

E.T.S. de Ingeniería Industrial,  
Informática y de Telecomunicación

# Caracterización de chasis de vehículo para cálculo de ley objetivo de amortiguación



Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo Fin de Estudios

Autor: Sergio Valenzuela Rodríguez

Tutor: Fco. Javier García Zabalegui

Pamplona, a 26 de Junio de 2017





## Agradecimientos

*Principalmente a mis padres; por haberme permitido llegar tan lejos, por creer en mí siempre y por siempre ser mi respaldo y refugio. Habéis sido imprescindibles en mi trayecto hasta aquí, y lo seguiréis siendo en el que queda por delante.*

*A mis compañeros de clase durante los años de universidad, por los buenos momentos pasados juntos y por nuestra unión en los malos.*

*A mi tutor Patxi, por haberme orientado y guiado en la realización del Trabajo de Fin de Estudios con tanta presteza y haberse implicado tanto conmigo.*

*Y al personal de Ingeniería de Producto en KYB por haberme acogido y hacer más llevadero el paso del ambiente de universidad al ambiente de empresa.*

## Resumen

Desarrollo de una herramienta capaz de ofrecer resultados objetivos de previsión de comportamiento del vehículo a partir de parámetros característicos del chasis del mismo y el ensayo de carga-velocidad de los amortiguadores instalados. Se tiene en cuenta una interfaz en Excel de empleo intuitivo, rápido y sencillo, y posibilidad de empleo en cualquier ordenador. Se pretende ahondar en la diferenciación entre funcionamiento en fase del eje del vehículo y funcionamiento en contrafase; incluyendo la influencia de la barra estabilizadora.

Los resultados se encuentran enfocados a: posicionamiento del amortiguador, balanceo, carga en tracción y compresión según velocidad, límite de amortiguamiento crítico, frecuencia natural y natural amortiguada.

Dicha herramienta se basa en un estudio previo, principalmente de vibraciones mecánicas y dinámica vehicular, buscando un compromiso entre estudio exhaustivo y sencillez. Se hace hincapié en el comportamiento del vuelco de los vehículos

A su vez, se estudia el estado del arte de los elementos estabilizadores en vehículos y los tipos de suspensiones actuales, así como el funcionamiento interno del amortiguador, con la configuración de su ley fuerza – velocidad.

## Abstract

Development of a tool capable of giving objective results related to vehicle's behavior based on characteristic parameters of its chassis and information from the damping force - speed essay applied to the shock absorber. It is desired to obtain an user-friendly, intuitive and fast-to-use Excel interface which can be used in any computer. The essay delves into phase and counter-phase behavior of the vehicle, considering the anti-roll bar's influence.

Results focus on: shock absorber's positions, damping force in rebound and bump situations depending of its speed, critical damping limit, natural frequency and muffled natural frequency.

The aforementioned tool is based in a previous study, which digs into mechanical vibrations and vehicle dynamics mainly, looking for a balance between an exhaustive knowledge and simplicity. It is also desired to emphasize the roll behavior in vehicles.

Finally, there is a study related to roll-stabilizing elements in vehicles and the different kinds of suspensions, also the internal mechanism's operation of the shock absorber, which operates its characteristic damping force – speed law.

## Lista de palabras clave

- Masa suspendida

En un vehículo dotado de suspensión, su masa total descansa sobre las diferentes ruedas. De la fracción de masa soportada por cada rueda, la masa suspendida es la parte que sí es soportada por el propio amortiguador-muelle.

- Masa no suspendida

Es la porción de masa soportada por una rueda del vehículo que no es soportada por la suspensión; incluye la propia rueda, sistema de frenado, mangueta de dirección y la mitad de la masa semisuspendida (la propia amortiguación). La reducción de la masa no suspendida es deseable ya que ante irregularidades del terreno el sistema rueda-amortiguación aligerado absorbe mejor las vibraciones y copia mejor el perfil del terreno.

- Centro de balanceo

Considerado un eje del vehículo, es el punto alrededor del cual pivota la masa suspendida cuando se produce su balanceo. Su localización depende de la geometría de los brazos de la suspensión, y si se produce una carga lateral alineada con el centro de balanceo, no se produce momento y por tanto el balanceo sería nulo.

- Funcionamiento en fase

En dinámica vehicular, el funcionamiento en fase se produce cuando en un mismo eje las ruedas sufren desplazamientos verticales de misma magnitud y en mismo sentido. Puede producirse en acciones longitudinales como aceleración, frenado u obstáculos como los badenes de tráfico.

- Funcionamiento en contrafase

El funcionamiento en contrafase supone la situación opuesta a funcionamiento en fase, como consecuencia de acciones laterales. En este caso las ruedas de un mismo eje sufren deflexiones en sentidos opuestos (en una curva la rueda interior sufre tracción y la interior compresión), propiciando el balanceo de la carrocería, y en casos excesivos, riesgo de vuelco.

## Lista de figuras

<i>Figura 1: Oscilación amortiguada vs oscilación no amortiguada</i> .....	12
<i>Figura 2: Ballesta y disco de fricción</i> .....	12
<i>Figura 3: Tren de suspensión de un vehículo moderno</i> .....	14
<i>Figura 4: Suspensión de eje rígido de tipo "Hotchkiss"; con ballestas semielípticas</i> .....	15
<i>Figura 5: Eje rígido de 4 barras</i> .....	16
<i>Figura 6: Barra Panhard</i> .....	16
<i>Figura 7: Descripción gráfica del error de movimiento lateral en una barra Panhard</i> .....	17
<i>Figura 8: Funcionamiento del mecanismo de Watt</i> .....	17
<i>Figura 9: Suspensión semiindependiente de eje torsional</i> .....	18
<i>Figura 10: Suspensión de Dion</i> .....	19
<i>Figura 11: Suspensión de semiejes oscilantes</i> .....	21
<i>Figura 12: Ejemplo de suspensión de paralelogramos deformables</i> .....	22
<i>Figura 13: Accionamiento indirecto de paralelogramos deformables</i> .....	22
<i>Figura 14: Ejemplo de columna McPherson</i> .....	23
<i>Figura 15: Geometría de doble brazo arrastrado</i> .....	24
<i>Figura 16: Suspensión multibrazo</i> .....	25
<i>Figura 17: Vista en planta de una suspensión neumática</i> .....	26
<i>Figura 18: Suspensión hidroneumática de Citroën</i> .....	27
<i>Figura 19: Barra de torsión longitudinal</i> .....	29
<i>Figura 20: Barra estabilizadora en un eje de suspensión independiente</i> .....	31
<i>Figura 21: Flujo de aceite a través del paso permanente y de la apertura de válvulas</i> .....	33
<i>Figura 22: Conjunto explosionado del pistón de un amortiguador monotubo</i> .....	33
<i>Figura 23: Curvas fuerza/velocidad para diferentes posiciones de aguja en un amortiguador regulable</i> .....	34
<i>Figura 24: Esquema simplificado de amortiguador bitubo</i> .....	35
<i>Figura 25: Esquema de amortiguador bitubo no presurizado y de un amortiguador bitubo presurizado</i> .....	36
<i>Figura 26: Flujos de aceite en compresión</i> .....	37
<i>Figura 27: Flujos de aceite en extensión</i> .....	38
<i>Figura 28: Amortiguador Strut</i> .....	39
<i>Figura 29: Amortiguador strut y un amortiguador convencional</i> .....	40
<i>Figura 30: Esquema simplificado de un amortiguador monotubo</i> .....	40
<i>Figura 31: Esquema de amortiguador monotubo</i> .....	41
<i>Figura 32: Superposición de diferentes curvas carga-velocidad y establecimiento de la ley filiforme</i> .....	43
<i>Figura 33: Corte y despiece de un amortiguador bitubo</i> .....	46
<i>Figura 34: Presiones en el amortiguador</i> .....	47
<i>Figura 35: Histéresis en la curva carga – velocidad</i> .....	48
<i>Figura 36: Zonas del diagrama fuerza-velocidad</i> .....	49
<i>Figura 37: Barra estabilizadora activa de BMW E60/E61</i> .....	52
<i>Figura 38: Tenneco's Kinetic Suspension</i> .....	53
<i>Figura 39: Esquema de suspensión pasiva y de suspensión adaptativa/semiactiva y activa</i> .....	55

Figura 40: Sistema ABC instalado en un Mercedes SL.....	56
Figura 41: Magnetización en un amortiguador magnetorreológico.....	57
Figura 42: Diagrama de fuerzas en un sistema REAS.....	58
Figura 43: F.damping .....	60
Figura 44: Diagrama de flujo de aplicación del modelo de Reybrouck .....	62
Figura 45: Arquitectura modelizada de la valvulería interna en el modelo de Duym.....	63
Figura 46: Comparación del modelo explícito y el modelo sin histéresis .....	64
Figura 47: Comparación de mallas del modelo no paramétrico de Lang y Sonnenburg.....	65
Figura 48: Modelo de 2gdl para un cuarto de vehículo .....	66
Figura 49: Ejes del vehículo de acuerdo a la SAE.....	74
Figura 50: Fuerzas actuando sobre un vehículo .....	75
Figura 51: Fuerzas en el modelo de vuelco cuasi-estático para vehículo rígido.....	78
Figura 52: Reacciones de vuelco en un vehículo suspendido .....	80
Figura 53: Equilibrio de aceleración lateral en situación de balanceo de modelo de vehículo suspendido.....	82
Figura 54: Modelo transitorio de balanceo.....	83
Figura 55: Respuesta de balanceo del sistema ante una entrada escalón .....	84
Figura 56: Efecto del amortiguamiento lateral en el umbral de vuelco para una señal escalón de aceleración lateral.....	85
Figura 57: Umbral de vuelco según la frecuencia en un cambio de dirección sinusoidal .....	86
Figura 58: Curva característica carga lateral-carga vertical para un neumático .....	87
Figura 59: Análisis de fuerzas en el paso por curva .....	88
Figura 60: Transferencia de carga con masa suspendida y semisuspendida.....	89
Figura 61: Semejanza de triángulos para obtener el valor de $K_{\phi}$ .....	90
Figura 62: Obtención del centro de balanceo .....	95
Figura 63: Análisis de fuerzas en balanceo de vehículo completo .....	97
Figura 64: Pesos Calc_KYB.....	101
Figura 65: Muelles Calc_KYB.....	103
Figura 66: Posicionamiento Calc_KYB.....	105
Figura 67: Dinámica ¼ vehículo Calc_KYB.....	106
Figura 68: ARB (barra estabilizadora) Calc_KYB .....	110
Figura 69: Dinámica amortiguador delantero Calc_KYB.....	114
Figura 70: Dinámica amortiguador trasero Calc_KYB.....	115
Figura 71: Datos iniciales Input_data_manufacturer .....	118
Figura 72: Pesos Input_data_manufacturer .....	118
Figura 73: Suspensión frontal y trasera Input_data_manufacturer .....	119
Figura 74: Ratios de movimiento Input_data_manufacturer .....	119
Figura 75: Rigidez de neumático Input_data_manufacturer .....	120
Figura 76: Gráficas fuerza – velocidad Graph_viewer_KYB .....	121
Figura 77: Gráficas % tracción – compresión Graph_viewer_KYB.....	122
Figura 78: Gráficas % amortiguamiento crítico Graph_viewer_KYB.....	122
Figura 79: Gráficas frecuencia natural amortiguada Graph_viewer_KYB.....	123
Figura 80: Dibujo resumen Graph_Viewer_KYB.....	124

## Historia y contexto de KYB

*Kayaba Industry Co. Ltd*, es una empresa de componentes de automoción con sede en *Tokyo*. Actualmente comprende un conglomerado de empresas destinadas a la producción sobre todo de componentes de automoción e industria (amortiguadores hidráulicos, neumáticos, sistemas de dirección asistida). También produce componentes dedicados al sector aeronáutico, naval y de construcción.

Fue fundada por el pionero de la tecnología hidráulica *Shiro Kayaba* en 1919. A día de hoy cuenta con cerca de 11000 empleados repartidos en 12 plantas principales por todo el mundo, las cuales producen aproximadamente 65 millones de amortiguadores cada año. El 60% de la facturación global de la compañía se debe a la venta de amortiguadores al sector de la automoción, y KYB posee la mayor fábrica de amortiguadores del mundo, situada en la región de *Gifu* (Japón). Actualmente su presidente y director ejecutivo es *Masao Usui*.

*KYB Europe GMBH* es una filial de *KYB Corporation*, con sede en *Düsseldorf* (Alemania), con 7 sucursales que proveen de asistencia comercial y técnica en Europa y África.

El contexto del presente documento se focaliza en la sucursal de Ororbia (Navarra, España), denominada KEH (*Kayaba Europe Headquarters*), dedicada a los amortiguadores delanteros estructurales y traseros de automóviles. Dentro de esta sede, el autor del documento se encuentra realizando las prácticas para el departamento de Puesta a Punto. Dicho departamento se encarga de contactar con el cliente (fabricante de automóviles) y establecer la tecnología y reglajes necesarios para los amortiguadores del vehículo objetivo, para así obtener el comportamiento y confort de marcha deseado por el cliente.

KEH provee soporte de ingeniería y comercial a tres plantas de producción; la adyacente en Ororbia (Ctra. Irurzun 6, Navarra, España) denominada KYBSE (*KYB Suspensions Europe*), la planta de producción avanzada en el municipio de Los Arcos llamada KAMS (*KYB Advanced Manufacturing Spain*) y la planta de República Checa KCZ (*KYB Manufacturing Czech s.r.o*).

## Índice

1. Introducción .....	10
1.1 Objetivo .....	10
1.2 Alcance .....	10
1.3 Antecedentes .....	11
2. Suspensión actual y tipos .....	13
2.1 Suspensión dependiente .....	15
2.1.1 Eje rígido .....	15
2.2 Suspensión semiindependiente .....	18
2.2.1 De eje torsional.....	18
2.2.2 De Dion .....	19
2.3 Suspensión independiente .....	19
2.3.1 Semiejes oscilantes.....	20
2.3.2 Paralelogramos deformables.....	21
2.3.3 Columna McPherson .....	23
2.3.4 Brazo arrastrado .....	24
2.3.5 Multibrazo .....	24
2.3.6 Neumática.....	25
2.3.7 Hidroneumática .....	26
3. Estado del arte .....	28
3.1 Elementos estabilizadores elásticos convencionales .....	28
3.1.1 Barra de torsión .....	29
3.1.2 Barra estabilizadora (ARB) .....	30
3.2 Tipos de amortiguador y fundamento .....	32
3.2.1 Amortiguador bitubo .....	34
3.2.2 Amortiguador monotubo .....	40
3.2.3 Configuración de la curva carga – velocidad .....	43
3.3 Sistemas de amortiguación y estabilización poco convencionales .....	51
3.3.1 Barras estabilizadoras activas.....	51
3.3.2 Suspensión cinética sin barra estabilizadora.....	52
3.3.3 Suspensiones activas y semiactivas.....	54
3.3.4 Amortiguadores magnetorreológicos.....	56
3.3.5 REAS (Relative absorber System) .....	57
3.4 Modelizados .....	58
3.4.1 Introducción a los modelizados en amortiguadores .....	58
3.4.2 Modelo de Reybrouck.....	59
3.4.3 Modelo de Duym .....	62
3.4.4 Modelo no paramétrico de Lang y Sonnenburg.....	64
4. Teoría de vibraciones mecánicas .....	66
4.1 Modelo 1gdl y 2gdl .....	66
4.2 Obtención de la ecuación de desplazamiento .....	69
4.3 Obtención de parámetros característicos .....	70

5. Dinámica vehicular .....	73
5.1 Introducción .....	73
5.1.1 Sistema de coordenadas.....	74
5.1.2 Carga dinámica por eje .....	75
5.1.3 Carga estática por eje, firme sin inclinación .....	77
5.1.4 Aceleración a baja velocidad .....	77
5.2 Modelos de vuelco .....	77
5.2.1 Modelo cuasi-estático para vehículo rígido.....	77
5.2.2 Modelo cuasi-estático para vehículo suspendido .....	80
5.2.3 Aproximación al modelo transitorio.....	83
5.3 Distribución del modelo de vuelco.....	86
5.3.1 Cálculo del valor de rigidez al balanceo.....	88
5.3.2 Parámetro <i>wheel rate</i> y <i>spring rate</i> .....	91
5.3.3 Centro de balanceo estático .....	95
5.3.4 Gradiente de balanceo y distribución del momento de vuelco .....	96
6. Desarrollo de la herramienta para KYB Europe Headquarters .....	99
6.1 Introducción .....	100
6.2 Pestaña principal: cálculos .....	101
6.2.1 Pesos.....	101
6.2.2 Muelles .....	103
6.2.3 Suspensión: posicionamiento .....	105
6.2.4 Suspensión: dinámica ¼ vehículo .....	106
6.2.5 ARB (barra estabilizadora).....	110
6.2.6 Dinámica del amortiguador.....	114
6.3 Adquisición de datos de cliente .....	118
6.4 Resultados gráficos e interpretación.....	120
7. Conclusiones generales.....	125
8. Bibliografía .....	127

## 1. Introducción

### 1.1 Objetivo

Tal y como se desprende del título del proyecto, el objetivo del mismo es obtener un modelo/procedimiento para poder caracterizar el chasis de un vehículo a partir de una serie de datos intrínsecos del mismo y el ensayo de cargas del amortiguador a instalar.

Los datos del chasis deberán ser provistos por el fabricante por lo que se desea que la plantilla de adquisición de datos sea lo más sencilla y clara posible, con los mínimos datos necesarios.

Se desea que los resultados sean aplicables teniendo en cuenta la barra estabilizadora y sin ella. Los resultados se proveerán de un modo gráfico y deben abarcar la frecuencia natural (cuarto de vehículo), carga/velocidad, amortiguamiento crítico, % amortiguamiento en compresión y en tracción.

El presente proyecto surge a partir de la necesidad del departamento de Puesta a Punto en *KYB Europe Headquarters*. Se requiere un método de caracterización universal para aplicar a los vehículos de estudio, de manera que se puedan realizar de un modo rápido e intuitivo comparaciones entre diferentes reglajes del vehículo en comportamiento estático, así como punto de partida a partir del cual determinar reglajes.

### 1.2 Alcance

En primer lugar se situará al lector en contexto, exponiendo la necesidad histórica de los sistemas de suspensión, así como su evolución con el paso del tiempo y diferentes tipos de soluciones adoptadas, con sus características, ventajas e inconvenientes.

Posteriormente, se ahondará en las tecnologías actuales más convencionales y el fundamento de las diferentes soluciones adoptadas como sistemas de suspensión en automóviles, así como establecer una visión general del estado del arte.

Más tarde se focalizará en el funcionamiento de un amortiguador convencional, con sus parámetros constructivos que lo definen y piecerío. Se describirán los métodos de chequeo y caracterización empírica de los mismos. Acto seguido se establecerá la modelización del conjunto del sistema de suspensión y el estudio del balanceo del vehículo.

Una vez establecidas las bases del modelo, se estudiarán los datos de partida para la caracterización y los cálculos necesarios.

Finalmente se comentarán los datos de salida así como sus posibles variantes, ya que dichos datos serán el punto de partida de la puesta a punto/reglaje del vehículo.

Por último se establecerán una serie de conclusiones acerca de lo visto.

### 1.3 Antecedentes

De acuerdo a la RAE, la definición de suspensión corresponde a “En los automóviles, vagones de ferrocarril y cualquier otro vehículo, conjunto de las piezas y mecanismos destinados a hacer elástico el apoyo de la carrocería sobre las ruedas”.

El sistema de amortiguación conecta las ruedas al vehículo y es crucial para caracterizar el comportamiento del vehículo. Además limita los 6 grados de libertad originales de la rueda a solo 2.

Con el surgimiento de vehículos rodados (carruajes y primeros automóviles) se vio la necesidad de aislar en cierta medida la carrocería y habitáculo de las irregularidades del terreno. La solución adoptada consistió en emplear medios elásticos.

No obstante, si solo se emplean medios elásticos, aunque la confortabilidad del habitáculo es mayor, éste queda oscilando indefinidamente, haciendo que el vehículo sea inestable. Se hizo patente la necesidad de introducir otro elemento que detuviera la oscilación, disipando su energía. Estos elementos son los amortiguadores.

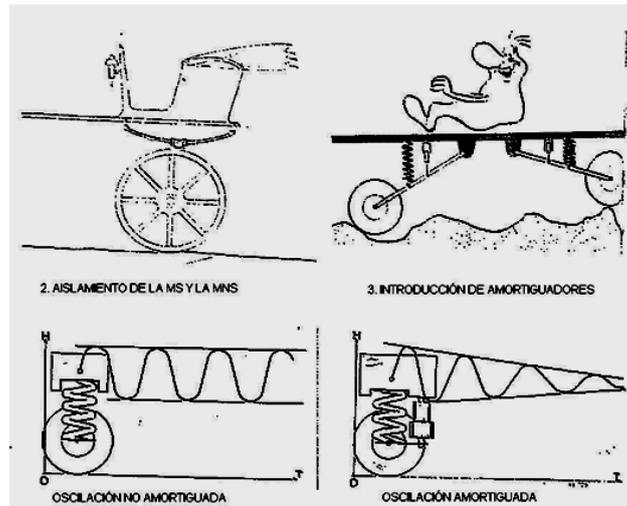


Figura 1: Oscilación amortiguada vs oscilación no amortiguada

Los primeros resortes empleados son las ballestas.



Figura 2: Ballesta y disco de fricción

Consisten en una serie de láminas de acero elástico y resistente, superpuestas de menor a mayor longitud. Se encuentran sujetas y alineadas entre sí por abrazaderas; pueden tener deslizamiento relativo entre ellas.

La hoja más larga se denomina “maestra”. En sus extremos se sitúan bulones y silentblocks para unirse al bastidor. No obstante debido a la deflexión de las hojas, una de las sujeciones al bastidor debe de ser empotrada y la otra deslizante. Aunque el deslizamiento entre hojas provoca cierto amortiguamiento, no evita la necesidad de un amortiguador.

A día de hoy se siguen realizando mejoras de las ballestas, atendiendo entre otras cosas al escalonamiento de las láminas para conseguir una resistencia a flexión uniforme. Las suspensiones de ballestas se siguen empleando, pero quedan relegadas sobre todo a vehículos industriales y todoterrenos.

Como elemento amortiguador se utilizaron originalmente discos de fricción, los cuales disipan el movimiento relativo entre dos elementos mediante rozamiento.

No obstante rápidamente cayeron en desuso debido a varios factores.

- Comportamiento alterado por el desgaste y frecuente reemplazo de piezas.
- Si no se supera la fuerza de fricción estática, el vehículo se comporta como un sólido rígido.
- Una vez superada la fuerza de fricción, la fuerza amortiguadora es menor conforme mayor es la velocidad relativa.

Actualmente los elementos más empleados en la suspensión son el resorte helicoidal y el amortiguador hidráulico telescópico.

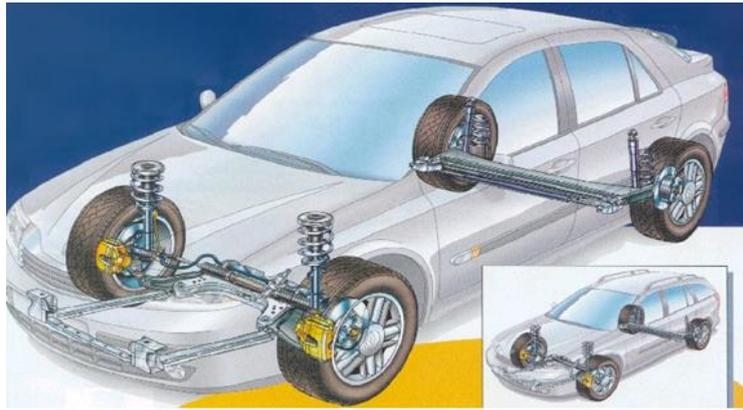
## 2. Suspensión actual y tipos

Con el paso del tiempo los vehículos han aumentado sus prestaciones y con ello los sistemas de suspensión deben de satisfacer más funciones y funcionar ante diferentes condiciones.

Actualmente se considera suspensión al conjunto de elementos que sirven de nexo entre la masa suspendida (carrocería, ocupantes, carga...) y masa no suspendida (ruedas, ejes, sistema de frenos). El sistema absorbe las irregularidades del terreno, asegurando el confort y la estabilidad del vehículo.

A día de hoy al sistema de amortiguación se le exigen las siguientes funciones:

- Soportar al vehículo y a las sobrecargas debidas a transferencias de carga
- Permitir el abatimiento de la rueda en movimiento vertical
- Guiar al vehículo con precisión; evitar cambios de trayectoria por transferencia inercial
- Dirigir al vehículo en combinación con la dirección
- Aislar al habitáculo de las irregularidades del terreno en la medida de lo posible
- Asegurar la adherencia de las ruedas al pavimento en todo momento
- Limitar el balanceo o torsión del chasis



*Figura 3: Tren de suspensión de un vehículo moderno*

En un tren de suspensión moderno se encuentran los tres diferentes bloques de elementos:

- Elementos de guiado: brazos articulados. Pueden ir relacionados con la dirección.
- Elementos elásticos: muelles principales, muelles secundarios, bloques de caucho.
- Elementos amortiguadores.

En general, el sistema de amortiguación debe lograr dos objetivos contrapuestos entre sí, que son la confortabilidad y el desempeño del vehículo, por lo que uno de los principales objetivos del reglaje de amortiguación es conseguir una solución que se acerque a ambos conceptos.

Es por ello también que el reglaje de la suspensión no es una ciencia exacta, sino que depende del tipo de vehículo y las preferencias de comportamiento hacia las que se incline el fabricante.

En general las suspensiones modernas se pueden clasificar dentro de tres grupos diferenciados según la independencia cinemática y/o dinámica entre las ruedas del mismo eje.

## 2.1 Suspensión dependiente

### 2.1.1 Eje rígido

También llamado *beam axle* en inglés, es el ejemplo más claro de suspensión dependiente. En ella las ruedas están montadas en los extremos de una viga rígida, por lo que el movimiento de una rueda en el eje afecta a la otra.

Fue uno de los sistemas más empleados, especialmente en el eje trasero, por su robustez, sencillez y economía, aunque hoy día han caído en desuso. Además la conexión rígida implica que el alineamiento de las ruedas y su ángulo de caída no varíen con el balanceo de la carrocería.

Dicho sistema presenta una serie de desventajas:

- Pobre adaptación de las ruedas al firme; las perturbaciones de una desplazan la otra.
- Elevada masa suspendida (viga pesada, quizá diferencial incluido), lo que reduce la agilidad de la suspensión.
- En caso de fallo, no se puede ajustar o corregir el alineamiento.
- En ejes delanteros, el sistema de dirección se encuentra expuesto a vibraciones indeseadas.

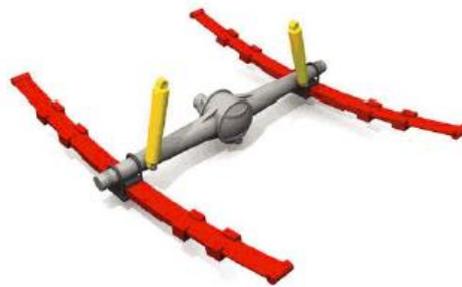


Figura 4: Suspensión de eje rígido tipo "Hotchkiss"; con ballestas semielípticas

En las suspensiones de eje rígido más modernas se emplean amortiguadores y muelles concéntricos (llamados *coil-over*) y sistema de 4 barras. Las inferiores se encargan del control longitudinal del eje, y las superiores de los esfuerzos inerciales y fuerzas laterales.

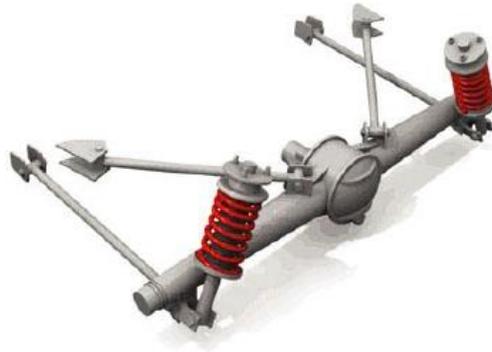


Figura 5: Eje rígido de 4 barras

Si no se emplea un sistema de 4 barras, ha de existir alguna clase de dispositivo para la fijación de los movimientos laterales. El más tradicional es la barra *Panhard*.

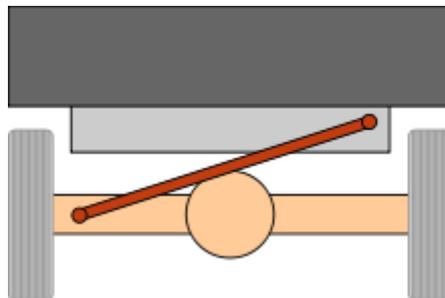


Figura 6: Barra Panhard

La barra *Panhard* consiste en una barra rígida coplanaria al eje, la cual posee uno de sus extremos conectado al eje y el otro al bastidor. Dichas conexiones permiten solo giros con desplazamientos en el plano vertical, pero restringe los movimientos laterales (por ello también deben de existir brazos longitudinales que limiten los movimientos en el eje longitudinal del vehículo).

La principal ventaja radica en que se trata de un dispositivo muy simple y sencillo de implantar en el diseño de un vehículo para restringir los movimientos laterales. La principal desventaja es que en su movimiento vertical el extremo unido al bastidor no describe un movimiento vertical sino que describe un arco, por lo que existe cierto movimiento lateral.

Por ejemplo, una barra de 1 metro de longitud y una elevación de 200 mm describe un desplazamiento lateral de 5 mm. Por ello en caso de implantarse, es solo deseable en caso de vehículos grandes con una barra muy larga, de manera que para un mismo desplazamiento vertical, el movimiento lateral descrito por el arco sea mínimo.

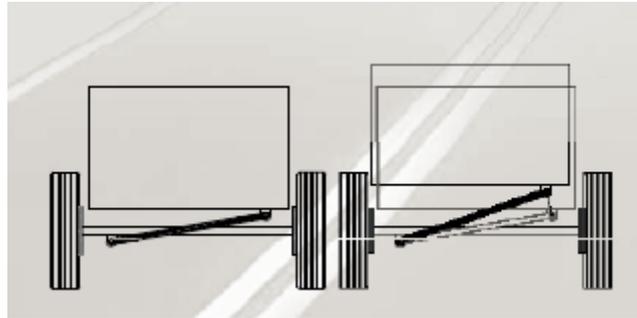


Figura 7: Descripción gráfica del error de movimiento lateral en una barra Panhard

Para evitar el mencionado error de desplazamiento lateral se implantó el mecanismo Watt en vez de la barra Panhard.



Figura 8: Funcionamiento del mecanismo de Watt

En el mecanismo de Watt se tienen dos barras, cada una unida por un lado al bastidor (con 1 gdl de rotación) y el otro extremo de ambas barras unido a la misma pieza, la cual está unida al eje por su centro, con 1 gdl de rotación también.

Se puede apreciar que cuando el punto C (unido al eje) sube o baja, las barras giran en sentidos opuestos entre sí; de la misma manera que con la barra *Panhard*, se permite un desplazamiento vertical mientras que se restringe el movimiento lateral. Se puede observar también que el desplazamiento vertical permitido depende de la longitud del eslabón central. Sigue existiendo un error de desplazamiento lateral ya que el movimiento del sistema sigue siendo a través de un arco, no obstante debido a la corta longitud del eslabón central, dicho error se reduce drásticamente.

En este sentido es más efectiva que la barra *Panhard*, aunque es un sistema más complejo. Su centro de balanceo se sitúa en el centro del pivote central. La transición hacia sistemas de suspensión independientes busca, entre otras cosas, obtener un centro de balanceo más cercano al suelo.

## 2.2 Suspensión semiindependiente

### 2.2.1 De eje torsional

Las suspensiones semiindependientes de eje torsional suponen una solución intermedia entre la suspensión de brazos arrastrados (independiente) y el eje rígido, y su uso se encuentra muy extendido en la suspensión trasera de vehículos de gama media. Se trata de un sistema compacto y barato.

Las ruedas del mismo eje se encuentran unidas por un eje transversal con cierto brazo de palanca. El eje es rígido a flexión pero posee elasticidad a torsión, permite el balanceo y actúa de manera similar a una barra estabilizadora.

Cuando una rueda se eleva, debido al brazo de palanca ejerce una torsión sobre el eje, la cual no debe exceder su límite elástico. El eje torsionado reacciona tratando de mantener las dos ruedas en el mismo plano.

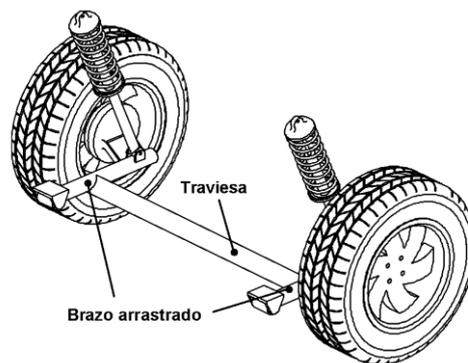


Figura 9: Suspensión semiindependiente de eje torsional

### 2.2.2 Suspensión de Dion

En este sistema las ruedas del mismo eje se encuentran conectadas por un sistema de eje telescópico que permite variar el ancho de vía. Dicho eje se encuentra ligeramente curvado para poder alojar el diferencial si procede. El diferencial y el final de la transmisión se unen al bastidor, no al eje, para reducir la masa no suspendida.

El eje de Dion se une al bastidor mediante brazos oblicuos, capaces de soportar los esfuerzos longitudinales. Para absorber los esfuerzos transversales se emplea un sistema como puede ser la barra *Panhard* o un mecanismo de *Watt*.

Su principal ventaja es que aunque se dé el fenómeno de balanceo, las ruedas mantienen la posición respecto al plano del suelo. Se permite la variación del ancho de vía sin que ello afecte mayormente al ángulo de caída. En contrapartida, se trata de un sistema pesado, costoso, poco empleado e investigado, con un elevado rozamiento (y desgaste) en el tubo deslizante y los semiejes.

Además, cuando una rueda trabaja a compresión, la parte trasera del vehículo sufre cierto cambio de dirección, incidiendo negativamente en la estabilidad del vehículo.

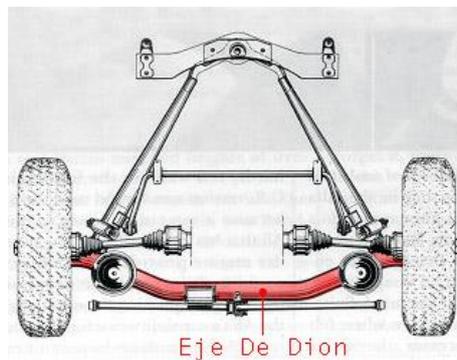


Figura 10: Suspensión de Dion

## 2.3 Independientes

La principal característica de las suspensiones independientes es que permiten que el movimiento vertical de una de las ruedas del eje no afecte ni cinemática ni dinámicamente a la rueda opuesta. Presentan una serie de ventajas frente a las suspensiones con dependencia.

- Mayor absorción de impactos y mayor estabilidad en terreno irregular; mejora tanto de la estabilidad como del confort en terrenos no-óptimos.
- Para una misma rigidez de muelles, se obtiene una mayor resistencia al balanceo.
- Diseño de los brazos de control mucho más abierto y flexible, mayor libertad para situar el centro de balanceo y la evolución del apoyo de la zona de contacto de los neumáticos a lo largo del recorrido vertical de la rueda.
- Permite un mayor recorrido vertical de la rueda.
- Cuando se emplean en el eje delantero, se evita el problema del exceso de vibraciones transmitidas a la dirección y se permite un mayor espacio disponible para el motor.
- Diseños con menor masa no suspendida; respuesta más ágil de la suspensión.

No obstante los vehículos que hacen uso de suspensiones independientes son más susceptibles al balanceo de la carrocería; fenómeno que a su vez afecta al ángulo de caída de los neumáticos. Por ello se han de emplear geometrías más complejas en el conjunto de la suspensión y/o emplear elementos antibalanceo como son las barras estabilizadoras.

### 2.3.1 Semiejes oscilantes

También denominados “*swing axle*” en inglés, constituyen la manera más sencilla de obtener una suspensión independiente. Se parte de un eje rígido, pero en este caso cada semieje parte de una rueda y conecta con el bastidor en el centro.

Dichos brazos han de ser lo más largos posible, ya que en el movimiento vertical de la rueda, ésta realmente describe un arco cuyo centro es la unión con el bastidor. Por ello, existe una gran variación del ángulo de caída.

Otro inconveniente añadido es que su centro de balanceo se encuentra muy elevado (intersección de las prolongaciones de ambos brazos), incidiendo negativamente en el comportamiento.

No obstante dicho sistema ha sido empleado en los inicios de la suspensión independiente por su sencillez y bajo coste, aunque a día de hoy ha sido desplazado por los demás sistemas de suspensión independiente.

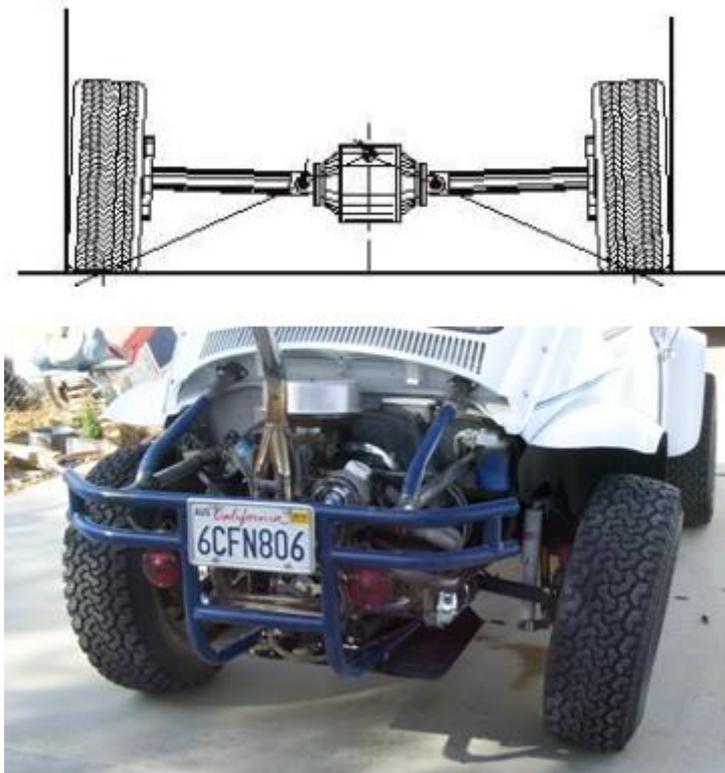


Figura 11: Suspensión de semiejes oscilantes

(Nótese el elevado centro de balanceo y el ángulo de caída afectado en el VW Beetle baja de la imagen)

### 2.3.2 Paralelogramos deformables

También denominada “de dobles triángulos”, o “*double A-arms*”, “*double wishbone*” en inglés, es uno de los sistemas de suspensión independiente más populares entre los automóviles de mayores prestaciones y de competición, debido a la flexibilidad de diseño que permite para adaptarse a los requisitos de comportamiento.

Se considera que es el sistema que obtiene una mejor relación resistencia/peso así como la menor masa no suspendida. En contrapartida, requiere gran espacio en dirección transversal para ser implantada.

En esencia consiste en dos brazos transversales dispuestos uno sobre otro, con el conjunto amortiguador-muelle entre ellos, que articulan con la rueda y con el chasis.



Figura 12: Ejemplo de suspensión de paralelogramos deformables

La figura muestra una de las disposiciones más populares de este sistema, no obstante existen numerosas variantes. Los brazos pueden ser paralelos o tener cierto ángulo entre sí, igual o diferente forma en vista en planta, muelle y amortiguador concéntricos (*coilover*) o separados entre sí.

El conjunto muelle-amortiguador puede ser accionado directamente, o indirectamente, mediante varillas empujadoras (ver Figura 13), “*rocking arm*”, “*push rod*”, “*pull rod*”. De este modo puede instalarse en el propio chasis, haciendo que la masa del vehículo se encuentre más centrada respecto al eje longitudinal y reduciendo aún más la masa no suspendida.

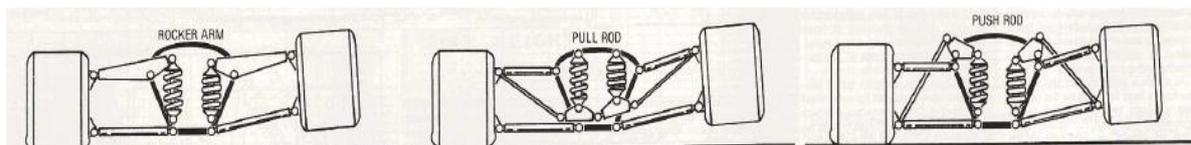


Figura 13: Accionamiento indirecto de paralelogramos deformables

Cabe destacar que si bien este sistema posee una muy elevada flexibilidad de diseño, ello también hace que el número de variables a determinar sea muy elevado, requiere muchas más piezas, y desplazamientos relativos entre componentes, por lo que el análisis de este conjunto mecánico es realmente complejo.

### 2.3.3 Columna McPherson

Se trata de un sistema de suspensión patentado por *Earle McPherson* (Ford) en 1950 y actualmente es el más usado en ejes delanteros. En este caso el brazo superior se sustituye por una rótula y una corredera. La unión a la carrocería se realiza mediante una unión flexible, con un cojinete axial que permite que al accionar la dirección el conjunto muelle-amortiguador gire con la rueda.

Este tipo de suspensión se caracteriza por que el conjunto muelle-amortiguador realiza función estructural además de las ya intrínsecas. En KYB la gran mayoría de amortiguadores delanteros fabricados son de tipo strut, por lo que además de calidad en el comportamiento con la calzada se les exigen calidad estructural; su rotura desconectaría mecánicamente la rueda del bastidor.

El sistema es barato, simple y ocupa poco espacio en sentido lateral y longitudinal, permitiendo espacio para vehículos de tracción delantera y motor transversal en chasis monocasco (en contrapartida requiere espacio en altura, limitando el diseño de la parte del capó).



*Figura 14: Ejemplo de columna McPherson*

Debido a la función estructural, son más susceptibles de desgastar las guías de los amortiguadores, y por su geometría tienden a variar el ancho de vía del vehículo cuando se trabaja en extensión.

El punto de montaje superior del puntal debe de estar en la proyección del eje del pivote de la dirección, no obstante ambos ejes no tienen por qué ser iguales.

Permite obtener un centro de balanceo cercano al suelo, las reacciones vienen aplicadas en zonas rígidas y espaciadas de la carrocería, y la unión absorbe vibraciones y ruido favoreciendo el confort. No obstante no es apta para vehículos de altas prestaciones ya que en el paso por curva la rueda exterior no gana caída negativa ni es apta para instalar neumáticos muy anchos (problemas de *scrub radius*).

### 2.3.4 Brazo arrastrado

También llamado "*trailing arms*" en inglés, este sistema conecta cada rueda al chasis mediante uno brazo o dos brazos paralelos que discurren paralelos al eje longitudinal. Dichos brazos se encuentran articulados en un eje transversal al vehículo. Por su ubicación longitudinal, los brazos controlan el cabeceo y absorben esfuerzos dinámicos de frenado y aceleración.

En este caso el centro de balanceo se sitúa en el suelo, y a lo largo del recorrido del amortiguador no varía el *scrub radius* ni el ángulo de caída. No obstante cuando se producen esfuerzos dinámicos puede variar la convergencia y cuando se produce balanceo, el ángulo de caída.



Figura 15: Geometría de doble brazo arrastrado

### 2.3.5 Multibrazo

O también denominada *multilink*; las suspensiones multibrazo son muy similares a las de paralelogramos deformables, la diferencia radica en que en lugar de los dos brazos que forman el doble triángulo, en este caso cada brazo es individual y se encuentran articulados entre sí para eliminar flectores.

Actualmente es el sistema más flexible de suspensión, llegando incluso a tener 5 brazos, lo cual sobrerrestringe el sistema pero minimiza aún más las deflexiones (pudiendo ser instaladas en vehículos de mayores prestaciones). Los brazos permiten movimientos relativos entre ellos y su geometría puede variar al variar los ángulos de la dirección (guiado y/o caída principalmente), con torsiones relativas entre sí. En general el amortiguador y el muelle se encuentran separados.

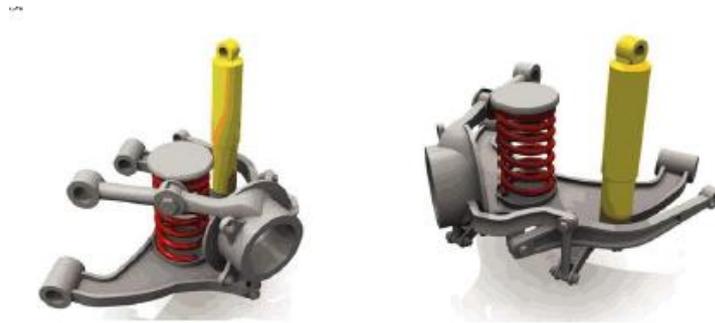


Figura 16: Suspensión multibrazo

La suspensión multibrazo es un sistema realmente complejo y de elevado coste, pero en contrapartida ofrece flexibilidad para poder obtener el comportamiento buscado con solo definir la posición del centro de balanceo, la variación del ancho de vía y del ángulo de caída.

### 2.3.6 Neumática

Es un tipo de suspensión poco convencional, ya que en ella se sustituye el muelle helicoidal por un cojín de aire, adaptando la suspensión según las condiciones de carga del vehículo. Es decir, es un sistema de rigidez variable y adaptable, basado en la compresión de un recipiente elástico con aire a presión.

Existe un cojín de aire para cada rueda, siendo un compresor el que aporta aire a presión. La presión se mantiene entre 5.6 y 7 kg/m<sup>2</sup>. Conforme se añade carga al vehículo (de normal se reduciría la altura del chasis) el compresor añade aire a los cojines, manteniendo una altura de marcha estable. Conforme se reduce la carga en el chasis, los cojines de aire expulsan aire para mantener la altura de marcha deseada. [6]

Se trata de un sistema empleado en vehículos pesados y/o industriales.

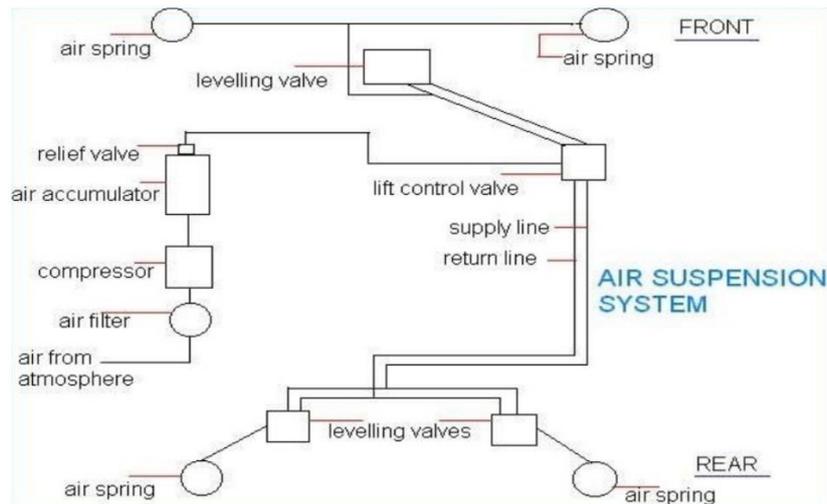


Figura 17: Vista en planta de una suspensión neumática

Nótese que aunque cada rueda posee su cojín de aire (*air spring*), existen válvulas que regulan cada uno, ya que el equipo principal es común para todas las ruedas (Compresor, acumulador, válvula de alivio, filtro, entrada de aire).

Proporciona una serie de ventajas respecto a la suspensión convencional:

- Mantiene una frecuencia de vibración constante independientemente de la carga en el vehículo.
- Constante altura de marcha.
- La rigidez equivalente sufre menor variación con la carga
- Mayor confort de marcha

No obstante presenta una serie de problemas de fiabilidad.

- Fallo del cojín elástico de aire, debido al uso o a impurezas en el aire
- Fallo del compresor, por fugas de aire o exceso de temperatura, o sus conexiones eléctricas.
- Fallo de filtro secador del aire (la humedad del aire perjudica el sistema)
- Elevado número de piezas y equipos necesarios

### 2.3.7 Hidroneumática

La suspensión hidroneumática se desvía de los diseños convencionales de amortiguación; una serie de esferas sustituyen los conjuntos amortiguador-muelle.

Dentro de las esferas existe gas y un fluido separados por una membrana elástica. El fluido (considerado incompresible) se encuentra presurizado por una bomba de alta presión, que provee de presión a los sistemas de las cuatro ruedas a través de un circuito hidráulico.

Cuando la rueda se encuentra un obstáculo, aumenta la presión del fluido y el gas se comprime por la membrana. Acto seguido el gas se vuelve a expandir, haciendo las veces de muelle y amortiguador. El sistema hidráulico aporta la presión necesaria en toda situación, pudiendo ajustar la rigidez de la suspensión en tiempo real.

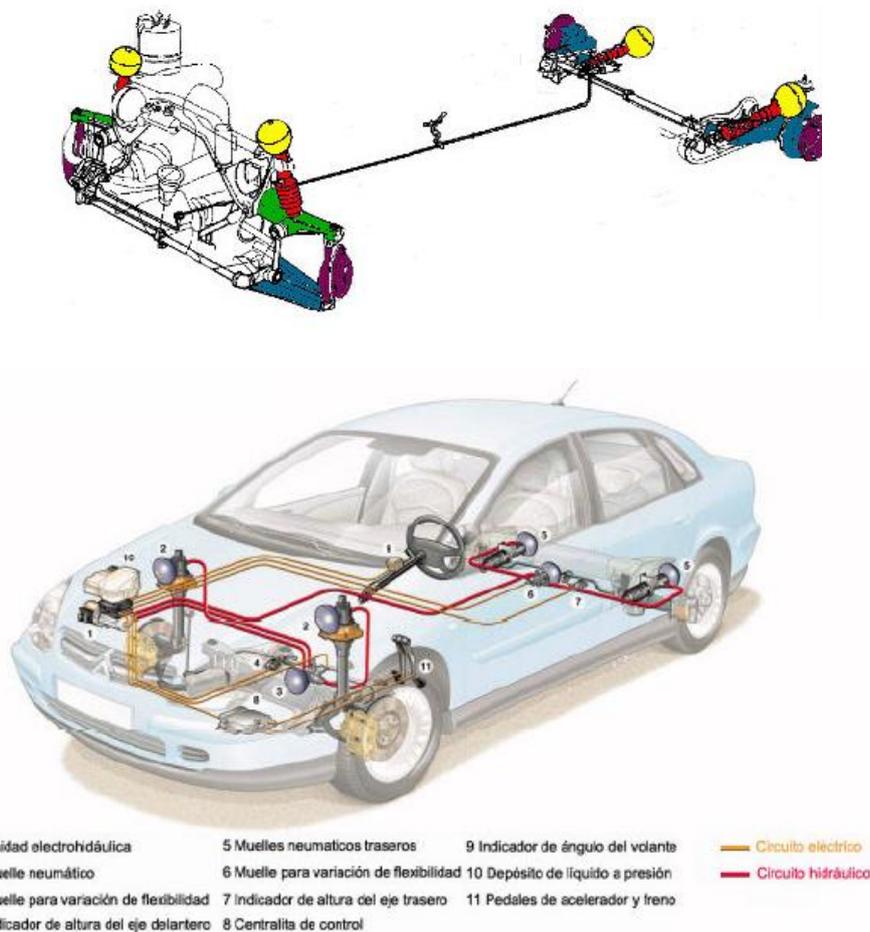


Figura 18: Suspensión hidroneumática de Citroën

La suspensión hidroneumática podría catalogarse como semiactiva (las suspensiones activas y semiactivas se comentarán en el apartado de estado del arte), debido a que combina un funcionamiento pasivo de la amortiguación con una regulación de su rigidez en tiempo real. El sistema Hidractiva 3 de Citroën consta de los siguientes elementos [8]:

- BHI (Bloque hidro-electrónico integrado), compuesto por un controlador electrónico, un generador de presión hidráulica autónomo (bomba + electroválvulas de distribución) y motor eléctrico.
- Elementos portadores con esferas de suspensión.
- Reguladores de rigidez aplicados a las esferas
- Captores de altura eléctricos unidos a las barras estabilizadoras
- Depósito de fluido

Una de las mayores ventajas de la suspensión hidroneumática es la posibilidad de regular la altura de marcha del vehículo independientemente de la carga del mismo, y ajustar la rigidez de la amortiguación en tiempo real. Sus inconvenientes son el elevado coste, peso, precio, complejidad, con las inherentes averías costosas y mantenimiento que conlleva un sistema hidráulico añadido.

### 3. Estado del arte

A continuación se describirá el estado del arte del contexto del presente trabajo, fruto de una búsqueda bibliográfica de información por parte del autor. Dicha investigación se centra en varios focos; elementos estabilizadores elásticos para el común de los vehículos, tipos de amortiguadores, fundamento y configuración de su curva carga-velocidad, sistemas estabilizadores novedosos o poco convencionales, y modelos matemáticos para la simulación de comportamiento interno de un amortiguador.

#### 3.1 Elementos estabilizadores elásticos convencionales

Las barras de torsión y barras estabilizadoras (o *Anti-roll bar* o ARB) son los métodos más populares para desacoplar el funcionamiento en fase y contrafase en los vehículos de producción masiva por su sencillez, economía, y facilidad de implantación.

### 3.1.1 Barra de torsión

Consistente en una barra de acero o materiales compuestos que conecta el bastidor con la rueda. Este sistema requiere espacio para ubicar barras largas y es frecuentemente usado como elemento estabilizador en funcionamiento en contrafase en vehículos con suspensión independiente.

La rueda en su movimiento vertical actúa sobre el brazo de palanca de la barra de torsión, aplicando un momento sobre la barra longitudinal, tensionándola. La torsión de la barra no debe de superar su límite elástico, y al tratar de volver a su posición original genera una reacción que ayuda a devolver la rueda a su posición. Es decir, la reacción elástica de la barra estabiliza el vehículo en su funcionamiento en contrafase.

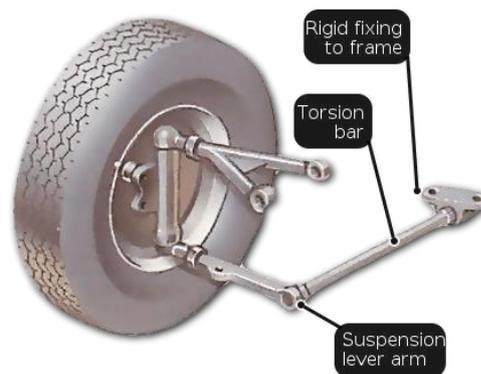


Figura 19: Barra de torsión longitudinal

$$\varphi = \frac{F * R * L}{G * I}$$

- $\varphi$ : ángulo torsionado
- F: fuerza aplicada en el brazo de palanca
- R: longitud del brazo de palanca
- L: longitud de la barra de torsión
- G: módulo de cizalladura del material
- I: inercia polar de la sección transversal

$$\sigma: \frac{F * R}{I_{y.max}}$$

- F: fuerza aplicada en el brazo de palanca
- R: longitud del brazo de palanca
- I: inercia polar de la sección transversal
- $y_{max}$ : radio equivalente de la sección transversal

### 3.1.2 Barra estabilizadora

La barra estabilizadora, *Anti-Roll Bar* o ARB es un elemento elástico cuya función principal es evitar el balanceo excesivo de la carrocería del vehículo; otras funciones accesorias serían actuar como un muelle añadido a la rueda e incidir sobre la transferencia de pesos que se produce en el paso por curva.

Conecta elásticamente ruedas de un mismo eje, y en su zona central conecta con el bastidor mediante dos (o más) pares cilíndricos; en ellos se restringe el desplazamiento pero no el giro.

De manera similar a las barras de torsión, respecto a los apoyos con el bastidor cada rueda posee un brazo de palanca (las columnas de suspensión, solidarias a las ruedas, se unen a la ARB por medio de una biela) de manera que cuando el desplazamiento vertical de las ruedas no es el mismo, existe una torsión en la barra. La torsión de la barra no debe superar su límite elástico y su reacción elástica compensa el balanceo.

Si las dos ruedas del mismo eje conectadas por la barra estabilizadora se desplazan la misma distancia vertical en el mismo sentido, se considera funcionamiento en fase, y no se produce efecto alguno, ya que la barra gira pero no se torsiona. Cuando el desplazamiento vertical de ambas ruedas no es el mismo, se ejerce una torsión sobre la barra que reduce la transferencia de pesos entre las ruedas.

Los parámetros más influyentes de la barra estabilizadora son la rigidez propia del material de la barra, el diámetro de sección), y la longitud de brazo de palanca de las bielas de unión con la rueda. Cuanto más cortos sean los brazos de aplicación, para mismo desplazamiento vertical la barra sufrirá un mayor ángulo de torsión.

$$K_{tors} = \frac{G * J}{L}$$

- $K_{tors}$  = rigidez a torsión de la barra estabilizadora (N\*mm/rad)
- $G$  = módulo elástico transversal del material (N/mm<sup>2</sup>)
- $J$  = momento de inercia polar de la sección transversal (mm<sup>4</sup>)
- $L$  = longitud de la barra (mm)

Aunque conecte mecánicamente las ruedas no hace que la suspensión sea dependiente, ya que es un sistema independiente del sistema de amortiguación y la unión entre ruedas es elástica.

De hecho, en el común de las suspensiones delanteras independientes se emplea la ARB, para propiciar un funcionamiento suave en fase, pero en contrafase la ARB actúa endureciendo el conjunto y minimizando el balanceo (las suspensiones independientes por sí mismas tienen tendencia al balanceo).

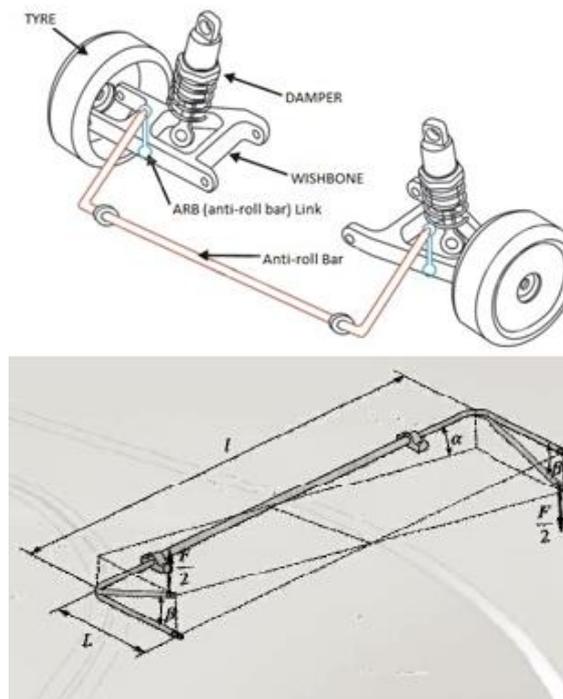


Figura 20: Barra estabilizadora en un eje de suspensión independiente

Cuando la carrocería se inclina un ángulo  $\alpha$ , la barra estabilizadora se torsiona un ángulo  $\beta$  oponiéndose al balanceo. Ambos ángulos se relacionan según la siguiente razón (relaciona ángulo torsionado y ángulo de balanceo):

$$\beta = \frac{\alpha * l}{2 * L}$$

Al torsionarse opone una reacción al balanceo equivalente a:

$$N_T = \frac{G * I_o * l}{L^2} * \alpha$$

No obstante, en los apartados dedicados al balanceo del vehículo se tratará la actuación de la barra estabilizadora en el fenómeno de balanceo y cómo aporta rigidez al sistema en el paso por curva (funcionamiento en contrafase).

### 3.2 Tipos de amortiguadores y fundamento

A día de hoy los amortiguadores más utilizados se basan en el diseño de amortiguador telescópico hidráulico. En ellos la fuerza amortiguadora es función de la velocidad.

Constan de un pistón que se desplaza en el interior de un cilindro relleno de aceite. En el pistón existen una serie de orificios y válvulas precomprimidas. De esta manera cuando se somete al amortiguador a cierto esfuerzo, en el momento en el que la presión interna supera cierto valor, se permite el paso del aceite de un lado a otro del pistón. El paso del aceite por dichas cavidades supone una pérdida de carga que se traduce en la fuerza amortiguadora, y la energía disipada por el fluido se evacua en forma de calor.

Por un lado existen los orificios del pistón (denominados “paso permanente”, y se encuentran en la pieza llamada “disco de alivio”), por los cuales siempre se permite el paso del aceite. Cuando la velocidad relativa es baja, la fuerza amortiguadora la provee solo el paso permanente, manteniéndose las válvulas cerradas.

Cuando la velocidad relativa supera cierto valor, así lo hace la presión interna y el paso permanente del disco de alivio no es capaz de evacuar el aceite tan rápido como se requiere. En ese momento el conjunto de válvulas precomprimidas comienza a flexionar, permitiendo un paso de aceite que se suma al del paso permanente. A mayor velocidad, mayor flexión de las válvulas, y con ello más área de paso de aceite.

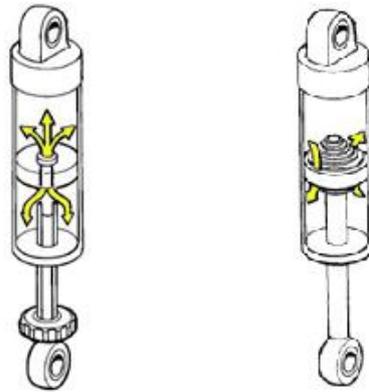


Figura 21: Flujo de aceite a través del paso permanente y de la apertura de válvulas

Cabe mencionar que existen amortiguadores con una rosca que permite “endurecer” o “ablandar” la suspensión. La rosca actúa sobre una aguja que regula el área de paso permitida, facilitando el paso del aceite y disminuyendo la rigidez del amortiguador o viceversa.

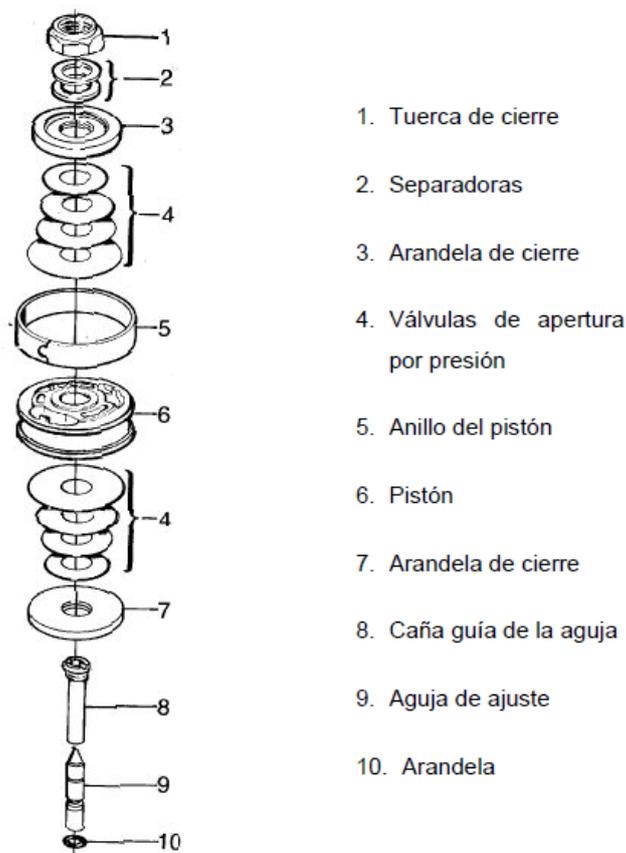


Figura 22: Conjunto explosionado del pistón de un amortiguador monotubo

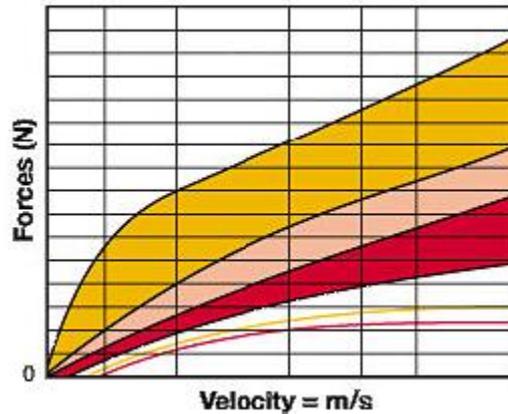


Figura 23: Curvas fuerza/velocidad para diferentes posiciones de aguja en un amortiguador regulable

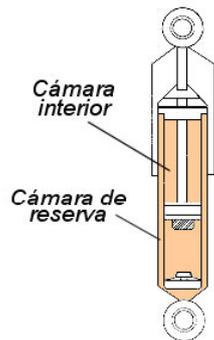
Alrededor del pistón existe un sello concéntrico de teflón que evita el paso no deseado de aceite así como el deterioro del pistón por fricción con la cámara. A cada lado del pistón existen válvulas, no obstante lo normal es que las del lado de extensión y las de compresión sean diferentes. En vehículos convencionales se desea que el sistema sea más blando en compresión para que las fuerzas compresivas compriman el muelle en lugar de transmitirse por el amortiguador. Cuando el muelle trate de regresar a su posición original, será cuando el amortiguador disipe la energía en modo de tracción.

El mercado de amortiguadores se divide principalmente en dos tipos: monotubo y bitubo.

### 3.2.1 Amortiguador bitubo

Actualmente los amortiguadores bitubo son el tipo más habitual de amortiguador para automóviles convencionales. Constan de dos cámaras, una interior y otra concéntrica con sección de corona circular, la cual es la cámara de reserva. El fundamento de esta cámara es absorber el aceite sobrante en la principal debido a la intrusión del vástago (el aceite se considera incompresible), y viceversa; en la carrera de tracción se reduce el volumen de vástago en la cámara principal, por lo que el aceite pasa de la cámara de reserva a la principal.

Además de existir válvulas en el pistón situado en el final del vástago, en el fondo de la cámara principal existe el soporte de válvula; una pieza similar al pistón la cual es fija. El soporte de válvula posee válvulas de compresión y extensión también. Cuando el vástago entra o sale en la cámara principal, desplaza cierta cantidad de aceite entre la cámara principal y la concéntrica, y su paso por el soporte de válvula aporta fuerza de amortiguación.



*Figura 24: Esquema simplificado de amortiguador bitubo*

A su vez, los amortiguadores bitubo se diferencian en presurizados y no presurizados. Dicha diferencia radica en el gas contenido en la cámara de reserva; el cual puede ser aire o nitrógeno presurizado.

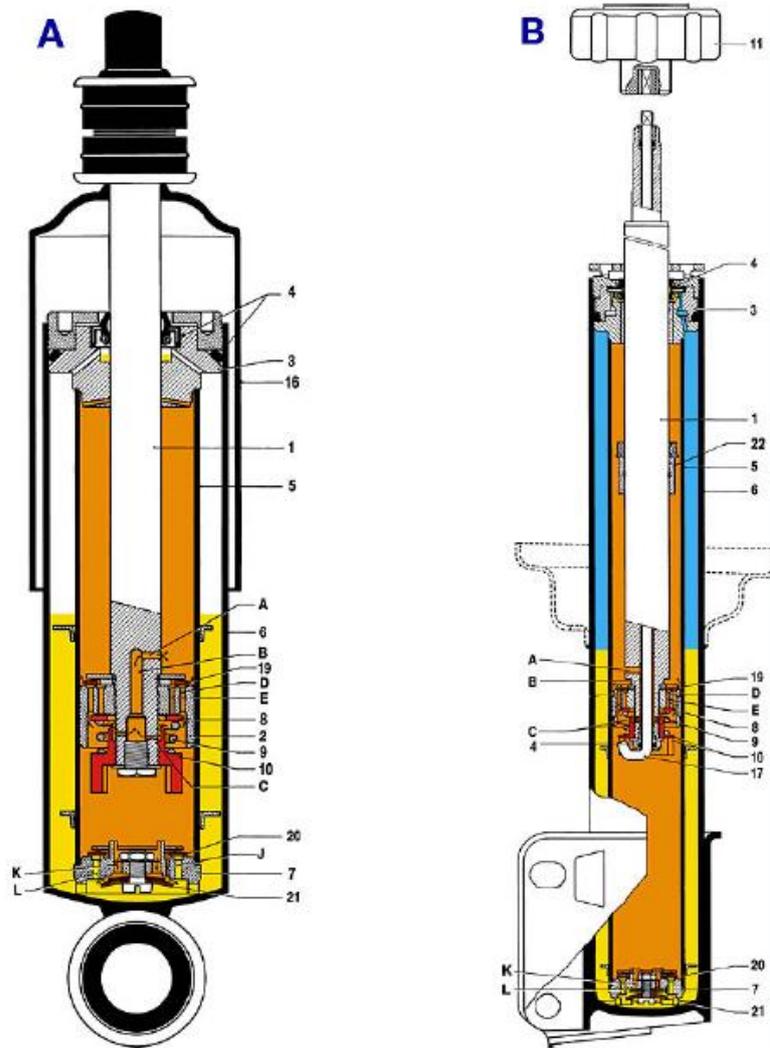


Figura 25: Esquema de amortiguador bitubo no presurizado (A) y de un amortiguador bitubo presurizado (B)

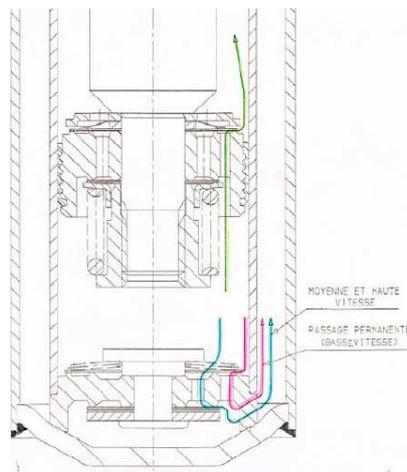
Se pueden apreciar los siguientes componentes:

- Cámara exterior / de reserva (6)
- Cámara interior (5)
- Guía del vástago (3)
- Pistón (2)
- Vástago (1)
- Válvula de pie/soporte de válvula (7)

Adicionalmente, se puede ver en la figura A que en su parte superior el vástago viene protegido por una carcasa exterior. La razón de ello es que el vástago es una pieza fundamental, la cual requiere un perfecto acabado y rectitud para entrar y salir en la cámara principal sin desgastar el retén, lo cual provocaría fugas. Es una pieza que se somete a rectificado, enderezado, cromado y superacabado, y se debe proteger para evitar que cualquier partícula pueda rayarlo y empeorar su acabado superficial.

### Carrera de compresión

El vástago entra en la cámara interior, y el aceite fluye con mínima resistencia a través del pistón. Simultáneamente, cierta cantidad de aceite (equivalente al volumen de vástago ocupado en la cámara principal) fluye de la cámara principal a la de reserva a través de la válvula de pie. En ésta situación, la fuerza amortiguadora viene dada por el paso a través de la válvula de pie.

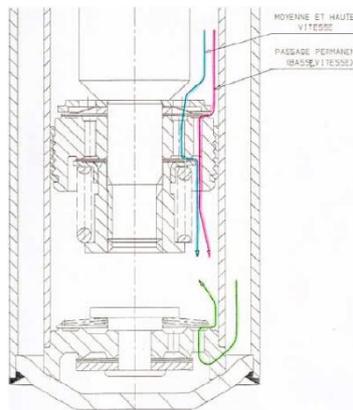


*Figura 26: Flujos de aceite en compresión*

En la *figura 26* puede apreciarse en verde el flujo de aceite a través del pistón, en rosa el paso permanente a través del soporte de válvula, y en azul el flujo a través del soporte de válvula debido a la deflexión de las válvulas.

### Carrera de extensión

El vástago tira del pistón y se reduce el volumen ocupado por dicho componente en la cámara principal. Se comprime el aceite que queda por encima del pistón y fluye a través de él por su disco de alivio y flectando las válvulas del lado de tracción. Al reducirse el volumen ocupado, se succiona aceite de la cámara de reserva hacia la cámara principal, a través del soporte de válvula. En este caso tanto el pistón como el soporte de válvula producen fuerza amortiguadora (amortiguadores de doble efecto).



*Figura 27: Flujos de aceite en extensión*

En la *figura 27* anterior puede apreciarse en verde el flujo a través del soporte de válvula, vaciándose la cámara de reserva, en rosa el flujo a través del paso permanente del pistón, y en azul el flujo debido a la deflexión de las válvulas del pistón.

### Presurizado vs no presurizado

Los amortiguadores presurizados poseen gas ( $N_2$ ) en la cámara de reserva a una presión cuyo valor se suele encontrar en torno a 4 o 5 bares, de esta manera se evita la aparición de burbujas de gas en el seno del aceite, que anulen la fuerza amortiguadora. Dichas burbujas pueden aparecer en las siguientes situaciones:

- El amortiguador no se transporta del todo horizontal antes de ser instalado.
- Si el vehículo permanece quieto mucho tiempo, es posible que por gravedad descienda la columna de aceite y por un poro se filtre aire.
- Enfriamiento y contracción repentina del aceite, absorbiendo aire hacia la cámara principal.
- La pérdida de carga en el flujo de aceite a través de los orificios calibrados provocan una pérdida de presión, que puede llegar a ser menor que la presión de vapor del aceite, formándose burbujas de vapor en el seno del aceite que anulen la fuerza amortiguadora.

#### Ventajas de presurizado

- En pequeñas amplitudes la respuesta de las válvulas es más sensible.
- Mayor confort de marcha y menor ruido.
- Mejores propiedades amortiguadoras en condiciones extremas (grandes baches) debido a la compresibilidad del gas.
- Si pierde el gas puede seguir operativo (no se compromete la seguridad)

#### Strut vs shock absorber

Los amortiguadores de tipo strut funcionan hidráulicamente como los bitubo, van asociados a columnas *McPherson* (en general eje delantero) y tienen función estructural (reacción hidráulica y reacción estructural). El amarre inferior va unido a la mangueta de la dirección, y posee un soporte para colocar el muelle concéntricamente al amortiguador. A su vez se encuentran en él otros soportes, como el amarre de barra estabilizadora, y orificios por los que pasar tubos de fluido.

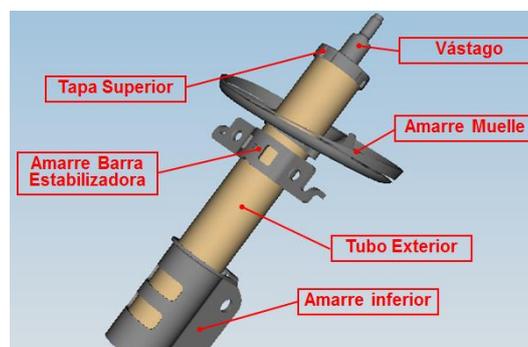


Figura 28: Amortiguador Strut

Al ser parte integral de la estructura del vehículo y de la dirección, pasa a ser un elemento cuyo fallo supondría la pérdida de control direccional y desconexión de las ruedas con el bastidor. Por ello los requerimientos de calidad han de ser mayores, con el consecuente incremento de coste. Si un denominado *shock absorber* (sin función estructural) se rompe, se pierde manejabilidad pero se sigue pudiendo detener el vehículo con seguridad.

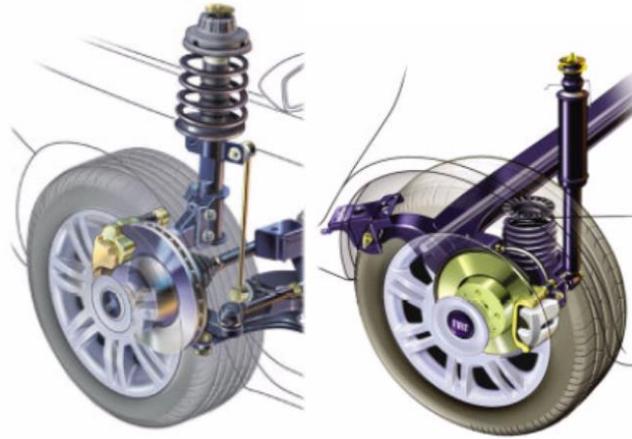


Figura 29: Amortiguador strut y un amortiguador convencional

### 3.2.2 Amortiguador monotubo

Su aparición es más tardía que los bitubo, y su uso se encuentra cada vez más extendido, especialmente en el campo de los vehículos de altas prestaciones. Se prescinde de la cámara de reserva concéntrica.

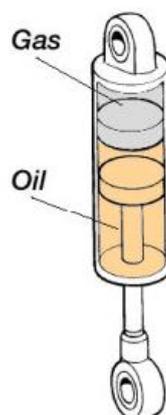


Figura 30: Esquema simplificado de un amortiguador monotubo

El funcionamiento básico es el mismo que el bitubo; en su funcionamiento el vástago (con el pistón situado en su extremo) se mueve a lo largo del cilindro lleno de aceite, el cual según la velocidad relativa del vástago fluye a través de los pasos permanentes o también mediante flexión de las válvulas.

La principal diferencia se basa en que al penetrar el vástago en la cámara, el exceso de volumen se compensa de otra manera. Existe un pistón flotante que separa la cámara de aceite de una con nitrógeno presurizado, por lo que al entrar el vástago el pistón flotante desciende y el gas a presión reduce su volumen.

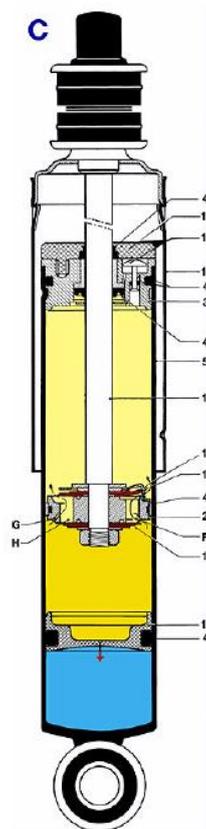


Figura 31: Esquema de amortiguador monotubo

En el esquema de la *figura 31* se pueden apreciar los siguientes componentes principales

- Vástago (1)
- Pistón (2) acoplado al vástago
- Guía del vástago (3)
- Pistón flotante (15)

### Carrera de compresión

Al descender el pistón el aceite fluye a través de los orificios calibrados al igual que en los bitubo. El pistón flotante divide la cámara de aceite y la de gas a presión, presurizado entre 20 y 30 bares. El aceite desplazado por el volumen del vástago ejerce presión sobre el pistón flotante, comprimiendo el gas, y aumentando la presión en el lado del gas y el del aceite. La fuerza amortiguadora viene dada por la resistencia que oponen las válvulas del pistón (del vástago) al flujo de aceite.

### Carrera de extensión

El vástago tira hacia afuera y el aceite que está por encima del pistón se comprime, pasando por las válvulas del pistón, produciendo la fuerza amortiguadora. Se libera el volumen ocupado por el vástago, por lo que el pistón flotante recobra su posición original.

Ventajas de monotubo respecto bitubo:

- Al no existir la cámara concéntrica la disipación de energía calorífica es más efectiva, y para un mismo diámetro de carcasa se puede emplear un mayor diámetro de pistón, por lo que se pueden reducir las presiones de operación.
- El nivel del aceite no desciende con el vehículo estacionado, y debido a la alta presurización se eliminan los problemas de cavitación y la formación de espuma.
- La posición de montaje puede ser incluso horizontal.
- Reacción hidráulica más rápida y sensible.

Desventajas de monotubo respecto bitubo

- Amortiguador más largo que un bitubo.
- Mayor coste, requerimientos de precisión, tolerancias, estanqueidad del gas, valvulería más compleja.
- Mayor fricción.
- Componentes internos sometidos a muy elevada presión de trabajo.

### 3.2.3 Configuración de la curva Fuerza-Velocidad

A la hora de estudiar, analizar, o caracterizar un amortiguador, lo primero que se hará será atender a su curva característica de carga – velocidad. En dicha curva se muestra la carga que reacciona el amortiguador cuando se excita con cierta velocidad.

No obstante el amortiguador se excita con una señal periódica, de manera que la velocidad máxima del recorrido se alcanza en el valor central de la carrera y ésta es cero en los extremos de la carrera. Por ello para cada velocidad de excitación existirá una gráfica carga velocidad.

Para uniformizar resultados, se establece la “ley filiforme” del amortiguador. Se trata de una gráfica carga – velocidad en la cual se superponen los puntos discretos de mayor carga registrada para cada velocidad de ensayo.

En general el cliente determina las velocidades de estudio/ensayo a las que obtener la carga que proporciona el amortiguador y el valor de carrera (unos valores usuales de velocidad de estudio suelen ser 0.05, 0.1, 0.2, 0.4, 0.5, 1.0 m/s y +- 25 mm de carrera).

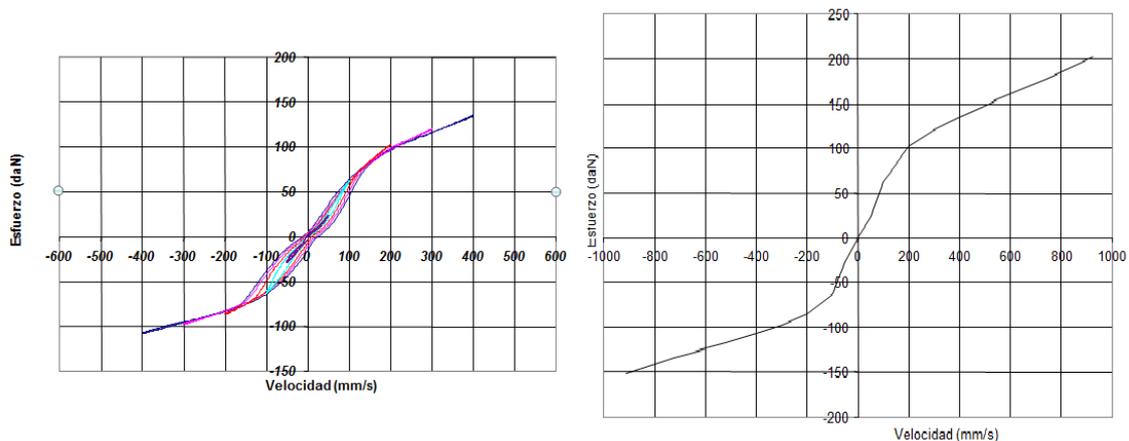
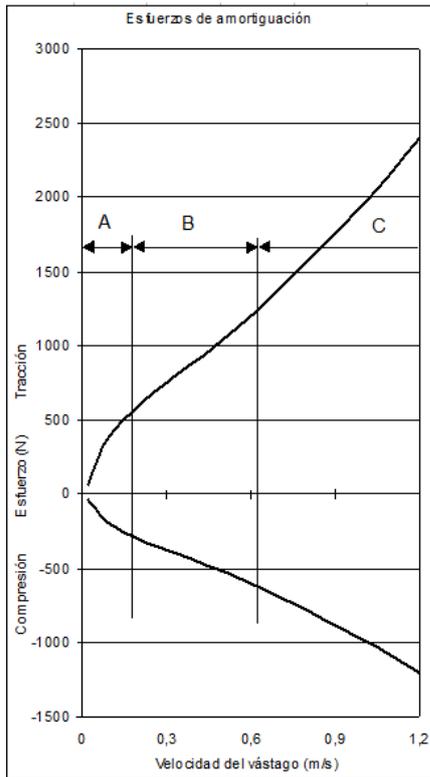


Figura 32: Superposición de diferentes curvas carga-velocidad y establecimiento de la ley filiforme

De acuerdo a la velocidad relativa del vástago se pueden encontrar tres zonas diferenciadas en la gráfica que responderían ante tres diferentes amortiguamientos  $C$  ( $N*s/m$ ) = Carga/Velocidad.



- A. Baja velocidad

En condiciones de carretera bien asfaltada y sin zigzags muy acusados. Carretera con curvas (excitación transversal) o con cierta ondulación (excitación longitudinal).

Se producen excitaciones de baja frecuencia y lentas en el amortiguador (similar a un barco), con implicaciones en maniobrabilidad, balanceo, cabeceo.

- B. Media velocidad

En condiciones de firme asfaltado con ciertas irregularidades, o dinámica en ciudad (giros más o menos cerrados a baja velocidad de circulación, acelerar y frenar...)

Se producen oscilaciones de mayor frecuencia y mayor amplitud, con implicaciones en vibraciones en el habitáculo y componentes así como en confort.

- C. Alta velocidad

En condiciones de firme irregular y/o sin asfaltar, escalones, ralentizadores de velocidad...

Excitaciones breves, de muy alta velocidad, con implicación en absorción de impactos y durabilidad de componentes. También en evitar una desestabilización repentina del vehículo.

A continuación se deberán establecer las piezas que componen un amortiguador y su influencia en el comportamiento hidráulico. En definitiva, el reglaje del amortiguador supone la elección de piezas y parámetros del mismo para configurar la curva carga-velocidad carga-desplazamiento del mismo.

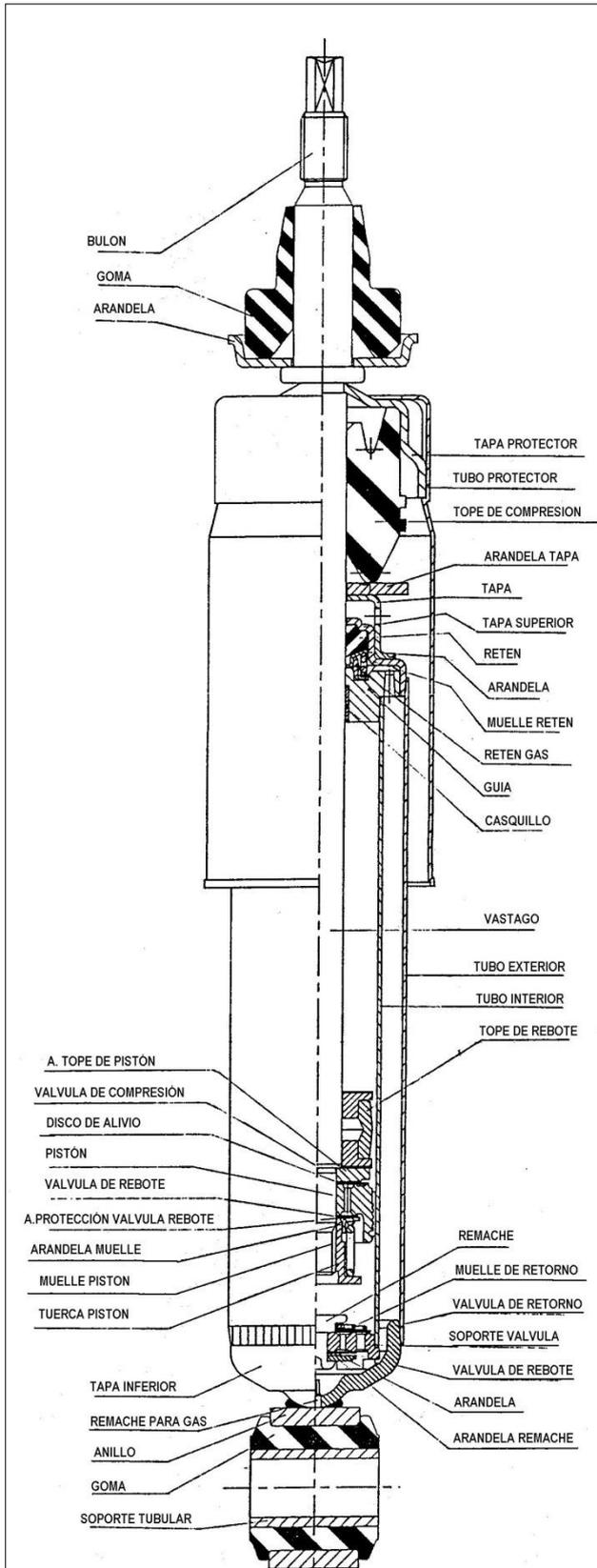


Figura 33: Corte y despiece de un amortiguador bitubo

Se ha de prestar atención especial a los subconjuntos pistón y soporte de válvula ya que sus paquetes de piezas son los que caracterizan el reglaje en mayor medida.

En primer lugar se tiene en cuenta la tecnología empleada, lo cual se refiere al diámetro de pistón (cámara interior) y de la cámara exterior concéntrica. La tecnología escogida condiciona las piezas a emplear en el reglaje, ya que éstas han de “caber” y “encajar”. Emplear una tecnología mayor aumenta el peso y coste, aunque permite alcanzar mayores cargas, empleo de mayor cantidad de piezas disponibles y los componentes trabajan con mayor margen.

La sección transversal del pistón es mayor así como la corona concéntrica. Teniendo en cuenta que  $Fuerza = Presión * \text{Área}$ , con un área mayor se pueden conseguir mayores fuerzas amortiguadoras, o conseguir las mismas fuerzas que con otra tecnología pero con diferencias de presión menores, teniendo en cuenta que el flujo de aceite es inducido por la diferencia de presión a ambos lados del pistón.

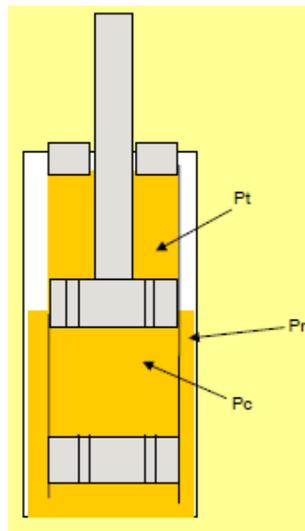


Figura 34: Presiones en el amortiguador

Tal y como se ve en la anterior figura, el flujo en el pistón vendría inducido por la diferencia de presión  $P_t - P_c$ . El flujo a través del soporte de válvula sería inducido por  $P_r - P_c$ .  $P_r$  se encuentra relacionado con la reacción del gas contenido.

Se ha de tener en cuenta también la relación entre el diámetro del vástago y el diámetro de la cámara interior. Contra más próximos sean menor volumen de aceite habrá contenido en la cámara de tracción, y mayor será la influencia del soporte de válvula en el comportamiento ya que el volumen desplazado por el vástago será mayor.

Aunque un reglaje de amortiguador sea capaz de proporcionar cierta carga, se ha de tener en cuenta la histéresis, la cual incide negativamente en el comportamiento. La histéresis se produce cuando en el diagrama fuerza-velocidad, la gráfica de carga y la de descarga no son iguales.

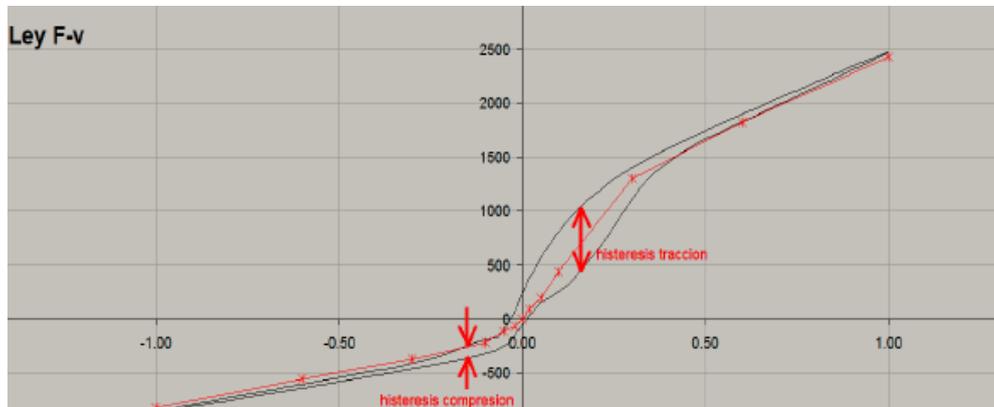


Figura 35: Histéresis en la curva carga – velocidad

Las causas de la histéresis pueden deberse a los siguientes factores:

- Demasiada carga para la tecnología empleada; retardo en la respuesta de los componentes.
- Condiciones de baja amplitud y alta frecuencia favorecen la histéresis (el sistema no es lo suficientemente sensible para responder rápidamente a estímulos de baja intensidad, y elevada frecuencia).
- Fricción entre válvulas (aumenta dramáticamente cuando aparece óxido en las válvulas)

Una vez escogida la tecnología, el piecerío incluido en el subconjunto pistón y soporte de válvula determina el comportamiento de la curva carga-velocidad, sin olvidar que la tecnología escogida acentúa la influencia de unas piezas u otras en el comportamiento.

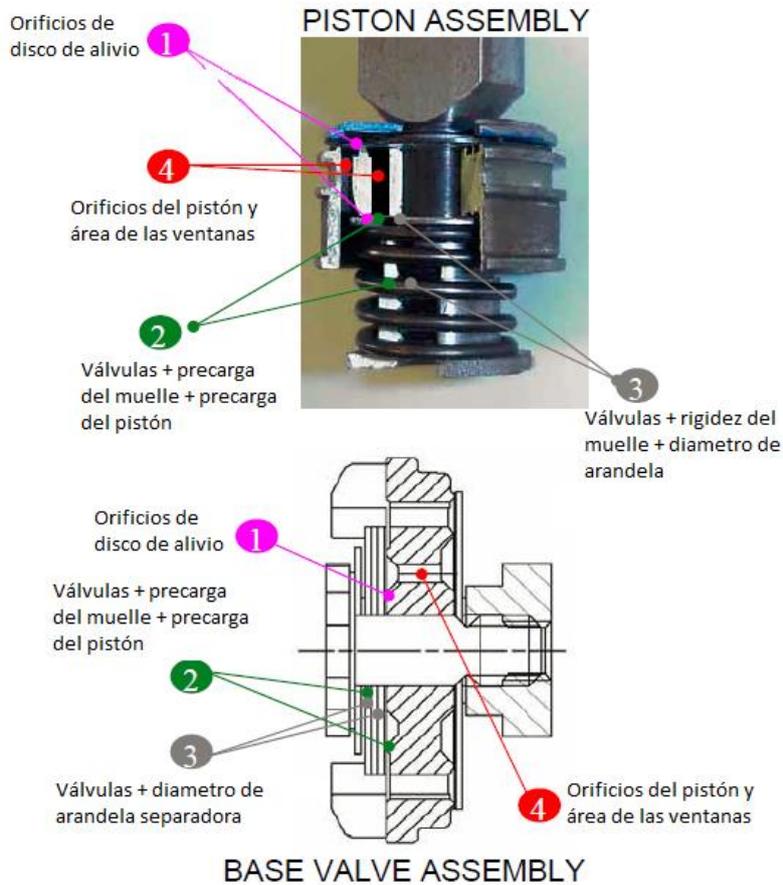
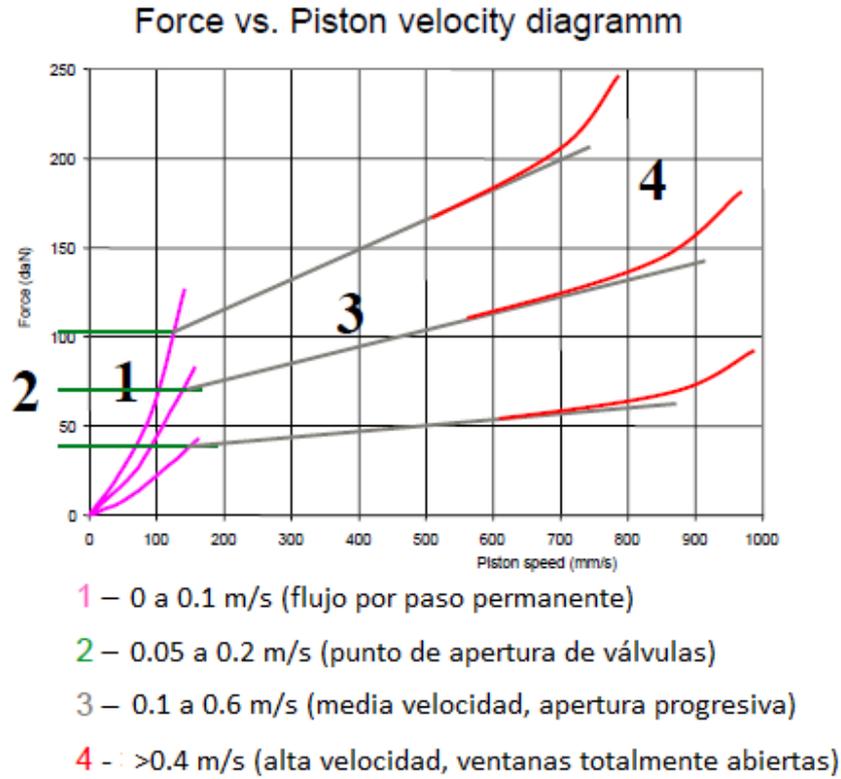


Figura 36: Zonas del diagrama fuerza-velocidad

La **zona 1** del diagrama viene influenciada única y exclusivamente por los discos de alivio (*bleed disk*), su número de ventanas (también llamadas mellas), ancho de las mismas y el área de paso que ofrecen. A menor nº de ventanas y menor sea su anchura, y menor área paso, la pendiente de la zona 1 será mayor, aunque si se carga demasiado pueden aparecer fenómenos de histéresis. Aunque esta zona puede aproximarse a lineal, lo cierto es que es de carácter parabólico (pérdidas de carga en un flujo fluido proporcionales al cuadrado de la velocidad del mismo).

La apertura de las válvulas (**zona 2**) viene influenciada por las propias válvulas, la arandela de precarga situada, y precarga del muelle si existe. La rigidez de las válvulas afecta al punto de apertura; a mayor grosor y nº de válvulas, y menor diámetro (menor momento flector aportado) el punto de apertura se retrasa. A su vez la arandela de precarga y la fuerza de precarga del muelle afectan a la apertura de válvulas, ya que aportan una flexión en sentido contrario a las válvulas, de manera que se ha de aportar presión adicional para devolver las válvulas a su posición natural, y posteriormente flectarlas para permitir el paso del aceite. A mayor grosor y diámetro de la precarga, más se retarda el punto de apertura.

La **zona 3** corresponde a la media velocidad y además de por lo anteriormente comentado, depende sobre todo del paquete de válvulas instalado y el diámetro de la arandela separadora. A mayor grosor y número de válvulas, mayor rigidez, y por ello la pendiente de la zona 3 se vería incrementada. El diámetro de la arandela separadora influye ya que respecto a su extremo flectan las válvulas; a mayor diámetro, menor distancia entre el diámetro exterior de las válvulas y el punto de flexión, por lo que se requiere más fuerza para flectar las válvulas. En dicha zona la dependencia de la carga con la velocidad es lineal.

La precarga, que afectaba al punto de apertura de válvulas, también afecta a la pendiente de la zona 3. A mayor espesor, si bien retrasa la apertura, el ángulo de flexión previa de las válvulas es mayor, por lo que cuando las válvulas hayan regresado a su posición neutra y continúen flectando, el hueco disponible para el flujo será mayor. En definitiva, un mayor espesor de precarga hace que las válvulas abran más tarde, y que la carga en la zona 3 sea menor.

Además de las arandelas para precargar las válvulas se deben de tener en cuenta las arandelas de limitación de apertura. Se sitúan tras las válvulas, y su misión consiste en que la flexión de las válvulas no sobrepase cierto límite. Cuando llega a ese límite, la válvula hace tope con la limitadora, no flecta más, y se produce una fuerza amortiguadora mayor, introduciendo la zona 4.

En la zona de alta velocidad, que corresponde a la **zona 4** las válvulas ya están flectadas del todo. Existe el paso permanente así como los orificios del pistón totalmente descubiertos por las válvulas, por lo que la inclinación de la zona de alta velocidad corresponde fundamentalmente al área y geometría de los orificios y su capacidad para evacuar el aceite. Dicha zona al no variar el área de paso con la velocidad, la dependencia de la carga con la velocidad es parabólica.

### 3.3 Sistemas de amortiguación y reducción de balanceo poco convencionales

A día de hoy la configuración más usual de sistemas de amortiguación es el conjunto amortiguador hidráulico telescópico y muelle helicoidal. No obstante las nuevas tecnologías aportadas se encuentran enfocadas a poder obtener diferentes comportamientos de un mismo sistema instalado, según diferentes condiciones de operación. También existe un notable esfuerzo en el aspecto de los sistemas antibalanceo, si bien en forma de barras estabilizadoras o sistemas de amortiguación con funcionamiento diferente en fase y en contrafase.

#### 3.3.1 Barras estabilizadoras activas

Se trata de un sistema desarrollado por *Toyota Motor Company* para sus vehículos de gama alta incluido *Lexus*. Se actúa sobre la rigidez de la barra estabilizadora para reducir el balanceo de la carrocería en el paso por curva. El primer vehículo que empleó este sistema es el *Lexus GS430 sport sedan* de 2005, seguido del *Lexus LS600h* de 2008.

Concretamente el sistema desarrollado por *Toyota* se denomina *Active Power Stabilizer Suspension System (APSSS)*. Emplea sensores (ángulo y velocidad de giro del volante, aceleración-deceleración, y guiñada). La información obtenida de los sensores es procesada por la *ECU* del vehículo, e incide en actuadores eléctricos. Los actuadores consisten en un conjunto motor eléctrico-reductor-engranajes integrado en la barra estabilizadora. Además de la rigidez a torsión habitual de la barra estabilizadora por sí misma, el motor eléctrico aporta una torsión adicional para reaccionar y limitar los momentos de balanceo.

Concretamente el *APSSS* consigue un tiempo de respuesta a sensores de 20 ms y reducción de energía consumida, ya que solo funciona cuando la torsión adicional es requerida.



*Figura 37: Barra estabilizadora activa de BMW E60/E61. Nótese el actuador eléctrico en el centro*

### **3.3.2 Suspensión cinética sin barra estabilizadora**

Esta suspensión cinética se encuentra desarrollada por la compañía *Tenneco* (llamada *Tenneco's Kinetic suspension*). Al igual que otros sistemas de barra estabilizadora y suspensiones semiactivas, su objetivo es el mismo: obtener un amortiguamiento suave en fase y un amortiguamiento severo en contrafase para reducir al máximo el balanceo de la carrocería.

El sistema emplea amortiguadores hidráulicos telescópicos y prescinde de la barra estabilizadora. No obstante la generación de la fuerza amortiguadora se da fuera de estas unidades hidráulicas (no se pueden considerar propiamente amortiguadores). Existe una red de tuberías que conectan los cilindros de las cuatro ruedas a dos acumuladores, en cuyo interior el fluido se encuentra separado del nitrógeno presurizado por una membrana elástica.

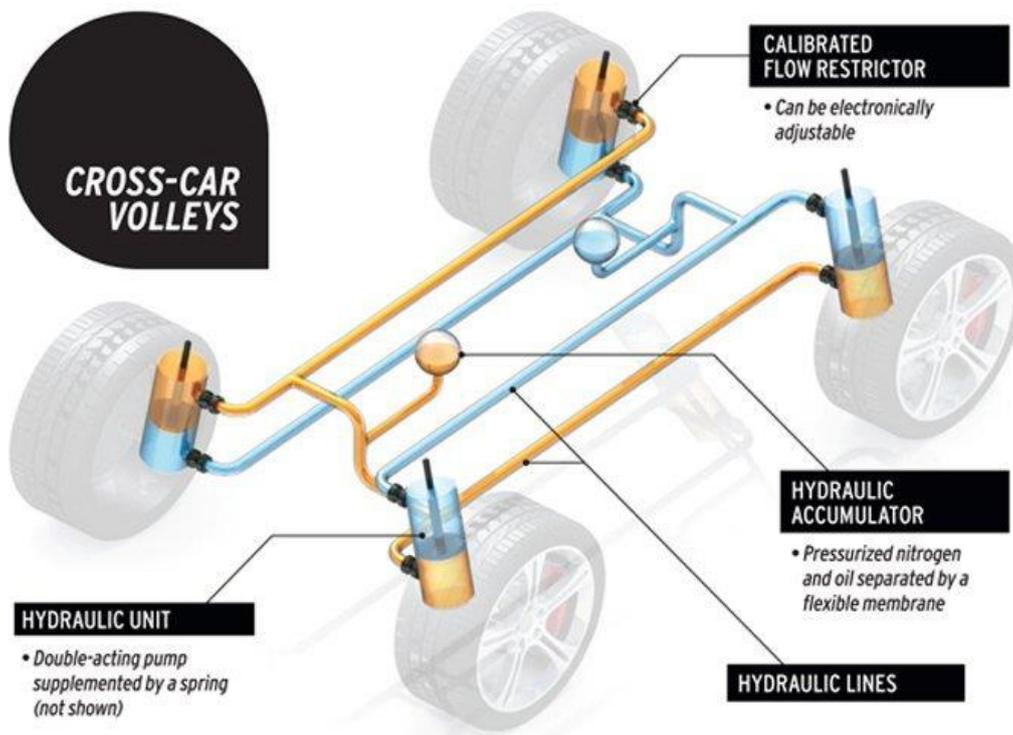


Figura 38: Tenneco's Kinetic Suspension

Tal y como se aprecia en la figura, existen dos líneas de fluido independientes. En un mismo lateral del vehículo, las cámaras superiores del cilindro delantero y trasero se encuentran conectadas entre sí, y con las cámaras inferiores de los cilindros del otro lado. Fuera de los cilindros existen unas restricciones al flujo que son controladas electrónicamente.

En funcionamiento en fase, cuando una rueda ataca un bache, en su cilindro en la cámara inferior se succiona fluido y se expulsa en la otra cámara. Para evitar que afecte a los otros cilindros, dicho intercambio de fluido se realiza con los acumuladores y la fuerza amortiguadora la aportan las válvulas exteriores al cilindro.

En el paso por curva (contrafase), la tendencia es que los cilindros de un lateral sufran compresión y los del otro lateral sufran tracción. Teniendo en cuenta las conexiones cruzadas entre ejes vistas en la figura, se desprende que el flujo de una de las líneas tenderá a llenar su acumulador de fluido y en la otra línea, tratará de vaciar el acumulador. De esta manera, además de las restricciones al flujo existentes en las tuberías, el nitrógeno presurizado contenido en los acumuladores se resiste al cambio de volumen en los acumuladores, actuando como un muelle neumático. De esta manera se evita el balanceo de la carrocería sin necesidad de una gran rigidez de muelles o de instalar barras estabilizadoras.

La principal ventaja del sistema es que el modo de fase y de contrafase se encuentran totalmente desacoplados entre sí, permitiendo ajustes específicos para cada modo sin que afecte al otro, y compatibilizando al máximo el confort de marcha y la rigidez al balanceo (pasos por curva a muy alta velocidad).

Si además de controlar electrónicamente las restricciones al paso del fluido se controla la presión del acumulador, se puede obtener una rigidez al balanceo variable, permitiendo obtener diferentes modos de conducción en un mismo vehículo. Actualmente este sistema de *Tenneco* se emplea en los deportivos exóticos de *McLaren* como el *MP4-12C*, bajo el nombre “*chasis de control proactivo*”.

### 3.3.3 Suspensiones activas y semiactivas

Hasta ahora se han tratado los amortiguadores convencionales o pasivos. No obstante la línea de evolución de los amortiguadores opta por obtener diferentes comportamientos seleccionables de una misma suspensión instalada. Para ello cada vez más se hace uso de la electrónica.

El objetivo es ampliar el compromiso confort-estabilidad en el vehículo. Ello se traduce en endurecer o ablandar la suspensión del vehículo según las condiciones de marcha. Se busca versatilizar el vehículo, como por ejemplo, mejorar la absorción de resaltes del pavimento para mejorar el confort en el habitáculo, pero obtener la rigidez suficiente para mejorar el comportamiento en curva a alta velocidad.

Las suspensiones adaptativas buscan modificar la rigidez del muelle o del amortiguador mediante actuadores de baja potencia, normalmente con variaciones discretas.

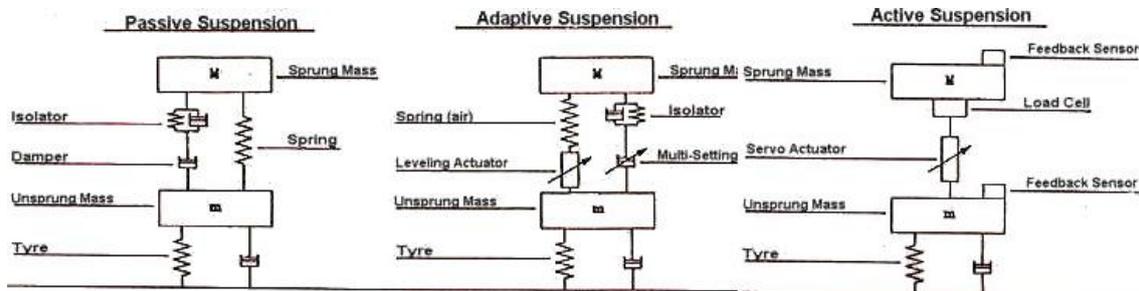


Figura 39: Esquema de suspensión pasiva y de suspensión adaptativa/semiactiva y activa

Las suspensiones activas y semiactivas se basan en un sistema de lazo cerrado con retroalimentación, no obstante en las activas se prescinde del muelle y amortiguador, sino que un actuador hidráulico controlado electrónicamente compensa el balanceo y cabeceo.

El tiempo de respuesta del sistema indica el ancho de banda. Baja frecuencia (hasta 3 o 5 Hz), se trata de un sistema de suspensión de baja frecuencia (*Low Bandwidth Systems*), y si abarca hasta 10 o 12 Hz, se denomina de alta frecuencia (*High Bandwidth Systems*). [8]

La suspensión activa controla rango de baja frecuencia y alta frecuencia, no obstante los sistemas son más caros y necesitan más potencia para funcionar (potencia suministrada por el motor). El uso de estos sistemas en general se reduce a la competición (aunque en Fórmula 1 fueron prohibidos en 1994).

En automóviles convencionales se emplean las suspensiones semiactivas. En ellas las bajas frecuencias se controlan con elementos activos (actuadores controlados electrónicamente y retroalimentación) y las altas frecuencias con elementos pasivos (muelles y amortiguadores).

Un ejemplo de suspensión semiactiva es el *ABC (Active Body Control)* de *Mercedes-Benz*.

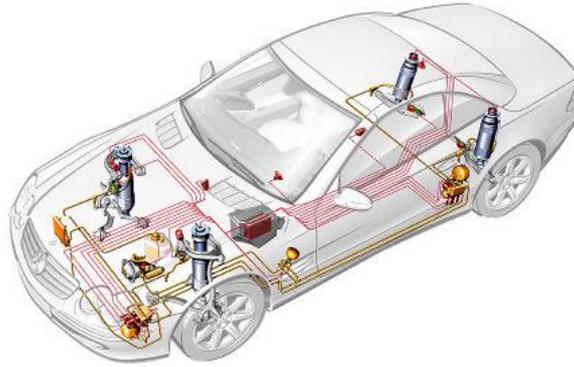


Figura 40: Sistema ABC instalado en un Mercedes SL

Al ser un sistema semiactivo, no se prescinde de los amortiguadores ni muelles helicoidales. Los muelles vienen apoyados en 4 cilindros hidráulicos extensibles, alimentados por una bomba de hasta 200 bares. Los cilindros pueden generar fuerza para compensar la extensión o compresión del muelle, limitando o anulando el balanceo y cabeceo.

Al ser un sistema de retroalimentación (bucle cerrado), existen 11 sensores que realizan 100 mediciones por segundo del movimiento de la carrocería (altura de marcha delantera, trasera, y aceleraciones en tres dimensiones). Han de existir también acumuladores de presión y un refrigerador de aceite.

### 3.3.4 Amortiguadores magnetoreológicos

Supone un caso particular de suspensión semiactiva y su aparición es relativamente reciente (comienzos de los 90). Se basan en amortiguadores monotubo semiactivos pero se prescinde de las válvulas electromecánicas para variar el caudal. En su lugar el fluido es aceite con un 40% aproximadamente de partículas metálicas.

Según la magnetización aportada al fluido se modifica la viscosidad del mismo, variando la dureza del amortiguador. La variación de la dureza se puede realizar muy rápidamente y con infinitas posibilidades según la intensidad del campo magnético.

Cuando el fluido no está magnetizado, existe gran diferencia de velocidad entre el fluido cercano a las paredes y el que fluye por el centro. Con ese perfil de velocidad, el caudal es mayor y el amortiguador es más suave. Si el fluido está magnetizado apenas hay diferencia de velocidad en toda la sección del conducto, el flujo permite menor caudal, y el comportamiento es más duro.

Destaca el sistema *MagneRide* de *Delphi Automotive*, como la primera aplicación de fluido de viscosidad variable según un campo magnético.

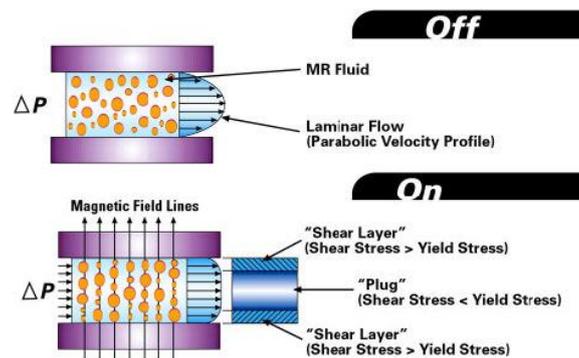


Figura 41: Magnetización en un amortiguador magnetorreológico

### 3.3.5 REAS (*Relative Absorber System*)

El *REAS* es un sistema originario de *Audi*, y desarrollado por *KYB*, el cual establece cierta dependencia entre funcionamiento de amortiguadores, para obtener una mayor rigidez al balanceo sin emplear muelles excesivamente duros que afectarían al confort, de modo similar a como lo haría una barra estabilizadora.

Los amortiguadores de un mismo eje se encuentran conectados tal y como se ve en la figura 42 a una cámara intermedia. De modo similar a un amortiguador monotubo, la cámara intermedia posee un pistón que separa la zona dos zonas embebidas de aceite. A su vez la cámara de aceite se encuentra separada de una cámara de  $N_2$ .

Se puede intuir del comportamiento en fase (ambos amortiguadores con misma velocidad y sentido) que ambos aportan una presión similar a ambos lados del pistón del sistema central, comprimiendo la cámara de nitrógeno pero la reacción es la misma para ambos amortiguadores.

En contrafase se busca reducir el balanceo. Un amortiguador sufre compresión y el otro tracción.

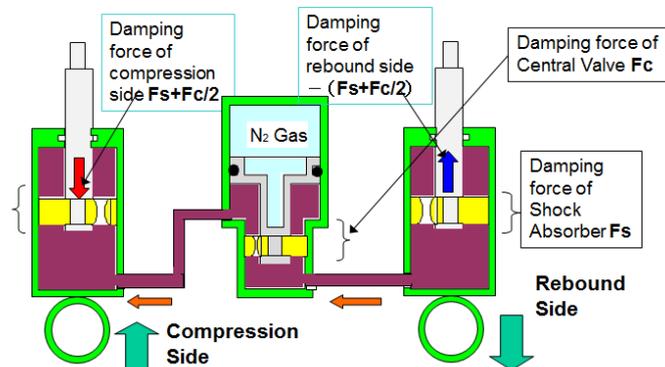


Figura 42: Diagrama de fuerzas en un sistema REAS

Se produce un flujo del amortiguador en extensión hacia la cámara central, y de la cámara central hacia el amortiguador en compresión. Dicho flujo atraviesa el pistón de la cámara central, aportando una fuerza de amortiguación adicional respecto al funcionamiento en fase. El volumen desplazado por los vástagos viene absorbido por la cámara central de nitrógeno.

### 3.4 Modelizados

#### 3.4.1 Introducción a los modelizados en amortiguadores

Actualmente, además de obtener nuevos sistemas de amortiguación o comportamientos variables en un mismo sistema instalado, es fundamental también obtener modelos que simulen el comportamiento real del sistema con precisión.

Es muy deseable disponer de herramientas que permitan conocer a priori con certeza el comportamiento o reacción que se producirá en las condiciones que interesen, sin tener que realizar pruebas físicas. Proporciona las siguientes ventajas:

- Ahorro de tiempo y medios
- Más posibilidad de pruebas y ensayos
- Se evitan malos diseños en etapas avanzadas de desarrollo
- En definitiva, ahorro económico

A continuación se exponen una serie de modelos que han supuesto un avance en el desarrollo de la caracterización dinámica de amortiguadores.

### 3.4.2 Reybrouck

El modelo matemático de *K. Reybrouck* primeramente se aplica a amortiguadores monotubo. Deriva de otros modelos con cálculos hidráulicos de flujos y presiones más complicados, no obstante *Reybrouck* considera el flujo de aceite permanentemente turbulento. De esta manera la precisión del modelo queda limitada pero lo simplifica (reduce drásticamente los tiempos de simulación), y sigue siendo un modelo riguroso y fiable. La fiabilidad del modelo queda asegurada para el rango de señales entre 0,5 Hz y 30 Hz; dentro de dicho rango se encuentran la mayoría de exigencias previstas al modelo. [10]

Se contempla la influencia de temperatura, el desplazamiento, aceleración y permite simulaciones dinámicas. No obstante no es un método de respuesta en frecuencia.

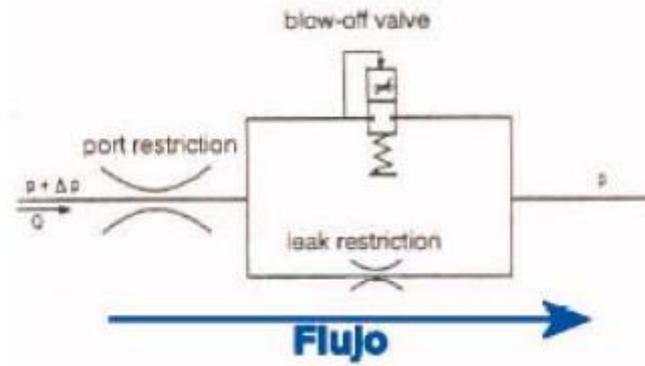
#### Análisis

Se consideran las fuerzas y velocidades como positivas cuando el amortiguador está en extensión. En extensión se producen tres fuerzas en el amortiguador, y su suma se corresponde a la fuerza realizada sobre el vástago para extraerlo del interior del amortiguador.

- $F_{\text{damper}}$ : producida por el amortiguador en su conjunto
- $F_{\text{damping}}$ : fuerza de amortiguamiento producida por las válvulas como restricción al paso de aceite
- $F_{\text{gas}}$ : debido a la presión del nitrógeno almacenado (cabe destacar que en funcionamiento en compresión sigue manteniendo su signo)
- $F_{\text{friction}}$ : fricción entre el pistón y las paredes de la cámara del cilindro

$$F. \text{damper} = F. \text{damping} + F. \text{gas} + F. \text{friction}$$

$F_{\text{damping}}$ : la fuerza amortiguadora producida por las válvulas al restringir el paso de aceite se puede modelizar de la siguiente manera.

Figura 43:  $F_{damping}$ 

La restricción *port* corresponde a los orificios grandes de las válvulas y *leak* a los pequeños. Nótese que *leak* se encuentra en paralelo y que el flujo modelizado pasa obligatoriamente por *port*.

$$F_{leak} = K_{leak} * v^{0,25} * y^{1,75} - K_{hys} * \dot{y}$$

$$F_{port} = K_{port} * v^{0,25} * \dot{y}^{1,75}$$

$$F_{blow-off} = F_{preload} + K_{spring} * \dot{y}$$

$K_{leak}$ ,  $K_{port}$ ,  $K_{hys}$  y  $K_{spring}$  representan la restricción del orificio pequeño, orificio grande, histéresis en el agujero pequeño y rigidez del muelle de la válvula de apertura por presión.  $v$  es la viscosidad cinemática del aire.  $\dot{y}$ ,  $\ddot{y}$  representan la velocidad y aceleración del vástago.  $F_{preload}$  representa la fuerza mínima a ejercer para que se abra la válvula de apertura por presión.

Existe una relación empírica que relaciona dichas expresiones. Según se alcanza cierta presión, el flujo pasa además de por los orificios, por la válvula de apertura por presión, hasta que la mayoría del flujo llega a pasar a través de ella.

$$F_{damping} = \frac{F_{leak} * F_{blow-off}}{\sqrt{F_{leak}^{K_{tr}} + F_{blow-off}^{K_{tr}}}} + F_{port}$$

$K_{tr}$  es un nuevo parámetro el cual indica el modo en el que transcurre el flujo de una válvula a otra.

$F_{gas}$ : Es el empuje estático que el gas a presión ejerce sobre el pistón del amortiguador. Se modeliza de acuerdo a la ley de los gases ideales.

$$F_{gas,static} = \frac{m * R * A * T}{V_{gas,static}}$$

Siendo  $m$  la masa de gas,  $R$  la constante de los gases ideales,  $A$  el área del pistón, y  $V_{gas-static}$  el volumen de gas contenido en la posición de referencia (estática).

A su vez, la fuerza producida por el gas cuando el amortiguador se encuentra en movimiento viene regida por la ley de los gases en condiciones adiabáticas.

$$F_{gas,din} = \frac{F_{gas,static} * V_{gas,static}^{1,4}}{(V_{gas,static} + A * y)^{1,4}}$$

*F.friction*: La fuerza de fricción se considera como constante, no depende de la posición ni velocidad. En general la fricción solo es importante en un modelo a muy baja velocidad.

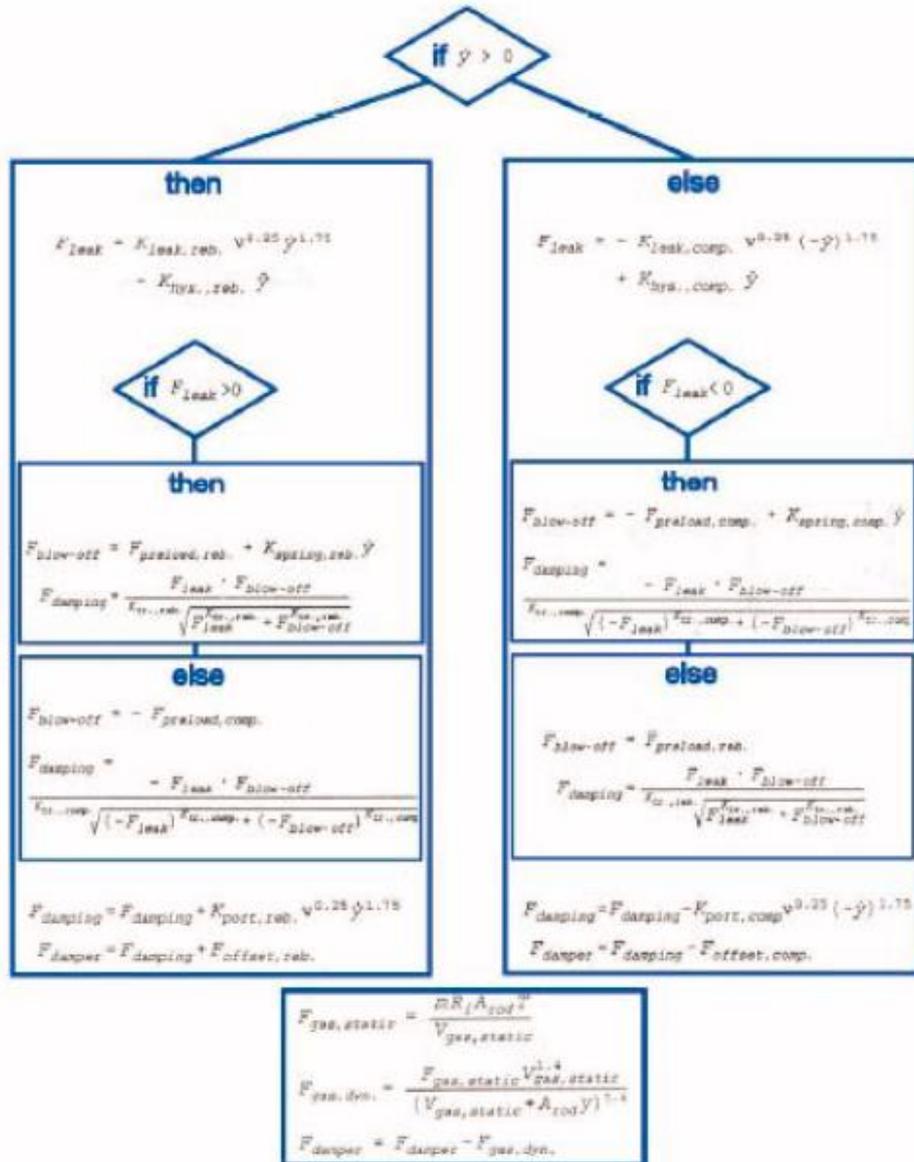


Figura 44: Diagrama de flujo de aplicación del modelo de Reybrouck

(Nótese que se considera tanto la carrera de extensión como la de compresión según el signo de la velocidad del vástago)

### 3.4.3 Modelo de Duym

El modelo propuesto por *Duym, Stiens y Reybrouck* busca evaluar los métodos alternativos en los que la fuerza amortiguadora es función de velocidad y aceleración. A su vez el método propuesto es válido para amortiguadores bitubo.

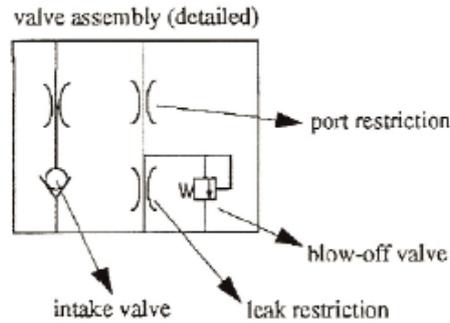


Figura 45: Arquitectura modelizada de la valvulería interna en el modelo de Duym

Se sabe que la viscosidad del aceite es un factor que determina el amortiguamiento, y viene altamente influenciada por la temperatura del aceite, la cual a su vez se ve modificada a lo largo del funcionamiento debido a la disipación de energía cinética en forma de calor. No obstante, para simplificar el estudio, no se tiene en cuenta la dependencia de la temperatura en el modelo.

#### Modelo físico explícito

La mayor dificultad del modelo es la dificultad resolutive, ya que incluye ecuaciones no lineales que se deben de resolver en varias iteraciones.

El modelo explícito consta de 14 parámetros; 7 de funcionamiento en compresión y 7 de extensión, y la fuerza es función del desplazamiento, velocidad y aceleración. No obstante la imprecisión del modelo se incrementa según los efectos de la histéresis son mayores.

Para remediarlo se propone eliminar los efectos de la histéresis, con el modelo físico sin histéresis.

#### Modelo físico sin histéresis:

En este modelo se eliminan las muestras tomadas al final de la carrera, ya que los efectos mayores de la histéresis se producen al inicio de las fases de compresión y extensión (retardos en la actuación de valvulería).

Tras eliminar la histéresis se comparan los resultados de ambos modelos.

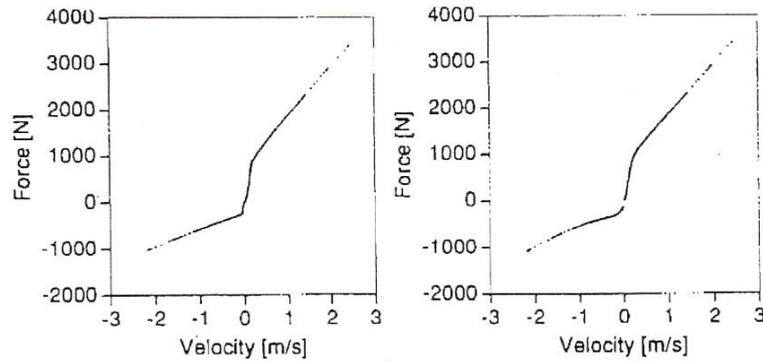


Figura 46: Comparación del modelo explícito y el modelo sin histéresis

A la izquierda se representa el modelo físico explícito y a la derecha el modelo sin histéresis. Ambas muestras sufren una desviación de 21 N debida al ruido. La gráfica de la izquierda sufre una desviación de 37 N, y 28 N para el modelo sin histéresis. [10]

#### 3.4.4 Modelo no paramétrico de Lang y Sonnenburg

Los modelos no paramétricos emplean un elevado nº de parámetros, los cuales se adaptan muy bien a las medidas tomadas aunque no posean un significado físico definido dentro del modelo.

Este modelo simula la histéresis debida a la compresibilidad del aceite, y describe la actuación de la valvulería interna de forma no paramétrica. Surge de la necesidad de caracterizar el amortiguador de un modo rápido y considerando la histéresis. (Basado en *“Improvement of the shock absorbers dynamic simulation by the restoring force mapping method”*) [10].

En este modelo se considera la fuerza en función del desplazamiento y la velocidad.

$$F_{damp\text{er}}(x, \dot{x}) = \sum_{i,j} a_{i,j} x^i \dot{x}^j$$

Si se emplea el método de fuerzas restauradoras, se hace que la fuerza modelizada pase a ser dependiente de la velocidad y la aceleración.

$$F_{dampner}(\dot{x}, \ddot{x}) = \sum a_{i,j} \dot{x}^i \ddot{x}^j$$

Emplear la aceleración en lugar del desplazamiento reduce en gran medida el error residual en el cálculo. Además aunque el modelo no es lineal, los parámetros empleados sí actúan de manera lineal.

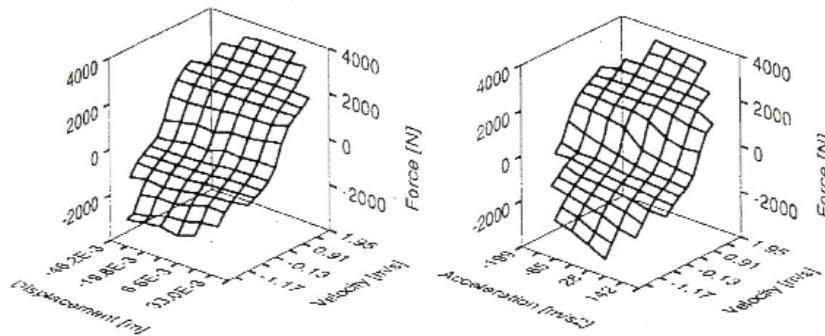


Figura 47: Comparación de mallas del modelo no paramétrico de Lang y Sonnenburg

Se miden una desviación de 221 N para el modelo de fuerza dependiente de posición y velocidad, y de 60 N para el modelo de fuerza dependiente de velocidad y aceleración. Emplear la aceleración en lugar del desplazamiento reduce en gran medida el error residual en el cálculo. Además aunque el modelo no es lineal, los parámetros empleados sí actúan de manera lineal.

Tras haber comentado los diversos modelizados de funcionamiento de amortiguador se expondrán las bases empleadas para la caracterización de chasis para cálculo de ley de amortiguador de acuerdo a los requerimientos del departamento de Puesta a Punto de *KYB Europe Headquarters*. En dicha caracterización se busca que se encuentre en una interfaz sencilla y de uso intuitivo, y se fundamentará en la teoría de vibraciones mecánicas de uno y dos grados de libertad así como en la teoría de balanceo de vehículos.

## 4. Teoría de vibraciones mecánicas

El sistema de amortiguación de un vehículo (1/4 de vehículo) en conjunto con la rueda constituye un sistema sujeto a oscilaciones que se tratará de modelar y estandarizar mediante la teoría de vibraciones mecánicas, empleando un grado de libertad o dos según convenga.

### 4.1 Modelo 1gdl y 2gdl

El conjunto amortiguador-muelle-rueda se puede modelar de la siguiente forma. Todos los parámetros deben ser calculados a altura de la rueda según el presente modelo.

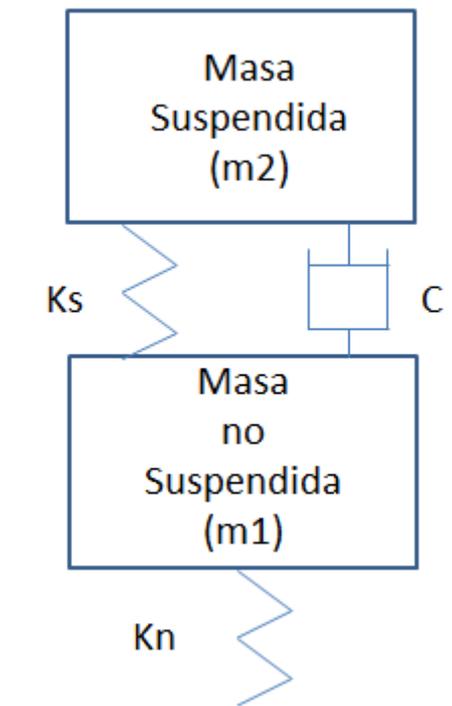


Figura 48: Modelo de 2gdl para un cuarto de vehículo

$K_s$ : rigidez del resorte modelo (*Wheel Rate*). Proporcionada principalmente por el muelle del amortiguador y por la barra estabilizadora si existe (actúa como un resorte en paralelo, por lo que su rigidez se suma al *Wheel Rate*). No obstante estos elementos no actúan en el plano de la rueda, por lo que su rigidez se debe trasladar a la rueda.

$K_n$ : rigidez del neumático

$C$ : amortiguamiento

Nótese que se considera el caso como un sistema de vibraciones libres, ya que se considera que tras el estímulo del terreno, la excitación cesa y comienza la oscilación del sistema y su amortiguamiento.

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 = 0$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\xi = \frac{C}{2\sqrt{km}}$$

Siendo  $\omega_n$  la frecuencia natural del sistema,  $k$  su rigidez,  $\xi$  su amortiguamiento,  $C$  la constante amortiguadora,  $m$  la masa del sistema. El grado de libertad es  $x$  (desplazamiento), y sus derivadas (velocidad y aceleración).

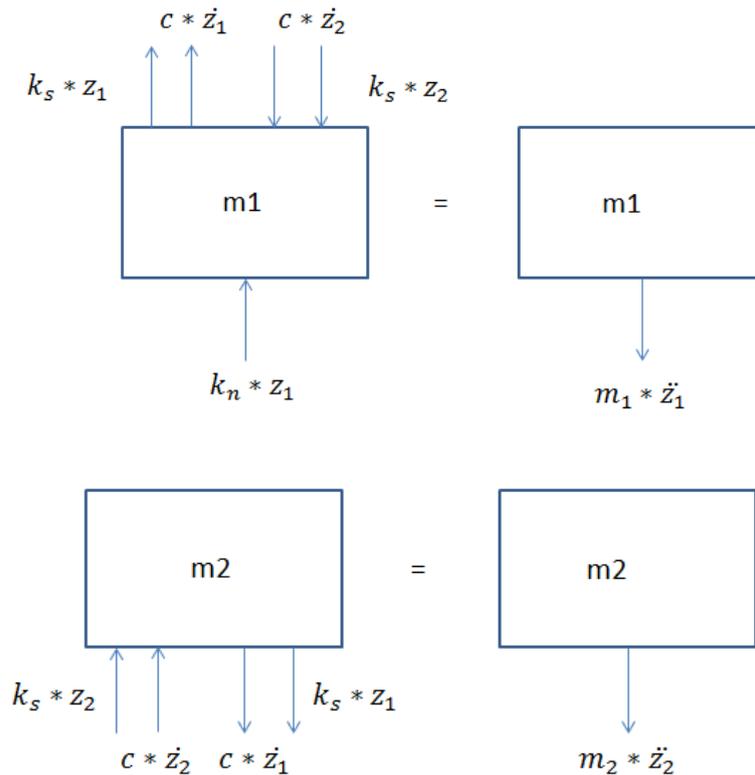
Con esas tres expresiones se llega a la siguiente ecuación:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

Siendo  $m$  referente a la masa (kg),  $c$  a la constante de amortiguamiento (N\*s/m), y  $k$  a la rigidez del sistema (N/m).

Se establecerá el equilibrio de fuerzas (método de Euler) a cada cuerpo, considerando en cada caso uno de los dos grados de libertad como fijo.

Se mostrará el modelo del sistema de 2gdl en forma de matrices. Los 2gdl son el desplazamiento vertical de  $m_1$  y el de  $m_2$ ; con sentido positivo hacia abajo (coherente con el eje  $z$  del vehículo).



$$m_1 \ddot{z}_1 + \dot{z}_1 c - \dot{z}_2 c + z_1(k_n + k_s) - k_s z_2 = 0$$

$$m_2 \ddot{z}_2 - \dot{z}_1 c + \dot{z}_2 c - k_s z_1 + k_s z_2 = 0$$

Ambas ecuaciones se colocan en forma de matriz de ecuaciones diferenciales

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_n + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \vec{0}$$

En un sistema de 2gdl existen dos modos de vibración, y a continuación se procederá a enunciar cómo se obtendrían.

$$| -\omega^2 [M] + [K] | = 0$$

La resolución del determinante establece las dos frecuencias naturales del sistema,  $\omega_1$  y  $\omega_2$ .

$$\begin{vmatrix} -\omega^2 m_1 + (k_n + k_s) & -k_s \\ -k_s & -\omega^2 m_2 + k_s \end{vmatrix} = 0$$

$$(-\omega^2 m_1 + (k_n + k_s)) * (-\omega^2 m_2 + k_s) - ((-k_s)^2) = 0$$

Para cada modo de vibración debe existir una relación de amplitud entre ambos grados de libertad. Para conocer el cociente  $A_1/A_2$  se sustituye el valor de  $\omega_1$  o  $\omega_2$  en la siguiente expresión.

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 m_1 + (k_n + k_s) & -k_s \\ -k_s & -\omega^2 m_2 + k_s \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \end{pmatrix} = \vec{0}$$

Cabe destacar que solo se producirá una respuesta armónica en el sistema si la excitación inicial de cada grado de libertad cumple el cociente  $A_1/A_2$  de su modo de vibración.

## 4.2 Obtención de la ecuación de desplazamiento

No obstante, en la práctica se suele considerar asumible caracterizar el sistema con 1gd, debido a que la rigidez del neumático es mucho mayor que la del resorte modelo y su deflexión mucho menor, por lo que se puede considerar como rígido.

Se consideraría la solución a la ecuación diferencial de la siguiente forma:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = 0$$

Se busca una solución de la forma

- $x(t) = A * e^{\alpha t}$
- $\dot{x}(t) = \alpha * A * e^{\alpha t}$
- $\ddot{x}(t) = \alpha^2 * A * e^{\alpha t}$

Resultando al sustituir en la ecuación original

$$\alpha^2 + 2\xi\omega_n\alpha + \omega_n^2 = 0$$

Cuyas soluciones para  $\alpha$  son:

- $\alpha = \omega_n * (-\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1})$

Pero teniendo en cuenta que el sistema se encuentra subamortiguado ( $\xi < 1$ ) las raíces son negativas por lo que se opera con números imaginarios.

$$x(t) = B_1 * e^{(-\xi\omega_n + i\omega_n\sqrt{1-\xi^2})t} + B_2 * e^{(-\xi\omega_n - i\omega_n\sqrt{1-\xi^2})t}$$

Obteniendo la siguiente solución final para el desplazamiento; nótese que la velocidad y aceleración se obtendrían por derivación de la siguiente expresión.

$$x(t) = A * e^{-\xi\omega_n t} * (\omega_d t + \phi_d)$$

$$\omega_d = \omega_n * \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$A = \sqrt{x_o^2 + \left(\frac{\dot{x}_o + \xi\omega_n x_o}{\omega_d}\right)^2}$$

$$\phi_d = tg^{-1}\left(\frac{x_o\omega_d}{\dot{x}_o + \xi\omega_n x_o}\right)$$

### 4.3 Obtención de parámetros característicos

Para caracterizar el sistema oscilatorio se ha de conocer el valor del amortiguamiento.

- $\xi < 1$  sistema subamortiguado
- $\xi = 1$  sistema con amortiguamiento crítico
- $\xi > 1$  sistema superamortiguado

Siempre que se exceda el amortiguamiento crítico, la respuesta del sistema es no oscilatoria y se atenúa bruscamente. En la suspensión de un vehículo es vital no superar el amortiguamiento crítico para que la amortiguación no deje de cumplir su funcionamiento esperado.

Si se tiene  $\xi = 1$ , se obtiene a partir de la expresión del cálculo de amortiguamiento el valor de C crítico.

$$\xi = \frac{C}{2\sqrt{k_s * m}} \Rightarrow C_{crit} = 2 * \sqrt{k_s * m}$$

A su vez, cuando  $\xi = 1$ ;  $C = C_{crit}$  por lo que  $\xi = C/C_{crit}$ , amortiguamiento relativo.

Tal y como se ha visto anteriormente, la obtención de la frecuencia natural no depende del grado de amortiguamiento. No obstante, en un sistema amortiguado interesa también conocer el valor de frecuencia natural amortiguada ( $\omega_d$ ).

$$\omega_d = \omega_n * \sqrt{1 - \xi^2} = \omega_n * \sqrt{1 - \frac{C^2}{C_{crit}^2}}$$

Es importante conocer la frecuencia natural así como su variación de acuerdo con el amortiguamiento, para evitar excitaciones con frecuencia similares y así evitar el fenómeno de resonancia.

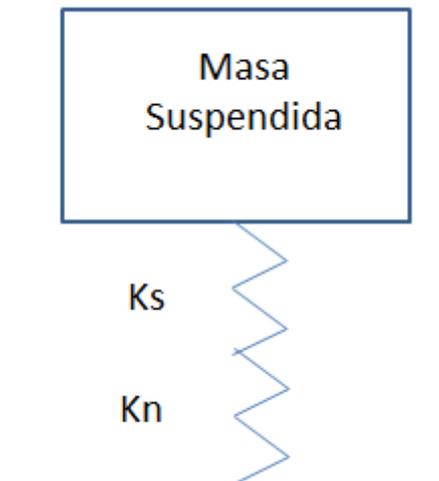
Siempre que no se conozca a priori el valor de amortiguamiento, se puede emplear la siguiente expresión práctica:

$$\xi = \frac{1}{2\pi n} * \ln\left(\frac{x(t)}{x(t + n * T_d)}\right)$$

Siendo  $x(t)$  la posición del sistema al inicio de la medida,  $n$  el nº de ciclos/oscilaciones completas entre las dos medidas, y  $x(t + n * T_d)$  la posición del sistema tras haber atravesado  $n$  periodos. Las posiciones en el numerador y el denominador deben de ser coherentes en unidades, y el valor de amortiguamiento obtenido solo es válido si el atenuamiento se ha producido libre de excitaciones o fuerzas externas (fenómeno de vibraciones libres).

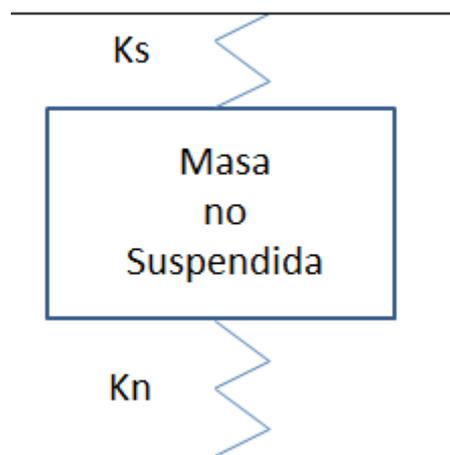
No obstante, en el presente trabajo en el contexto de *KYB Europe Headquarters*, se considera el cálculo de la frecuencia natural de la masa suspendida y de la masa no suspendida de la siguiente forma; partiendo de la consideración de que la frecuencia natural elevada al cuadrado equivale a la rigidez dividida por la masa.

$$\omega_{MS} = \sqrt{\frac{\text{System rate}}{MS}}$$



$$\text{System rate} = \frac{K_s * K_n}{K_s + K_n}$$

Para el cálculo de la frecuencia natural de la masa suspendida en el modelo de cuarto de vehículo se considera admisible no tener en cuenta el amortiguamiento ni la masa no suspendida (ya que el objeto de estudio son las acciones verticales de la dinámica vehicular). De esta manera se emplea el término *System rate* para designar una rigidez del sistema correspondiente a la rigidez del muelle ( $K_s$  o *Wheel rate*) y del neumático ( $K_n$  o *Tyre rate*) en serie.



$$\omega_{MNS} = \sqrt{\frac{K_s + K_n}{MNS}}$$

Para calcular la frecuencia natural de la masa no suspendida en el modelo de cuarto de vehículo de nuevo no se tiene en cuenta el amortiguador, y en este caso no se tiene en cuenta la masa suspendida. La rigidez corresponde a los resortes de rigidez  $K_s$  y  $K_n$  en paralelo, ya que al considerarse el sistema empotrado en su parte superior e inferior, la deflexión de ambos resortes debe de ser la misma. La rigidez equivalente del sistema corresponde a la suma de rigideces de ambos resortes.

## 5. Dinámica vehicular

### 5.1 Introducción

Tras haber sentado las bases en el aspecto de vibraciones mecánicas en el apartado anterior, se procede a estudiar la dinámica vehicular que envuelve al comportamiento de un automóvil. Se ha tenido como mayor referente en el estudio de dinámica vehicular a Thomas. D. Gillespie con su obra *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, publicada por la *Society of Automotive Engineers*. [15]

El estudio de la dinámica de vehículos comprende los movimientos de los vehículos automóviles (coches, camiones, autobuses...) sobre una superficie. Los movimientos principales de estudio corresponden a aceleración, frenadas, giros, y los que afectan a la altura de la marcha. El comportamiento dinámico del vehículo está determinado por las fuerzas que afectan al mismo, como son la gravedad, la aerodinámica, y por supuesto, las fuerzas de contacto de los neumáticos con la superficie.

En general, para la mayoría de análisis se considera que todos los componentes se mueven como una unidad, por lo que la masa íntegra del vehículo se sustituye por una masa puntual localizada en su centro de gravedad, con determinadas propiedades de masa e inercia, y se atiende a las fuerzas que afectan al mismo y los posibles desplazamientos que pueda sufrir. No obstante en consideraciones dinámicas relativas a la marcha vertical del vehículo, se consideran las ruedas (y en conjunto, los elementos que no se encuentran apoyados sobre la suspensión) como una masa aparte; masa no suspendida.

### 5.1.1 Sistema de coordenadas

Se establece un sistema de ejes cartesianos con el origen en el CG (centro de gravedad) del vehículo como sistema de coordenadas.

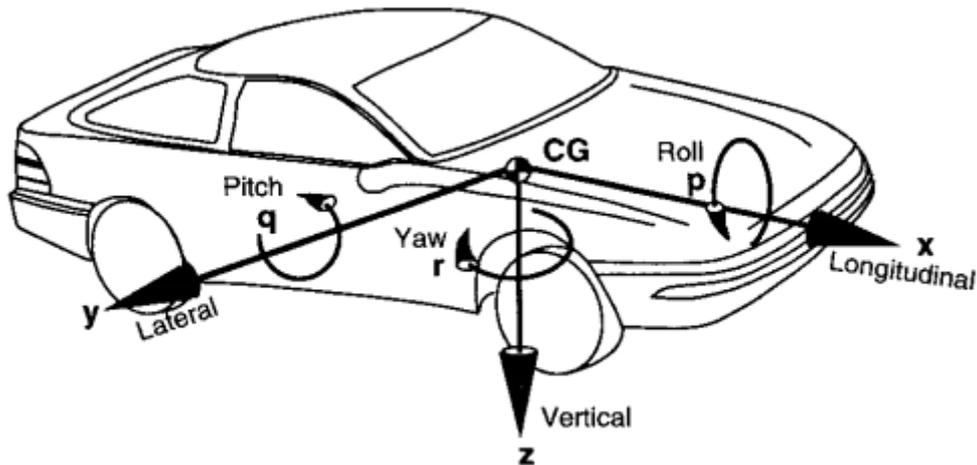


Figura 49: Ejes del vehículo de acuerdo a la SAE

X: Eje longitudinal, sentido positivo hacia el frontal del vehículo

Y: Eje transversal, sentido positivo hacia la derecha del vehículo

Z: Eje vertical, sentido positivo hacia el fondo del vehículo

P: Balanceo o *roll*; giro alrededor del eje X (*nótese que aunque se le llame balanceo, realmente es alabeo, ya que el balanceo se considera alrededor del eje de balanceo del vehículo, el cual no tiene por qué coincidir con el eje X*)

Q: Cabeceo o *pitch*; giro alrededor del eje Y

R: Guiñada o *yaw*; giro alrededor del eje Z

Una vez fijado el sistema de coordenadas se establecen los ángulos de Euler. Dichos ángulos definen el movimiento del vehículo como una secuencia de rotaciones, primero alrededor del eje Z (guiñada), luego alrededor del eje Y (cabeceo) y por último alrededor del eje X (balanceo). Se ha de respetar la secuencia de la sucesión de rotaciones.

La ley fundamental que rige la dinámica vehicular es la 2ª ley de Newton, la cual se aplica a sistemas traslacionales y rotacionales.

Traslacional: La suma de las fuerzas externas actuando sobre un cuerpo en cierta dirección equivale al producto de su masa por su aceleración en dicha dirección (se considera la masa como fija).

$$\sum F_{x,y,z} = M * a_{x,y,z}$$

Rotacional: La suma de momentos actuando sobre un cuerpo respecto de un eje común equivale al producto de la inercia del cuerpo alrededor de dicho eje por su aceleración angular.

$$\sum T_{x,y,z} = I_{xx} * \alpha_{x,y,z}$$

Aplicado las fuerzas y momentos necesarios al cuerpo de estudio se conforma el diagrama de cuerpo libre (*free-body diagram*). Se debe de escribir una ecuación de segunda ley de Newton (traslacional y rotacional) para cada dirección independiente (normalmente los ejes descritos anteriormente).

### 5.1.2 Carga dinámica por eje

Se determina la carga por eje en un vehículo bajo condiciones arbitrarias (empleando la segunda ley de Newton). Sirve como herramienta para analizar la capacidad tractora y de frenado.

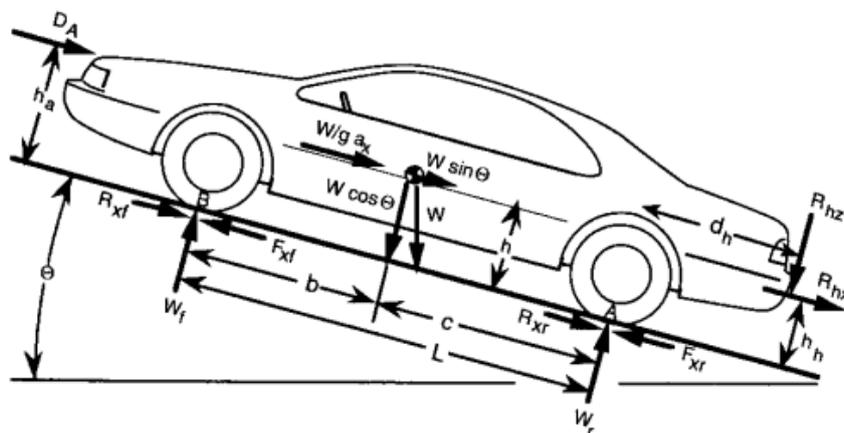


Figura 50: Fuerzas actuando sobre un vehículo

- $W$  es el peso del vehículo actuando en su centro de gravedad (equivalente a la masa del vehículo multiplicada por la aceleración de la gravedad terrestre).
- Si el vehículo se encuentra acelerando, se representa el efecto de la fuerza inercial (fuerza de *D'Alembert*), la cual actúa en el centro de gravedad, en sentido opuesto a la aceleración del vehículo. Su valor es  $W * \frac{a_x}{g}$
- La fuerza normal se aplica en los neumáticos, denotada como  $W_f$  y  $W_r$ .
- En el plano del contacto rueda-calzada actúan las fuerzas tractoras  $F_{xf}$   $F_{xr}$  y las fuerzas de oposición a la rodadura  $R_{xf}$   $R_{xr}$
- $D_A$  es la fuerza aerodinámica que actúa sobre la carrocería.
- $R_{hz}$   $R_{hx}$  son fuerzas verticales y longitudinales que actúan en el parachoques trasero, en caso de que el vehículo se encuentre arrastrando un remolque.

Por tanto la carga por eje corresponde a una componente estática más una componente de transferencia de carga entre un eje y otro debido a consideraciones dinámicas. Se establece un sumatorio de momentos respecto al punto A (contacto entre rueda trasera y calzada). Se considera nulo el cabeceo por lo que el sumatorio debe ser igual a cero.

Se consideran como positivos los momentos en sentido horario (de acuerdo a la SAE) y los ángulos de pendiente ascendente como positivos. Del equilibrio de momentos se obtiene la siguiente expresión.

$$W_f = \frac{W * c * \cos\Theta - R_{hx}h_h - R_{hz}d_h - \frac{W}{g}a_xh - D_Ah_a - W * h * \sin\Theta}{L}$$

$$W_r = \frac{W * b * \cos\Theta + R_{hx}h_h + R_{hz}(d_h + L) + \frac{W}{g}a_xh + D_Ah_a + W * h * \sin\Theta}{L}$$

Dependiendo de la situación, se pueden aplicar una serie de simplificaciones. Además se puede tener en cuenta que en el común de las carreteras la inclinación suele estar limitada por diseño a un valor muy reducido (4% como mucho en las autopistas interestatales en EEUU) por lo que cabría considerar la simplificación de ángulo pequeño ( $\sin \Theta = \Theta$ ,  $\cos \Theta = 1$ ).

### 5.1.3 Carga estática por eje, superficie sin inclinación

Si el vehículo se encuentra en una superficie sin inclinación ( $\sin \Theta=0$  y  $\cos \Theta=1$ ) lo cual simplifica enormemente la ecuación. Si además se mantiene solo la carga estática, las cargas por eje son las siguientes.

$$W_{fs} = W * \frac{c}{L}$$

$$W_{rs} = W * \frac{b}{L}$$

### 5.1.4 Aceleración a baja velocidad

Si el vehículo se encuentra acelerando sobre una superficie sin inclinación y se desprecia la resistencia aerodinámica y la resistencia a la rodadura, se obtienen las siguientes cargas por eje:

$$W_f = W * \left( \frac{c}{L} - \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L} \right) = W_{fs} - W * \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L}$$

$$W_r = W * \left( \frac{b}{L} + \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L} \right) = W_{rs} + W * \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L}$$

## 5.2 Modelos de vuelco

De entre todas las maniobras dinámicas que un vehículo puede experimentar, el vuelco es una de las más peligrosas para los ocupantes. Se define el vuelco como cualquier maniobra que implique la rotación de (al menos) 90° del vehículo alrededor de su eje longitudinal, por lo que el contacto con el terreno lo realiza la carrocería y no las ruedas. Se puede producir en superficies llanas, cuando la aceleración lateral alcanza un nivel tal que ya no puede ser compensada con transferencia de peso entre ruedas del mismo eje. Una superficie con peralte lateral, o impactos laterales con bordillos pueden catalizar el vuelco del vehículo.

### 5.2.1 Modelo cuasi-estático para vehículo rígido

La aproximación primera al vuelco residiría en considerar el balance de fuerzas actuando en un vehículo que se encuentra tomando una curva. Se desprecia la deflexión de la suspensión y los neumáticos.

La aceleración lateral actúa en el CG del vehículo, y se reacciona con la reacción lateral en los neumáticos en el plano de la calzada. Existe una distancia entre ellos (la altura del CG), por lo que aparece un momento que trata de volcar el vehículo hacia el exterior de la curva. Por ello debe de existir una transferencia de carga entre ambos neumáticos para garantizar que además del equilibrio de fuerzas, el momento también se equilibra.

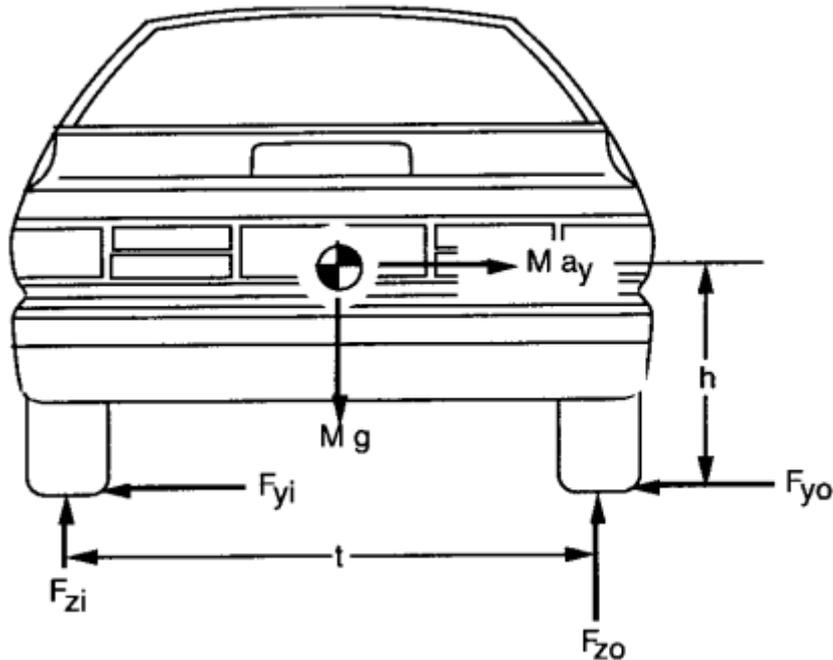


Figura 51: Fuerzas en el modelo de vuelco cuasi-estático para vehículo rígido

Para completar el análisis, se considera un posible peralte de la curva con el ángulo  $\varphi$ , con consideración de ángulo pequeño ( $\sin \varphi = \varphi$ ,  $\cos \varphi = 1$ ). Se toman momentos respecto al contacto rueda exterior-calzada, por lo que  $F_{zo}$  no realiza momento en la expresión.

$$M * a_y * h - M * \varphi * h + F_{zi} * t - M * g * \frac{t}{2} = 0$$

$$\frac{a_y}{g} = \frac{\frac{t}{2} + \varphi * h - \frac{F_{zi}}{M * g} * t}{h}$$

Conforme mayor es la aceleración lateral ( $a_{y=v^2/r}$ ) mayor es la transferencia de carga entre las ruedas del eje. Se considera que el vuelco es inminente cuando toda la carga se encuentra en el neumático exterior y  $F_{zi} = 0$ , ya que si aumenta la aceleración lateral, el momento de vuelco ya no puede ser equilibrado. Dicha situación se considera el umbral de vuelco (*rollover threshold*).

$$\frac{a_y}{g} = \frac{\frac{t}{2} + \varphi * h}{h}$$

En caso de una superficie plana ( $\varphi=0$ ) la aceleración lateral para alcanzar el umbral de vuelco equivale a:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t}{2 * h}$$

Si bien se trata de un modelo muy alejado de la realidad, resulta atractivo ya que requiere muy pocos parámetros, y sirve para comparar la tendencia al vuelco entre diferentes vehículos más que para predecir su comportamiento en marcha, ya que los resultados son muy conservadores. Se hace patente que para obtener unas mayores prestaciones en curva se incrementa el ancho de vía y se reduce el CG del vehículo, algo frecuente en vehículos deportivos y de competición, si bien ello reduce la versatilidad y capacidad de manejo en firme irregular.

En este modelo la aceleración lateral necesaria para hacer volcar un automóvil estándar o una pequeña furgoneta excede la capacidad de fricción de los neumáticos (con coeficientes de fricción máximos en torno a 0.8). Ello implica que vehículos poco pesados se produciría antes un deslizamiento de las ruedas (derrape o trompo) antes que el vuelco. En vehículos pesados sí es posible alcanzar el umbral de vuelco antes que el límite de fricción de los neumáticos. No obstante las estadísticas muestran que los accidentes debido al vuelco no son casos raros y aislados, por lo que tras esta primera aproximación, se hace necesario un análisis más complejo.

Cabe destacar que una vez iniciado el vuelco (separación de la calzada de las ruedas interiores), la situación todavía puede ser revertida si se anula la aceleración lateral, por ejemplo, reduciendo la velocidad o girando en la dirección opuesta. Existe un ángulo de vuelco de la carrocería respecto de la horizontal a partir del cual se hace inevitable; cuando el CG se encuentra alineado verticalmente con el punto de contacto rueda exterior-calzada.

$$\phi = \text{ángulo crítico de vuelco} = \tan^{-1} \frac{2 * h}{t}$$

### 5.2.2 Modelo cuasi-estático para vehículo suspendido

En el modelo anterior se sobreestima el umbral de vuelco. Debido a la separación entre masa suspendida y masa no suspendida y la deflexión elástica de la suspensión, la carrocería experimenta un balanceo, por lo que el CG se desplaza hacia el exterior de la curva.

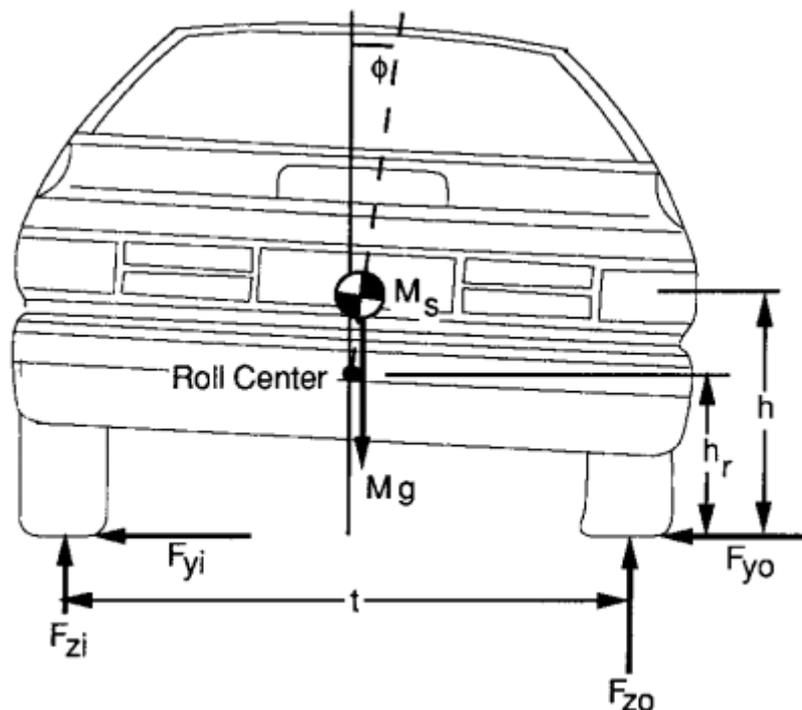


Figura 52: Reacciones de vuelco en un vehículo suspendido

El centro de balanceo es el punto respecto al cual pivota la carrocería; nótese que si se ejerce una fuerza lateral a la altura del centro de balanceo, no se producirá un giro de la carrocería.

De nuevo se establecerá el equilibrio de momentos y el umbral de vuelco del vehículo.

$$\sum M_o = 0 = M_s * a_y * h - M_s * g * \left[ \frac{t}{2} - \phi * (h - h_r) \right]$$

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t}{2 * h} * \frac{1}{\left[ 1 + R_\phi * \left( 1 - \frac{h_r}{h} \right) \right]}$$

- h : altura del CG respecto del plano del suelo
- h<sub>r</sub>: altura del centro de balanceo respecto del plano del suelo. Nótese que la posición del centro de balanceo se encuentra altamente influenciada por el tipo de suspensión instalado.
- t : ancho de vía
- R<sub>φ</sub> : gradiente del balanceo (rad/g lateral)

Se aprecia que el umbral de vuelco es el mismo que el del apartado anterior, multiplicado por un factor añadido (1 – h<sub>r</sub>/h). En un vehículo con h<sub>r</sub>/h = 0.5 y R<sub>φ</sub> = 0.1 rad/g el segundo término equivale a 0.95; se reduce el umbral de vuelco en un 5%. Los vehículos deportivos, con un término R<sub>φ</sub> menor y un CG más bajo experimentan una menor desviación respecto al modelo de vehículo rígido.

Existe una serie de mecanismos a tener en cuenta que tienen cierta influencia en el proceso de vuelco

- Desplazamiento lateral del CG de la masa suspendida debido a su giro respecto al centro de balanceo.
- Desplazamiento lateral del centro de balanceo debido a que se esté empleando un sistema de eje rígido o por cambios en el ángulo de caída.
- Desplazamiento lateral de la línea de acción de la fuerza vertical en el neumático
- Diferencia de comportamiento entre suspensión y ruedas frontales y traseras

Cuando el sistema se modela incluyendo los mencionados mecanismos, el comportamiento del vehículo se puede aproximar a la siguiente figura.

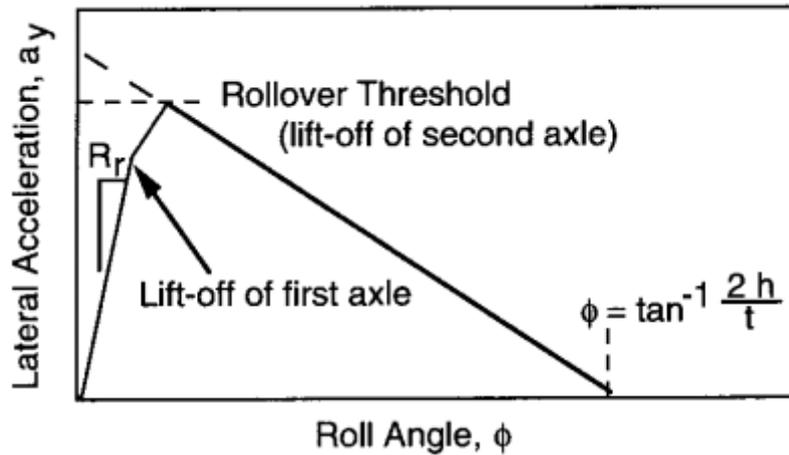


Figura 53: Equilibrio de aceleración lateral en situación de balanceo de modelo de vehículo suspendido

A bajos niveles de aceleración lateral, el ángulo de balanceo crece linealmente con la aceleración lateral, con una pendiente que equivale a  $R_\phi$ , hasta que una rueda interior cesa su contacto con la calzada.

Acto seguido, la resistencia al balanceo la opone solo un eje, por lo que durante un pequeño tramo la resistencia al balanceo es menor (menor pendiente).

El umbral del vuelco sucede cuando la rueda interior restante pierde el contacto con la calzada. En ese instante se inicia una situación de inestabilidad en la que cada vez con menor aceleración lateral se aumenta el ángulo de balanceo. Finalmente se llega a un ángulo de balanceo crítico o de no-retorno (cuando el CG se encuentra alineado verticalmente con el contacto rueda-calzada).

$$\phi = \text{ángulo crítico de vuelco} = \tan^{-1} \frac{2 * h}{t}$$

Para mejorar las prestaciones y aumentar el umbral de vuelco se suele optar por un mayor ancho de vía, un CG lo más cercano al suelo posible, un centro de balanceo cercano al CG, y una elevada rigidez al balanceo.

Para lograr una mayor rigidez al balanceo se puede optar por instalar una suspensión de elevada rigidez, pero puesto que el paso por curva supone un funcionamiento en contrafase, para mantener el compromiso confort-prestaciones se opta por elementos estabilizadores como pueden ser los diferentes tipos de suspensiones semiactivas o con conexión entre ejes vistas anteriormente, o empleo de barras estabilizadoras (aumento de rigidez equivalente en funcionamiento en contrafase).

### 5.2.3 Aproximación al modelo transitorio

Hasta ahora el análisis ha sido cuasi-estático; un supuesto razonablemente válido cuando la aceleración lateral varía más lentamente que la respuesta del vehículo en balanceo, pero ante cambios más rápidos de aceleración lateral se hace necesario un modelo transitorio.

El primer acercamiento al modelo transitorio parte del modelo de vehículo suspendido visto anteriormente, al cual se le añade a la masa suspendida un momento de inercia (respecto al eje longitudinal). No se muestran distinciones en rigidez y amortiguamiento en lado izquierdo y derecho del vehículo, así como las propiedades de las ruedas y suspensiones delanteras y traseras se pueden combinar para simplificar el análisis.

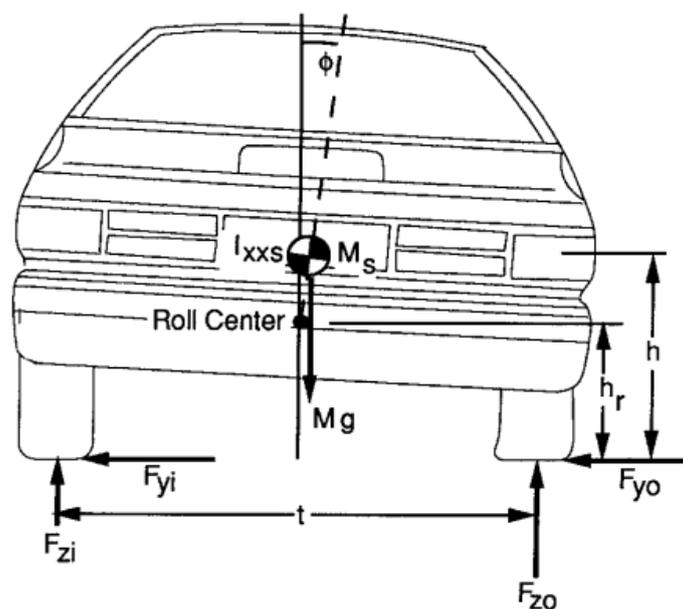


Figura 54: Modelo transitorio de balanceo

El modelo puede ser útil para estudiar la respuesta de balanceo ante una aceleración lateral repentina, que se puede representar como una señal escalón (*step*). Puede ser aplicado para situaciones como pasar de una superficie de baja fricción a una de alta fricción durante el deslizamiento de ruedas, o el regreso repentino de fuerzas al pasar de frenos bloqueados a soltarlos.

La respuesta del sistema ante una excitación de tipo escalón es similar a la de un sistema amortiguado de un grado de libertad, tal y como se aprecia en la siguiente figura.

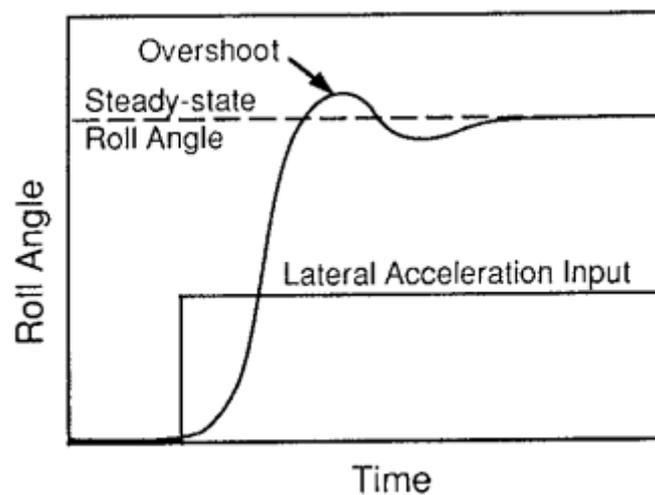


Figura 55: Respuesta de balanceo del sistema ante una entrada escalón

Con la aceleración repentina el ángulo de balanceo responde como un sistema de segundo grado. Si el amortiguamiento es menor que el amortiguamiento crítico, el ángulo de balanceo crece hasta el punto de equilibrio, pero como varía con cierta velocidad angular ( $d\phi/dt$ ), excede la posición de equilibrio (*overshoot* en inglés), a mayor velocidad angular más se excede. Entonces se produce una oscilación hasta alcanzar un ángulo de equilibrio de acuerdo a la aceleración lateral.

En definitiva, debido al proceso transitorio y la velocidad de cambio del ángulo de balanceo, el despegue de las ruedas interiores puede suceder a menores valores de aceleración lateral que con el modelo cuasi-estático, por lo que el umbral de vuelco es más reducido contra más repentina es la maniobra.

El grado de reducción del umbral de vuelco debido a efectos transitorios es función del grado de amortiguamiento de la señal balanceo debida a la aceleración lateral.

En la siguiente figura se aprecia como varía el umbral del vuelco (en g's laterales) para diferentes vehículos en función del amortiguamiento del balanceo lateral, lo cual sucede según cuán rápido ocurra la variación de aceleración lateral.

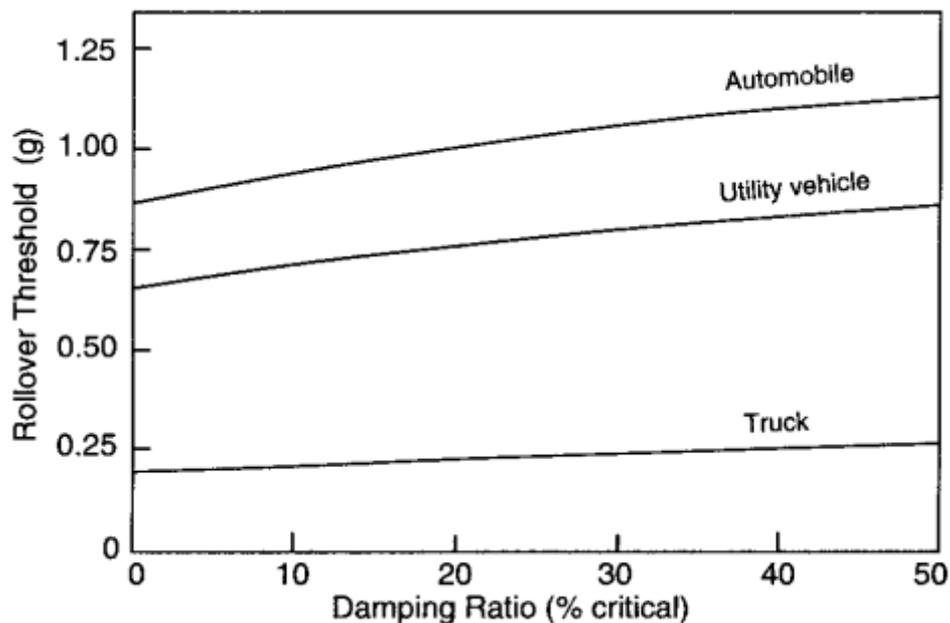


Figura 56: Efecto del amortiguamiento lateral en el umbral de vuelco para una señal escalón de aceleración lateral

El sistema se puede excitar de acuerdo a una señal sinusoidal de aceleración lateral (como podría ser el vehículo circulando en zigzag); se obtiene que la respuesta del vehículo sea dependiente de la frecuencia de excitación. Dicho fenómeno es especialmente interesante en vehículos de gran tonelaje realizando maniobras de evasión de obstáculos o cambio de carril.

La siguiente figura muestra para varios tipos de vehículo la dependencia del umbral de vuelco con la frecuencia de la entrada.

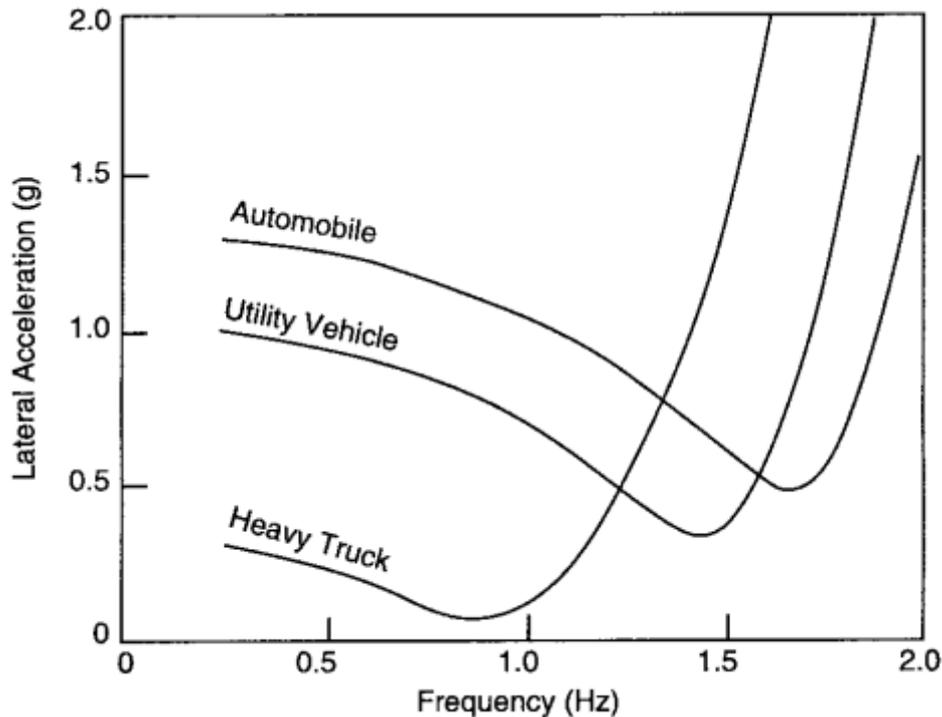


Figura 57: Umbral de vuelco según la frecuencia en un cambio de dirección sinusoidal

Con frecuencia cero el valor del umbral se aproxima a los obtenidos en modelos anteriores. A mayor frecuencia, el cambio de dirección sucede tan rápido que al vehículo (debido a su inercia) no le da tiempo a reaccionar con balanceo, por lo que el umbral de vuelco aumenta. El mínimo sucede en una frecuencia tal que coincide con la frecuencia de resonancia de balanceo. Para vehículos pesados, con muy elevado CG, su frecuencia de resonancia es de menos de 1 Hz. Vehículos más cercanos a los automóviles convencionales, con CG más bajo, dicha frecuencia es de 1.5 Hz o más.

### 5.3 Distribución del momento de vuelco

Virtualmente, las fuerzas laterales aplicadas sobre los neumáticos en un giro son dependientes de un modo no lineal de la carga aplicada sobre ellos. Es importante ya que la carga se transfiere lateralmente debido a la altura del centro de gravedad respecto al suelo. La siguiente figura muestra un ejemplo típico de cómo varían las fuerzas laterales de acuerdo a la carga vertical.

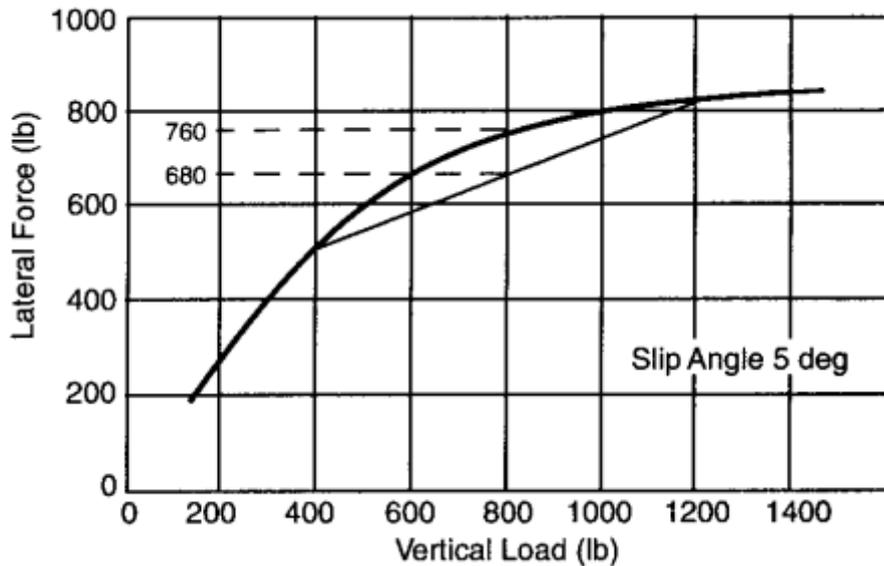


Figura 58: Curva característica carga lateral-carga vertical para un neumático

Si el vehículo realiza un giro muy cerrado, existirá una alta transferencia de carga del neumático interior al exterior, y los neumáticos deberán asumir un mayor ángulo de deriva para mantener la fuerza lateral necesaria. Si dicho ángulo es excesivo se producirá deslizamiento, lo que conlleva subviraje si se produce en el eje delantero y sobreviraje si se produce en el trasero.

Dicho mecanismo se encuentra relacionado con el momento de balanceo en el vehículo (ya que va ligado a la transferencia de carga entre neumáticos). Mayor momento de balanceo (*roll moment* en inglés) en el eje delantero contribuye al subviraje y en el trasero contribuye al sobreviraje, por lo que interesa que el reparto se encuentre equilibrado.

La mecánica que gobierna el momento de balanceo se muestra en la siguiente figura; la suspensión es equivalente a dos muelles (de rigidez modelizada como *Wheel rate*, o rigidez equivalente en la rueda).

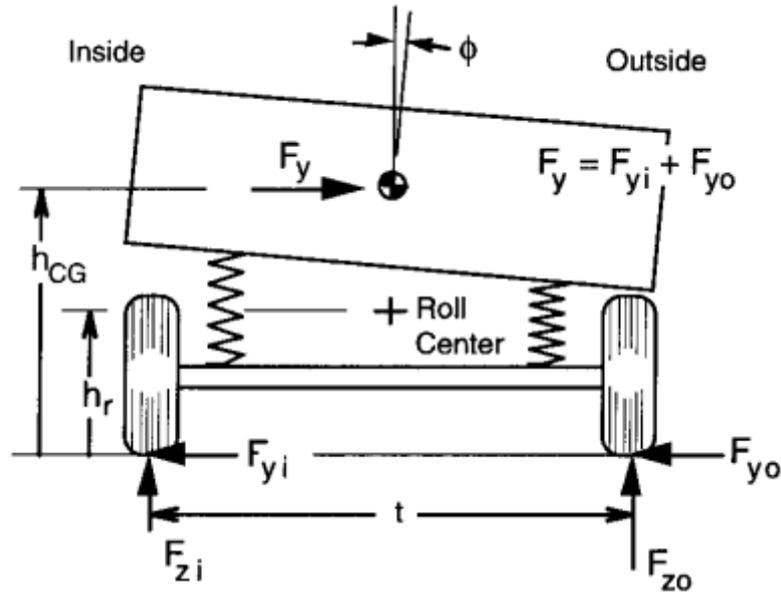


Figura 59: Análisis de fuerzas en el paso por curva

NOTA: EL ÁNGULO  $\phi$  SE DEBE DE TOMAR CON RESPECTO AL CENTRO DE BALANCEO (ROLL CENTER) Y NO RESPECTO AL CG.

- $K_\phi$  = Rigidez al balanceo de la suspensión (N\*m/rad)
- $K_s$  = Rigidez de los muelles modelo (*Wheel rate*) (N/m)
- $s$  = separación entre los muelles modelo (m)

$$K\phi = \frac{1}{2} * K_s * s^2$$

Nótese que en el caso de las suspensiones independientes o semiindependientes (las más comunes a día de hoy), el muelle modelo se sitúa alineado con la rueda por lo que  $s$  equivale al ancho de vía del vehículo.  $K_s$  se calcula como una rigidez del sistema equivalente en la rueda, denominada *Wheel rate*. Más adelante se estudiará cómo obtener el parámetro *Wheel rate*.

### 5.3.1 Cálculo del valor de rigidez al balanceo

En primer lugar se observa el fenómeno de balanceo de la carrocería ante una acción lateral.

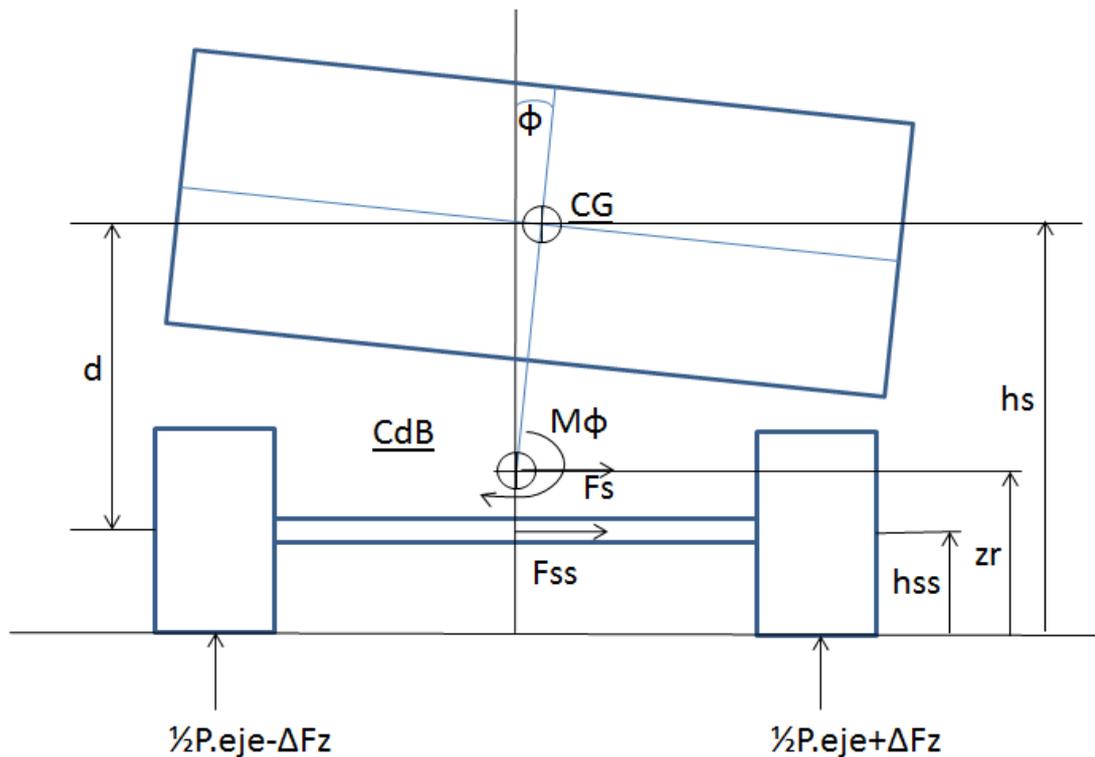


Figura 60: Transferencia de carga con masa suspendida y semisuspendida

De un modo estricto, el valor de transferencia de carga entre ruedas del mismo eje se debe a un término debido a la masa suspendida, a la masa semisuspendida y al ángulo de balanceo de la masa suspendida.

$$\Delta F_z = \Delta F_{z_{ss}} + \Delta F_{z_s} + \Delta F_{z_{\phi s}} = \frac{m_{ss} * a_y * h_{ss}}{A_v} + \frac{m_s * a_y * z_r}{A_v} + \frac{M_{\phi s}}{A_v}$$

Se aprecia que si se tiene un centro de balanceo y un centro de gravedad muy elevados respecto al suelo (implicando elevada distancia entre ambos puntos), la transferencia de carga entre neumáticos es mayor, propiciando el vuelco, y se reduce contra mayor es el ancho de vía del vehículo.

Se atiende al valor de momento de balanceo aplicado en el centro de balanceo, que equivale a:

$$M_{\phi s} = m_s * a_y * d * \cos \phi_s + m_s * g * d * \sin \phi_s$$

Para obtener la expresión de  $K_\phi$  se tiene en cuenta el momento de balanceo de la carrocería ( $M_{\phi_s}$ ), el cual se reacciona en el contacto entre rueda y calzada. En el paso por curva, se toman momentos respecto al punto de contacto entre una rueda y calzada, por lo que momento equilibrador lo proporciona la otra rueda con una fuerza de reacción multiplicada por un brazo de palanca. Como se modeliza todo el conjunto de la rueda como un resorte (cuya rigidez se conoce como *Wheel rate*) y se sitúa alineado con la rueda en las suspensiones actuales, el brazo de palanca es el ancho de vía del vehículo.

$$M_{\phi_s} = F. reac * Av$$

Al modelizarse como un resorte a la altura de la rueda, la fuerza de reacción equivale a su rigidez ( $K_s$  o *Wheel Rate*) multiplicado por su deflexión; relacionada con el balanceo de la carrocería.

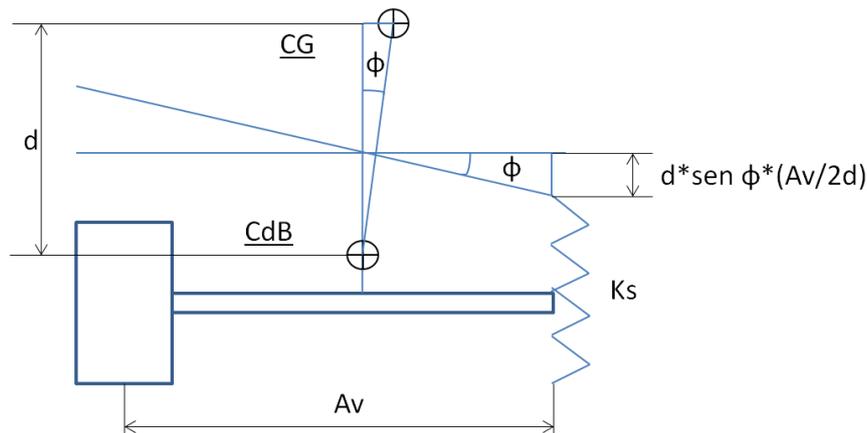


Figura 61: Semejanza de triángulos para obtener el valor de  $K_\phi$

Se aprecia una semejanza de triángulos, en los que el ángulo menor equivale al ángulo de balanceo, pudiendo obtener el cateto equivalente a la deflexión del resorte modelo aplicando la razón de semejanza ( $Av/2 - d$ ).

$$M_{\phi_s} = (K_s) * \left( d * \sin \phi * \left( \frac{Av/2}{d} \right) \right) * Av$$

A su vez el parámetro  $K_\phi$  corresponde a la variación de momento de balanceo con el ángulo de balanceo.

$$K_{\phi} = \frac{\delta M_{\phi s}}{\delta \phi} = K_s * \frac{Av^2}{2} * \cos \phi$$

Se asume la consideración de ángulo pequeño;  $\cos \phi$  se aproxima a 1.

*Nota: En dichos cálculos, el ángulo de balanceo se aplica en radianes, por lo que*

$$K_{\phi} \left( \frac{Nm}{rad} \right)$$

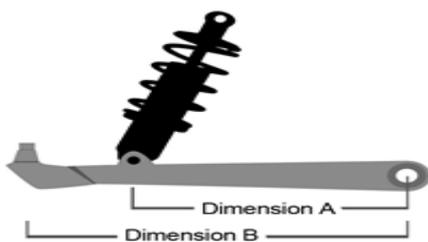
### 5.3.2 Obtención del parámetro *Wheel rate* y *spring rate*

Para obtener cálculos y la caracterización del chasis del vehículo, se vio en el apartado de modelizado de 2gdl y 1gdl que el conjunto rueda-amortiguador se debe sustituir por un muelle modelo, con una rigidez denominada  $K_s$  o *Wheel Rate*. Dicho muelle se sitúa alineado con la rueda, por lo que la separación entre ambos muelles modelo es el ancho de vía. [16]

Los diferentes datos geométricos de la suspensión se deben “trasladar” a la rueda, conocer su valor aplicado en la rueda. Para ello se emplean unos parámetros adimensionales de relaciones cinemáticas conocidos como “*motion ratios*”.

- Wheel motion ratio spring

Se trata de un valor que determina el desplazamiento vertical que sufre el muelle cuando la rueda sufre un desplazamiento vertical de una unidad.



En el siguiente esquema, el Wheel motion ratio equivale al ratio de distancias  $A/B$ ; el brazo de palanca del pivote del muelle respecto al brazo de la rueda.

- Wheel motion ratio SA

De manera análoga, este factor indica el desplazamiento vertical del amortiguador (SA como *shock absorber*) cuando la rueda sufre un desplazamiento vertical de una unidad.

- Wheel motion ratio ARB

Igualmente, este factor indica el desplazamiento vertical del anclaje de la barra estabilizadora a la columna de suspensión cuando la rueda sufre un desplazamiento vertical de una unidad.

- SA motion ratio spring

Indica la relación cinemática entre amortiguador y muelle; el desplazamiento vertical del amortiguador cuando el muelle sufre un desplazamiento de una unidad. Nótese que en el caso de que ambos sean concéntricos entre sí, este ratio equivale a 1, ya que sufren los mismos desplazamientos.

Además de los motion ratios, que tienen en cuenta solo la relación cinemática de desplazamiento vertical por diferencia de brazo de palanca, se deben aplicar los ángulos de los componentes, de manera que para trasladar desplazamientos (o fuerzas) a la rueda, también se añade el factor del seno de cierto ángulo.

De acuerdo al fabricante de muelles *Hypercoils* [16], Según la masa suspendida sobre una rueda, y el descenso de la misma cuando se pasa de tener el vehículo suspendido a tenerlo apoyado en el terreno sobre sus ruedas, se obtiene una rigidez equivalente del muelle (*spring rate*). Tras obtener dicho dato, y teniendo en cuenta las relaciones geométricas antes comentadas, se puede obtener la rigidez equivalente en la rueda (*Wheel rate*).

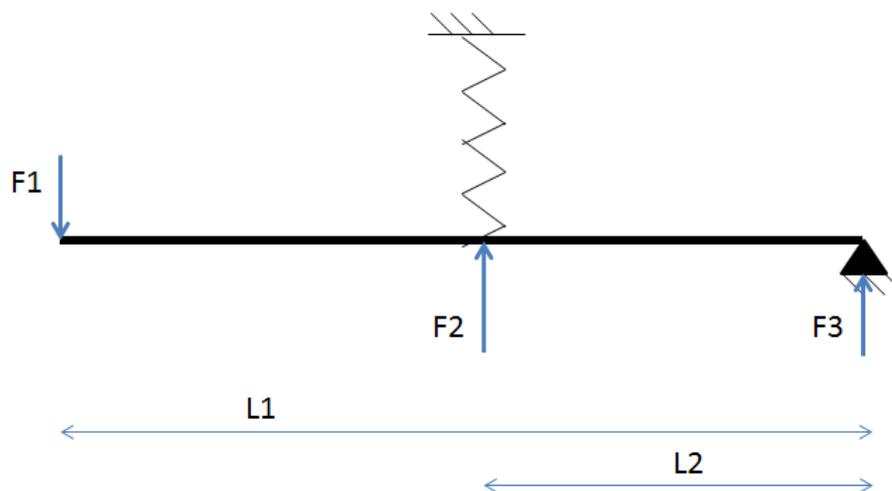
$$\begin{aligned} \text{Spring rate } \left( \frac{N}{m} \right) &= \frac{\text{static load}}{\text{shock ride height}} \\ &= \frac{MS * 9.81}{(\text{Wheel motion ratio spring}) * \text{sen}\psi * \text{shock ride height}} \end{aligned}$$

Siendo  $MS$  la masa suspendida sobre la rueda,  $\psi$  el ángulo que forma el muelle con la horizontal ( $90^\circ$  para muelle totalmente vertical), y *shock ride height* la distancia que se comprime el muelle cuando el vehículo pasa de estar suspendido a apoyar en el terreno horizontal con las ruedas.

Según la siguiente expresión se obtiene *Wheel rate*, que dicho fabricante define como la “rigidez de muelle efectiva en la rueda debida a la ventaja mecánica que la rueda tiene respecto al muelle en el brazo de control”.

$$\text{Wheel rate } \left(\frac{N}{m}\right) = \text{spring rate} * (\text{Wheel motion ratio spring})^2 * \text{sen}(\psi)^2$$

Cabe destacar que el ratio de movimiento actúa de manera cuadrática al traducir la rigidez en el muelle a rigidez en la rueda, debido a que la fuerza que “ve” la rueda se ve multiplicada en el muelle, y el desplazamiento que “ve la rueda” se encuentra reducido en el muelle.



$$-F1 + F2 * \text{sen}\psi + F3 = 0$$

$$F1 * L1 = F2 * \text{sen}\psi * L2$$

$$\frac{\Delta H1}{\Delta H2} = \frac{L1}{L2 * \text{sen}\psi} = \frac{1}{\text{wheel motion ratio spring} * \text{sen}\psi}$$

$$\frac{F1}{F2} = \frac{L2 * \text{sen}\psi}{L1} = \text{wheel motion ratio spring} * \text{sen}\psi$$

Puesto que la rigidez involucra fuerza en el numerador y desplazamiento en el denominador, ambos influenciados por el *Wheel motion ratio*, y el seno del ángulo que forme el muelle, se aprecia que en la traducción de *muelle* a *rueda* dichos términos actúan de manera cuadrática.

Se observa que si se emplea una barra estabilizadora en el eje, al valor de rigidez  $K_s$  (*Wheel rate*) se le debe sumar la rigidez que aporta la barra estabilizadora aplicada en la rueda, la cual actúa por medio de su rigidez a torsión y motion ratio respecto de la rueda.

Cuando se añade una barra estabilizadora al eje, se obtienen dos valores de rigidez equivalente en la rueda; la ya calculada, debida a los muelles y su posicionamiento, la cual sirve para el funcionamiento en fase. No obstante, en contrafase la barra estabilizadora (ARB) se torsiona elásticamente, actuando como un resorte en sus anclajes a la columna de suspensión, y en última instancia, como un resorte en paralelo al resorte  $K_s$  o *Wheel rate*.

En general, los fabricantes proveen directamente el valor de rigidez de la barra estabilizadora listo para ser sumado al valor de *Wheel rate* (valor aplicado en la rueda). Los fabricantes en primer lugar establecen el gradiente de balanceo que desean conseguir para el vehículo (se explicará su obtención en apartados posteriores), y el valor de *Wheel rate* (en definitiva, de rigidez de muelles) necesario para obtenerlo, y se compara con el valor actual.

Si la diferencia entre el necesario y el actual es muy grande, para obtener el gradiente de balanceo deseado habría que instalar una mayor rigidez de muelles, lo que incidiría negativamente en el confort en el funcionamiento en fase. Se toma dicha diferencia de rigidez, y se le atribuye a la barra estabilizadora.

Posteriormente, el fabricante establece las disposiciones geométricas y constructivas de la ARB para obtener dicha rigidez vertical en sus anclajes a partir de su rigidez a torsión. En definitiva, como ya se vio en el apartado dedicado a la barra estabilizadora, los factores más influyentes son el módulo elástico transversal del material, la inercia torsional de la sección y la longitud de la barra, así como su geometría para evitar concentradores de tensiones.

### 5.3.3 Obtención del centro de balanceo estático a partir de la geometría de la suspensión

Como ya se vio anteriormente, la suspensión se encuentra caracterizada por un centro de balanceo (*roll center*), el cual se puede interpretar como el punto en el cual se transfieren las fuerzas laterales del eje a la masa suspendida, y el punto en el cual si se le aplica carga lateral no se produce balanceo de la masa suspendida.

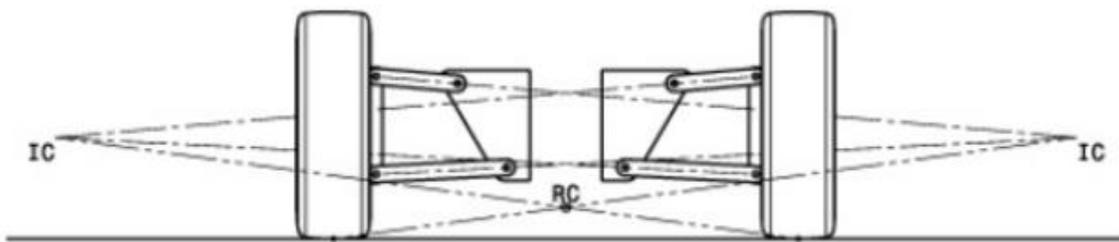


Figura 62: Obtención del centro de balanceo

Las prolongaciones de los brazos superiores e inferiores de la amortiguación de una rueda se cortan en un punto el cual es el centro instantáneo de rotación. Si para cada rueda del eje se une dicho punto (nombrado como IC en la figura) con el centro de la huella de contacto del neumático, el cruce de ambas líneas es el centro de balanceo.

Nótese que durante la marcha del vehículo la geometría de los brazos de suspensión varía, con el consecuente cambio de altura del centro de balanceo (así como del ángulo de caída de las ruedas), y desplazamiento lateral del mismo en el paso por curva. En el diseño de una suspensión cabría mencionar los valores de altura del centro de balanceo en una situación estática, así como de compresión y de tracción de ambas ruedas a la vez, y en el paso por curva (contrafase).

### 5.3.4 Obtención del gradiente de balanceo y distribución del momento

Se estudia el equilibrio de momentos en el eje de acuerdo a la 2ª Ley de Newton para determinar la relación entre carga vertical, lateral, y ángulo de balanceo. La fuerza lateral aplicada en el CG produce un momento aplicado en el centro de balanceo, el cual debe de ser equilibrado por las fuerzas verticales en los neumáticos. Se denominará la transferencia de carga entre ruedas respecto a la situación estática como  $2\Delta F_z$ .

$$F_y = F_{yi} + F_{yo}$$

$$2\Delta F_z = F_{zo} - F_{zi} = 2F_y * \frac{h_r}{t} + 2K_\phi * \frac{\phi}{t}$$

La transferencia de carga lateral proviene de dos mecanismos:

1.  $2F_y * \frac{h_r}{t}$  Se debe al paso por curva y surge de la carga lateral aplicada al eje, es de efecto instantáneo e independiente del ángulo de balanceo y la distribución de momentos de balanceo.
2.  $2K_\phi * \frac{\phi}{t}$  Se debe al balanceo producido en el vehículo, y puede aparecer con cierto retraso ya que el ángulo de balanceo  $\phi$  no se produce instantáneamente al girar.

Se debe de considerar el vehículo entero para obtener la expresión de la distribución de momento de balanceo entre el eje delantero y trasero. Se define el eje de balanceo como la línea imaginaria que conecta el centro de balanceo del eje delantero y el centro de balanceo del eje trasero.

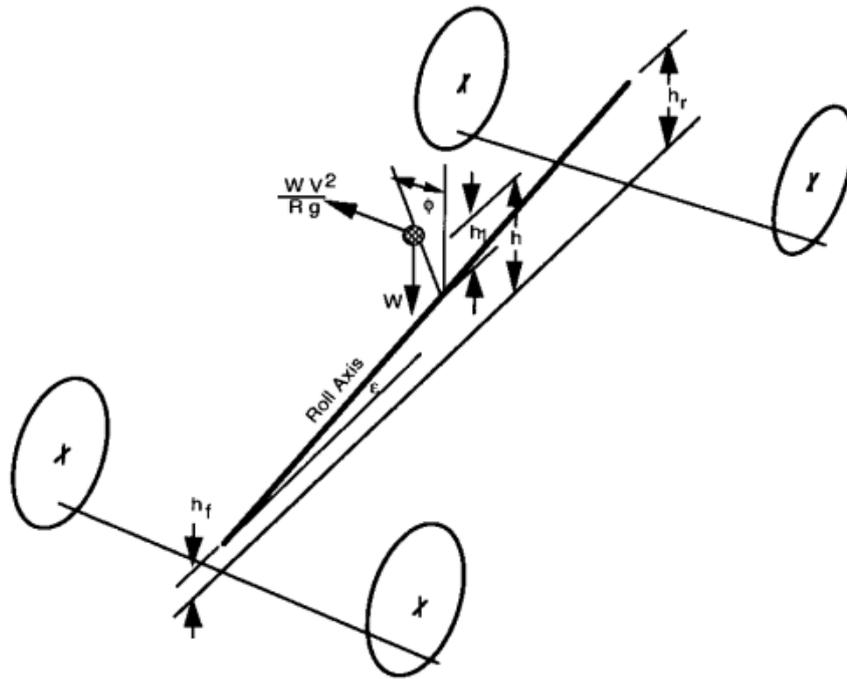


Figura 63: Análisis de fuerzas en balanceo de vehículo completo

El momento en torno al eje de balanceo equivale a:

$$M_{\phi} = [W * h_1 * \sin \phi + \frac{W * V^2}{R * g} * h_1 * \cos \phi] * \cos \varepsilon$$

- $h_1$ : Distancia vertical entre el CG del vehículo y el eje de balanceo
- $W$ : peso del vehículo
- $\varepsilon$ : Ángulo formado entre el eje de balanceo y la horizontal
- $\frac{W * V^2}{R * g}$ : Es un término relacionado con la aceleración lateral (centrípeta), involucrando la velocidad del vehículo y el radio de la curva.

Para ángulos pequeños se establece la simplificación de  $\cos \varepsilon = 1$ ,  $\cos \phi = 1$ ,  $\sin \phi = \phi$ .

$$M_{\phi} = W * h_1 * [\frac{V^2}{R * g} + \phi]$$

Y además  $M_{\phi}$  equivale a la suma de momento en el eje trasero y delantero, relacionados con la rigidez al balanceo en cada eje.

$$M_{\phi} = M_{\phi f} + M_{\phi r} = (K_{\phi f} + K_{\phi r}) * \phi$$

Combinando ambas expresiones y despejando  $\phi$  se obtiene:

$$\phi = \frac{W * h_1 * \frac{V^2}{R * g}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1}$$

Para obtener el gradiente de balanceo se deriva la expresión del balanceo respecto a la aceleración lateral.

$$\frac{V^2}{R * g} = a_y \quad (\text{Medido en } g\text{'s laterales})$$

$$R_{\phi} = \frac{d\phi}{da_y} = \frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1}$$

En vehículos de competición, o muy altas prestaciones, se debería considerar la posibilidad de que exista un gradiente de balanceo diferente entre el eje delantero y trasero (por ejemplo, debido a la transferencia de carga longitudinal entre ejes en un paso por curva), lo que implicaría que para una misma aceleración lateral el ángulo de balanceo sea diferente entre ambos ejes, originando una torsión en el chasis.

Combinando la expresión en la que se despejó  $\phi$  con la expresión en la que se despejó  $M_{\phi}$  permite obtener el momento de balanceo en cada eje.

$$M_{\phi f} = K_{\phi f} * \frac{W * h_1 * \frac{V^2}{R * g}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} + W_f * h_f * \frac{V^2}{R * g} = \Delta F_{zf} * t_f$$

$$M_{\phi r} = K_{\phi r} * \frac{W * h_1 * \frac{V^2}{R * g}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} + W_r * h_r * \frac{V^2}{R * g} = \Delta F_{zr} * t_r$$

$f$  haciendo alusión a datos del eje delantero y  $r$  del eje trasero.

La distribución de momento de balanceo (%) se realizará de la siguiente forma.

$$M_{\phi f} (\%) = \frac{M_{\phi f} * 100}{M_{\phi f} + M_{\phi r}} = \frac{\left( K_{\phi f} * \left( \frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} \right) + W_f * h_f \right) * 100}{\left( \frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} \right) * (K_{\phi f} + K_{\phi r}) + W_f * h_f + W_r * h_r}$$

$$M_{\phi r} (\%) = \frac{M_{\phi r} * 100}{M_{\phi f} + M_{\phi r}} = \frac{\left( K_{\phi r} * \left( \frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} \right) + W_r * h_r \right) * 100}{\left( \frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} \right) * (K_{\phi f} + K_{\phi r}) + W_f * h_f + W_r * h_r}$$

En general, la distribución suele estar desviada hacia el eje delantero debido a una serie de factores:

1. Los diseñadores suelen procurar obtener alta rigidez al balanceo en el eje delantero para que si se produce una pérdida de adherencia, el comportamiento sea subvirador (comportamiento más previsible para conductores estándar que una pérdida de agarre con sobreviraje).
2. Las barras estabilizadoras se suelen emplear en el eje delantero para obtener una mayor rigidez al balanceo sin recurrir a muelles demasiado rígidos (que en funcionamiento en fase reducirían el confort en marcha).
3. En caso de que el balanceo de la carrocería sea excesivo, es posible que se deba añadir una barra estabilizadora al eje trasero también. No obstante se debe tener en cuenta el efecto sobrevirador que puede tener en el comportamiento.

## 6. Desarrollo de la herramienta requerida por *KYB Europe Headquarters*

En el presente apartado se desarrolla la herramienta requerida por *KYB Europe Headquarters* para la caracterización de chasis de vehículo modelo para obtener su ley objetivo de amortiguador. La utilidad de dicha herramienta reside en poder ser utilizada en el departamento de Puesta a Punto para poder predecir en cierta medida el comportamiento del vehículo con los amortiguadores instalados, así como poder establecer comparaciones entre diferentes reglajes y vehículos. Se ha desarrollado de acuerdo a los requerimientos y exigencias del departamento, ya que además de obtener una herramienta funcional, primaba que fuese de uso sencillo e intuitivo, y pudiese ser utilizada rápidamente en cualquier ordenador cuando se realiza una puesta a punto en el extranjero, por lo que se ha realizado en un libro de Excel debido a su universalidad y poco peso en memoria.

El fundamento de la presente herramienta se basa en los apartados anteriormente descritos en la presente memoria, especialmente los referentes a teoría de vibraciones en sistemas de 1gdl y 2gdl y dinámica vehicular relacionada con el balanceo en vehículos. Ello significa que las fórmulas empleadas solo se enunciarán, ya que su fundamento y justificación se encuentran en apartados anteriores.

## 6.1 Introducción

Se ha empleado una estructura sencilla de pestañas en un libro de *Excel*, básicamente diferenciada en datos de entrada o *inputs*, por un lado provenientes del cliente y por otro provenientes de *KYB*, cálculos intermedios, y salida de datos u *outputs*, en forma de datos numéricos y gráficas. Las pestañas a emplear son las siguientes:

- Input\_data\_manufacturer
- Calc\_KYB
- Graph\_viewer\_KYB

En pos de conseguir un uso lo más intuitivo posible, se ha tratado de simplificar el tratamiento de datos.

A su vez se ha establecido un código de colores; los valores numéricos en color negro corresponden a datos de partida, y los valores numéricos en color azul corresponden a datos procesados en cálculos. A su vez, las casillas con fondo blanco no deben ser modificadas, siendo aquellas con fondo color azul turquesa las que requieren ser rellenadas obligatoriamente.

Nota: todos los valores y gráficas que se muestren a continuación son meramente un ejemplo del funcionamiento de la herramienta en Excel provistos por el personal de Puesta a Punto; no corresponden a ningún vehículo real debido a la política de confidencialidad de *KYB Europe Headquarters*.

Los resultados a obtener para tener una idea de la caracterización de chasis del vehículo vienen relacionados con tres campos: características referentes a la curva carga – velocidad del amortiguador, predicciones de balanceo del vehículo, y características geométricas.

## 6.2 Pestaña principal; cálculos

Denominada *calc\_KYB*, en ella se encuentran la mayoría de datos procedentes de cálculos, así como datos de partida, los cuales se encuentran referenciados a otras pestañas. Esta pestaña no debe ser modificada.

### 6.2.1 Pesos

Trata el reparto de pesos del vehículo entre las 4 ruedas en condición estática.

PESOS					
Peso por rueda (kg)	494.41	494.41	peso total (kg)	1665.82	
	338.5	338.5	% peso cruzado	50	50
Masa no suspendida por rueda (kg)	62.68	47.96	% peso del-tras	59	41
			% peso lateral	50	50

Figura 64: Pesos Calc\_KYB

### Adquisición

Se parte de los datos provistos por el fabricante sobre el reparto de masas entre las 4 ruedas del vehículo. Es deseable que el vehículo se encuentre en sus últimas fases de diseño, y se considere el peso real en marcha, es decir, teniendo en cuenta los fluidos del vehículo, dos ocupantes y cierta carga en el maletero (75 kg).

También se provee la masa no suspendida en una rueda, perteneciente al eje delantero y al trasero. La masa no suspendida comprende la propia rueda, las manguetas/brazos, sistema de freno, y  $\frac{1}{2}$  de la masa semisuspendida (el conjunto amortiguador/muelle y su brazo de anclaje). Para obtener la masa suspendida en una rueda, a su valor de masa total sobre rueda se le restará el valor de masa no suspendida correspondiente.

### Resultado

La suma de las cuatro masas por rueda constituye el peso total del vehículo. El porcentaje de reparto de pesos entre eje delantero y trasero aporta una idea de lo adelantado o atrasado que se encuentra el centro de gravedad, así como del comportamiento del vehículo, ya que si el porcentaje de peso frontal es alto, se obtendrá un vehículo con tendencia subviradora así como mayor agarre en el eje delantero que en el trasero. Dicho valor se obtiene sumando las dos masas por rueda correspondientes a un eje, y dividiendo entre la masa total.

Los porcentajes de peso cruzado y de peso lateral ofrecen una idea del comportamiento en curva del vehículo, siendo lo óptimo obtener un vehículo equilibrado (50% en todos ellos).

El porcentaje de peso lateral ofrece una idea de lo centrado que se encuentra el centro de gravedad respecto a la línea media (longitudinal) del vehículo. Para ello se suman las dos masas correspondientes a las dos ruedas de un lateral y se dividen entre la masa total.

Que el centro de gravedad se encuentre centrado es condición necesaria pero no suficiente para asegurar el comportamiento equilibrado del vehículo. Es necesario asegurar el equilibrio dinámico atendiendo a los porcentajes de peso cruzado.

$$\% \text{peso cruzado } 1 = \frac{\textit{masa frontal izda} + \textit{masa trasera dcha}}{\textit{masa total}}$$

$$\% \text{peso cruzado } 2 = \frac{\textit{masa frontal dcha} + \textit{masa trasera izda}}{\textit{masa total}}$$

Si alguna de estas dos condiciones no se cumple (dentro de unos márgenes), el vehículo tendrá un comportamiento imprevisible, siendo diferente para curvas a derecha e izquierda y perdiendo validez el presente análisis. Por ello los vehículos buscan obtener simetría respecto al eje longitudinal.

### 6.2.2 Muelles

<b>MUELLES</b>	front	rear		front	rear
Rigidez muelle (N/m)	26100	81400	Precarga muelle (N)	2610	3256
Long. Muelle libre (mm)	450	200	Precarga muelle (mm)	100	40
Long. Muelle ensamblado (mm)	350	160	Spring rate (N/m)	26144	81419
Deformación muelle (mm)	162	95			
Deformación estática (mm)	175	101			
Ángulo muelle (°)	80	72			

Figura 65: Muelles Calc\_KYB

Se hace distinción entre valores de rueda delantera o trasera, pero no izquierda o derecha, asumiendo que el vehículo cumple con la simetría respecto al eje longitudinal.

#### Adquisición

En primer lugar se tiene el valor de la rigidez del muelle, y su ángulo de posicionamiento en el bastidor del coche (90° implicaría un muelle totalmente vertical), ambos son valores dados por el cliente. Por lo general, se trata de muelles helicoidales lineales, de paso y diámetro de espira constantes.

También se obtienen unos valores de posicionamiento del muelle en el vehículo, todos obtenidos por parte de trabajo práctico en KYB (fondo azul). Se tiene la longitud del muelle libre, y la longitud del muelle tras ser instalado en la columna de suspensión. Una vez instalado el muelle, se observa su deflexión (deformación muelle) cuando se pasa de tener el vehículo suspendido a tenerlo apoyado sobre los neumáticos. También se aporta la distancia que desciende la carrocería respecto a la rueda cuando se pasa de tener el vehículo suspendido a tenerlo apoyado (deformación estática; un valor más sencillo de medir que la deflexión del muelle una vez instalado en el vehículo).

## Resultado

La precarga del muelle consiste en la compresión intencionada que sufre el muelle al pasar de su estado libre a ser ensamblado en la suspensión (sin que todavía el vehículo se apoye). A pesar de que el conjunto muelle-amortiguador se encuentre en su máxima extensión, el muelle ha de trabajar siempre en compresión, para que en todo momento su reacción busque mantener la rueda pegada al firme.

A su vez, la precarga del muelle hace que tras la compresión del amortiguador, la reacción del muelle sea mayor que si no se encontrase precargado, devolviendo la rueda a su posición natural más rápidamente, evitando el riesgo de separación con el firme, y favoreciendo la sensibilidad de la respuesta ante oscilaciones del firme de baja amplitud y alta frecuencia.

La distancia de precarga del muelle multiplicada por la rigidez del muelle ofrece una idea de la fuerza necesaria para obtenerla, para poder así dimensionar el equipo con el que se comprimirá el muelle, así como posibles medidas de seguridad adicionales para el operario.

El factor *spring rate*, comentado en apartados anteriores, ofrece un valor de rigidez equivalente del sistema a la altura del muelle. Básicamente consiste en una fuerza compresiva dividida por la deflexión producida cuando la masa suspendida se apoya sobre la rueda.

*spring rate*

$$= \frac{(masa\ por\ rueda - masa\ no\ suspendida) * 9,81}{deformación\ estática * sen(ángulo\ muelle) * wheel\ motion\ ratio\ spring}$$

La fuerza compresiva es la masa suspendida sobre la rueda multiplicada por la aceleración de la gravedad. Para la deflexión producida, en lugar de atender a la deflexión del muelle se atiende al descenso de la carrocería respecto de la rueda, por ser un valor mucho más sencillo de cuantificar. Para traducir dicho valor al muelle, se multiplica por el seno del ángulo de posicionamiento del muelle, y por *Wheel motion ratio spring* (deflexión del muelle para una deflexión rueda-carrocería unitaria).

Sirve como comprobación comparar el valor de *spring rate* obtenido con el valor provisto por el fabricante, ya que si no ofrecen datos parecidos existe algún error en los datos o no funciona correctamente.

### 6.2.3 Suspensión: posicionamiento

AMORTIGUADOR									
Posicionamiento	front		rear		Carrera (mm)	front		rear	
	Posición de referencia (mm)	500		400				285	
Extendido bajo carga (mm)	685		477		Carrera total (mm)	325		154	
Extendido a contacto (mm)	665		457		Carrera tracción (desde referencia) (mm)		185		77
Comprimido a contacto (mm)	380		343		Carrera compresión (desde referencia) (mm)		140		77
Comprimido bajo carga (mm)	360		323		Deflexión TR (mm)		20		20
Carrera hasta contacto TC (mm)	165		50		Deflexión TC (mm)		20		20
Carrera hasta contacto TR (mm)	120		60						

Figura 66: Posicionamiento Calc\_KYB

Este apartado hace referencia al dimensional (cotas de posicionamiento) del amortiguador. Los datos de entrada provienen de KYB (fondo azul), y aportan información geométrica acerca del amortiguador instalado deseable para el personal del departamento durante una puesta a punto de vehículo.

#### Adquisición

Los siguientes datos son cotas de referencia, entre un punto fijo del amortiguador (generalmente el anillo inferior de la carcasa del amortiguador), y un punto fijo del vástago, que suele ser el final de su rosca superior, en diferentes posiciones. Se expresa la magnitud de dicha cota en varias situaciones:

- *Posición de referencia*: cota prevista una vez instalado en el vehículo, apoyado sobre las ruedas, parado, con todos sus fluidos, dos ocupantes y equipaje de 75 kg en el maletero.
- *Extendido bajo carga*: en situación de tracción máxima, incluyendo la deflexión del tope de rebote.
- *Extendido a contacto*: en situación de tracción, en el instante de hacer contacto con el tope de rebote.
- *Comprimido a contacto*: en situación de compresión, en el instante de hacer contacto con el tope de compresión.
- *Comprimido bajo carga*: en situación de compresión máxima, incluyendo la deflexión del tope de compresión.

Existen dos datos adicionales, *carrera hasta contacto TC* y *carrera hasta contacto TR*, que respectivamente significan la carrera disponible desde la posición de referencia hasta el inicio de la influencia del tope de compresión y hasta el inicio de la influencia del tope de rebote. Dicho dato cobra importancia debido a que si se excita el amortiguador con alta amplitud y las cargas ofrecidas no son las deseadas, cabría incidir sobre los topes además de sobre la valvulería interna del amortiguador.

### Resultado

Con los datos presentes, se obtienen los siguientes datos de salida de posicionamiento:

- *Carrera = extendido a contacto – comprimido a contacto*
- *Carrera total = extendido bajo carga – comprimido bajo carga*
- *Carrera de tracción = extendido bajo carga – posición de referencia*
- *Carrera de compresión = posición de referencia – comprimido bajo carga*
- *Deflexión TR = extendido bajo carga – extendido a contacto*
- *Deflexión TC = comprimido a contacto – comprimido bajo carga*

### 6.2.4 Suspensión: dinámica ¼ vehículo

DINÁMICA 1/4 VEHÍCULO				FASE		CONTRAFASE	
	front	rear		front	rear	front	rear
Tyre rate (N/m)	215000	205000	C crítico (N° s/m)	6220	5181	10414	7615
Ángulo amortiguador (°)	80	72	System rate (N/m)	20290	20756	48606	40128
Wheel motion ratio spring	0.94	0.56	Frec.nat. Ms (Hz)	1.09	1.35	1.69	1.87
Wheel motion ratio SA	0.94	0.56	Frec.nat.Mns (Hz)	9.79	10.98	10.60	11.60
SA motion ratio spring	1	1	Crossover point (Hz)	1.54	1.90	2.39	2.65
			Spring rate (N/m)	26144	81419	26144	81419
			Wheel rate (N/m)	22404	23095	62804	49895

Figura 67: Dinámica ¼ vehículo Calc\_KYB

Mientras que el apartado anterior de suspensión trataba parámetros de posicionamiento del amortiguador, el presente apartado se centra en la obtención de parámetros de dinámica de ¼ de vehículo, los cuales a su vez serán útiles para la pestaña de resultados gráficos.

## Adquisición

El vehículo de estudio lleva unas llantas y neumáticos escogidos por el fabricante, y el neumático escogido (dependiendo del perfil, anchura de huella...) por ser un elemento elástico lleva asociada una rigidez (denominada *tyre rate*), que si bien es muy elevada en comparación con la del muelle, se debe tener en cuenta.

Acto seguido se tienen en cuenta los ratios de movimiento o *motion ratio* del muelle respecto de la rueda (*wheel motion ratio spring*), del amortiguador (SA como *shock absorber*) respecto de la rueda (*wheel motion ratio SA*), y del muelle respecto del amortiguador (*SA motion ratio spring*).

También aparece el ángulo del amortiguador respecto de la horizontal (90° implicaría un amortiguador ortogonal al suelo).

Se recuerda que los motion ratios son relaciones basadas en el brazo de palanca como se vio en un apartado anterior, que implican cuanto se desplaza el segundo elemento cuando el desplazamiento del primero es unitario, útiles para “traducir” desplazamientos de componentes que se mueven a la vez. Cabe recordar que para traducir rigideces, en el numerador aparece fuerza y en el denominador el desplazamiento, por lo que el *motion ratio* actúa al cuadrado.

## Resultado

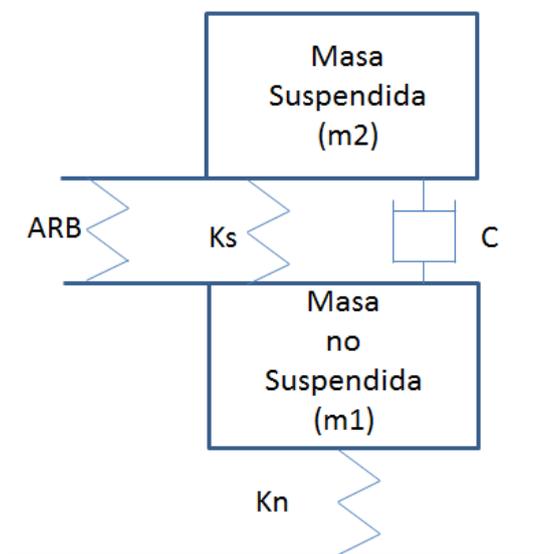
Se distingue entre resultados en fase (no actúa la barra estabilizadora) y en contrafase (ruedas del mismo eje con deflexión en sentidos opuestos, actúa la barra estabilizadora aportando rigidez al sistema). Por ello todos los parámetros que dependan de *wheel rate* deberán ser desglosados entre valores en fase o contrafase.

El parámetro *spring rate* es el mismo que en el apartado referente a muelles, y servirá de base para calcular *wheel rate*. No depende de la barra estabilizadora, por lo que en fase y en contrafase tiene los mismos valores.

*Wheel rate* es el parámetro fundamental, que es la rigidez equivalente del sistema, modelizado como un resorte a la altura de la rueda, y es de ayuda en muchos de los cálculos posteriores.

$$\text{Wheel rate} = \text{spring rate} * (\text{Wheel motion ratio spring})^2 * (\text{sen}(\text{ángulo muelle}))^2$$

En contrafase, la barra estabilizadora, debido a su torsión elástica, reacciona aportando una rigidez añadida en paralelo al parámetro  $K_s$  o *wheel rate*. Por encontrarse ambos resortes modelo en paralelo, a *wheel rate* del comportamiento en fase se le suma rigidez efectiva de la ARB en la rueda. La rigidez efectiva en la rueda por parte de la barra estabilizadora (*Wheel rate due to ARB*) se muestra en el apartado siguiente.



En contrafase la rigidez *wheel rate* es mayor, para contrarrestar el fenómeno de balanceo, y así tener una menor rigidez en fase, para favorecer el confort.

*System rate* es la rigidez equivalente si no se tiene en cuenta la masa no suspendida, por lo que se tendría la masa suspendida y dos resortes en serie (*Wheel rate* y *Tyre rate*), cuyo valor sería:

$$\text{system rate} = \frac{\text{wheel rate} * \text{tyre rate}}{\text{wheel rate} + \text{tyre rate}}$$

De nuevo, distinguiendo según valores delanteros o traseros, y empleando el *wheel rate* de fase o de contrafase.

*C.critico* o *amortiguamiento crítico* se define como el valor de amortiguamiento máximo para el cual el sistema actúa oscilando. Si se excede dicho valor, la amortiguación ocurre de un modo repentino, incidiendo gravemente sobre el confort de marcha y la durabilidad de los componentes

$$C.crit = 2 * \sqrt{wheel\ rate * masa\ suspendida}$$

Nótese que dicho amortiguamiento se aplica en la rueda, no en el amortiguador, por lo que en cálculos que partan de *C.crit*, será necesario emplear el *motion ratio* adecuado y el ángulo del amortiguador.

A continuación se procede a calcular la frecuencia natural de la masa suspendida y de la masa no suspendida, en fase y en contrafase. Conocer dichos valores resulta muy importante ya que si la frecuencia de excitación del sistema es próxima a dichos valores se puede producir el efecto de resonancia, afectando al confort de marcha y reduciendo la vida del amortiguador y los brazos.

$$frec.nat.Ms (Hz) = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{System\ rate}{masa\ suspendida}}$$

$$frec.nat.Mns (Hz) = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{Wheel\ rate + Tyre\ rate}{masa\ no\ suspendida}}$$

Se aprecia que debido a la rigidez añadida de la barra estabilizadora, las frecuencias naturales en contrafase tienden a ser mayores.

En general la frecuencia natural de la masa suspendida en el eje trasero suele ser mayor que en el eje delantero, por el empleo de un muelle más rígido que en el delantero (para compensar el efecto subvirador debido al reparto de peso mayoritario en el eje delantero) y/o por la menor masa en el eje trasero.

Dicha diferencia es beneficiosa cuando el vehículo es sometido a obstáculos transversales como un badén, que afecta al eje delantero y al trasero con cierto desfase, ayudando a reducir el desfase y que la oscilación finalice siendo coherente para ambos ejes.

Para el departamento de Puesta a Punto existe una frecuencia denominada *crossover point* que actúa como cruce de la frecuencia natural de la masa suspendida y de la masa no suspendida. Según la experiencia del departamento, *crossover point* equivale a la frecuencia natural de la masa suspendida multiplicada por  $(2)^{(1/2)}$ .

### 6.2.5 ARB (barra estabilizadora)

Este apartado comprende lo referente a la barra estabilizadora y al balanceo del vehículo.

ARB	front	rear		front	rear
H (mm)	548	548	Roll rate WR (Nm/rad)	29398	28318
Ancho de vía (mm)	1620	1566	Roll grad. WR (%g)	10.52	
Wheel Rate due to ARB (N/m)	40400	26800	Roll dist. %	58	42
			Total roll rate (Nm/rad)	82411	61180
H efectivo (m)	0.548		Total roll grad (%g)	3.81	

Figura 68: ARB (barra estabilizadora) Calc\_KYB

#### Adquisición

El parámetro principal de la barra estabilizadora es *Wheel rate due to ARB*, el cual es el valor de *wheel rate* que aporta la barra estabilizadora listo para ser sumado al *wheel rate* de funcionamiento en fase (todas consideraciones geométricas y *motion ratio* de barra estabilizadora aplicados).

$$WR (\text{contrafase}) = WR (\text{fase}) + \text{wheel rate due to ARB}$$

Dicha suma se hace patente en el apartado anterior (dinámica ¼ vehículo), al obtener *wheel rate* en fase y contrafase.

Este parámetro será provisto directamente por el fabricante para simplificar el proceso. Además, el fabricante normalmente prefiere ofrecer directamente este valor en lugar de compartir con KYB información referente al material y geometría de la ARB.

El parámetro *H* significa la distancia vertical que existe en cada eje entre el centro de gravedad y el centro de balanceo.

El parámetro del *ancho de vía* (en otras ocasiones denominado Av) es la distancia entre el centro de la huella de contacto de los neumáticos del mismo eje.

Tanto *H* como el ancho de vía son parámetros fundamentales en el cálculo del balanceo.

El eje de balanceo es la línea imaginaria que une el centro de balanceo del eje delantero y del eje trasero. *H* efectivo es la distancia entre *CdG* y *CdB* a la altura del *CdG* global del vehículo, por lo que se debe realizar una interpolación lineal entre el valor de *H* delantero y *H* trasero, de acuerdo al porcentaje de reparto de pesos entre eje delantero y eje trasero.

$$H_{efec.} = (H_{tras.} - H_{del.}) * \left( \frac{\%peso\ eje\ del.}{100} \right) + H_{del.}$$

**Resultado**

En primer lugar se ofrecen resultados debidos solo a los muelles; sin tener en cuenta la barra estabilizadora. Se emplean los métodos descritos en el apartado de dinámica vehicular [15]

*Roll Rate WR* (Nm/rad) equivale a la rigidez a balanceo de la carrocería solo debida al *wheel rate* (de fase); cuanto momento de balanceo debe sufrir aplicado en el centro de balanceo para que la carrocería se balancee un radián.

Se emplean los valores de wheel rate obtenidos en el anterior apartado de dinámica de 1/4 vehículo.

	FASE		CONTRAFASE	
	front	rear	front	rear
C crítico (N° s/m)	6220	5181	10414	7615
System rate (Nm)	20290	20756	48606	40128
Frec.nat. Ms (Hz)	1.09	1.35	1.69	1.87
Frec.nat. Mns (Hz)	9.79	10.98	10.60	11.60
Crossover point (Hz)	1.54	1.90	2.39	2.65
Spring rate (N/m)	26144	81419	26144	81419
Wheel rate (N/m)	22404	23095	62804	49895

$$Roll\ Rate\ WR \left( \frac{Nm}{rad} \right) = \frac{1}{2} * (wheel\ rate\ fase) * (Ancho\ de\ vía)^2$$

También se presenta el *Roll gradient* ( $^{\circ}/g$ ), el gradiente de vuelco, el cual indica el ángulo de balanceo girado por la carrocería para una aceleración lateral que equivalga a la aceleración de la gravedad (1 g lateral).

$$\begin{aligned}
 \text{Roll grad.} \left( \frac{^{\circ}}{g} \right) &= \\
 &= \left( \frac{180}{\pi} \right) * \\
 & * \left( \frac{\text{masa veh\acute{u}culo} * 9.81 * H \text{ efectivo}}{\text{Roll rate WR del.} + \text{Roll rate WR tras.} - \text{masa veh\acute{u}culo} * 9.81 * H \text{ efectivo}} \right)
 \end{aligned}$$

Nótese que se debe pasar de radián a grado sexagesimal.

En funcionamiento en fase, si bien el comportamiento del vehículo es suave y existe confort en el habitáculo, el gradiente de vuelco solo debido al *wheel rate* de los muelles es excesivo. Para una aceleración lateral de 1 g se obtiene un valor de balanceo que suele superar los  $7^{\circ}/g$ , por lo que la estabilidad en curva del vehículo es muy mala y la tendencia al vuelco muy elevada, más aun teniendo en cuenta el efecto transitorio hasta que se consolida el ángulo de balanceo.

A continuación se muestran los valores de rigidez a balanceo y gradiente de balanceo incluyendo el efecto de la barra estabilizadora (*Total roll rate* y *total roll grad.* respectivamente).

	FASE		CONTRAFASE	
	front	rear	front	rear
C crítico (N° s/m)	6220	5181	10414	7615
System rate (N/m)	20290	20756	48606	40128
Frec.nat. Ms (Hz)	1.09	1.35	1.69	1.87
Frec.nat.Mns (Hz)	9.79	10.98	10.60	11.60
Crossover point (Hz)	1.54	1.90	2.39	2.65
Spring rate (N/m)	26144	81419	26144	81419
Wheel rate (N/m)	22404	23095	62804	49895

$$\text{Total Roll Rate} \left( \frac{Nm}{rad} \right) = \frac{1}{2} * (\text{wheel rate contrafase}) * (\text{Ancho de vía})^2$$

Como consecuencia de la adición de rigidez debida a la barra estabilizadora al valor de *wheel rate* se incrementa y con ello el momento de balanceo requerido para balancear la carrocería un radián respecto al centro de balanceo.

$$Total\ Roll\ grad.\left(\frac{\circ}{g}\right) = \left(\frac{180}{\pi}\right) * \left(\frac{masa\ veh\acute{u}culo * 9.81 * H\ efectivo}{Total\ Roll\ rate\ del.\ + Total\ Roll\ rate\ tras.\ - masa\ veh\acute{u}culo * 9.81 * H\ efectivo}\right)$$

Partiendo de los valores de *total roll rate* delantero y trasero se obtiene el valor de gradiente de balanceo total (*total roll grad*).

Debido a la rigidez a\~nada por la barra estabilizadora, *Total roll grad.* es mucho menor que el calculado sin ella. Normalmente se instala la o las barra estabilizadoras tal que puedan reducir el gradiente de balanceo a valores comprendidos entre 3 y 7 °/g, considerados como el mejor compromiso entre seguridad y estabilidad en curva y confort.

Finalmente se ofrece el valor de distribuci3n de momento de vuelco.

	front	rear
Roll rate w/R (Nm/rad)	29398	28318
Roll grad. w/R (°/g)	10.52	
Roll dist. %	58	42
Total roll rate (Nm/rad)	82411	61180
Total roll grad (°/g)	3.81	

Responde a la formulaci3n del apartado "5.3.4 Obtenci3n del gradiente de balanceo y distribuci3n del momento de vuelco entre ejes". [15]

$$M_{\phi f} = K_{\phi f} * \frac{W * h_1 * \frac{V^2}{R * g}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} + W_f * h_f * \frac{V^2}{R * g} = \Delta F_{zf} * t_f$$

$$M_{\phi r} = K_{\phi r} * \frac{W * h_1 * \frac{V^2}{R * g}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1} + W_r * h_r * \frac{V^2}{R * g} = \Delta F_{zr} * t_r$$

$$M_{\phi f} (\%) = \frac{M_{\phi f} * 100}{M_{\phi f} + M_{\phi r}} = \frac{\left(K_{\phi f} * \left(\frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1}\right) + W_f * h_f\right) * 100}{\left(\frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1}\right) * (K_{\phi f} + K_{\phi r}) + W_f * h_f + W_r * h_r}$$

$$M_{\phi r} (\%) = \frac{M_{\phi r} * 100}{M_{\phi f} + M_{\phi r}} = \frac{\left(K_{\phi r} * \left(\frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1}\right) + W_r * h_r\right) * 100}{\left(\frac{W * h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W * h_1}\right) * (K_{\phi f} + K_{\phi r}) + W_f * h_f + W_r * h_r}$$

- $K_{\phi f}$  : total roll rate del.
- $K_{\phi r}$  : total roll rate tras.
- $W$  : peso total del vehículo = masa total del vehículo \* 9.81
- $h_1$  : H efectivo
- $W_f$  : peso sobre eje delantero = masa sobre eje delantero \* 9.81
- $W_r$  : peso sobre eje trasero = masa sobre eje trasero \* 9.81
- $h_f$  : valor de H en eje delantero
- $h_r$  : valor de H en eje trasero

### 6.2.6 Dinámica de amortiguador

A partir del ensayo de cargas de amortiguador delantero y trasero (fuerza – velocidad) y los datos de dinámica de ¼ de vehículo se establecen una serie de resultados, incluyendo distinción entre fase y contrafase, para cada valor de velocidad, sea en tracción o compresión (el signo negativo en fuerza denota compresión).

DINÁMICA AMORTIGUADOR		Resultados							
Ensayo de cargas		Resultados							
Delantero		Fase				Contrafase			
$V$ (m/s)	F (N)	Amort. (N*s/m)	Amort. efectivo (N*s/m)	% trac-comp	% amort. crit	Frec. Nat. amortiguada (Hz)	% amort. crit	Frec. Nat. Amortiguada (Hz)	
1.2	2290	1908	1635	73	26	1.05	16	1.67	
1	2054	2054	1760	74	28	1.05	17	1.66	
0.8	1806	2258	1935	75	31	1.04	19	1.66	
0.6	1552	2587	2217	76	36	1.02	21	1.65	
0.5	1402	2804	2403	76	39	1.01	23	1.64	
0.4	1213	3033	2539	76	42	0.99	25	1.64	
0.3	989	3297	2825	74	45	0.97	27	1.63	
0.2	667	3335	2858	71	46	0.97	27	1.62	
0.15	444	2960	2537	67	41	1.00	24	1.64	
0.1	262	2620	2245	64	36	1.02	22	1.65	
0.075	189	2520	2160	61	35	1.02	21	1.65	
0.05	125	2500	2142	57	34	1.02	21	1.65	
0.025	78	3120	2674	53	43	0.99	26	1.63	
0.01	55	5500	4713	53	76	0.71	45	1.51	
0	0								
0.01	-48	-4800	-4113	47	66	0.82	39	1.55	
0.025	-69	-2760	-2365	47	38	1.01	23	1.64	
0.05	-95	-1900	-1628	43	26	1.05	16	1.67	
0.075	-120	-1600	-1371	39	22	1.06	13	1.67	
0.1	-149	-1490	-1277	36	21	1.07	12	1.68	
0.15	-220	-1467	-1257	33	20	1.07	12	1.68	
0.2	-277	-1385	-1187	29	19	1.07	11	1.68	
0.3	-339	-1130	-968	26	16	1.08	9	1.68	
0.4	-393	-983	-842	24	14	1.08	8	1.68	
0.5	-443	-886	-759	24	12	1.08	7	1.68	
0.6	-495	-825	-707	24	11	1.08	7	1.68	
0.8	-601	-751	-644	25	10	1.09	6	1.69	
1	-715	-715	-613	26	10	1.09	6	1.69	
1.2	-833	-694	-595	27	10	1.09	6	1.69	

Figura 69: Dinámica amortiguador delantero Calc\_KYB

Trasero					Fase		Contrafase	
V (m/s)	F (N)	amort. (N*s/m)	Amort. efectivo (N*s/m)	% traecomp	% amort. crit	Frec. Nat. amortiguada (Hz)	% amort. crit	Frec. Nat. Amortiguada (Hz)
1.2	2869	2391	678	73	13	1.33	9	1.86
1	2493	2493	707	72	14	1.33	9	1.86
0.8	2136	2670	757	72	15	1.33	10	1.86
0.6	1758	2930	831	70	16	1.33	11	1.86
0.5	1580	3160	896	70	17	1.32	12	1.86
0.4	1381	3453	979	69	19	1.32	13	1.85
0.3	1157	3857	1094	68	21	1.31	14	1.85
0.2	846	4230	1200	65	23	1.31	16	1.85
0.15	643	4287	1216	63	23	1.31	16	1.85
0.1	388	3880	1101	57	21	1.31	14	1.85
0.075	265	3533	1002	53	19	1.32	13	1.85
0.05	161	3220	913	49	18	1.32	12	1.86
0.025	83	3320	942	50	18	1.32	12	1.86
0.01	51	5100	1447	53	28	1.29	19	1.84
0	0							
0.01	-46	-4600	-1305	47	25	1.30	17	1.84
0.025	-82	-3260	-930	50	18	1.32	12	1.86
0.05	-169	-3380	-959	51	19	1.32	13	1.86
0.075	-238	-3173	-900	47	17	1.32	12	1.86
0.1	-288	-2880	-817	43	16	1.33	11	1.86
0.15	-382	-2547	-722	37	14	1.33	9	1.86
0.2	-456	-2280	-647	35	12	1.33	8	1.86
0.3	-547	-1823	-517	32	10	1.34	7	1.87
0.4	-620	-1550	-440	31	8	1.34	6	1.87
0.5	-682	-1364	-387	30	7	1.34	5	1.87
0.6	-738	-1230	-349	30	7	1.34	5	1.87
0.8	-846	-1058	-300	28	6	1.34	4	1.87
1	-949	-949	-269	28	5	1.34	4	1.87
1.2	-1045	-871	-247	27	5	1.34	3	1.87

Figura 70: Dinámica amortiguador trasero Calc\_KYB

### Adquisición

Tras el montaje del reglaje en el amortiguador, añadir el aceite y aportar el nitrógeno a presión, se introduce en la máquina de ensayos, la cual excita el amortiguador con cierta frecuencia y recorrido. La célula de carga arroja para cada velocidad de ensayo la fuerza que opone el amortiguador. Los valores de carga y de velocidad se introducen en las casillas azules de la tabla. Cabe recordar que la velocidad no es la del vehículo sino la velocidad del vástago relativa a la carcasa.

Se han dejado deliberadamente líneas vacías para posibles ensayos con mayor número de velocidades de ensayo.

### Resultado

La obtención de resultados es análoga para ensayo en amortiguador delantero y trasero.

El primer resultado obtenido es el amortiguamiento producido en la máquina de ensayo.

$$amort. = C \left( N * \frac{s}{m} \right) = \frac{F (N)}{v \left( \frac{m}{s} \right)}$$

No obstante, se debe recordar que los cálculos producidos en dinámica de  $\frac{1}{4}$  de vehículo corresponden a valores aplicados en la rueda (uso de *Wheel rate*) por lo que el valor de amortiguamiento debe ser trasladado del amortiguador a la rueda.

$$amort. efec = C. efec = \\ = C * \text{sen}(\text{ángulo amortiguador})^2 * \text{wheel motion ratio } SA^2$$

El valor de % de tracción-compresión consiste en una comparación de los dos valores de cargas (uno positivo y otro negativo) correspondientes a la misma velocidad en el ensayo, en un caso en tracción y en el otro compresión.

$$\% \text{ trac} = \frac{F (\text{trac}) * 100}{F(\text{trac}) + |F(\text{comp})|}$$

$$\% \text{ comp} = \frac{|F (\text{comp})| * 100}{F(\text{trac}) + |F(\text{comp})|}$$

\*Nótese que el valor en compresión es negativo, por lo que se debe introducir en valor absoluto.

Un valor superior al 50% tracción indica que para la misma velocidad de vástago, el amortiguador ofrece mayor carga en tracción que en compresión. Contra más se aleje el valor de 50% más acusada es la diferencia.

La tónica general suele dictar que se ofrezca más carga en tracción que en compresión. En compresión, el muelle con su deflexión a compresión es el que frena la rueda y acumula energía potencial elástica, y acto seguido al extenderse y perder esa energía, el amortiguador en tracción disipa la energía, frenando la rueda.

A continuación se procede a calcular para cada velocidad el % de amortiguamiento crítico y la frecuencia natural amortiguada. De nuevo se distingue entre delantero y trasero, y ahora entre fase y contrafase.

$$\% \text{ amort. crit.} = \frac{C. \text{efec} * 100}{C. \text{crit}}$$

	FASE		CONTRAFASE	
	front	rear	front	rear
C crítico (N*s/m)	7602	5801	8197	5801
System rate (N/m)	27881	27762	31934	27762
Frec.nat. Ms (Hz)	1.23	1.60	1.31	1.60
Frec.nat.Mns (Hz)	16.71	18.30	16.84	18.30
Crossover point (Hz)	1.73	2.26	1.86	2.26
Spring rate (N/m)	48028	49288	48028	49288
Wheel rate (N/m)	30738	30593	35738	30593

Se resalta la importancia de emplear el amortiguamiento efectivo (en la rueda) ya que el amortiguamiento crítico se calcula teniendo en cuenta la rigidez de *wheel rate*.

La frecuencia natural amortiguada parte de la frecuencia natural de la masa suspendida, no obstante el amortiguamiento producido afecta a su valor.

	FASE		CONTRAFASE	
	front	rear	front	rear
C crítico (N*s/m)	7602	5801	8197	5801
System rate (N/m)	27881	27762	31934	27762
Frec.nat. Ms (Hz)	1.23	1.60	1.31	1.60
Frec.nat.Mns (Hz)	16.71	18.30	16.84	18.30
Crossover point (Hz)	1.73	2.26	1.86	2.26
Spring rate (N/m)	48028	49288	48028	49288
Wheel rate (N/m)	30738	30593	35738	30593

$$frec.nat.amort = frec.nat * \sqrt{1 - \xi^2} = frec.nat * \sqrt{1 - \frac{C. \text{efec}^2}{C. \text{crit}^2}}$$

De nuevo, según sea trasero/delantero fase/contrafase se emplearán los valores de frecuencia natural y C.critico correspondientes.

### 6.3 Adquisición de datos de cliente

Se encuentra en la pestaña *Input\_data\_manufacturer*, y se trata de un formulario que recoge de un modo rápido e intuitivo los datos provenientes del cliente, los cuales serán referenciados en las demás pestañas cuando sea necesario. Se parte de un formulario normalizado de KYB.



Necessary data						
Items				Fulfilled by	Date	Comments
1		Docinfo reference				
2		Last update (date + name)				
3		Project Name				
4		System Project Name				
<b>Vehicle Version Characteristics</b>						
<b>General information</b>						
5		Vehicle responsible				
6		Brand				
7		Vehicle name (project)				
8		Engine, gearbox, finition level, LAS				
9		Vehicle type (SUV, sedan, 3 or 5 doors)				
10		Vehicle Identification Number [VIN]				
11		Manufacturing year				
12		Vehicle expected use				

Figura 71: Datos iniciales *Input\_data\_manufacturer*

Aparece el logotipo de la compañía, y la leyenda de datos a añadir; las casillas en azul son las que se deben rellenar. A su vez, para cada campo, a la derecha de la casilla de color aparece unas casillas para indicar quien ha rellenado el campo, en qué fecha, y posibles comentarios.

La información requerida es la estándar para identificar la documentación y el vehículo de proyecto (referencia del documento, última modificación, nombre del proyecto, nombre del proyecto en el sistema informático, responsable, marca, código del vehículo, motor, transmisión y nivel de definición, tipo de vehículo, VIN, año, uso esperado).

		Weights	Unit	Value			
13		Masa total en rueda delantera izquierda	kg	494.41			
14	Masa total de vehículo por rueda	Masa total en rueda delantera derecha	kg	494.41			
15		Masa total en rueda trasera izquierda	kg	338.5			
16		Masa total en rueda trasera derecha	kg	338.5			
17		Masa no suspendida	Total de masa no suspendida sobre una rueda <b>delantera</b> , considerando la propia rueda, sistema de frenado, mangueta, y 1/2 de su masa semisuspendida	kg	62.68		
18	Total de masa no suspendida sobre una rueda <b>trasera</b> considerando la propia rueda, sistema de frenado, mangueta, y 1/2 de su masa semisuspendida		kg	47.96			

Figura 72: Pesos *Input\_data\_manufacturer*

En la imagen aparece la adquisición de datos referente a pesos (*weights*). Se piden las masas del vehículo por rueda así como la masa no suspendida en una rueda delantera y en una trasera. Se indica a su vez que la unidad ha de ser kg.

Front suspension		Unit	Value
19	Tipo de suspensión	description	McPherson
20	Muelle	Rigidez del muelle	N/m 26100
21		Ángulo del muelle respecto al brazo de control	° 80
22	Amortiguador	Ángulo del amortiguador; 90° para totalmente vertical	° 80
23	Barra estabilizadora	yes/no	yes
24	Distancia CG - CB	Distancia vertical entre el centro de gravedad y su centro de balanceo	mm 548
25	Wheel Rate ARB	Wheel Rate en la <u>rueda</u> aportado por la ARB en contrafase	N/m 40400
26	Ancho de vía	Distancia transversal entre línea media de neumáticos del mismo eje	mm 1620
Rear suspension		Unit	Value
27	Tipo de suspensión	description	Multilink
28	Muelle	Rigidez del muelle	N/m 81400
29		Ángulo del muelle respecto al brazo de control	° 72
30	Amortiguador	Ángulo del amortiguador; 90° para totalmente vertical	° 72
31	Barra estabilizadora	yes/no	yes
32	Distancia CG - CB	Distancia vertical entre el centro de gravedad sobre el eje y su centro de balanceo	mm 548
33	Wheel Rate ARB	Wheel Rate en la <u>rueda</u> aportado por la ARB en contrafase	N/m 26800
34	Ancho de vía	Distancia transversal entre línea media de neumáticos del mismo eje	mm 1566

Figura 73: Suspensión frontal y trasera Input\_data\_manufacturer

Justo tras la adquisición de datos de masas, se piden los datos referentes a la suspensión frontal, incluyendo tipo, rigidez del muelle y su ángulo de posicionamiento, el ángulo del amortiguador, la existencia o no de barra estabilizadora, distancia entre CdG y CdB, wheel rate efectivo aportado por la ARB y el ancho de vía.

De manera análoga, se solicitan los datos referentes a la suspensión trasera.

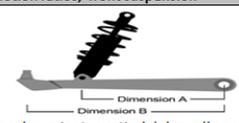
Motion ratios; front suspension		Unit	Value
35	Rueda/muelle	 Desplazamiento vertical del muelle cuando la rueda se desplaza una unidad	adimensional 0.94
36	Rueda /amortiguador	Desplazamiento vertical del amortiguador cuando la rueda se desplaza una unidad	adimensional 0.94
37	Amortiguador/muelle	Desplazamiento del muelle cuando el amortiguador se desplaza una unidad. =1 si son concéntricos	adimensional 1
Motion ratios; rear suspension		Unit	Value
38	Rueda/muelle	 Desplazamiento vertical del muelle cuando la rueda se desplaza una unidad	adimensional 0.56
39	Rueda /amortiguador	Desplazamiento vertical del amortiguador cuando la rueda se desplaza una unidad	adimensional 0.56
40	Amortiguador/muelle	Desplazamiento del muelle cuando el amortiguador se desplaza una unidad. =1 si son concéntricos	adimensional 1

Figura 74: Ratios de movimiento Input\_data\_manufacturer

Acto seguido se solicitan los ratios de movimiento o *motion ratios* referentes al eje delantero. Se puede observar que son:

- Muelle respecto de rueda
- Amortiguador respecto de rueda
- Muelle respecto de amortiguador

De la misma manera se solicitan la información referente al eje trasero.

Equivalent parameters, front suspension			Unit	Value			
41	Rigidez equivalente neumático	Modelizado como un resorte	N/m	215000			
Equivalent parameters, rear suspension			Unit	Value			
42	Rigidez equivalente neumático	Modelizado como un resorte	N/m	205000			

Figura 75: Rigidez de neumático *Input\_data\_manufacturer*

Por último se abre un apartado para parámetros equivalentes, para eje delantero y eje trasero. En este caso el único parámetro equivalente solicitado es la rigidez modelo del neumático, o también denominada *Tyre rate*.

Los bloques de información se sitúan en disposición vertical, con mismo formato entre ellos. Se desea que la plantilla sea flexible, en caso de que evolucione y se aporte más información, baste con añadir filas para nuevos bloques de datos de entrada.

### 6.4 Resultados gráficos e interpretación

Los resultados obtenidos en el apartado de dinámica del amortiguador, en la pestaña *Calc\_KYB*, son dependientes de la velocidad y para cada valor de velocidad de ensayo del amortiguador se distingue entre frontal/trasero tracción/compresión fase/contrafase.

El objetivo de la pestaña de resultados, denominada *Graph\_viewer\_KYB* es representar gráficamente esos resultados en función de la velocidad, haciendo su interpretación y estudio más visuales y sencillos.

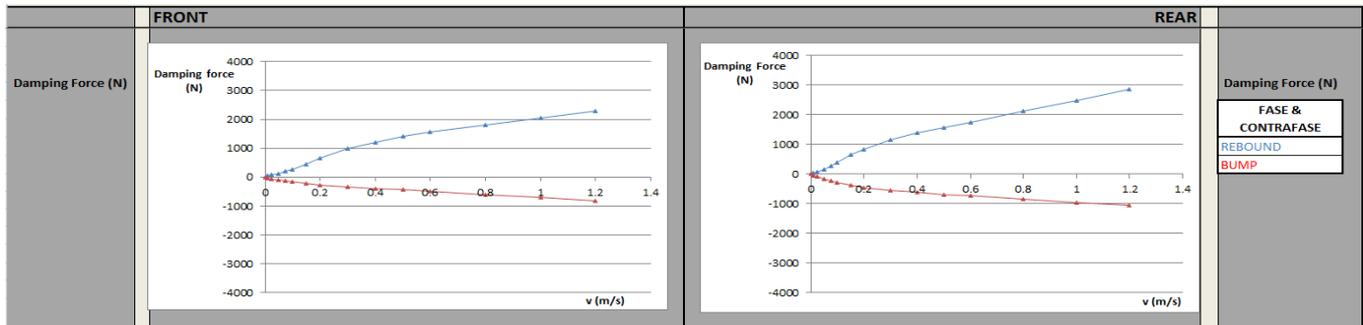
Fuerza – velocidad

Figura 76: Gráficas fuerza – velocidad Graph\_viewer\_KYB

El diagrama fuerza – velocidad muestra los resultados de carga del amortiguador en tracción (*rebound*) en azul y en compresión (*bump*) en rojo; tal y como indica la leyenda de la derecha.

Se aprecia la forma característica de la curva; con una pendiente más pronunciada en baja velocidad, y más suave en media-alta velocidad (tras la apertura de las válvulas).

En general los amortiguadores ofrecen mayor carga en tracción que en compresión; en compresión el amortiguador opone poca fuerza para que sea el muelle el que se encarga de frenar la rueda. Tras haberse comprimido el muelle, el amortiguador en la carrera de tracción se encarga de oponer la fuerza amortiguadora y estabilizar la rueda.

Nótese que los resultados son los obtenidos directamente de la fuerza y velocidad del ensayo del amortiguador en la máquina de ensayo, no en el simulador informático.

% tracción – compresión

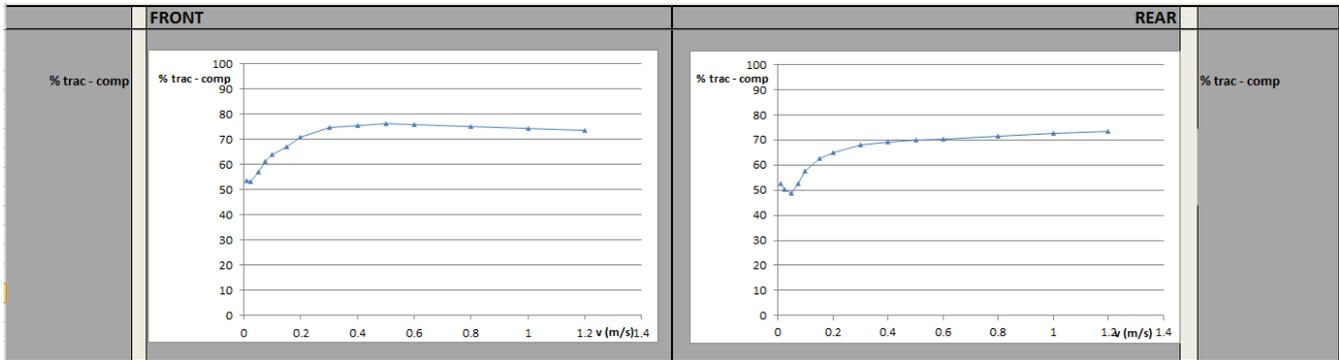


Figura 77: Gráficas % tracción – compresión Graph\_viewer\_KYB

Las gráficas muestran para un amortiguador delantero y uno trasero el porcentaje de carga en tracción para cada velocidad de ensayo. Ello ofrece para una misma velocidad de vástago, una idea de la carga ofrecida en la carrera de tracción respecto a la suma de la carga de tracción y la de compresión.

En general, en baja velocidad el valor se encuentra en torno al 50% (misma carga ofrecida en tracción que en compresión), siendo en media y alta velocidad cuando el porcentaje de carga en tracción aumenta, debido al efecto de que sea el muelle quien frene la rueda en compresión ante excitaciones de mayor magnitud. De esta manera se obtiene confort y amortiguación uniforme en baja velocidad, y en mayor velocidad se reparte la carga de trabajo entre muelle y amortiguador, además el trabajo en compresión del muelle hace que la reacción en tracción sea más rápida, favoreciendo que la rueda no se separe del firme.

% amortiguamiento crítico

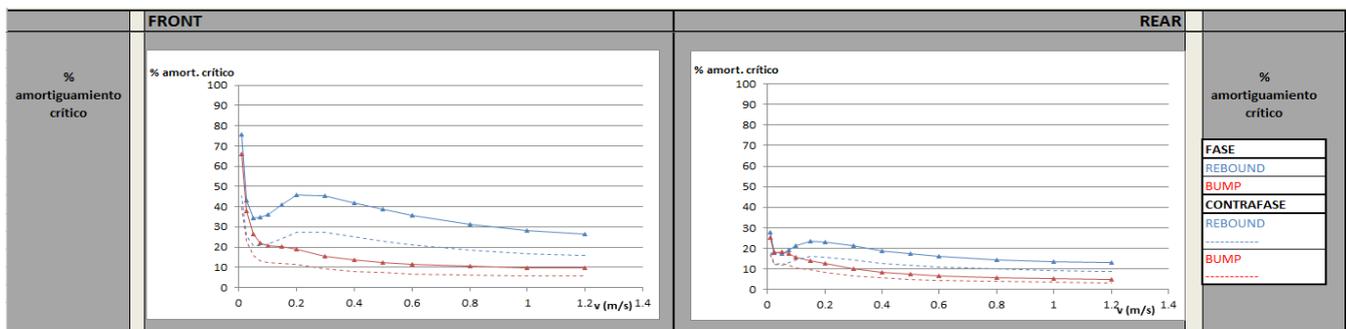


Figura 78: Gráficas % amortiguamiento crítico Graph\_viewer\_KYB

En cada cuadro aparecen cuatro gráficas. Tal y como sugiere la leyenda, las gráficas en azul responden a resultados en carrera de tracción y en rojo en carrera de compresión. A su vez, las gráficas en línea continua corresponden a resultados en fase, y en línea discontinua a resultados en contrafase, es decir, teniendo en cuenta la influencia de la barra estabilizadora y su rigidez extra aportada al sistema.

A lo largo del espectro de velocidades en general no se aproxima a valores altos de % de amortiguamiento crítico salvo en muy baja velocidad. En general el *hándicap* reside en baja y muy baja velocidad, ya que el pico suele encontrarse en esa zona, incidiendo negativamente en el confort y el desempeño de la respuesta de amortiguación en oscilaciones suaves, siendo un indicador de que el sistema se encuentra cercano a su límite teórico de funcionamiento.

En contrafase el % de amortiguamiento crítico es más reducido, debido a que la rigidez extra aportada en la rueda (*wheel rate*) por la barra estabilizadora aumenta el umbral del límite de amortiguamiento crítico

### Frecuencia natural amortiguada

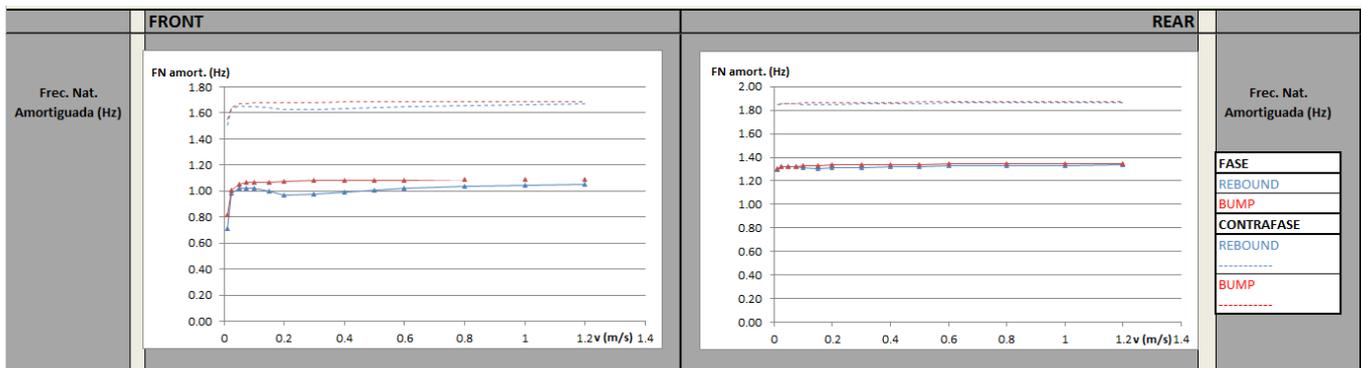


Figura 79: Gráficas frecuencia natural amortiguada Graph\_viewer\_KYB

Se estudia la frecuencia natural amortiguada (de la masa suspendida), de nuevo con gráficas en azul para tracción y azul compresión, y continua para fase y discontinua para contrafase.

La frecuencia natural amortiguada parte de la frecuencia natural del sistema, la cual es aumenta con la rigidez del sistema (*System rate*; resortes *wheel rate* y *tyre rate* en serie en la masa suspendida) y desciende con la masa suspendida.

Es por ello que en funcionamiento en contrafase, debido a la rigidez aportada por la barra estabilizadora, la frecuencia natural es más elevada, y con ello la frecuencia natural amortiguada.

En este caso se aprecia que en general ofrece valores bastante constantes, entre 1 y 1.2 Hz en rueda delantera en fase, en torno a 1.7 Hz en contrafase, y en eje trasero, en torno a 1.3 Hz en fase y 1.9 Hz en contrafase.

Si bien los valores no fluctúan demasiado, es necesario conocer su dependencia con la velocidad del amortiguador, ya que en determinados casos podrían producirse variaciones más acusadas. Es necesario conocerlo ya que en caso de que la frecuencia de excitación del sistema se encuentre próxima a los valores ofrecidos en las gráficas en esas condiciones de velocidad, fase/contrafase, tracción/compresión, sería fuente de ruido, menor confort en cabina y durabilidad.

De no conocerse los valores de frecuencia natural amortiguada, en caso de producirse una situación así, en caso de deberse a un fenómeno de resonancia la causa pasaría desapercibida.

Resumen

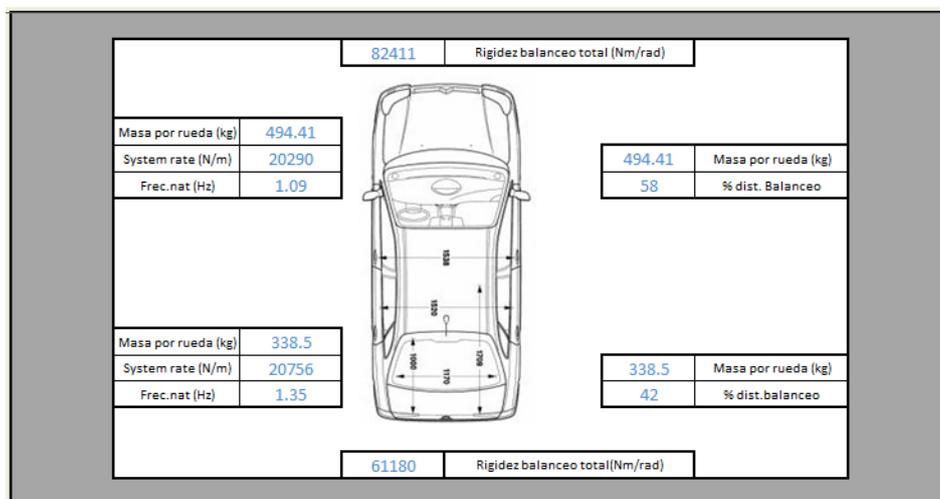


Figura 80: Dibujo resumen Graph\_Viewer\_KYB

A modo de conclusión de la pestaña *Graph\_viewer\_KYB* se muestra un dibujo resumen del vehículo con los parámetros que el autor ha considerado más concisos y representativos.

En él se indica la masa que existe sobre cada rueda, el valor de *System rate* (en fase) en una rueda delantera y trasera, y la frecuencia natural de la masa suspendida, de nuevo en fase.

En el campo de parámetros dinámicos, aparece la rigidez al balanceo total para el eje delantero y para el trasero, es decir, considerando la barra estabilizadora, y la distribución del momento de balanceo entre eje delantero y trasero.

## 7. Conclusiones generales

En primer lugar se aprecia que para obtener una mayor resistencia al vuelco es beneficioso aumentar el ancho de vía del vehículo y reducir la altura de su centro de gravedad; pero a partir de cierto punto esto reduce la practicidad y maniobrabilidad del vehículo en uso cotidiano, por lo que esta solución queda más orientada a vehículos de competición. Por ello, para aumentar la rigidez al balanceo y reducir el gradiente de vuelco (ángulo de balanceo por cada  $g$  lateral) conviene aumentar la rigidez equivalente *wheel rate*.

Lo más sencillo sería instalar muelles de mayor rigidez, para obtener un mayor *spring rate* y con ello *wheel rate*, pero en un funcionamiento cotidiano en fase el confort se vería gravemente perjudicado. Por ello se opta por emplear elementos estabilizadores, para desacoplar el comportamiento en fase (mayor suavidad) y en contrafase (mayor dureza para reducir el balanceo). En el común de los vehículos se instala una barra estabilizadora, cuya reacción elástica añade rigidez al sistema y actúa como un muelle en paralelo al *wheel rate* de fase. En la herramienta desarrollada se hace hincapié en que los parámetros que dependan de la rigidez equivalente deban ser distinguidos entre valor en fase y en contrafase.

En vehículos de mayores prestaciones y lujo existe un mayor *gap* entre la rigidez de fase y de contrafase (se desea confort pero mayores prestaciones y velocidad en curva) por lo que además de la barra estabilizadora, los fabricantes han ingeniado nuevos sistemas complementarios como los descritos en el apartado 3.3 de la presente memoria.

El ensayo de cargas del amortiguador ofrece de un modo rápido y sencillo su curva carga-velocidad. No obstante resulta interesante conocer los modelizados del amortiguador como los descritos en el estado del arte, ya que permiten prever el comportamiento del mismo en una simulación informática, ahorrando tiempo y evitando incertidumbre asociada a factores humanos en el montaje del amortiguador. En la empresa resulta muy práctico puesto que en primer lugar se realiza la simulación del amortiguador en el ordenador considerando el piecerío instalado, ofreciendo una curva teórica, y aunque los valores a emplear son los ofrecidos por la máquina, por comparación entre teórico y práctico se puede conocer si existe algún error que ha pasado desapercibido.

Cabe mencionar que una mayor rigidez de muelle instalada debe ser acompañada por un amortiguador que ofrezca mayor carga, y que en general los amortiguadores trabajan más en tracción. En compresión es el muelle quien frena la rueda, y en tracción el amortiguador disipa la energía cinética del muelle oponiendo carga suficiente. Por último se debe prestar atención a no sobrepasar el límite de amortiguamiento crítico del sistema y evitar excitaciones en frecuencias cercanas a la natural, por el ruido, falta de confort y durabilidad que puede originar.

El autor reconoce la debilidad de la presente herramienta respecto a otras más robustas, no obstante se ha realizado en conformidad con el departamento de Puesta a Punto, en un equilibrio entre un estudio exhaustivo y una herramienta sencilla, intuitiva y universal, la cual requiera pocos datos y sencillos de adquirir. Se tiene en cuenta que la presente herramienta es flexible y abierta a futuras evoluciones.

Además, se ha trabajado tomando como referencia el libro de dinámica vehicular de *Thomas D. Gillespie* [15], los modelos de vibraciones mecánicas de cuarto de vehículo [12] [13] y los parámetros de rigidez equivalente de fabricantes de muelles de automoción [16].

Por último, es de mencionar que desde sus orígenes en los vehículos tirados, los sistemas de suspensión han ido evolucionando en diferentes vías de diseño, añadiendo cada vez más requisitos y características conforme los vehículos aumentaban en prestaciones y velocidad alcanzada y se hacían más variados entre sí.

## 8. Bibliografía

- [1] Acuerdo por la que se aprueba el reglamento de los trabajos fin de estudios de la Universidad Pública de Navarra. [En línea]. Disponible en: [http://www.unavarra.es/digitalAssets/192/192485\\_100000Reglamento-TFE--27.05.14.pdf](http://www.unavarra.es/digitalAssets/192/192485_100000Reglamento-TFE--27.05.14.pdf)
- [2] KYB Europe Headquarters, "Formación amortiguadores KYB 190214", *KYB Europe Headquarters GmbH*, 2014.
- [3] A. Alonso, "Dinámica de Vehículos", *KYB Europe Headquarters GmbH*, 2014.
- [4] M. Díaz, *Manual del amortiguador*. Ororbia, Navarra, España: KYB Suspensions Europe S.A, 2010.
- [5] "Barra Panhard", *Wikipedia*, 2016. [En línea]. Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Suspensi%C3%B3n\\_Panhard](https://es.wikipedia.org/wiki/Suspensi%C3%B3n_Panhard)
- [6] D. Iqbal, "Suspension systems in automobiles", *SR Group of Institutions*, 2014. [Online]. Available: <https://www.slideshare.net/Dom00786/suspension-systeminautomobiles>
- [7] "Rigidez torsional", *Wikipedia*, 2016. [En línea]. Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Rigidez#Rigidez\\_torsional](https://es.wikipedia.org/wiki/Rigidez#Rigidez_torsional)
- [8] J. Alberdi, "Amortiguadores y suspensión", *Campus tecnológico de la Universidad de Navarra*, 2003.

- [9] R.N Khamitov, G.S Averyanov and A.B Korchagin, "Pneumatic shock absorber with an active damping system", *Russ. Engin. Res., Vestnik Mashinostroeniya*, no.9, pp 14-17, Oct. 2009.
- [10] C.I Ruíz, "Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos", proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2009. [En línea]. Disponible en: [http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7850/PFC-%20Caracterizacion\\_dinamica\\_comportamiento\\_amortiguador\\_banco\\_ensayos.pdf?sequence=1](http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7850/PFC-%20Caracterizacion_dinamica_comportamiento_amortiguador_banco_ensayos.pdf?sequence=1)
- [11] D. Juberías, "Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un car cross", proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2011. [En línea]. Disponible en: <http://docplayer.es/11629152-Diseno-analisis-dinamico-y-modelado-del-tren-delantero-de-un-car-cross.html>
- [12] V. Meruane, "Vibraciones mecánicas. Apuntes para el curso ME4701", *Departamento de Ingeniería Mecánica, facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas*, Universidad de Chile, 2017.
- [13] F.J García, "Vibraciones mecánicas, apuntes para el curso 2016-2017", *Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales*, Universidad Pública de Navarra, 2017.
- [14] W. Harbin, "Vehicle load transfer", *BND TechSource*, 2013. [Online]. Available: <https://www.slideshare.net/billharbin/vehicle-lateral-load-transfer-parts-iiiiimar13>
- [15] T.D Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. USA: Society of Automotive Engineers, 1992.
- [16] Hypercoils, "Suspension spring rate & wheel rate calculator", 2017. [Online]. Available: <http://www.hypercoils.com/spring-rate-calculator/>