.carbibles.com

[4] Luque, P.; Álvarez, D.; Vera, C. “Ingeniería del Automóvil”. Editorial Thomson, 2004.

[5] Aparicio, F.; Vera, C.; Díaz, V. “Teoría de los Vehículos Automóviles”. Sección de publicaciones de la ETS de Ingenieros Industriales de Madrid, 1995.

[6] Juan Alberdi Urbieta. “Amortiguadores y suspensión”. Escuela Superior de Ingenieros de la Universidad de Navarra. 2003.

<http://www.tecnun.es/automocion/>

[7] Josep Castañe. “El Equipo de Competición”. Editorial CEAC, 1995.



[8] OpenCourseWare. “Análisis de sistemas multicuerpo”. Universidad Politécnica de Madrid. 2005.

<http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/simulacion-en-ingenieria-mecanica/contenidos/teoria/>

[9] Garcia de Jalón, J. and Bayo E. "Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems". Springer Verlag. 1994.

[10] Matlab & Simulink. “SimMechanics User’s Guide”. The MathWorks, Inc. 2007.

[11] Jesús Vidal. “Un método general, sencillo y eficiente, para la definición y simulación numérica de sistemas multicuerpo”. Sección de publicaciones de la ETS de Ingenieros Industriales de Madrid, 2006.