

CAPÍTULO 1

CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO

1.1. Introducción

Antes de proceder al estudio de los elementos objeto de diseño en este proyecto, es fundamental conocer las características del vehículo en cuestión que nos vienen dadas y que "a priori" no podremos modificar, exceptuando pequeños cambios para adaptar nuestro sistema pero que sobretodo no deben de influir en el comportamiento y funcionalidad de las demás partes del vehículo que ya nos vienen prediseñadas.

Nuestro diseño, ha de ser compatible con los parámetros ya diseñados por otros departamentos para garantizar la funcionalidad total del vehículo sin modificar ningún parámetro desarrollado con anterioridad. Todas las dimensiones y características tienen como restricción la regulación técnica de la F1 2011, creada por la FIA (Federation Internationale de l'Automobile), normativa que se seguirá en este proyecto para realizar el diseño de la suspensión.

Para nuestro estudio, se dividirá el vehículo en 3 partes fundamentales:

- Parte suspendida: Consiste en la parte del vehículo que contiene toda la estructura que reposa en la suspensión, o sea, el chasis o bastidor más la carrocería (con todos sus elementos internos), o bien la carrocería sólo si ésta es autoportante.

- Ruedas: Se entenderá como "ruedas", todos los elementos que transmiten los esfuerzos que provienen del asfalto a los brazos de suspensión y viceversa, se empleará el nombre "rueda" a todo el conjunto formado por: Neumáticos, llantas, buje, disco de frenos, pinzas de freno, rodamientos, tornillos, elementos de unión, sensores, toberas de refrigeración y demás elementos constituyentes de las mismas.
- Suspensión: Es el sistema del automóvil en el cual se unen las ruedas por una parte, con la carrocería por la otra, controlado por un elemento elástico (muelle) y otro disipativo (amortiguador), todo esto unido mediante una geometría sólida, los brazos de suspensión, los cuales dotan a las ruedas de un movimiento controlado y restringido respecto a la carrocería.

1.2. El vehículo

Cuando hablamos de nuestro vehículo, nos referimos a un automóvil de competición monoplace, un monoplace es un vehículo de carreras que tiene las ruedas al descubierto, diseñado especialmente para competiciones de automovilismo (en particular automovilismo de velocidad). El habitáculo está hecho lo menos ancho posible para reducir la superficie frontal y mejorar la aerodinámica.

Actualmente, los monoplaces más potentes suelen utilizar alerones que empujan el automóvil contra el suelo, aumentando la adherencia de los neumáticos (efecto que hay que tener muy en cuenta a la hora de diseñar la suspensión).

Debido a su bajo peso y excelente aerodinámica, los monoplaces son los automóviles de carreras más rápidos en circuitos grandes. Esto también los hace difíciles de maniobrar, porque las reacciones ante frenadas, aceleraciones y virajes son más fuertes.

Debido a la falta de protección de las ruedas, los monoplaces suelen ser más débiles en choques o en contacto con rivales que otros automóviles de carreras. También son peligrosos si las ruedas de los monoplaces entran en contacto, porque el vehículo puede levantar el vuelo y volcar.

1.2.1. Objetivos de la suspensión:

La finalidad de la suspensión de un Fórmula, ya sea F1, F3000 o cualquiera de sus variantes, es que las ruedas mantengan su contacto con el suelo, en la mejor posición y el mayor tiempo posible, independientemente de las irregularidades que nos podamos encontrar en la pista, e independientemente de la velocidad a la que vayamos, al menos, ese es uno de los objetivos primordiales que se intentan cumplir con el diseño.

Resulta muy difícil alcanzar este objetivo que, por otra parte, es el mismo para un automóvil de serie, que para una furgoneta, etc. En un coche de calle, la diferencia reside en el carácter más o menos deportivo, más o menos confortable, con que se quiera dotar al modelo.

Para centrar conceptos en cuanto a frecuencia de oscilación, (cuantificada en Hz), comprendida como el intervalo natural al que la rueda puede rebotar (despreciando los amortiguadores y el rozamiento de la suspensión) de tope a tope, diremos que para un coche de serie que busca comodidad será de un máximo de 1Hz, para un turismo preparado para competición de 2 a 3 Hz, y para un F1 con efecto suelo de los años 1982-83 se situaría en torno a 6-7 Hz y unas aceleraciones en curvas medias de 4Gs, muy lejos de cualquier recomendación médica.

Finalmente, observando de forma más precisa las necesidades que concurren en un coche de competición, y que la suspensión debe satisfacer, podríamos enumerarlas como sigue a continuación:

- Absorber rápidamente las variaciones de la superficie de la pista.
- Mínimo peso en la masa no suspendida.
- Control máximo de las variaciones de los ángulos y de la vía.
- Mantener constante la distancia del eje de balanceo al cdg.
- Mantener constante la distancia entre la carrocería del vehículo y la pista para no perjudicarla carga aerodinámica.
- Ser compatible su montaje con el resto de los elementos aerodinámicos y del chasis.

En cuanto a configuraciones de suspensión, podemos citar dos tipos de configuración básica:

-Suspensiones blandas: Esto implica mayor agarre pero también mayor tiempo de reacción ante los cambios de dirección o de aceleración/frenada. El coche se vuelve perezoso ante nuestras órdenes.

Suspensiones duras: Con ello el coche responderá instantáneamente a nuestras órdenes, pero al absorber peor las irregularidades, las ruedas estarán un mayor tiempo sin tracción (lo cual no implica que no estén en contacto con el suelo) al someterlas a esfuerzos extremos.

Hay que tener en cuenta siempre, que a altas velocidades, los alerones ejercen una enorme carga sobre el monoplaza. Ese peso extra, cuando usamos chasis a poca altura del suelo, podría hacerlo rozar contra la pista.

Obviamente la solución para evitar esto sería poner una suspensión más dura, que no ceda tan fácilmente a ese peso extra o aumentar la altura de chasis.

1.2.2. Especificaciones técnicas del vehículo:

En la tabla 1.1 se presentan las especificaciones técnicas fundamentales para el desarrollo de la suspensión del vehículo. Muchos son los parámetros que definen un automóvil de competición, pero en nuestro caso, prescindiremos de los que no nos son necesarios. Las especificaciones técnicas se han tomado incluyendo el peso del piloto y con todos los depósitos de líquidos llenos¹.

Tabla 1.1. *Especificaciones técnicas del vehículo*

Peso	640kg
Peso ruedas delanteras	291Kg
Peso ruedas traseras	342kg
Anchura neumáticos delanteros	305mm
Anchura neumáticos traseros	365mm
Diámetro de neumáticos	660mm
Diámetro de llanta	360mm

En la tabla 1.2 se muestran las dimensiones básicas del vehículo².

Tabla 1.2. *Dimensiones básicas del vehículo*

Altura en reposo desde el plano de referencia al suelo	100mm
Batalla	3200mm
Ancho de vía delantero	1435mm
Ancho de vía trasero	1435mm
Anchura total	1800mm
Altura del centro de gravedad respecto al plano de referencia	250mm

¹ Datos cedidos por Motor Hispania Racing.

² Datos cedidos por Motor Hispania Racing.

Altura del centro de gravedad respecto al suelo	350mm
Posición longitudinal del centro gravedad respecto al eje trasero	800mm

1.2.3 Aerodinámica

Cuando hablamos de aerodinámica hablamos de procesos a "altas velocidades". Con esa visión ampliada uno puede incluir cualquier vehículo, en especial la F1.

Normalmente los coches de F1 alcanzan velocidades de hasta 330km/h en algunos circuitos, de hecho, antes del recorte de prestaciones del motor, velocidades de 370km/h eran alcanzables en las rectas de algunos circuitos. Por consiguiente, la media de velocidad de estos bólidos no es inferior a los 160km/h. No hay duda de que la aerodinámica juega en este juego, con un papel muy importante, y aunque parezca contradictorio, hicieron falta casi 20 años para que los ingenieros de la F1 se dieran cuenta de la gran importancia que tenía la aerodinámica.

Por ello, los principios que permiten volar a un avión son fácilmente aplicables a un coche de carreras. La única diferencia se encuentra en la forma en la que el ala o alerón está montado, justo al revés produciendo el efecto llamado "downforce" en vez de sustentación.

Cabe resaltar, que al tema aerodinámica se le dedicará un pequeño apartado para diseñar los elementos de la suspensión de la manera más optimizada posible, a pesar de ello, en este capítulo se hablarán de conceptos fundamentales que afectan directamente a la dinámica de nuestro vehículo.

1.3. Elementos de bancada de la suspensión

Para diseñar con conocimiento de causa cualquier elemento mecánico, resulta casi imprescindible conocer dónde y cómo irá anclado a su correspondiente bancada. En nuestro caso, la bancada de la suspensión delantera será la carrocería del vehículo, y la bancada de la suspensión trasera será la caja de cambios y el diferencial.

1.3.1. Soporte trasero

Desde los años 60, los ingenieros empezaron a utilizar como soporte de anclaje trasero de suspensión el conjunto caja de cambios más diferencial, los cuales empezaron a realizar la función de elemento estructural además de transmisor de potencia. Este hecho cambió radicalmente el diseño y el planteamiento de las cajas de cambios de entonces, y, posteriormente, dichos elementos empezaron a soportar otras cargas como por ejemplo a día de hoy, el "down force" del alerón trasero.

Una caja de cambios no es más que, como su nombre indica, una caja cuya finalidad consiste en transmitir la potencia procedente del motor a las ruedas (intentando desatar las mínimas pérdidas mecánicas posibles), pero cambiando las revoluciones de giro y el par de uno a otro. Independientemente del tipo de cambio de marchas del cual estemos hablando, (manual, automático, hidráulico, con válvulas MOOG etc.) la misión fundamental del mismo siempre será la misma.

En cuanto al diferencial, este es un elemento mecánico que permite, que las ruedas, derecha e izquierda de un vehículo giren a revoluciones diferentes, según éste se encuentre tomando una curva hacia un lado o hacia otro. Cuando un vehículo toma una curva, por ejemplo hacia la derecha, la rueda de este mismo lado recorre un camino más corto que la rueda izquierda, ya que esta última se encuentra en la parte exterior de la curva. La misión del diferencial, que en su interior consta de un conjunto de engranajes dispuestos en forma de "U" es la de adecuar la velocidad de cada rueda (hablamos de ruedas motrices siempre) a la velocidad de paso por curva, para evitar que, en el hipotético caso de no existir diferencial, una de las ruedas arrastrara a la otra al girar ambas a la misma velocidad angular.

Explicados ambos conceptos, ya podemos proceder a estudiar la relación entre la suspensión y la caja de cambios.

Como ya se ha dicho, en la mayoría de diseños, de igual manera que en el nuestro, la suspensión irá anclada a la caja de cambios más diferencial. Esta nos viene prediseñada por el departamento correspondiente, y la tarea fundamental del autor del proyecto consiste en diseñar los elementos de anclaje que unen la suspensión con el vehículo. Como características del conjunto caja de cambios (así se denominará a partir de ahora el conjunto formado por la caja de cambios y el diferencial), se tomará esta, como totalmente rígida e indeformable, por lo que para diseñar los anclajes, se tomarán estos como fijos a unos anclajes de bancada indeformables.

Los anclajes de la parte suspensión sí se tomarán como no rígidos y deformables, por lo que se calcularán sus solicitaciones pertinentes y se comprobará que cumplan los criterios de resistencia asignados.

La geometría de la caja de cambios es fundamental para poder realizar el diseño óptimo de la suspensión, en la figura 1.1 se aprecia una vista en 3D del conjunto.

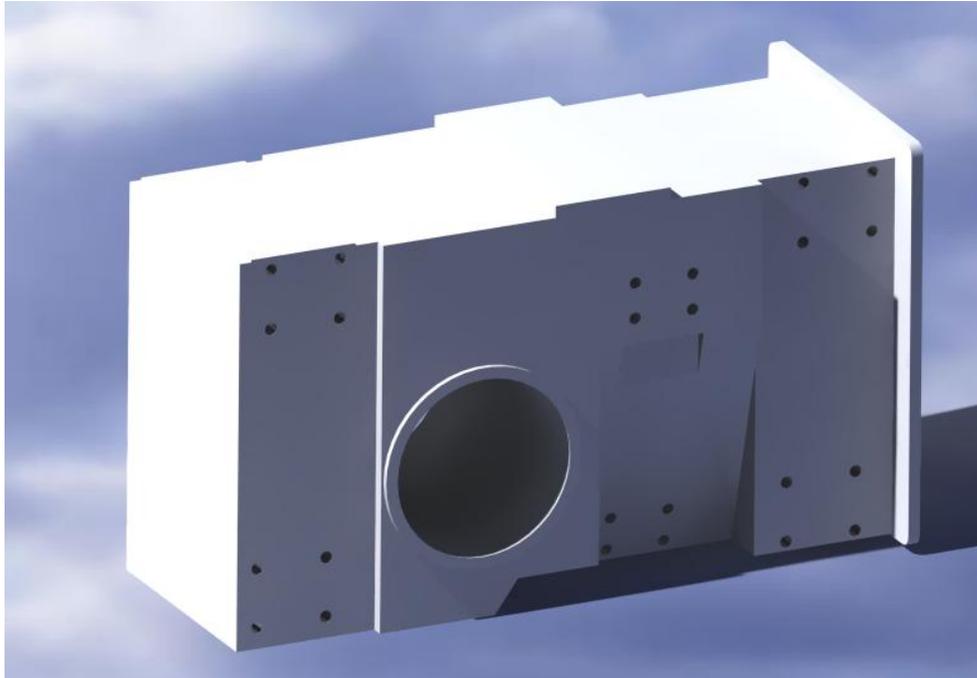


Figura 1.1. *Imagen en 3 dimensiones de la caja de cambios donde irá anclada la suspensión trasera*

Hay que tener muy en cuenta que la suspensión trasera es la que une las ruedas motrices con el vehículo (en nuestro caso, tracción trasera), por lo tanto, tiene que haber un espacio suficiente entre los brazos de suspensión para alojar los palieres encargados de transmitir la potencia del diferencial a las ruedas.

El alojamiento de la caja en nuestro vehículo también es fundamental, en la figura 1.2 se ve su posición respecto a la línea de referencia del vehículo y el eje trasero del mismo.

Las dimensiones en detalle de la caja de cambios se encuentran en el apartado Planos.

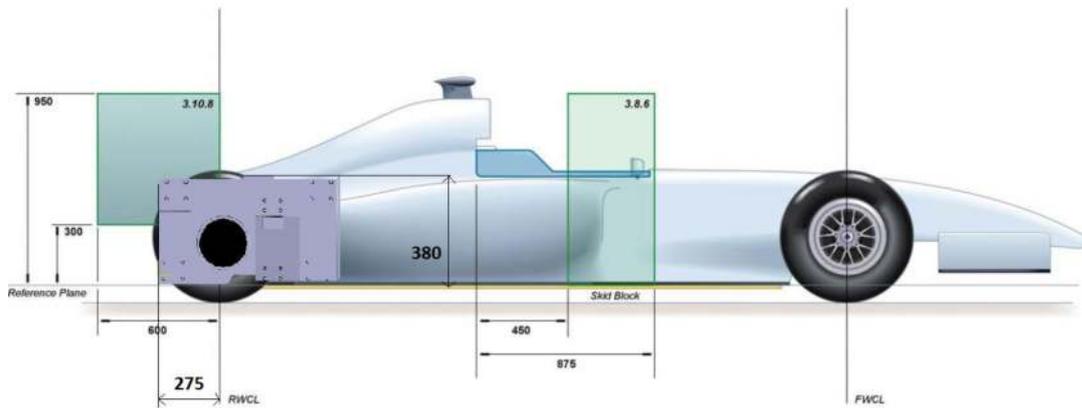


Figura 1.2. Posición acotada de la caja de cambios respecto al vehículo

1.3.2. Soporte delantero

En cuanto al sistema de suspensión delantero, este va anclado directamente a la carrocería. En el sistema de suspensión trasero, disponíamos de un sólido rígido considerable (la caja de cambios) en el cual fijar los elementos de suspensión, pero, en la zona delantera, la única estructura disponible, y con unos valores de rigidez y resistencia aceptables es la propia estructura de la carrocería, concretamente anclaremos la suspensión a la parte frontal del llamado "cockpit" (cuya traducción podría entenderse como habitáculo del piloto) que es justo la parte de la carrocería que también conecta con el cono frontal.

El cono frontal no puede ejercer de ninguna de las maneras como bancada de la suspensión, ya que este tiene que poder ser desmontado de manera inmediata en carrera en caso de haber sufrido daños que puedan perjudicar los tiempos por vuelta correspondientes. Estamos limitados por tanto, a diseñar los anclajes de suspensión en la parte frontal del "cockpit".

La normativa exige que, por motivos de seguridad, exista una zona llamada Célula de seguridad o "Survival Cell", esta zona, en caso de impacto, tiene que quedar indeformable para proteger al piloto y a la vez, que pueda salir del vehículo de forma rápida y sencilla. La célula de seguridad por tanto, nos limita la zona de anclaje y alojamiento de la suspensión, para ser más exactos, ningún elemento de la suspensión tiene que estar alojado dentro de esa zona. En la figura 1.3 se pueden ver la posición de la parte frontal del "cockpit" respecto al vehículo es decir, donde irá anclada la suspensión delantera.

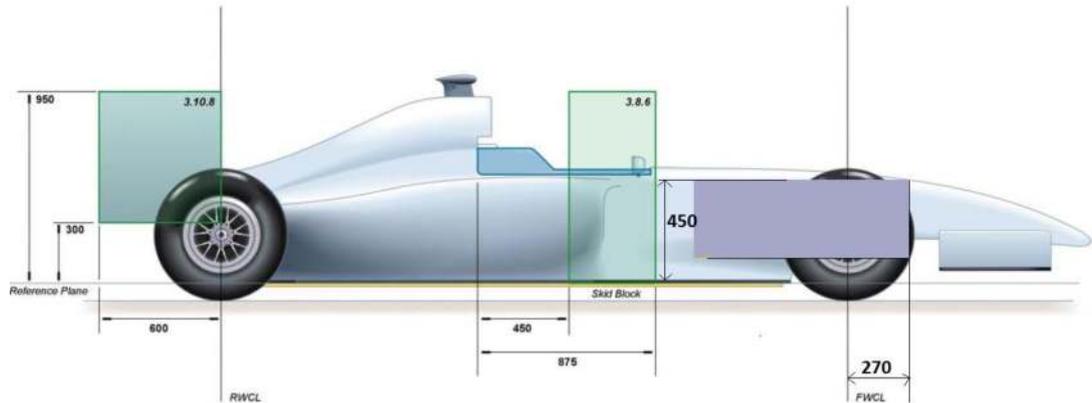


Figura 1.3. Posición de la parte frontal del cockpit respecto al vehículo

1.4. Conjunto rueda

Como bien es sabido, la suspensión conecta las ruedas de un vehículo con la estructura o chasis de este, por lo tanto, los brazos deberán de ir debidamente anclados a las ruedas.

Como ruedas, se pueden interpretar varios elementos, así que conviene aclarar que se entiende con dicho nombre en este proyecto. Para un usuario no familiarizado con el automovilismo, puede entender el concepto rueda como lo que técnicamente sería un neumático, otros tendrán la idea de rueda como la llanta y el neumático, pero aquí, en este trabajo, tomaremos como conjunto rueda al conjunto de elementos formados por: Neumático, llanta, buje, rodamientos, pinza de freno, disco de freno y mangueta.

Dentro del conjunto rueda podemos hacer dos tipos de clasificación muy claras, las ruedas delanteras, y las ruedas traseras.

La diferencia fundamental entra ambos tipos, en nuestro vehículo radica en que la rueda delantera tiene la función de dirección del vehículo, lo que permite a las mismas girar según el plano vertical dependiendo de las ordenes del piloto, y las traseras tienen la función de ruedas motoras, es decir que transmiten la potencia del motor directamente al asfalto, lo que hace que concluyamos que los elementos de unas y otras sean diferentes.

En el caso de nuestro vehículo, a ser tracción trasera, los anclajes de las ruedas posteriores deben de ser fijos, permitiendo a la suspensión trabajar pero trabando la rueda para que no gire.

En el caso de los anclajes a las ruedas delanteras, estos deben de permitir el giro a la misma para poder variar el ángulo de dirección a placer del conductor.

En el presente proyecto no se diseñará ningún elemento del conjunto ruedas, solamente los anclajes de unión de la suspensión a las manguetas correspondientes.

CAPÍTULO 2

EL CIRCUITO

2.1. Introducción

Como es lógico, para conocer las características de diseño de cualquier elemento mecánico, primeramente hay que tener claras las condiciones de trabajo de la máquina, bajo qué circunstancias funcionará y qué factores externos influirán.

No es lo mismo, ni estará diseñado de la misma forma un vehículo cuyo objetivo sea correr el Granada Dakar, cuyos elementos tendrán que estar optimizados para funcionar bajo condiciones de terreno extremas, baches y suelos poco uniformes y adherentes, que un vehículo destinado a correr en circuito asfaltado de curvas rápidas como es nuestro caso. Por eso es importante conocer estos datos fundamentales, para optimizar nuestro diseño lo máximo posible y de esta manera intentar aproximar su rendimiento al 100%.

Es obvio que el sistema de suspensión de un Formula, se diseñará para ser funcional en todos los circuitos que componen una temporada o año de carreras, pero, para facilitar dicha tarea, se ha optado por centrar el estudio en un circuito en concreto, el Circuit de Catalunya, que será objeto de un estudio detallado y cuya suspensión a diseñar, se intentará optimizar lo máximo posible para funcionar de manera óptima en dicho entorno.

2.2. El circuito

El Circuit de Catalunya, se trata de un autódromo situado en la población de Montmeló, en la provincia de Barcelona, España. Inaugurado en el año 1991, tiene un aforo de 131.000 espectadores, y acoge diversas competiciones entre las que destacan el Gran Premio de España de Fórmula 1. Debido a que es uno de los circuitos más utilizados para los ensayos de los diferentes equipos de F1, la gran mayoría de pilotos están muy familiarizados con el mismo.

2.2.1. Trazado

De su trazado destaca la larga recta de meta de más de 1 km de longitud. El resto del circuito combina curvas y contracurvas rápidas con horquillas y una recta.

El circuito ha sufrido una pequeña remodelación a principios de 2007, al introducirse una "chicane" en la curva del estadio, reduciendo la velocidad de esa curva. La escapatoria de esa chicane es de asfalto, a diferencia de las típicas escapatorias de grava, y han instalado un sistema nuevo de absorción de impactos, que aseguran la integridad del piloto hasta velocidades de 200km/h.

El número de curvas que componen el circuito es de 16, cada una con una denominación característica y comercial, que nosotros simplificaremos mediante números. En la figura 2.1 se observa dicha numeración, y será la que se utilizará a partir de ahora para designar las diferentes partes que componen el circuito.

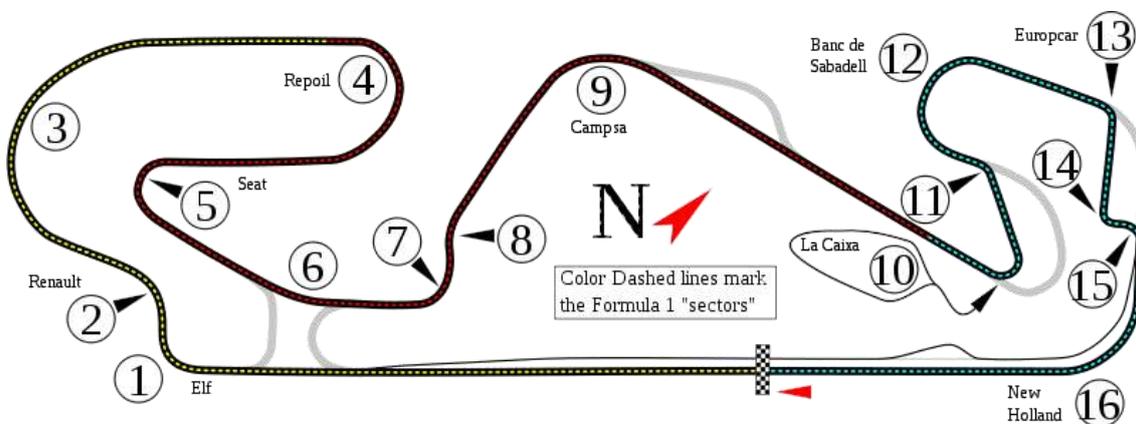


Figura 2.1. Esquema general del trazado del "Circuit de Catalunya"

El circuito tiene una longitud total de 4,627 Km (2.875 millas) y es considerado como un circuito de dificultad media.

2.3. Telemetrías

Una herramienta fundamental en el mundo de la fórmula 1 y sus derivados son la telemetría.

La telemetría es una tecnología que permite la medición remota de magnitudes físicas y el posterior envío de la información hacia el operador del sistema. Fue desarrollada en 1915, a mediados de la primera guerra mundial, por el alemán Khris Osterhein y el italiano Franchesco Di Buonanno para medir a qué distancia se encontraban objetivos de artillería.

El envío de información hacia el operador en un sistema de telemetría se realiza típicamente mediante comunicación inalámbrica, aunque también se puede realizar por otro medios (teléfono, redes de ordenadores etc.). Los sistema de telemetría reciben las instrucciones y los datos necesarios para operar desde el Centro de Control.

En el caso de la F1, la telemetría ofrece en vivo todos los datos y mediciones de los coches de F1 en tiempo real tales como los tiempos por vuelta, revoluciones del motor, presión de aceite, velocidad del viento, recorrido de la suspensión, constantes vitales del piloto etc. Esta herramienta es fundamental para conocer las condiciones reales de funcionamiento de un monoplaza.

En el presente proyecto se disponen de las telemetrías de F1 de Motor Hispania Racing Team en una vuelta del trazado de Montmeló cuyas características, extraídas de la página web oficial de Motor Hispania Racing, se definen en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Características básicas del Hispania F1 F111

Vehículo y chasis	Hispania F1 Racing team 2010, F111
Motor	Cosworth CA20101 V8
Temperatura ambiente	31,9°C
Temperatura de la pista	40,6°C
Tiempo de vuelta completa	1,28,811
Lluvia	0
Humedad relativa	60%

A continuación se muestran gráficamente los diferentes datos de las telemetrías obtenidas en dicha vuelta³.

Cabe decir que se mostrarán únicamente los datos de telemetría que nos son útiles para nuestro objetivo y diseño, ya que el abanico de datos es mucho más amplio del que se muestra a continuación, podemos disponer de por ejemplo datos sobre la caja de cambios, entradas del piloto, meteorología, pero no son necesarios para elaborar este proyecto.

- Velocidad por unidad de distancia:

En la figura 2.2 se muestran los valores de velocidad instantánea (ordenadas) en km/h frente a la posición instantánea en metros del vehículo, (abscisas) teniendo en cuenta que la posición 0 corresponde a la línea de meta del circuito cuando el monoplaza pasa por primera vez en esa vuelta, y que la posición 4,627 corresponde igualmente a la misma línea cuando el vehículo ha finalizado la vuelta.

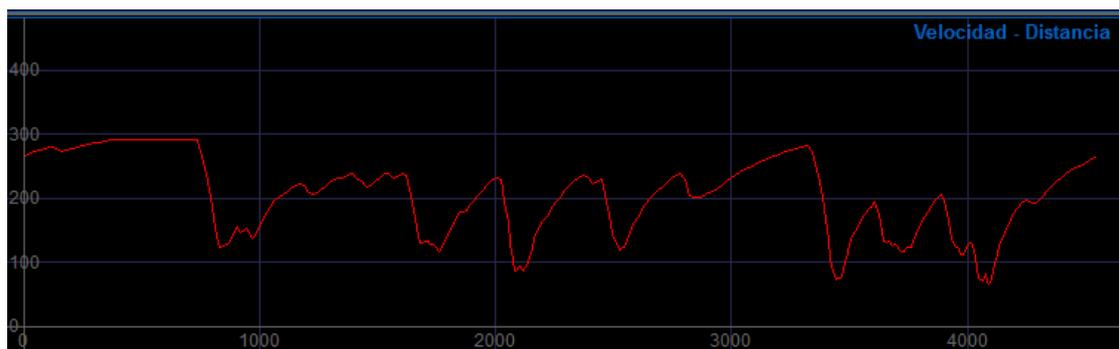


Figura 2.2. Valores de velocidad en función de la posición del vehículo en la pista

Velocidad máxima: 291,3 km/h

Velocidad media: 184,7 km/h

Velocidad mínima: 66,9 km/h

- Aceleración del chasis XYZ:

En la figura 2.3 se observan los valores de aceleración instantánea del chasis del vehículo medido en G (ordenadas) frente a la posición del vehículo en el circuito en metros (abscisas). Disponemos de los valores de aceleración longitudinal, representados en el gráfico bajo el nombre de

³ Datos cedidos por F1 Challenge 99-02 Telemetry V.2003.14.373. Software 2003.

Aceleración Larg, que sigue la dirección X que nosotros tomamos como referencia en las coordenadas del vehículo en este proyecto respetando el signo del sentido establecido. En cuanto a aceleración transversal, se representa como Aceleración Lat, (eje Y) y aceleración vertical como Aceleración Vert, (eje Z).

Disponer de estos datos, facilitan el cálculo de las fuerzas a las que estarán sometidos los diferentes elementos que componen el vehículo, además de aproximar de manera más realista los resultados.

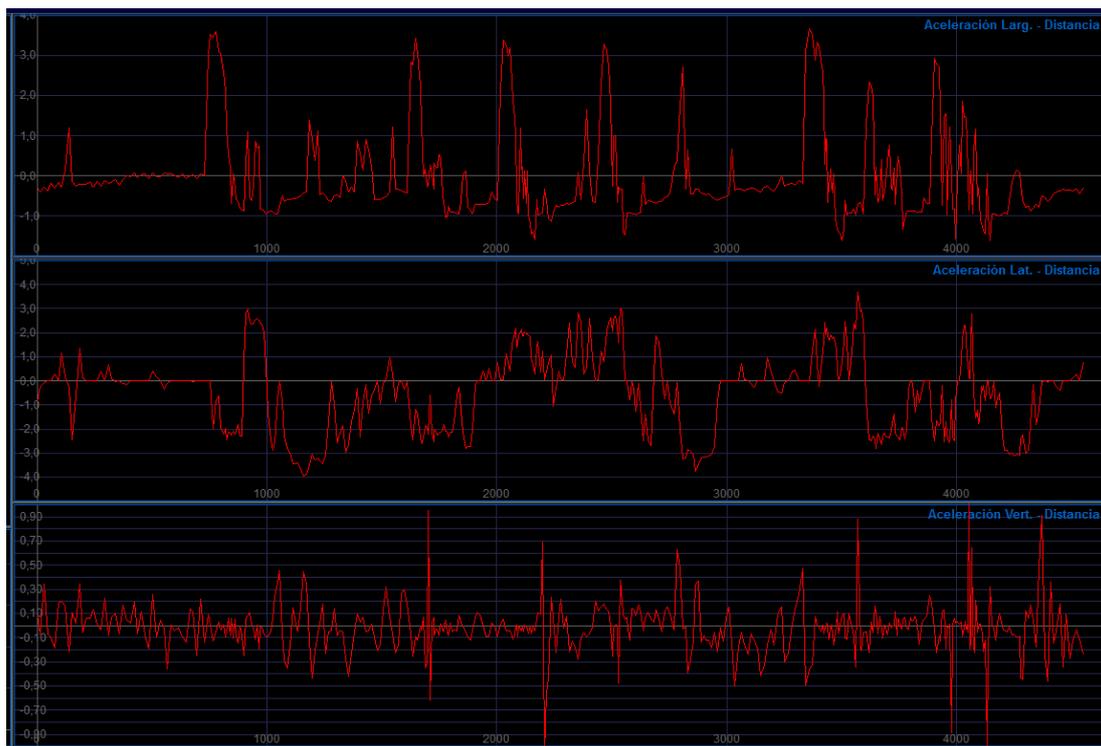


Figura 2.3. Valores de aceleración del chasis del vehículo en función de la posición de este en la pista

Aceleración Larg.

Máxima positiva: 3,67 G

Media: -0,04 G

Máxima negativa: -1,70 G

Aceleración Lat.

Máxima positiva: 3,7 G

Media: -0,45 G

Máxima negativa: -3,95 G

Aceleración Vert.

Máxima positiva: 1,27 G

Media: -0,03 G

Máxima negativa: -1,14 G

En la tabla 2.1 se tabulan de forma más comprensible las acciones físicas y de interpretación más cotidiana que corresponden a cada signo, positivo o negativo de cada una de las aceleraciones descritas.

Tabla 2.1. *Interpretación de los signos en función de las acciones físicas del vehículo*

Tipo de aceleración	Signo	Interpretación física
Aceleración longitudinal	+	Frenada
	-	Aceleración
Aceleración lateral	+	Giro a izquierdas
	-	Giro a derechas
Aceleración vertical	+	Cambio de rasante convexo (tracción de la suspensión)
	-	Cambio de rasante cóncavo (compresión de la suspensión)

En cuanto a la combinación de aceleraciones laterales y longitudinales, podemos observar en la figura 2.4 un gráfico de dispersión que nos muestra los valores en coordenadas cartesianas de las aceleraciones tanto en eje Y de nuestro sistema de referencia (laterales, representadas en el eje de abscisas del gráfico) como en el eje X (longitudinales, representadas en el eje de ordenadas) tomados dichos valores en diferentes instantes de tiempo a lo largo de la vuelta. Todos los valores están representados en G.

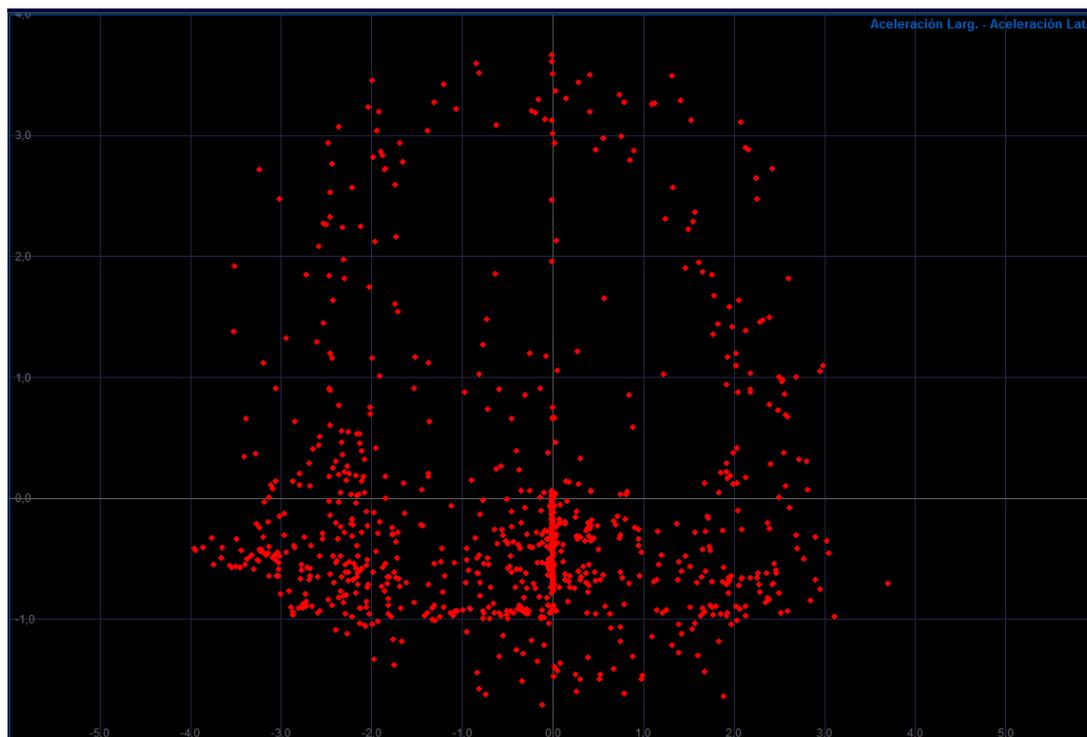


Figura 2.4. Diagrama de dispersión de los valores de aceleración del chasis del vehículo

2.4. Condiciones especiales

Las telemetrías que hasta ahora se han visto, pertenecen a una vuelta rápida del circuito de Montmeló, donde se han tomado mediciones empezando la vuelta ya en movimiento, no desde parado, por lo que hay que "ensayar" el vehículo en diferentes condiciones las cuales no aparecen en las telemetrías ya vistas, y estas son, la salida desde parado en la parrilla de salida (donde el motor se revoluciona de manera considerable picando embrague para efectuar una salida lo más rápida posible, lo que seguramente inducirá solicitaciones elevadas que hay que analizar) y la parada en boxes, donde se entra a 80km/h y se para hasta 0km/h, situación que no se da en todo el recorrido normal del circuito, ya que la velocidad mínima es de 66,9km/h como ya se ha visto anteriormente, por lo que la física del vehículo a velocidades reducidas no se tiene en cuenta en las telemetrías anteriores y por lo tanto se analizará a continuación.

Se han realizado dos ensayos, para ensayar la frenada hasta la detención del vehículo, se ha entrado a una velocidad de 140km/h en la recta principal del circuito, para que, sobre el metro número 50 de la pista detener el vehículo hasta su parada y de esta manera recoger los datos telemétricos.

Para tomar los datos telemétricos de la máxima aceleración desde parado, una vez se ha detenido el vehículo debido al ensayo anterior, a continuación se ha salido desde punto muerto, elevando las revoluciones del motor a un régimen algo más elevado del par máximo del motor para que la salida sea lo más óptima y a la vez brusca posible, y soltando embrague de golpe.

Como el vehículo dispone de control de tracción con capacidad de ser desactivado, durante el ensayo ha estado activado para que la salida sea lo más efectiva posible (difícilmente un piloto efectuará una salida más rápida sin control de tracción que con control de tracción, por muy elevada que sea su pericia, y más teniendo en cuenta la alta tecnología de los componentes electrónicos de un F1). Los dos ensayos se han realizado en ese punto métrico del circuito, debido a que es donde se sitúa la parrilla de salida, además de la estación de boxes (a pesar de estar paralela al circuito, pero con unas características muy similares), por lo que la dinámica que experimentará el vehículo al iniciar la carrera en la parrilla de salida y su detención en Boxes será parecida a la ensaya de esta manera.

Una vez realizado el ensayo se han recogido los datos. En la figura 2.5 podemos observar los valores de velocidad respecto a la posición del vehículo en la pista, el gráfico de color gris corresponde a la telemetría del ensayo de salida-parada, y el gráfico verde, corresponde a los datos tomados de la vuelta rápida anteriormente ensayada. Se ha superpuesto las dos gráficas para hacer comparaciones con más facilidad.

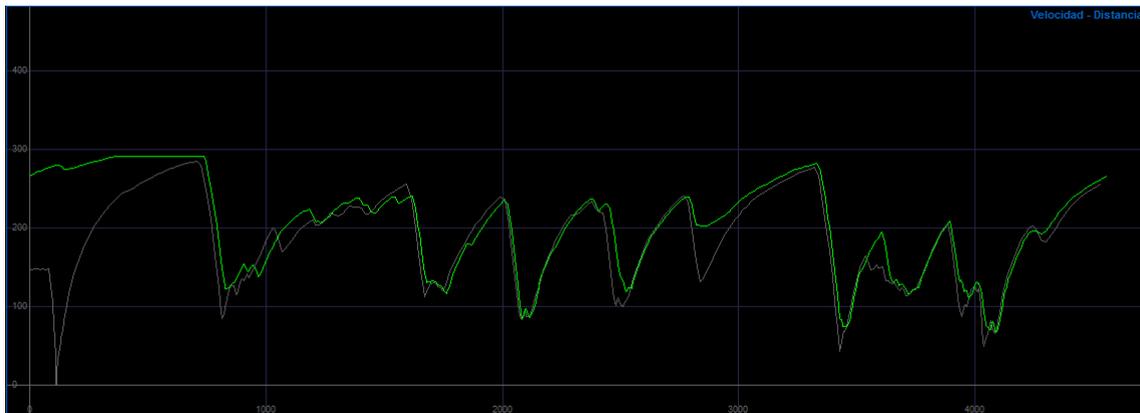


Figura 2.5. La línea gráfico velocidad/posición, donde la línea verde representan los datos de la vuelta rápida, y la línea gris representa los datos del ensayo parada-salida

Entre la distancia 0m y la distancia 1000m, que corresponde aproximadamente a la recta principal, al inicio de esta, se puede observar claramente que se ha realizado el ensayo ya mencionado, la velocidad de

entrada (140km/h) desciende bruscamente al llegar al metro número 50 de la pista aproximadamente hasta su detención (frenada), para luego, desde el mismo punto y en parado, salir con la máxima aceleración que el vehículo nos puede proporcionar, hasta llegar a una velocidad de aproximadamente, 280km/h.

Los datos interesantes, son de aceleración del vehículo, en la figura 2.6 se muestran los datos de ambos ensayos.

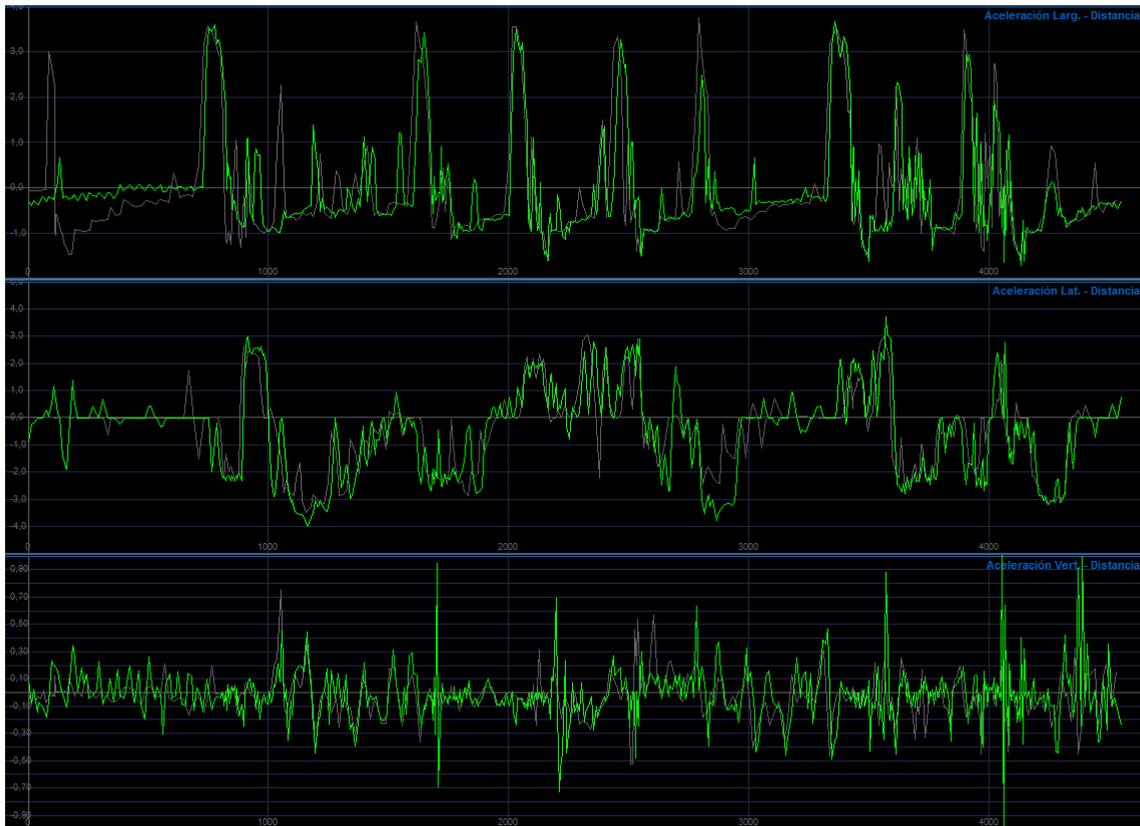


Figura 2.6. Datos telemétricos de ambos ensayos, con valores de aceleración instantánea en X, Y y Z respecto a la posición del vehículo a lo largo de la pista

Los datos obtenidos en G's se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 2.2. Datos de aceleración máxima en los ensayos especiales

Aceleración	Ensayo	Vuelta rápida
-------------	--------	---------------

frenada/salida		
Máxima	3,65	3,67
Media	-0,05	-0,04
Mínima	-1,62	-1,70

Como se aprecia, en el ensayo de frenada/salida se han registrado valores menores de aceleración longitudinal, veamos, en el caso concreto de la aceleración y la frenada realizadas (primeros metros de la pista) cuales son los valores máximos tanto positivos como negativos registrados.

En la figura 2.7 se ve en detalle la sección de telemetría correspondiente a, concretamente, la aceleración y la frenada.

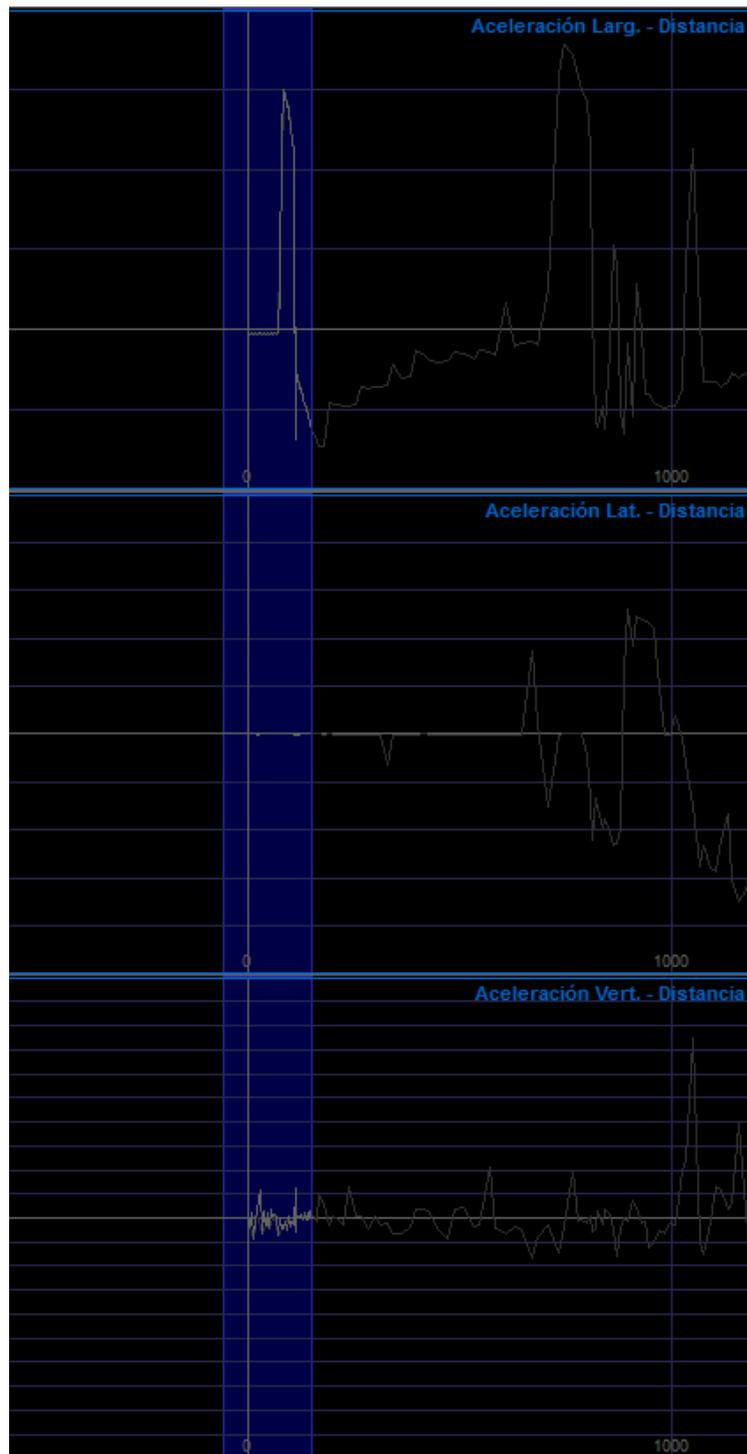


Figura 2.7. *Detalle de los valores de aceleración en X, Y y Z de la aceleración y la frenada*

Como se ve en el gráfico de aceleración longitudinal (Larg) en la zona negativa de la gráfica (vehículo acelerando), el gráfico empieza con una línea prácticamente vertical hasta llegar a un valor de aceleración de $-1,38\text{ G}$, para a partir de ahí, bajar instantáneamente su valor hasta prácticamente la

mitad (-6,3G) para luego seguir avanzando con un valor de pendiente mas suavizado hasta un valor de -1,49G. Este fenómeno que a priori puede parecer extraño, se debe simplemente a la maniobra de salida empleada, como se ha dicho, el piloto a la hora de salir, mientras esta en parado en punto muerto, mantiene el motor a un determinado régimen de revoluciones, para que, posteriormente, soltar el embrague bruscamente y empezar a "empujar" el vehículo. Ese "empujón" que da el motor una vez encajamos el embrague es lo que se puede interpretar como esa recta vertical, a continuación, el motor, que estaba sobre revolucionado, al intentar mover el coche, bajará de golpe sus revoluciones hasta entrar en su régimen óptimo necesario para mover el coche y posteriormente acelerarlo de forma progresiva. Todos esos valores de aceleración están registrados, y en la tabla siguiente se pueden ver los máximos, en G's.

Tabla 2.3. *Valores máximos de aceleración*

Máxima	3,01
Media	-0,02
Mínima	-1,49

Como se aprecia en la tabla, los valores de aceleración máximos son menores durante una aceleración desde parado y una frenada hasta detener el vehículo en esa misma posición del circuito, que a lo largo del recorrido del resto de la pista en una vuelta rápida, esto se debe a muchos factores dinámicos, la forma de la pista etc. En la figura 2.8 se muestra remarcada en azul claro, la zona de los tres gráficos donde se ha producido la mayor aceleración, longitudinal positiva (frenada), como se ve, si miramos el gráfico de aceleración vertical, en ese mismo instante, el vehículo está sometido a aceleraciones verticales negativas (compresión de la suspensión) lo que favorece la frenada ya que estamos aumentando la fuerza normal en los neumáticos y por lo tanto, la fuerza de fricción. Otros factores a tener en cuenta son la inclinación de la pista, (un vehículo habitualmente frenará antes si circula por una subida) la suciedad de la misma (aunque en este proyecto no se tiene en cuenta) etc.

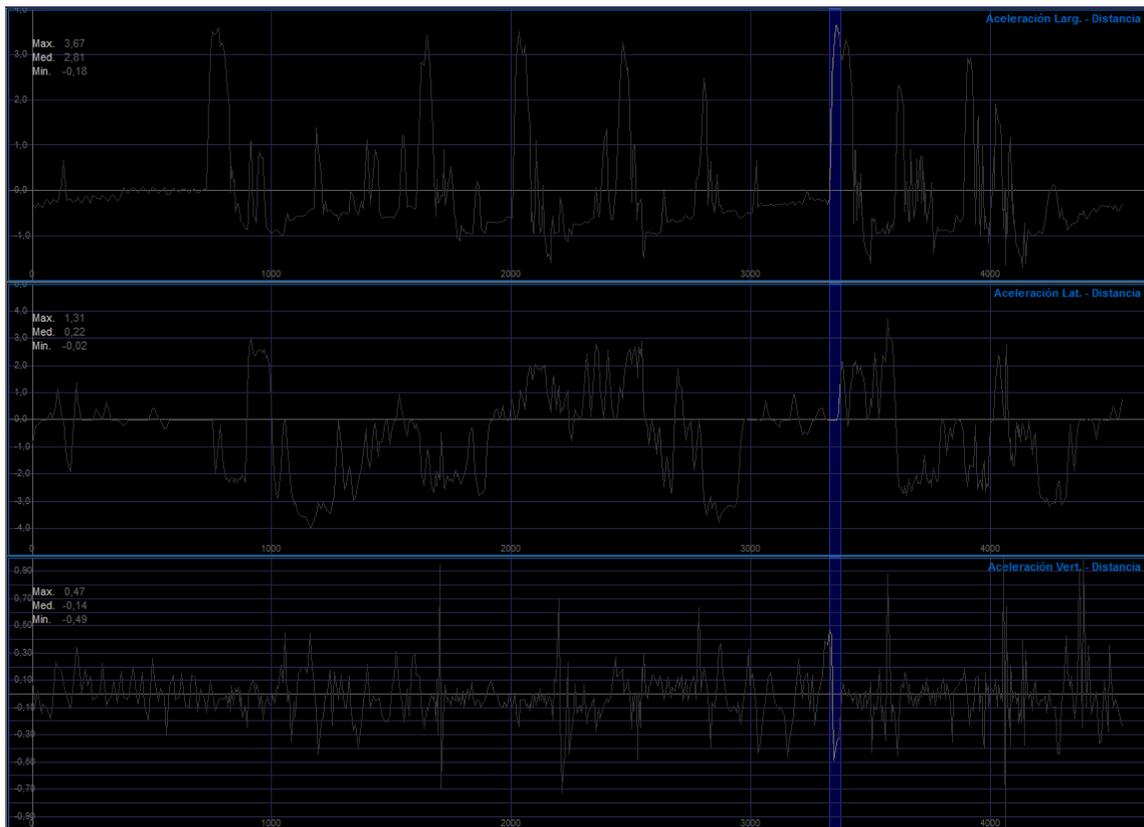


Figura 2.8. Remarcado con una barra azul la zona de las gráficas donde se encuentra la máxima aceleración longitudinal positiva

CAPÍTULO 3

ESTUDIO DE LOS NEUMÁTICOS

3.1. Introducción

Los neumáticos son una parte fundamental en el comportamiento de un vehículo, es la única parte de esta que verdaderamente está en contacto con el pavimento y que transmite la potencia, agarre y frenada del automóvil al suelo. Su funcionalidad está íntimamente ligada al sistema de suspensión, que es la encargada de mantener las ruedas pegadas a la carretera en todo momento a la vez de absorber y mitigar en la medida de lo posible las irregularidades del terreno. Es esencial por tanto estudiar a fondo estos elementos tan importantes que son los neumáticos, para tener claro cómo enfocar el diseño de la suspensión y hacer de esta lo más funcional posible para nuestro caso.

3.2 Sistema de referencia

Para el estudio detallado del conjunto rueda, primeramente se establecerá un sistema de referencia para facilitar la descripción precisa de las condiciones operativas, fuerzas y momentos que actúan en el neumático, el

esquema es el mostrado en la figura 3.1, y definido de la siguiente manera:

- Eje X. Definido por la recta de intersección del plano medio de la rueda y el plano de la superficie de rodadura, con sentido positivo coincidente con el de avance del vehículo.
- Eje Z. Es el eje perpendicular al plano de la superficie de rodadura y su sentido positivo hacia el suelo.
- Eje Y. Es el eje perpendicular a los anteriores que forma con ellos un sistema ortogonal a derechas.
- El origen del sistema de referencia coincide con el centro de la huella de contacto.

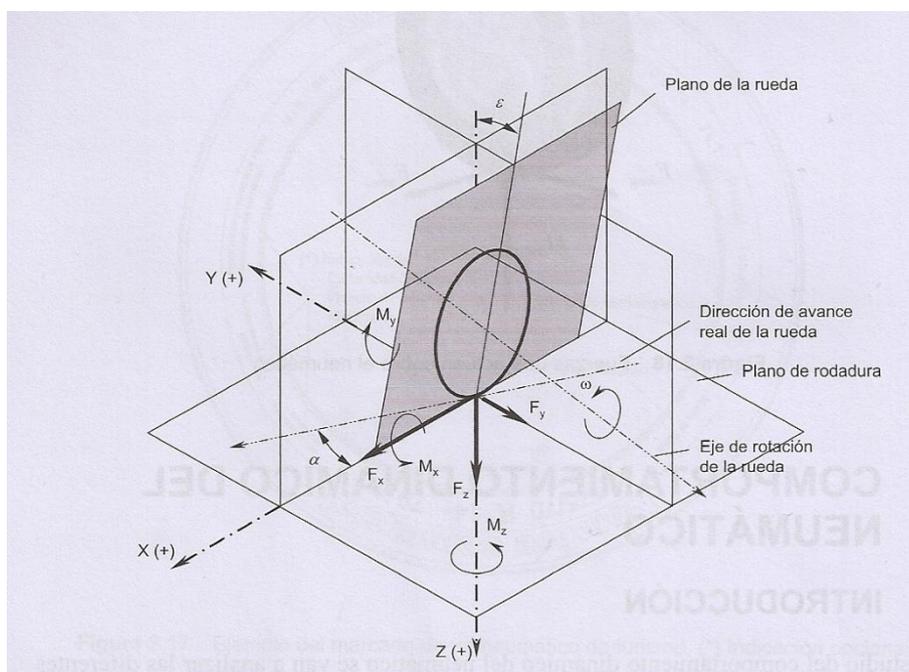


Figura 3.1. Sistema de referencia empleado para el estudio de los neumáticos.

3.3 Fricción

Todo elemento sólido, sometido a una determinada fuerza contra una superficie más o menos rugosa, ejerce una fuerza de fricción contraria al movimiento de este a lo largo de la superficie en contacto. Un neumático no es menos, y las fuerzas de fricción originadas se deben principalmente a dos motivos:

- Adhesión: Las fuerzas de adhesión son originadas principalmente por la atracción entre las moléculas del neumático en contacto con las moléculas de la pista, cuando se someten a una alta presión

localizada. Cuando giramos desplazamos la rueda, ese enlace se rompe bruscamente y se genera una disipación de energía dando lugar a las fuerzas de fricción.

- Histéresis: Estas fuerzas se generan por la constante deformación de la superficie del neumático en contacto bajo presión con las irregularidades (a pequeña escala) de la pista o asfalto. Cuando se deforma la banda de rodadura, para recuperar la forma inicial, se genera una fuerza en sentido contrario a la que provoca la deformación. Toda la energía no se recupera, disipándose en forma de calor y generando también, fuerzas de fricción.

3.4. El neumático sometido a esfuerzos verticales

3.4.1 *Distribución de presiones*

Las fuerzas verticales que soportan los neumáticos son debidas básicamente al peso de la estructura general de vehículo y a esfuerzos dinámicos del vehículo, como por ejemplo la transferencia de carga que sufren los neumáticos al pasar por una curva y de lo que hablaremos más adelante.

Un neumático, al ser sometido a una carga, distribuye la misma en forma de una huella de presión ejercida en el suelo. La forma y distribución de esta huella depende de muchos factores, entre ellos la presión de inflado, el tipo de carcasa, etc. Aunque en movimiento, es decir, con el vehículo circulando, la fuerza que se podría considerar como resultante ejercida por el neumático sobre la pista (y por lo tanto por la pista sobre el neumático teniendo en cuenta la tercera ley de Newton) cuya posición siempre está ligeramente adelantada respecto al eje del vehículo. En la figura 3.2 podemos apreciar la distribución de fuerzas verticales y su resultante respecto a la dirección de avance del vehículo indicada.

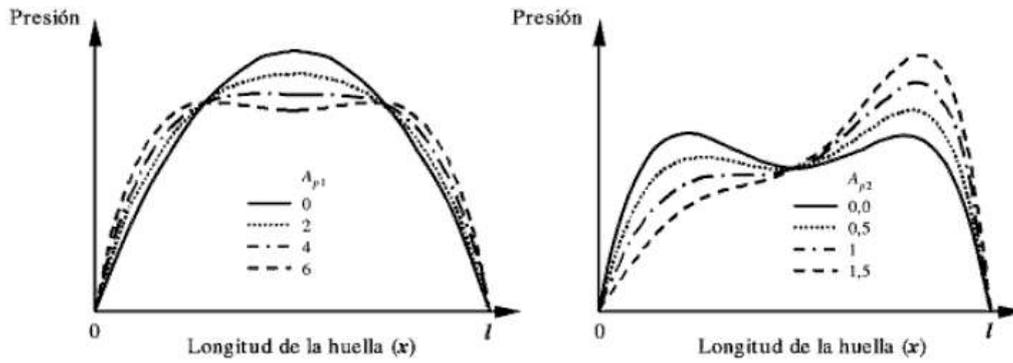


Figura 3.2. Distribución de fuerzas verticales

3.4.2 Rigidez radial del neumático

Un neumático no es un sólido rígido, tiene un cierto grado de elasticidad, y es importante conocerlo para tenerlo en cuenta cuando diseñamos la suspensión. Sometido a diferentes fuerzas verticales entonces, un neumático sufre una deformación que modifica su radio. Es importante conocer pues, la rigidez radial del mismo.

La rigidez radial del neumático se expresa como (1).

$$K_{zn} = \frac{\partial F_z}{\partial z} \quad (1)$$

Esta rigidez varía en función de muchos parámetros tanto constructivos del neumático (ancho de llanta, estructura de la cubierta, en ángulo de deriva) como de solicitaciones a las que sometamos al mismo (velocidad de giro, fuerza vertical).

En la figura 3.3 se muestran diferentes valores de deformación de un neumático de un vehículo convencional en función de la presión de inflado y la carga vertical.

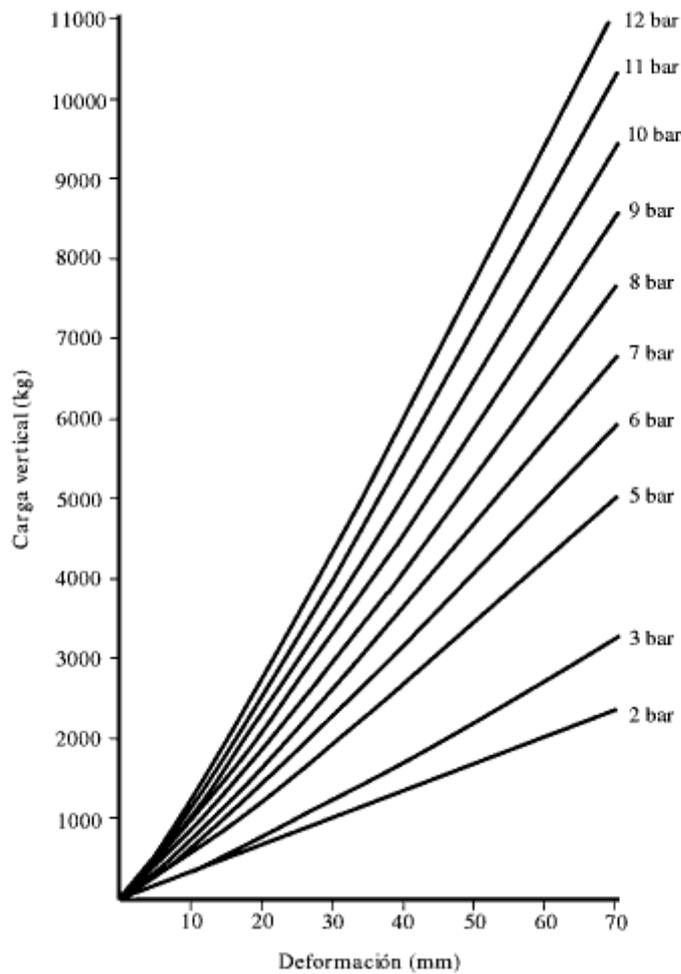


Figura 3.3. Valores de deformación de un neumático en función de la presión de inflado y la carga vertical

3.5 En neumático sometido a esfuerzos longitudinales

En este apartado se estudiarán los efectos de los neumáticos bajo la dirección X de su sistema de referencia.

Cuando existe rodadura pura, y simplificando la constitución del neumático como la de un círculo perfecto rígido, en el punto A de la figura 3.4 que se considera como el punto de contacto neumático-calzada es el C.I.R. del mismo en ese instante determinado. Cuando lineal en ese punto es mayor que la velocidad lineal de avance del vehículo, tenemos deslizamiento del neumático.

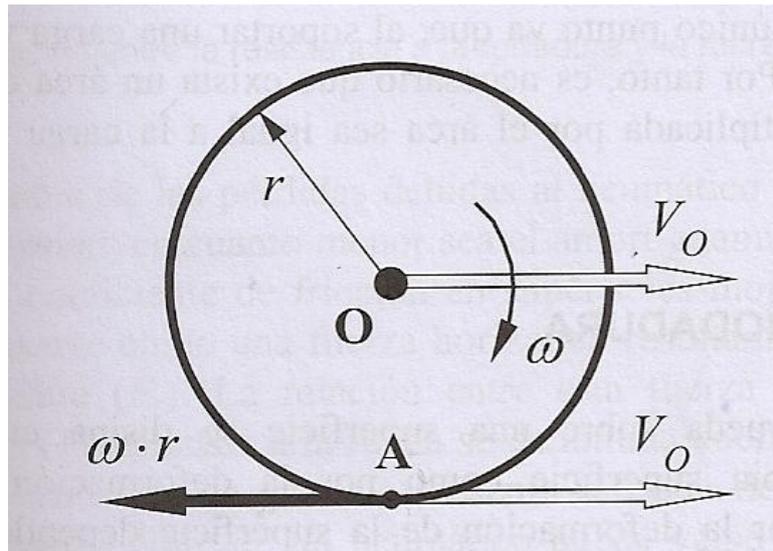


Figura 3.4 Punto de contacto entre neumático y calzada

En la vida real el contacto neumático-calzada no es puntual, en realidad tenemos un área de interacción tal que multiplicando la presión de contacto por la misma nos dará la fuerza resultante que tiene que soportar el neumático y por lo tanto la suspensión.

3.5.1 Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura, es una de las tres resistencias fundamentales que se oponen al avance de un vehículo, la podemos considerar como una fuerza en sentido contrario al avance y que se opone al mismo, incrementando su magnitud a medida que aumentamos la velocidad además de muchos otros factores.

Esta resistencia se debe a dos factores, primeramente, hay que comprender que cuando un neumático rueda por una superficie disipa energía, tanto por la deformación propia de la superficie como por la deformación del propio neumático al no ser este un sólido rígido. Cuando hacemos girar el neumático, este se deforma cuando empieza a entrar en contacto con el asfalto. Como la estructura de la cubierta, (además del aire interior del neumático que está a presión) tienen un cierto grado de carácter de amortiguamiento, lo que genera calor (histéresis) y pérdida de energía motriz.

Debido entonces a esta deformación del neumático, como ya se ha explicado en el apartado 3.5, la fuerza resultante en el neumático referente al peso del vehículo cuando está rodando está ligeramente desplazada hacia

adelante, lo que provoca un par en sentido contrario al movimiento de giro del neumático.

En definitiva la fuerza que se opone al avance del vehículo la se llamará (F_r), y la relación entre esta fuerza y la carga normal a la superficie de rodadura (P) aplicada a la rueda se denomina conoce como coeficiente de resistencia a la rodadura, ecuación (2).

$$f_r = \frac{F_r}{P} \quad (2)$$

Y en la figura 3.5 se puede ver una representación gráfica de dichos parámetros.

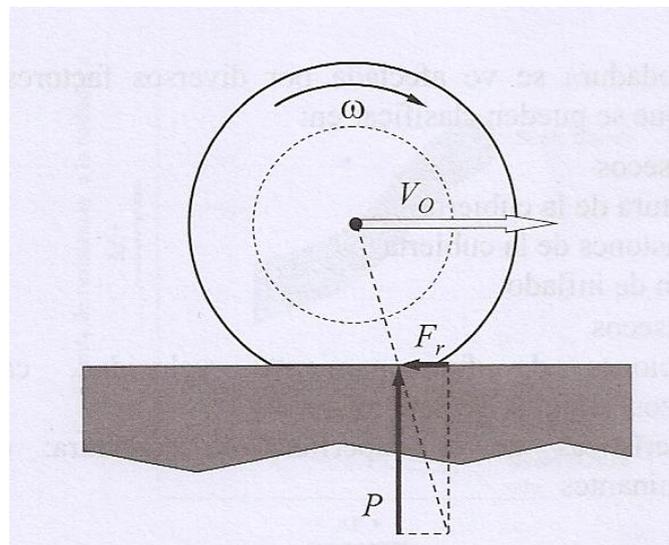


Figura 3.5. Relación entre la resistencia a la rodadura y la fuerza de reacción normal

Dicha resistencia a la rodadura aumenta principalmente con la velocidad, como es de esperar.

Para caracterizar este fenómeno, lo mejor es acudir a los ensayos reales que sean necesarios, ya que es verdaderamente difícil caracterizar matemáticamente la rodadura, teniendo en cuenta que intervienen tantos factores en ella como la dureza del terreno, la dureza de la carcasa del neumático, la presión de inflado, el tipo de neumático, su construcción etc.

3.6 Comportamiento del neumático ante esfuerzos de tracción

Cuando un neumático gira, si tomamos un punto de la superficie de este como objeto de estudio, durante la rodadura, dicho punto entra en contacto con el suelo y se mantiene retenido gracias a la adherencia. Los puntos que vienen detrás de este, también son retenidos, hasta que el primer punto pasa del centro del área de contacto. En este instante los puntos que ya abandonaron en área de contacto tiran de este, y como la presión vertical en esa zona empieza a disminuir considerablemente, el punto empieza a deslizar para posteriormente abandonar el área de contacto. Este fenómeno se llama pseudodeslizamiento.

El pseudodeslizamiento longitudinal del neumático está relacionado con las fuerzas longitudinales generadas en el contacto del neumático con el suelo, y por ende, con la relación entre el esfuerzo F_x y la carga vertical F_z que gravita sobre el mismo, denominado coeficiente de adherencia en tracción μ_{xt} .

El valor de pseudodeslizamiento se puede caracterizar con valores comprendidos entre 0 y 1, donde el valor de cero cuando la rueda está en rodadura pura, y uno cuando esta patine.

El valor del coeficiente de adherencia de tracción responde a diferentes valores dependiendo del grado de deslizamiento de la rueda (pseudodeslizamiento).

En la figura 3.6 se puede observar a nivel gráfico, como el valor de la adherencia en tracción aumenta al principio de manera lineal con el pseudodeslizamiento hasta llegar a un valor máximo, alrededor de un valor de pseudodeslizamiento de 0,15.

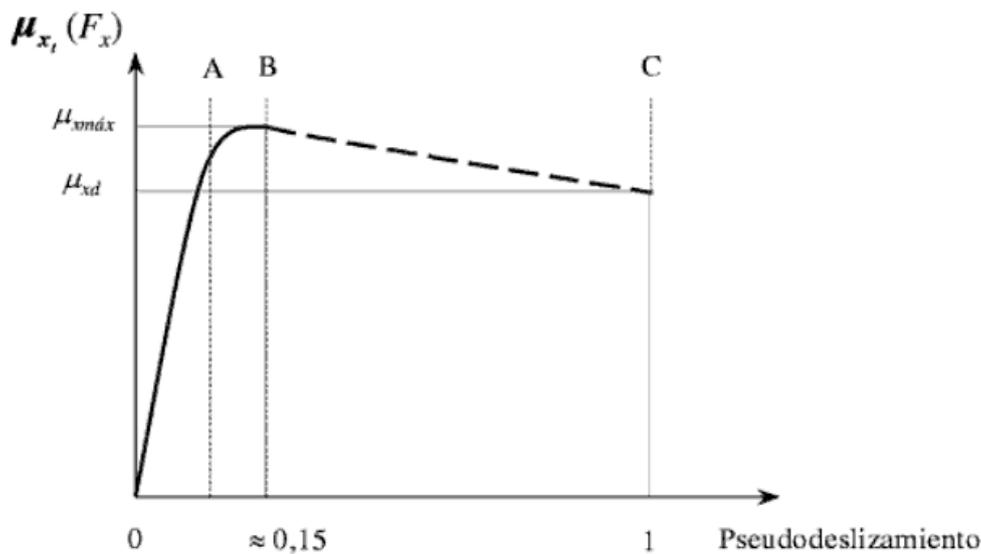


Figura 3.6. Valores de adherencia en relación con el pseudodeslizamiento en un neumático convencional

3.7 Comportamiento del neumático ante esfuerzos de frenada

El caso de la frenada es semejante al de tracción, pero al revés, en este caso, cuando se bloquea la rueda, tenemos un valor de pseudodeslizamiento=1.

El frenado afecta en el neumático de manera que la zona de la carcasa que entra en contacto con el suelo sufre estiramiento, mientras que la zona de salida esta se comprime.

La relación entre el coeficiente de adherencia longitudinal en frenada y el pseudodeslizamiento es muy similar a cuando tenemos tracción. El punto óptimo de frenada entonces estaría alrededor de 0,15 también.

De todo esto se deduce que la misión fundamental de los sistemas ABS en el caso de frenada y ASC (control de tracción) en el caso de aceleración es mantener los neumáticos trabajando siempre bajo su punto de pseudodeslizamiento óptimo, para disponer en todo momento del máximo coeficiente de adherencia en las ruedas.

3.8 Coeficiente de adherencia longitudinal

El coeficiente de adherencia máximo de un neumático se ve afectado por diversos factores, entre ellos, la velocidad lineal del neumático, el dibujo de la banda de rodadura, la carga vertical, presión de inflado y por supuesto, las características y estado de la superficie de rodadura.

Un factor muy importante respecto al valor de los coeficientes $\mu_{x\max}$ y μ_{xd} es que disminuyen de valor a mayor velocidad del vehículo.

En la figura 3.7 puede apreciarse como influye el valor de adherencia longitudinal sometido al efecto de diferentes valores de carga vertical, cuanto mayor sea esta, menor será el valor del coeficiente de adherencia longitudinal, por lo tanto, cuanto más ligero sea el vehículo, mejor capacidad tendrán sus neumáticos para acelerar y frenar, sin contar la influencia que tiene en ambas acciones el tema de las inercias al querer frenar o acelerar un vehículo más pesado.

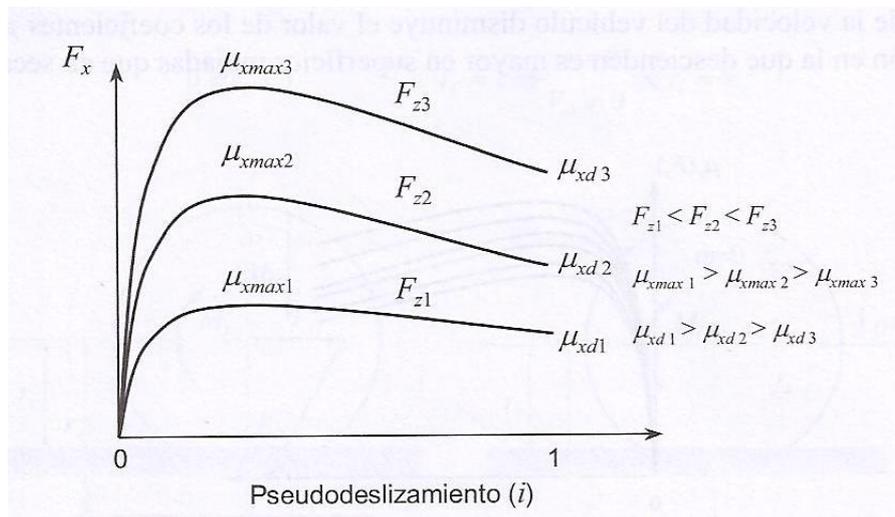


Figura 3.7. Adherencia longitudinal en función de la carga vertical en un neumático convencional

3.9 Comportamiento transversal del neumático

A continuación se procederá a estudiar el comportamiento y los efectos que tiene sobre los neumáticos el hecho de que los sometamos a esfuerzos transversales.

3.9.1 La deriva (slip) y su relación con la fuerza transversal

Cuando el neumático circula sometido a una fuerza lateral, su movimiento en relación con el suelo sigue una dirección que forma un ángulo con respecto al plano medio de la rueda, ángulo que se denomina deriva o slip en inglés (α).

La figura 3.8 representa la huella de contacto en el suelo y la dirección y forma adquirida por las fibras de un conjunto neumático-llanta, visto en planta desde arriba, como si el neumático fuera transparente.

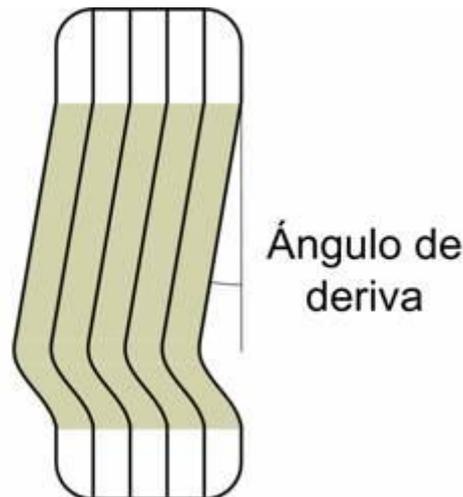


Figura 3.8. Esquema de la deriva producida en un neumático sometido a fuerzas transversales

Es, en otras palabras, la proyección de la unidad inferior de la banda de rodadura con el camino que recorren las partículas de goma al girar la rueda. Ya que el neumático gira, ésta es una instantánea fugaz, ya que la materia que compone la huella se va renovando a cada giro, siendo no menos cierto que nuestro único contacto con la pista sólo se realiza a través de esta huella.

La fuerza transversal que se genera en la superficie de contacto ($F_{y\alpha}$) para oponerse a la sollicitación sobre el eje de la rueda (F_y), no es colineal con la proyección de ésta sobre el eje X. La distancia entre el punto en que actúa la fuerza transversal del eje Y es lo que se conoce como avance del neumático (d_a). El producto d_a por $F_{y\alpha}$ se denomina momento autoalineante puesto que se trata de un par que tiende a alinear el plano de la rueda con la dirección del movimiento, estabiliza el vehículo y ayuda a los neumáticos a volver a su posición de línea recta.

La fuerza transversal, se va incrementando desde la parte delantera de la huella hacia la parte trasera, teniendo el máximo en una posición retrasada respecto al eje de la rueda.

Cuando se comienza a solicitar transversalmente un neumático, por ejemplo, porque se entra en una curva después de circular en línea recta, la aparición del ángulo de deriva y de la fuerza transversal en la zona de contacto no se produce de forma inmediata, surgiendo un retraso en la respuesta. Esto es debido a que el neumático debe girar entre media vuelta y una vuelta completa hasta alcanzar la deformación necesaria para generar la fuerza de oposición ($F_{y\alpha}$). Esta deformación se llama longitud de relajación.

La longitud de relajación tiene una influencia importante cuando se circula en superficies irregulares como pueden ser los pianos de un circuito de F1. Al solicitar transversalmente el neumático en tales superficies, debido a las variaciones de la carga vertical que se producen en los neumáticos, la zona de deslizamiento puede extenderse a lo largo de toda la zona de contacto de la huella. Por este motivo, en este tipo de superficies se observa una menor capacidad de soportar esfuerzos transversales, siendo determinante el diseño de la suspensión para evitar en lo posible las variaciones de carga vertical.

Muchos han sido los ensayos para determinar la relación entre la fuerza transversal aplicada en un neumático y su ángulo de deriva, como todo, esta relación depende de forma considerable del tipo y construcción del neumático del que estamos hablando, pero en general, todos suelen presentar una relación como la que se muestra en la figura 3.9.

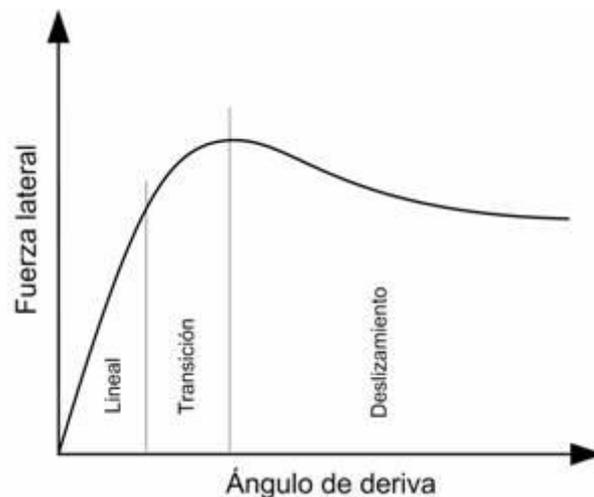


Figura 3.9. Relación entre la fuerza lateral ejercida en el neumático y el ángulo de deriva

En el desarrollo del ángulo de deriva pueden distinguirse tres diferentes etapas. En un primer tramo la relación entre fuerza lateral y deriva es aproximadamente lineal. Toda la superficie de la huella mantiene un perfecto contacto con el suelo, y el mecanismo que mantiene la adherencia es por tanto el de adhesión.

Dado que es la zona trasera de la huella la que sufre una mayor flexión, es allí donde se desarrolla la mayor parte de la fuerza lateral. Pero a consecuencia de ello, es la que primero alcanza el límite de adherencia de la goma con el suelo, y empieza a deslizarse; podemos decir que se satura. En estas áreas es la histéresis del neumático la que se hace responsable de mantener un cierto grado de adherencia.

Áreas más frontales de la huella aún no se han saturadas, por lo que todavía pueden incrementar su aporte a la fuerza lateral. En suma, la fuerza total sigue creciendo con la deriva, pero a un ritmo cada vez menor. Es la etapa de transición; el paso de la zona lineal a la de transición se produce aproximadamente a la mitad de la deriva de máximo agarre.

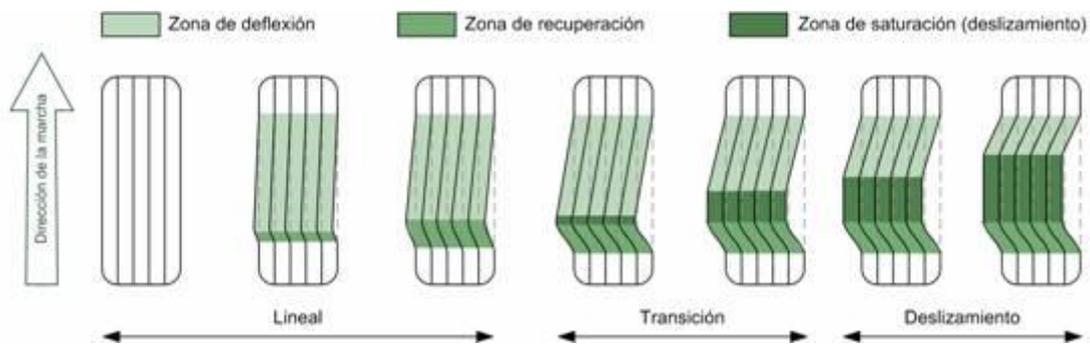


Figura 3.10. Diferentes etapas por las que pasa un neumático en función de la fuerza transversa y su ángulo de deriva

Llegado un momento, suficiente huella se encuentra saturada como para que el neumático sea incapaz de generar más fuerza lateral y alcanza su máximo, a partir del cual cae. Esto se refleja, por ejemplo, en una situación de subviraje pronunciado, en la que girar más el volante no hace sino empeorar las cosas, puesto que hacemos trabajar al neumático en la zona en que la adherencia disminuye. Lo conveniente es abrir un poco la dirección para acercarnos al ángulo de deriva óptimo, intentando recuperar la adherencia.

El ángulo de deriva en el que un neumático alcanza su máximo agarre lateral varía grandemente de unos modelos a otros y de su uso (de calle o competición), y para un neumático en particular, del peso que recae sobre él y de su grado de desgaste.

3.10 Influencia de las cargas verticales en el neumático

Un neumático, sometido a una carga vertical es capaz de soportar, hasta llegar a deslizar, una carga transversal determinada. Si aumentamos la carga vertical, la carga transversal capaz de soportar el neumático aumenta con esta, ese es el principio básico de por el que se someten los vehículos estilo Formula a cargas verticales descendientes debidas al "down force", para aumentar el agarre en curva. El problema, es que dicha capacidad de agarre aumenta con la carga, pero no de manera lineal, es decir, que la capacidad relativa para soportar un esfuerzo lateral disminuye con la carga.

En la figura 3.11 se puede ver graficado este fenómeno, para determinados ángulos de deriva, vemos como en un principio la fuerza transversal aumenta de forma lineal con el aumento de carga, para luego reducir gradualmente la pendiente y terminar cayendo.

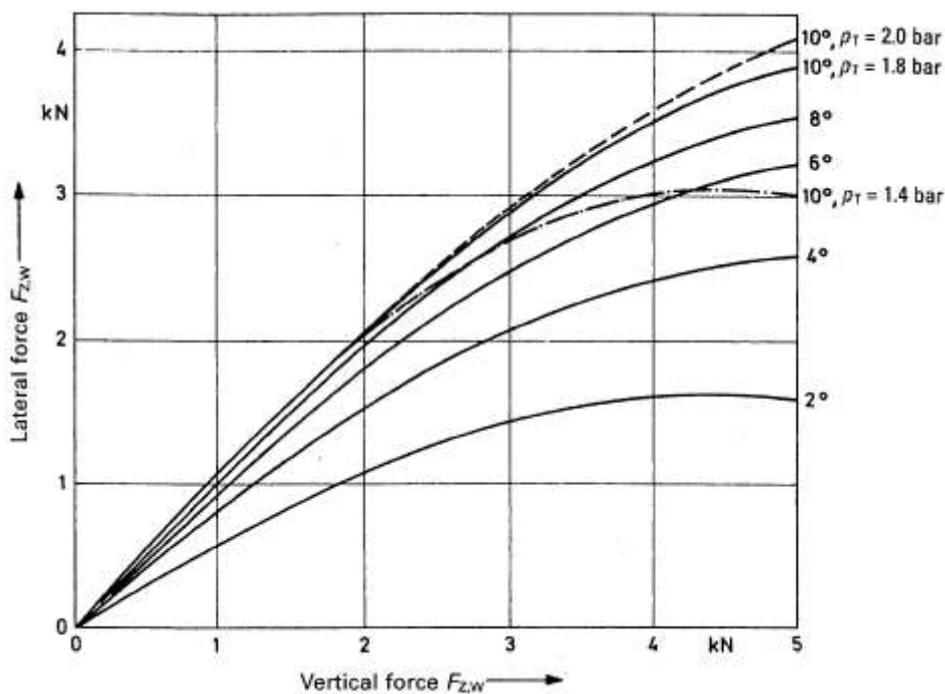


Figura 3.11. Capacidad de un neumático ejemplo de soportar esfuerzos laterales en función de la fuerza vertical y el ángulo de deriva

El problema que ocasiona este fenómeno es a la hora de tomar una curva, como se explicará más adelante, un vehículo al circular por una determinada trayectoria curvilínea, provoca una transferencia de carga, de

los neumáticos interiores a los exteriores, todo lo que se descarga en las ruedas del interior de la curva se carga en las ruedas exteriores, y, como el agarre lateral de los neumáticos frente a determinadas cargas verticales aumenta no linealmente, perderemos capacidad total de agarre. Para evaluar este efecto utilizaremos el coeficiente de deriva (C_α) y que responde a la ecuación (3).

$$C_\alpha = \frac{K_\alpha}{F_z} \quad (3)$$

Que no es más que el coeficiente entre la rigidez a deriva del neumático entre la fuerza vertical aplicada sobre el mismo.

Si sometemos a un vehículo a una carga transversal en parado, (F_y) los neumáticos del mismo eje soportarán ambos, teniendo en cuenta solo un eje del vehículo, la misma fuerza, que equivaldrá a ($F_y/2$). Al circular el mismo vehículo por una curva, al existir transferencia de carga, y ambas ruedas al tener el mismo ángulo de deriva por estar situadas en el mismo eje, al no ser la relación carga transversal/carga vertical lineal, la suma de las fuerzas que soportarán ambos neumáticos del mismo eje será menor que F_y lo que provocará que, para contrarrestar F_y los neumáticos aumentarán su ángulo de deriva, lo que deja claro que la transferencia de carga afecta de forma importante al comportamiento transversal del vehículo, afectando a la estabilidad el control direccional.

3.11 Elipse de adherencia

Cuando sometemos a un neumático, bajo una determinada carga vertical a una fuerza longitudinal, en cierta manera, estamos restringiendo su capacidad para soportar esfuerzos laterales y viceversa. A medida que aumentamos la sollicitación longitudinal, disminuimos el esfuerzo lateral que este es capaz de soportar. En la figura 3.12 vemos gráficamente que si aumentamos el valor del ángulo de deriva, el neumático disminuye su capacidad de soportar fuerzas longitudinales, a la vez que aumenta la capacidad de soportar esfuerzos transversales.

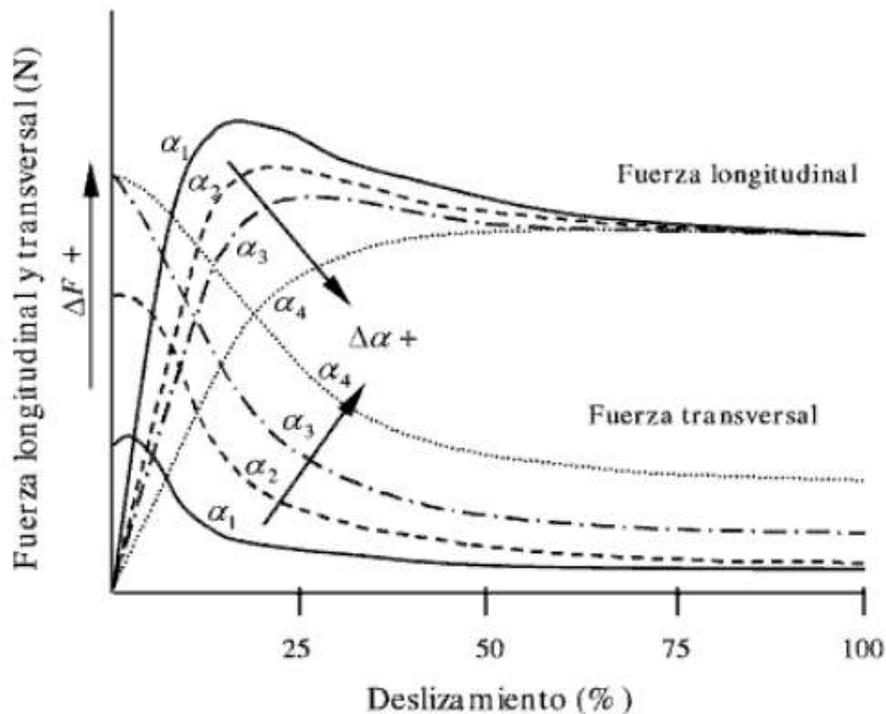


Figura 3.13. Capacidad de un neumático ejemplo de soportar fuerzas longitudinales y transversales en función del ángulo de deriva

En la figura 3.14 se representa la elipse de adherencia de un neumático sometido a un determinado valor de carga vertical, donde se relaciona mediante ejes cartesianos la fuerza transversal (F_y) y la fuerza longitudinal (F_x) la elipse exterior nos muestra el límite de la adherencia total disponible, si solicitamos al neumático ejemplo a un determinado valor de fuerza transversal y fuerza longitudinal y caemos dentro de la elipse, el neumático tiene capacidad para soportar esfuerzos más altos, es decir, se podría frenar más, acelerar más o aumentar el ángulo de dirección sin que se produjese pérdida de adherencia. En cambio, si el extremo del vector cae fuera de la elipse, el neumático produciría un patinaje inminente. Un pequeño aumento de la sollicitación haría que se saturase el neumático disminuyendo los esfuerzos admisibles. Hay que tener en cuenta que empíricamente, un neumático no presenta un comportamiento formado por una elipse perfecta, esto no es más que una aproximación.

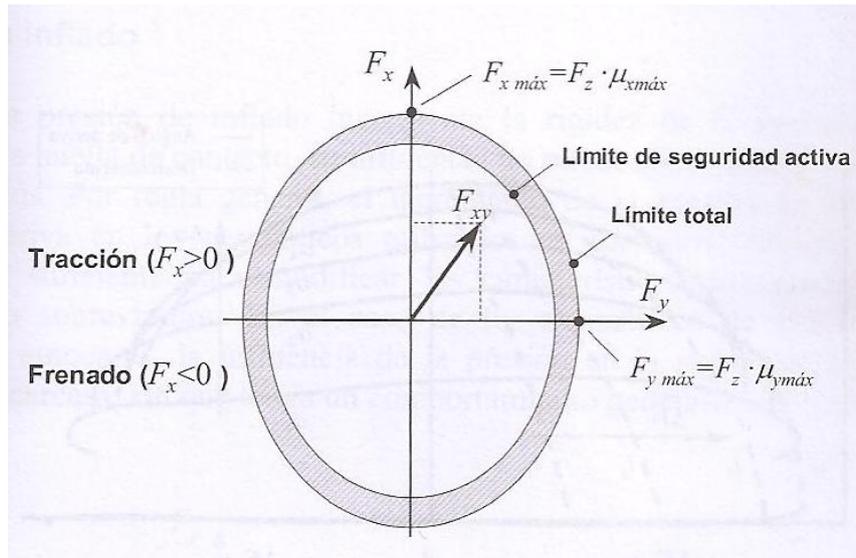


Figura 3.14. Elipse de adherencia

En la figura 3.15 se muestran las curvas reales ensayadas en un neumático convencional.

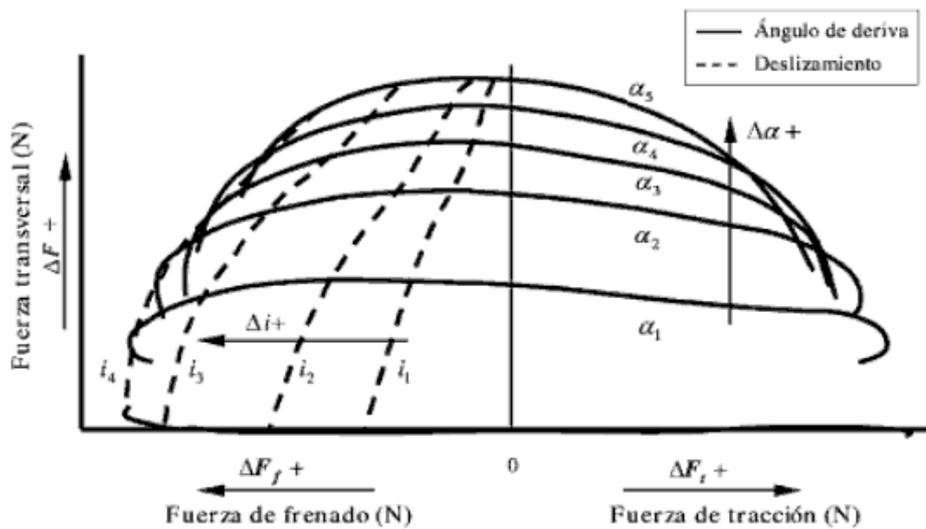


Figura 3.15. Relación real entre la fuerza longitudinal y transversal de un neumático

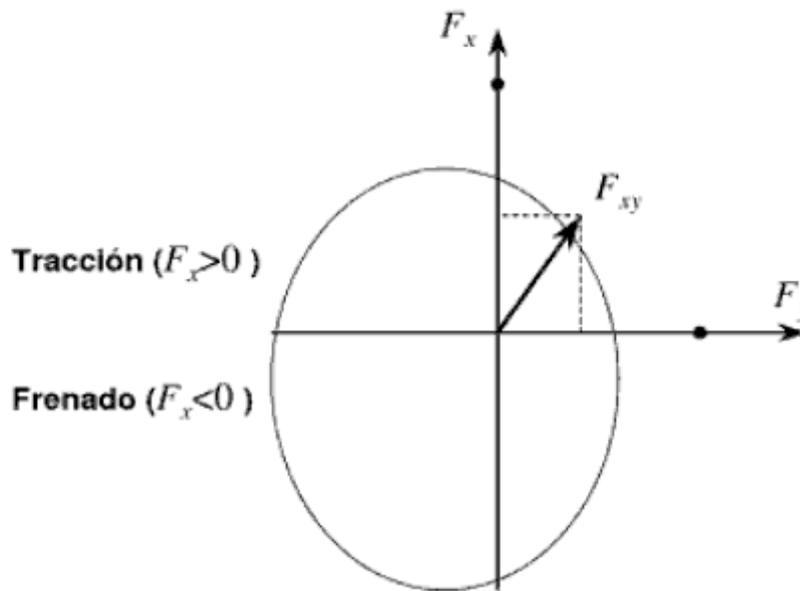


Figura 3.16. Elipse de adherencia de un neumático delantero izquierdo

Como se aprecia, las curvas no son simétricas, respecto a la línea de $F_x=0$. Esto se debe a que, para pequeños esfuerzos longitudinales de frenado, el aumento de presión en la parte trasera de la huella de contacto hace que se incremente ligeramente la capacidad de soportar esfuerzos transversales, mientras que sucede lo contrario para pequeños esfuerzos de tracción.

La asimetría se acentúa cuando se ensaya el vehículo en carretera, como se muestra en la figura 3.16 se muestra como hay asimetría respecto a la línea de F_x debido a que en el neumático ensayado (un neumático delantero derecho) en frenado la fuerza normal aumenta, mientras que en aceleración disminuye. También vemos asimetría en el eje F_y debida a la transferencia de carga de las ruedas interiores a las exteriores durante el paso por curva.

3.12 Ángulo de caída en los neumáticos

Se le llama ángulo de caída (camber angle) al que forma la prolongación del eje de simetría de la rueda con el vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda. Este ángulo se consigue dándole al eje de la mangueta cierta inclinación con respecto a la horizontal. Proporcionar dicho ángulo a los neumáticos de un vehículo persigue varios objetivos, por un lado, desplazar el peso del vehículo que gravita sobre el eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los

que se apoya la rueda, y también buscar un agarre en el paso por curva que no llegaríamos a conseguir con las rueda completamente verticales. En el capítulo "Dinámica transversal" se estudia más a fondo este fenómeno.

CAPÍTULO 4

DINÁMICA

TRANSVERSAL

5.1. Movimiento de balanceo

5.1.1 *El balanceo*

El balanceo se define como la rotación en torno al eje x (longitudinal) del vehículo. En general, el balanceo de la carrocería (φ) es la suma del balanceo de la suspensión y del eje producido por la deformación de los neumáticos, es decir, es la suma del balanceo relativo de la masa suspendida (φ_s) respecto a la semisuspendida y el balanceo absoluto de la masa semisuspendida (φ_{ss}) como se puede apreciar en la figura 4.1.

$$\phi = \phi_s + \phi_{ss}$$

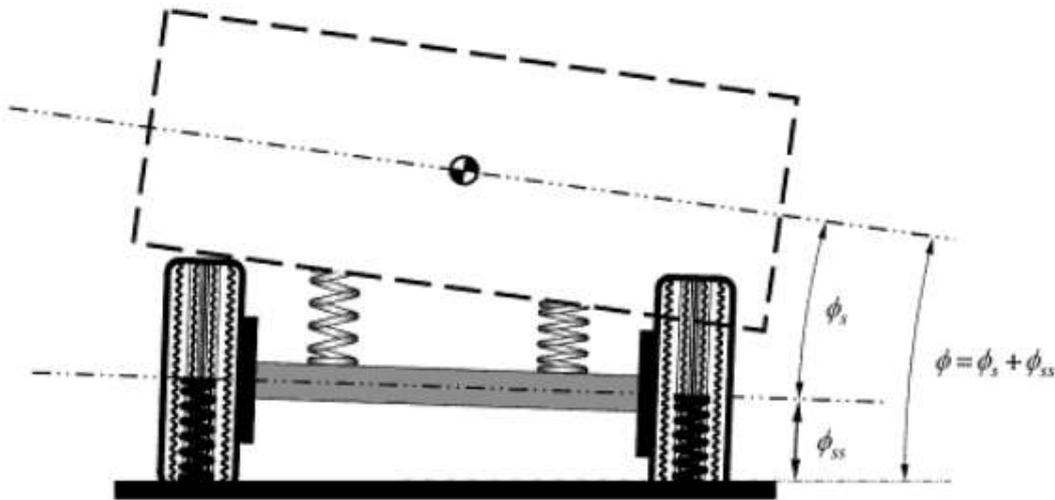


Figura 4.1. Esquema de un vehículo sometido a movimiento de balanceo

En el caso que nos ocupa, y a falta de datos que bien se podrían llegar a aproximar con experimentación o con herramientas computacionales, consideraremos que la rigidez del cuerpo que compone la masa suspendida del vehículo en cuestión es infinita y por lo tanto torsionalmente rígido y por ende tendremos un ángulo de torsión despreciable.

Como concepto característico del comportamiento de la suspensión de un vehículo, podemos hablar de coeficiente de balanceo (k_ϕ) como la variación del ángulo de balanceo ϕ respecto a la aceleración lateral habitualmente ejercida en una curva:

$$K_\phi = \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \quad (1)$$

Este concepto caracteriza el balanceo total del vehículo, y se puede descomponer en la suma de los coeficientes de balanceo de la suspensión (k_{ϕ_s}) y del eje (o masa semisuspendida, $k_{\phi_{ss}}$).

Para ángulos de balanceo pequeños, la rigidez depende básicamente de los muelles y barras estabilizadoras, pero para ángulos de balanceo mayores hay que tener en cuenta los topes de compresión y extensión de la suspensión.

En la figura 4.2 se muestra el comportamiento a balanceo de una suspensión cualquiera, en el podemos observar el ángulo de balanceo total del vehículo en función del par de balanceo aplicado sobre este.

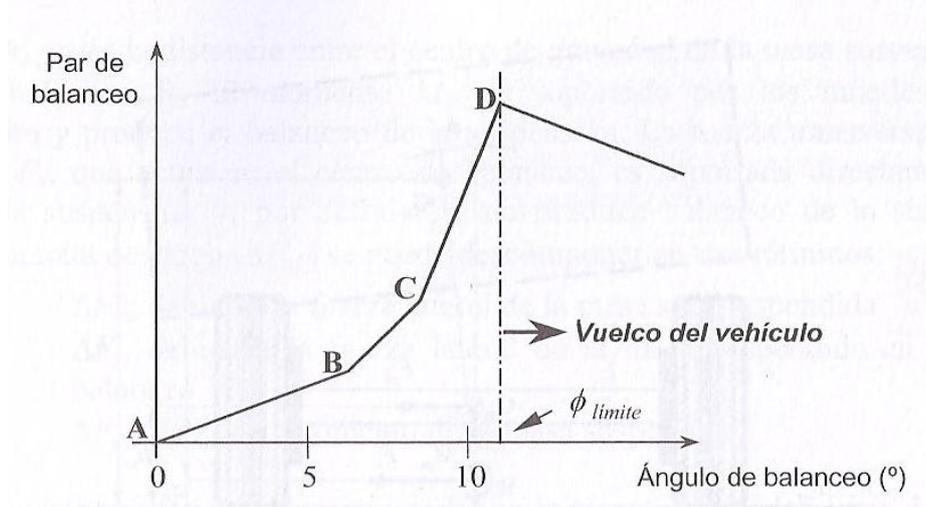


Figura 4.2. Representación del par de balanceo en función del ángulo de balanceo

En el punto A, el par de balanceo es nulo de igual manera que lo es el ángulo de balanceo. El punto B representa el momento en el que la suspensión de la rueda comprimida llega a su tope. La rigidez aumenta considerablemente a partir de entonces hasta llegar al tope de extensión de la suspensión de la otra rueda, punto C. Una vez llegado al punto D, la rueda interior de la curva pierde contacto con el suelo y puede llegarse a producir el vuelco del vehículo

5.1.2. El centro de balanceo

El centro de balanceo se define como el punto, en el plano vertical transversal al vehículo y que contiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas (dentro de un mismo eje), en el que se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca balanceo de la suspensión.

Se podría considerar que el centro de balanceo es el centro instantáneo de rotación (C.I.R) de la masa suspendida respecto a la masa semisuspendida cuando el vehículo se somete a una fuerza transversal, habitualmente provocada durante su paso por una curva (aunque también se puede producir este fenómeno cuando el vehículo es sometido a la acción de un

fuerte viento en dirección transversal, en un derrape o trompo etc.). El centro de balanceo es básico para caracterizar el comportamiento en curva de un vehículo, ya que su posición nos puede aportar información importante como su tendencia a balancear, además de resumir el efecto de la geometría de la suspensión.

Si se conoce la altura del centro de balanceo y la del centro de gravedad de la masa suspendida y semisuspendida, podemos caracterizar la transferencia de pesos tanto en el eje delantero como trasero, y de esta manera conocer la carga a la que está sometido cada neumático, lo que nos proporcionaría información valiosísima sobre la estabilidad, reparto de cargas entre muelles y brazos de suspensión y en definitiva, analizar la dinámica general del vehículo bajo grandes aceleraciones transversales.

En la figura 4.3 se puede apreciar la sección transversal de uno de los ejes de un vehículo, en la cual se puede diferenciar claramente entre masa suspendida (m_s), masa semisuspendida (m_{ss}) la altura al centro de gravedad de la masa suspendida respecto al suelo (h_s) y la altura respecto al suelo del centro de gravedad de la masa semisuspendida (h_{ss}).

$$F_s = m_s \cdot a_y \quad (4)$$

Y que actuará en el centro de gravedad (G_s).

A continuación, para encontrar el momento de balanceo (el par que tiende a hacer rotar o balancear la estructura del vehículo durante la acción de una fuerza transversal) tenemos que trasladar la fuerza F_s al centro de balanceo del vehículo, por lo que tendremos la misma F_s y un momento, el momento total de balanceo M_{ϕ_s} , es decir:

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos\phi_s + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin\phi_s \quad (5)$$

Donde $d = h_s - z_R$

Un importante dato físico es tener en cuenta que el momento M_{ϕ_s} es soportado directamente por los muelles de la suspensión y la barra estabilizadora en caso de su existencia y es el que produce el balanceo de la suspensión. Por otra parte, la fuerza F_s actúa en el centro de balanceo, y es soportada directamente por los brazos de suspensión, no produciendo balanceo de la misma.

La combinación de todas estas fuerzas son en gran parte (entre otros factores) las responsables de la transferencia de carga del neumático interior al exterior de un vehículo en su paso por una curva. Considerando un reparto simétrico de cargas, las fuerzas verticales soportadas en las ruedas equivale, para la rueda exterior en una curva a:

$$F_{ze} = \frac{1}{2} P + \Delta F_{zT} \quad (6)$$

Y para la rueda interior:

$$F_{zi} = \frac{1}{2} P - \Delta F_{zT} \quad (7)$$

Para conocer el valor de ΔF_{zT} , primero hay que estudiar de que se compone la misma, se puede descomponer en tres términos:

- ΔF_{zS} debida a la fuerza lateral de la masa semisuspendida.
- ΔF_{zS} debida a la fuerza lateral de la masa suspendida en el centro de balanceo.
- $\Delta F_{z\phi_s}$ debida al momento de la masa suspendida.

Tomando momentos respecto al punto medio entre los centros de las áreas de contacto de los neumáticos con el suelo, la transferencia de carga será:

$$\Delta F_{zT} = \Delta F_{z_{ss}} + \Delta F_{z_s} + \Delta F_{z_{\phi_s}} = \frac{m_{ss} \cdot a_y \cdot h_{ss}}{A_v} + \frac{m_s \cdot a_y \cdot z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi_s}}{A_v} \quad (8)$$

Donde A_v es el ancho de vías del vehículo.

En cuanto a deducciones, la ecuación 8 nos proporciona información importante sobre la dinámica de un vehículo dependiendo de muchos factores intrínsecos del mismo, si analizamos el primer término de la ecuación, ($\Delta F_{z_{ss}}$) vemos que una masa semisuspendida grande hace aumentar la transferencia de carga entre neumáticos, al igual que una mayor aceleración transversal (mayor velocidad de curva) y cuanto más alta sea la altura de centro de gravedad de la masa semisuspendida.

Prescindiremos del orden establecido por la ecuación y analizaremos ahora el tercer término de la misma, ($\Delta F_{z_{\phi_s}}$) cuanto mayor sea el momento M_{ϕ_s} mayor será el valor de la transferencia de carga aportado por este término, y para aumentar el mismo, es suficiente con aumentar cualquiera de los elementos de la ecuación 8, se puede observar rápidamente que una distancia entre centro de balanceo y centro de gravedad de masa suspendida grande, agranda el valor total del término.

En cuanto al segundo término, (ΔF_{z_s}), nos aporta información parecida al término primero, pero intercambiando masa semisuspendida por masa suspendida.

Cabe señalar un aspecto importante en este componente, si en un caso hipotético, el centro de balanceo estuviera por debajo de la superficie del suelo, estaríamos hablando de un z_R negativo, lo que conllevaría beneficiosamente a contrarrestar los demás términos (siempre que sean positivos) y ayudar a disminuir la transferencia de cargas, el problema es que, el centro de gravedad de la masa suspendida es una característica muy difícilmente amovible, y lo que ganamos reduciendo el valor de ΔF_{z_s} colocando el centro de balanceo más por debajo, lo perdemos al estar a la vez, aumentando la distancia entre el centro de balanceo y el centro de gravedad de la masa suspendida.

En términos generales, también se puede deducir que cuanto mayor sea el ancho de vías, menor será la transferencia de carga, y cuanto menor sea el peso en general del vehículo, más de lo mismo.

5.1.3. Lugar geométrico del centro de balanceo

En el caso del vehículo sometido a estudio, como ya se ha descrito en anterioridad, el sistema de suspensión escogido para realizar el diseño es un sistema de suspensión independiente, tanto en el eje delantero como en el trasero.

El sistema de suspensión de que disponemos en un vehículo nos determina la manera de encontrar el centro de balanceo de cada eje, para un sistema de suspensión de eje rígido por ejemplo, el método sería diferente al seguido para encontrar dicho punto en un sistema de suspensión independiente, como es nuestro caso, por tanto centraremos el estudio en dicha configuración.

Habitualmente, en un sistema de suspensión independiente, el movimiento de tracción o compresión de la misma, implica directamente una modificación en el ancho de vía del vehículo es decir, induce un movimiento transversal de las ruedas a lo largo de su recorrido, que varía en función de la geometría y diseño de la suspensión. Como ya se ha descrito en el apartado anterior, el ancho de vía del vehículo tiene una influencia elevada en el comportamiento de este ante sollicitaciones transversales.

A priori, el ancho de vía debería de ser siempre el mayor posible, teniendo en cuenta por supuesto las limitaciones impuestas por la normativa deportiva en nuestro caso en cuanto a dimensiones o limitaciones externas debidas a la optimización de otros aspectos técnicos del vehículo como puede ser la aerodinámica etc.

Una consecuencia negativa de la variación del ancho de vía del vehículo (tanto si es para reducirla como para ampliarla) durante el recorrido de la suspensión es que se inducen ángulos de deriva en los neumáticos por la aparición de sollicitaciones transversales debidas a la tendencia de los neumáticos a desplazarse en dirección también transversal por la superficie del suelo. Todo esto dificulta el comportamiento direccional del vehículo y afecta a la estabilidad del mismo cuando pasamos por una curva.

Para encontrar por lo tanto el centro de balanceo del vehículo, lo primero que hay que realizar es encontrar el centro instantáneo de rotación C.I.R del las ruedas respecto a la carrocería.

El C.I.R no es más que el punto desde el cual rotan todos los puntos de un objeto (en nuestro caso las ruedas) cuyas velocidades angulares de rotación respecto a ese punto son idénticas. La rotación de ese objeto siempre se mira con respecto a una bancada de referencia, la cual en nuestro caso sería la carrocería del vehículo.

En el caso de una suspensión independiente, el comportamiento de esta, y el C.I.R de cada una de las ruedas, se puede asimilar al de un brazo

equivalente, pivotando respecto al punto P, o polo fijo a la carrocería, como se representa en la figura 4.4. Cuanto más alto este el punto P (C.I.R), mayor modificación del ancho de vía sufrirá el vehículo ante deflexiones de la suspensión. Lógicamente, si el polo estuviera en el suelo, la variación del ancho de vía ante el movimiento de la suspensión sería mínima.

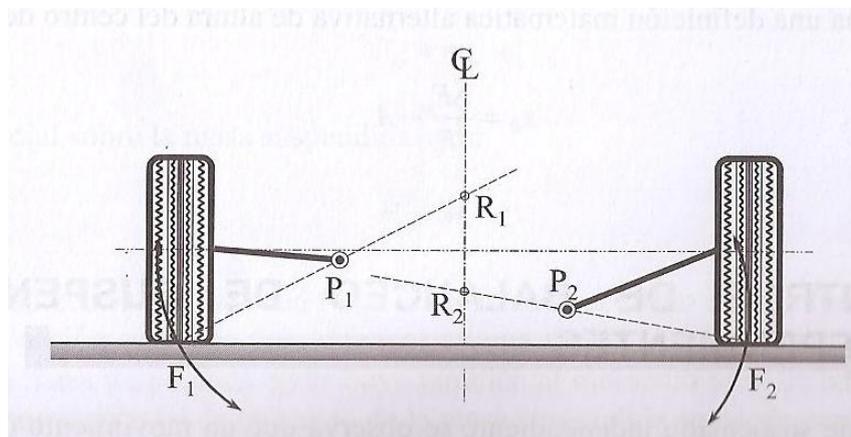


Figura 4.4. Brazo equivalente de pivotamiento de la rueda, respecto al polo P

En caso general, una vez encontrado el centro instantáneo de rotación de una de las ruedas respecto a la carrocería, es decir, el punto P de cada lado de la suspensión, solo falta unir el punto central de la huella de contacto del neumático con el suelo (que lo tomaremos como el punto medio del ancho del neumático) para prolongar entonces una recta desde dicho punto que pase por el centro instantáneo de rotación de la rueda respecto a la carrocería, hasta el punto en donde corte con la línea central media del vehículo. Este será entonces, el centro de balanceo de nuestro vehículo. En nuestro caso, al tratarse de un vehículo simétrico solo nos bastará con aplicar dicho método gráfico con una de las ruedas del vehículo (por cada eje), ya que si hiciéramos lo mismo por el lado simétrico, veríamos como el centro de balanceo nos daría en el mismo punto.

Hay que tener presente que el centro de balanceo es un punto instantáneo, que varía su posición a medida que el vehículo efectúa el recorrido de su suspensión, y como consecuencia varía su ancho de vía.

La variación del ancho de vía de un vehículo a lo largo del recorrido de la suspensión, tanto en extensión como en compresión, se puede graficar como se ve en la figura 4.5 para un vehículo con suspensión independiente.

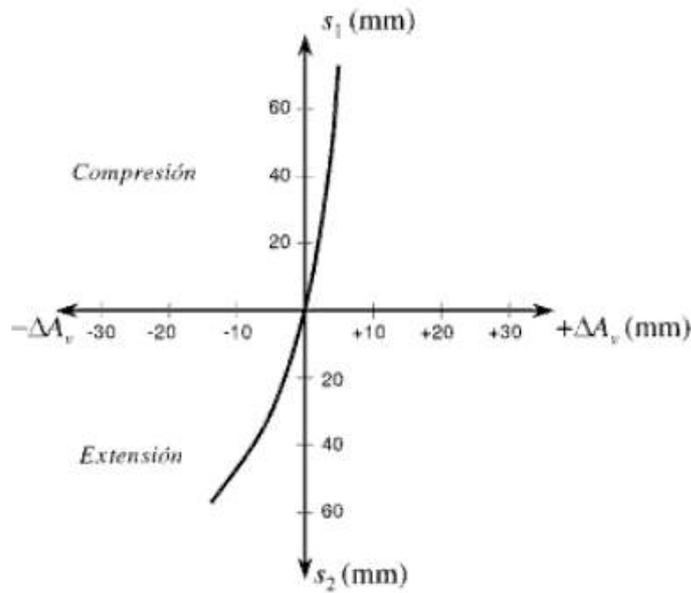


Figura 4.5. Modificación del ancho de vía, para un vehículo con suspensión independiente

Como ejemplo de resolución gráfica podemos ver en la figura 4.6 la proyección de a través de los eslabones AB y CD encontramos, en el punto de intersección de dichas proyecciones, el punto E que representa el centro instantáneo de rotación de la rueda respecto a la carrocería, y por lo tanto, la dirección del movimiento relativo del punto F respecto al cuerpo del vehículo, es perpendicular a la recta EF.

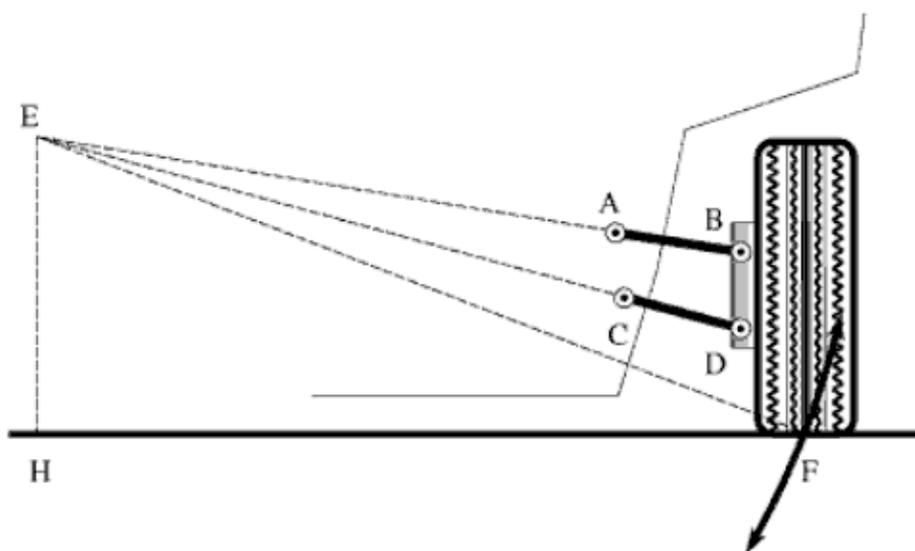


Figura 4.6. Cinemática de una suspensión de paralelogramo

5.1.4. Resultante de fuerzas y sus componentes en la suspensión

Tomando el contacto entre neumático y asfalto como un contacto puntual (una rueda no es un punto, pero a efectos de cálculo de fuerzas resultantes y con el objetivo de simplificar el trabajo, sí puede entenderse como un elemento puntual), y observando la figura 4.7, se puede apreciar que la fuerza que ejerce nuestro neumático puntual con el suelo (o al revés) se puede descomponer en dos fuerzas perpendiculares F_{d1} y F_{d2} pasando F_{d2} por el punto E' . En este caso, el punto E' representa el punto en el que se cortan las direcciones resultantes de las sollicitaciones existentes en cada brazo, que coincidirá con el C.I.R de la rueda.

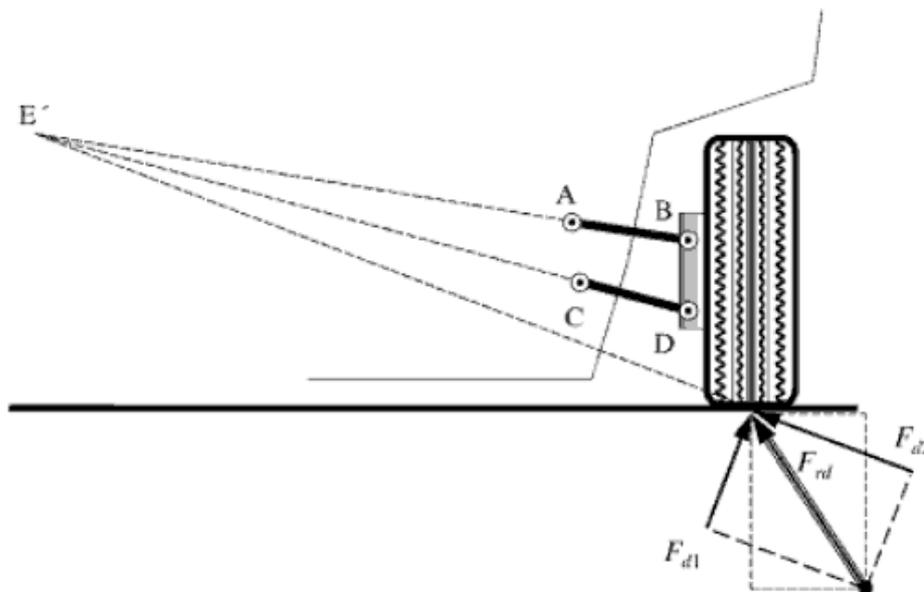


Figura 4.7. Descomposición de las fuerzas rueda para el caso de una suspensión de paralelogramo

Si se considerara un caso ideal como el mostrado en la figura 4.8, en el que el muelle está conectado a la mangueta de la rueda según la dirección de F_{d1} tenemos entonces que dicha fuerza F_{d1} será soportada únicamente por el muelle, sin efecto alguno (descartando efectos de rozamientos en articulaciones) sobre los brazos de suspensión. Por otra parte, F_{d2} se transmitirá únicamente a los brazos, sin efecto sobre el muelle.

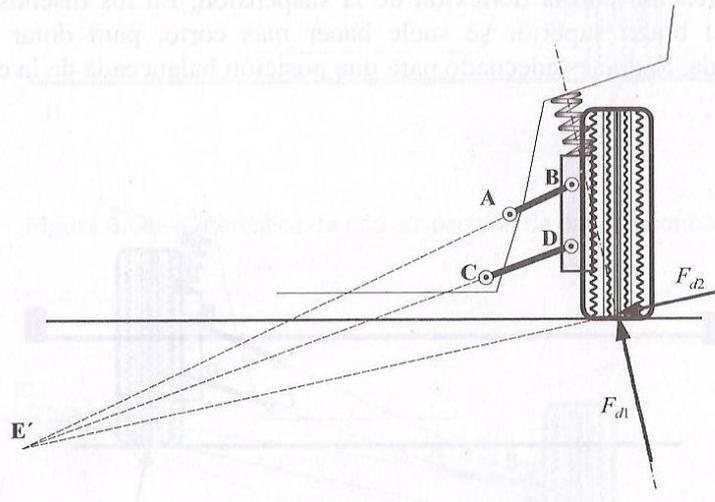


Figura 4.8. Fuerzas en el neumático con muelle en posición ideal

En los casos más generales y por lo tanto en el nuestro también, al no ser ideales, tenemos que la fuerza F_{d1} se transmitirá a la carrocería tanto a través de los muelles como a través de los brazos de suspensión. En todo caso, en ambos tipos de suspensión, tanto ideal como más realista, el balance de fuerzas externas es el mismo. La fuerza F_{d2} tiene especial importancia cuando el coche pasa por una curva. En ocasiones ocurre que, dependiendo de la inclinación de la línea EF figura 4.6 parte del peso del vehículo se soporta a través de los brazos y tirantes en vez de a través de los muelles, el hecho de que esto ocurra, tiene especial importancia cuando el vehículo circula en curva y produce un efecto de elevación de la carrocería del vehículo combinado con una reducción del ancho de vía, fenómeno coloquialmente llamado efecto gato.

5.1.5. Estudio dinámico del balanceo

Hasta ahora se ha estudiado el balanceo de la carrocería, tomando el vehículo como un cuerpo totalmente simétrico respecto a la línea media vertical del vehículo. Esto, como es obvio, no siempre es así, cuando el vehículo toma una curva, y sobre todo, bajo acciones laterales elevadas, la carrocería, como ya se ha estudiado hasta ahora, tiende a balancear y girar un determinado ángulo respecto a dicha línea vertical. La altura efectiva de balanceo por tanto, cambia respecto a la altura efectiva cuando no se produce balanceo.

Como se ve en la figura 4.8 al producirse el balanceo de la carrocería, los centros instantáneos de rotación de ambas ruedas cambian su posición de manera independiente, lo que conlleva consigo mismo a cambiar las

direcciones de las rectas $F_i E_i$ y $F_d E_d$ cuya intersección varía también según vaya balanceando la carrocería. Los ángulos φ_i y φ_d también cambian, y como F_{d2} y F_{i2} son diferentes, tendremos en este caso, una fuerza ascendente o fuerza de elevación que soporta parte del peso de la masa suspendida y alivia parte de carga a los muelles (el ya explicado efecto gato).

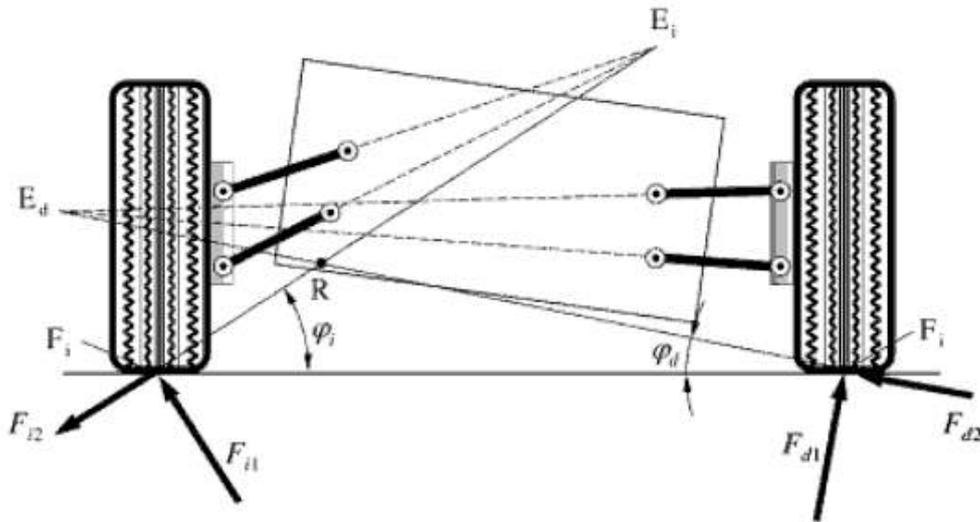


Figura 4.8. Centro de balanceo ante grandes deformaciones de la suspensión

La fuerza total de elevación la podemos expresar como muestra la ecuación 9.

$$F_z = F_{d2} \cdot \text{sen} \varphi_d - F_{i2} \cdot \text{sen} \varphi_i \quad (9)$$

Debido a que esta fuerza actúa a efectos prácticos en el centro de balanceo del vehículo, dicha fuerza de elevación se distribuye de forma desigual en los dos lados del vehículo, ya que R no está en la línea media del vehículo, lo que influye directamente también en el ángulo de balanceo de la carrocería.

Este fenómeno, hay que tenerlo en cuenta a la hora de diseñar un sistema de suspensión convencional, pero en el caso de la suspensión de un vehículo de pista, y más concretamente un vehículo estilo Fórmula, el efecto es inapreciable, ya que el balanceo, al tener esta clase de vehículo un centro de gravedad relativamente bajo, un ancho de vías considerable, y un recorrido de la suspensión casi mínimo, el efecto es prácticamente inapreciable.

5.2. Velocidad límite de vuelco

Un vehículo, a pasar a gran velocidad por una curva, está sometido a la fuerza centrífuga que tiende a empujarlo hacia el exterior de la pista. Cuando rozamos el límite de paso por curva del vehículo, pueden pasar dos cosas, o bien que los neumáticos pierdan su capacidad de agarre y el vehículo comience a deslizar, o bien que se produzca el vuelco.

A continuación se analizan bidimensionalmente ambos efectos, llegándose a determinar las acciones límite de derrape y de vuelco.

Hay que tener en cuenta en el ámbito en el que nos estamos moviendo, para un conductor inexperto o estándar, es necesario evitar siempre llegar a cualquiera de los dos límites expuestos (en especial el de vuelco) ya que aproximarse a ellos, sumado a la falta de capacidad automovilística de conducción extremas por parte del conductor, podría suponer un peligro para la integridad física y material del mismo y de lo que le rodea.

En términos de competición no obstante, llegar a sobrepasar la capacidad de adherencia del vehículo en una curva es lo más habitual que podemos encontrar en carrera. Incluso en la mayoría de veces en un Formula (por no decir todas), el piloto ya tiene en cuenta el deslizamiento que se producirá durante la curva para entrar en la misma apuntando el vehículo de la manera correcta y apurando así la trazada lo máximo posible, deslizando la máquina durante su paso por curva, pero sin salirse de ella.

Lo que se concluye con esto, es que el deslizamiento de los neumáticos en competición es el pan nuestro de cada día, a diferencia del vuelco, que no se debería de producir jamás.

La velocidad de derrape depende esencialmente de la adherencia entre la rueda y la pista (influyen también otros factores, pero al fin y al cabo, los directos responsables de la adherencia son los neumáticos), a diferencia de la velocidad límite de vuelco, que está relacionada directamente con el sistema de suspensión.

En la figura 4.9 se muestra un esquema de de la dinámica básica de un vehículo durante su paso por una curva peraltada.

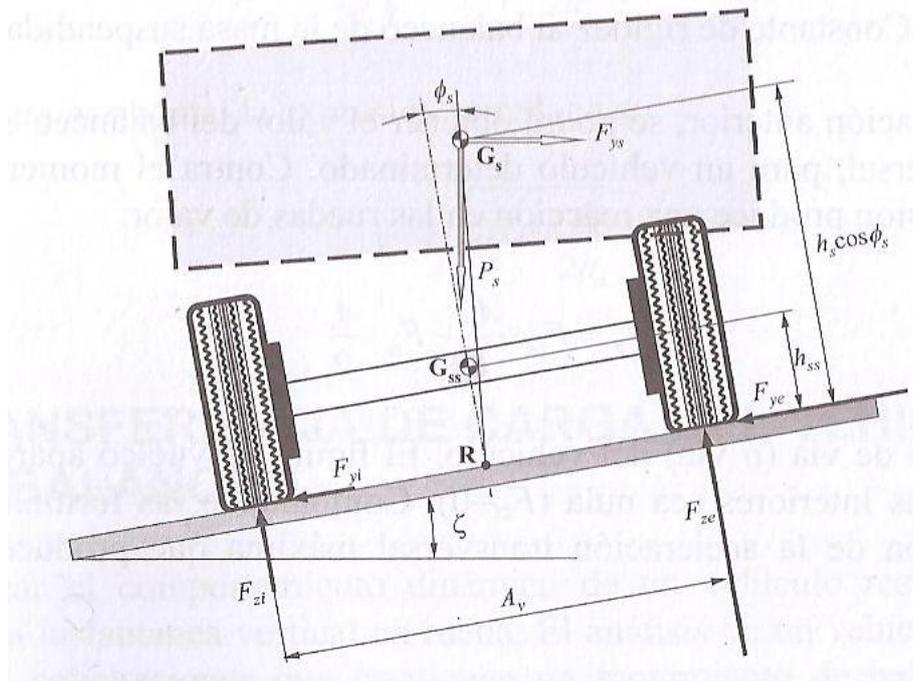


Figura 4.9. Esquema de fuerzas de un vehículo que circula por una curva peraltada

Para cumplir el equilibrio estático, la totalidad de fuerzas que se oponen al deslizamiento del vehículo tiene que ser mayor a la fuerza total que tiende a deslizar el vehículo es decir, que se tiene que cumplir la inecuación 10 para que no se produzca el derrape.

$$F_{yi} + F_{yr} \leq \mu_{yi} \cdot F_{zi} + \mu_{yr} \cdot F_{zr} \quad (10)$$

En cuanto al vuelco, este se producirá cuando, debido al momento de balanceo del vehículo, la fuerza en las ruedas interiores sea 0 ($F_{zi}=0$).

Como vimos en el apartado 5.1.2, ΔF_{zT} nos da la transferencia de carga en cada una de las ruedas. En la rueda interior, $F_{zi}=0$ cuando ΔF_{zT} iguale a la carga total que recae en esa rueda (perpendicular siempre al suelo). Como en un Fórmula, tenemos que tener siempre en cuenta el empuje que ejerce la aerodinámica en dirección vertical con sentido hacia abajo, la fuerza F_{zi} será igual a 0, es decir, cuando se cumpla la ecuación 11.

$$\Delta F_{zT} = \frac{1}{2} (P + D_f) \quad (11)$$

Donde D_f es igual al "Down force" es decir, la fuerza descendente aerodinámica.

Una vez tenemos el valor de ΔF_{zT} en este caso, podemos sustituir su valor en la ecuación 8 y extraer la aceleración a_y que será a la que habrá que someter lateralmente al vehículo para lograr su vuelco, y trivialmente, para conocer la velocidad de límite de vuelco, hay que conocer previamente el radio de curvatura que inscribe el vehículo en un instante determinado y aplicar 12.

$$v_v = \sqrt{a_y \cdot R} \quad (12)$$

Donde R es el radio de la curva trazada por el vehículo en ese instante determinado.

En un Fórmula, es difícil llegar a volcar el vehículo, debido a su amplio ancho de vías, a su bajo centro de gravedad, y al hecho de que a medida que aumenta la velocidad el "down force" hace que el vehículo quede cada vez más pegado al suelo, convierte a la tarea de vuelco, en una misión casi imposible.

Cuando suele producirse, es prácticamente siempre debido a un choque o a una salida brusca (aunque muy brusca tiene que ser) de pista, situaciones para las cuales (quitando la seguridad) no está diseñado un Fórmula.

5.3. El ángulo de caída y la dinámica transversal

Como ya se introdujo en el capítulo 3 (Estudio de los neumáticos) el ángulo de caída es el ángulo que forma el plano medio de la rueda con la normal al plano de rodadura, figura 4.10.

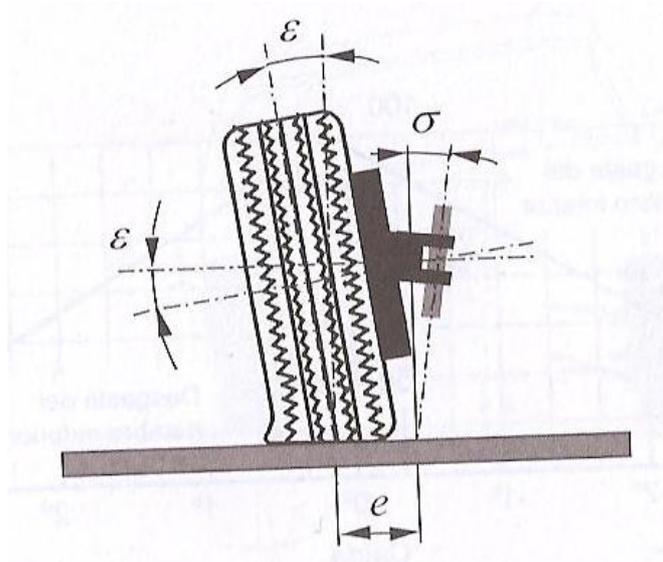


Figura 4.10. Ángulo de caída

Fundamentalmente, a un vehículo se le dota de ángulo de caída en sus neumáticos por motivos como los siguientes, además de otros explicados posteriormente:

- Para reducir del brazo de palanca "e" sin necesidad de que el ángulo de salida sea muy grande.
- Para que las ruedas contrarresten el esfuerzo que tiende a separarlas al adaptarse estas al bombeo de la carretera.
- Para bajar ligeramente el centro de gravedad de las rueda y por consiguiente, bajar el centro de gravedad del vehículo.

El comportamiento de los neumáticos en función de diversos valores de ángulo de caída es muy complicado de deducir si no es experimentalmente, pero, por norma general, desde el punto de vista del desgaste de los neumáticos y de la resistencia a la rodadura, el ángulo de caída más favorable debe de ser ligeramente positivo.

Como se ve en la figura 4.11 donde se aprecia un gráfico que nos da el desgaste del hombro o parte externa e interna de rodadura de la rueda en función de diferentes valores de ángulos de caída.

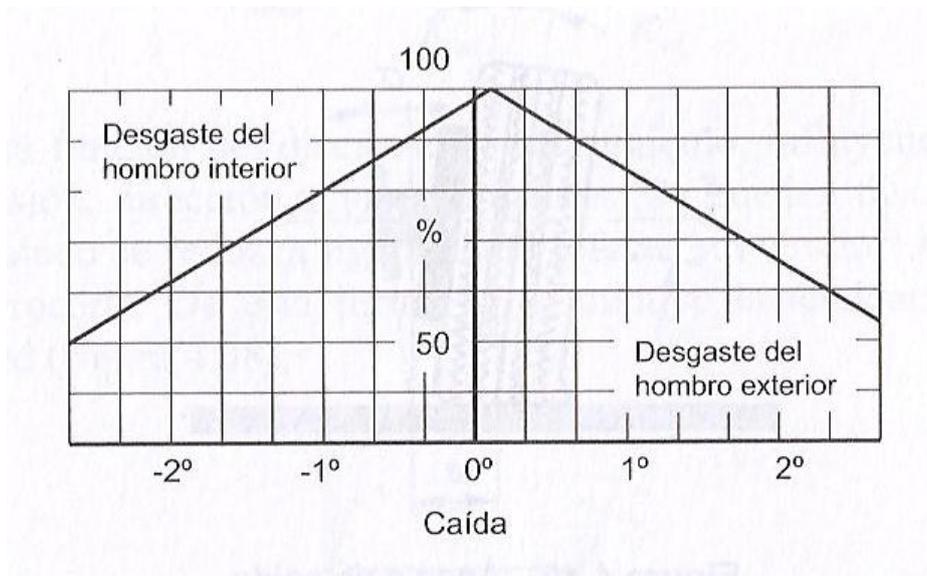


Figura 4.11. Desgaste de un neumático convencional en función del ángulo de caída

Se aprecia que con un valore de caída de neumáticos de entre 5' y 10' aumenta la duración por desgaste, si nos excedemos con la caída negativa, se desgastará con en mayor medida el hombro interior del neumático, al contrario pasa cuando nos excedemos con la caída positiva, que desgastamos el hombro exterior.

Por el contrario, si queremos mejorar el comportamiento lateral en curva y la estabilidad, aún a pesar de disminuir su vida por desgaste, se adoptarán ángulos de caída negativos. En cuanto a turismos, los valores típicos suelen estar entre 0° y -1°20', cuando hablamos de F1, solemos movernos entre ángulos de -4° y -6°.

Lo que sí que hay que tener muy en cuenta es que los valores estáticos de ángulos de caída, que son los que tiene el coche en parado varían cuando el vehículo circula debido al recorrido de la suspensión. La caída en sistema de suspensión independiente varía al tomar una curva. La rueda exterior tiende a adoptar a una valor de caída positivo con respecto al suelo, lo que perjudica su agarre lateral, al contrario que pasa con la rueda interior, que tiende a adoptar un ángulo más negativo todavía, lo que le beneficia, figura 4.12 pero esta rueda, al ser la más descargada, es la que menos colabora a la hora de agarrar bien el vehículo en curva.

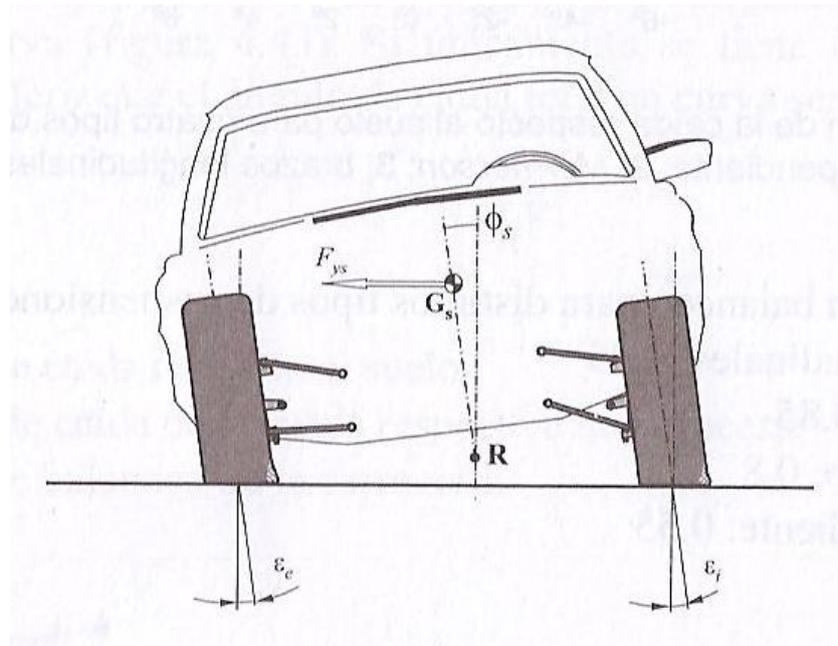


Figura 4.12. Cuando la carrocería balancea, la rueda exterior presenta una caída positiva mayor, en la rueda interior será menor, pudiendo llegar a negativa

Este efecto tiende a solucionarse diseñando sistemas de suspensión que tomen una caída negativa en los neumáticos en la compresión de la suspensión ya que al balancear el vehículo en curva, la rueda exterior comprimirá su suspensión y contrarrestará el efecto mostrado en la figura 4.12 adoptando ángulos lo más negativos que sea posible dentro de las limitaciones de la suspensión.

En la figura 4.13 se pueden ver los valores de caída que adoptan dos sistema de suspensión diferentes (McPherson y de Paralelogramo) a lo largo de su compresión y extensión. Como se ve, durante la compresión ambos sistemas tienden a dotar a las ruedas de ángulos negativos, al contrario que en la extensión.

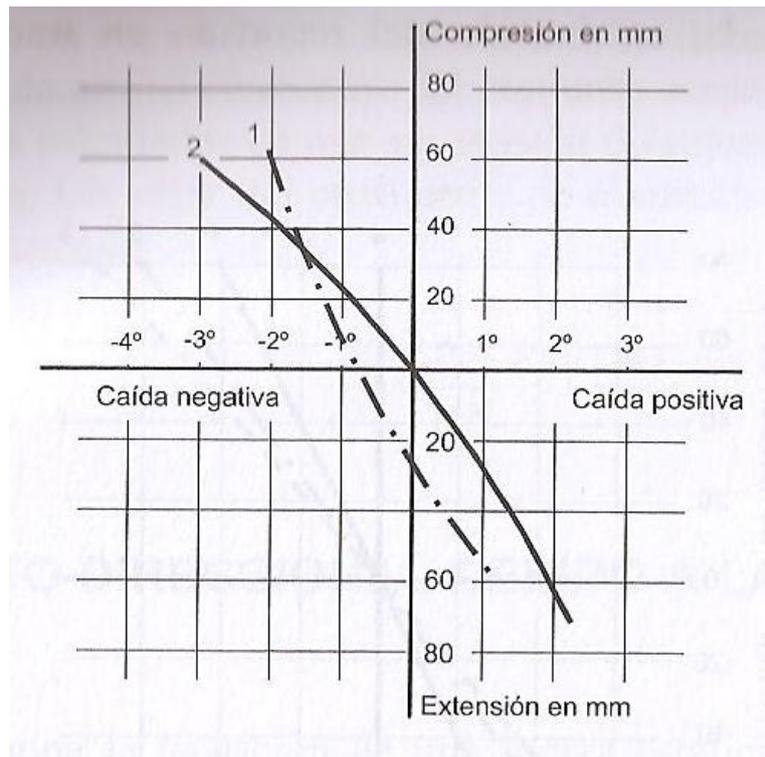


Figura 4.13. Variación de la caída en función del movimiento de la rueda para (1) suspensión tipo McPherson y (2) suspensión de paralelogramo

Los ángulos de caída también se puede graficar según su valor respecto al suelo. Esto se determina inclinando la carrocería hacia ambos lados y midiendo el ángulo de balanceo y la caída.

La figura 4.14 representa la variación de caída respecto al suelo de varios sistemas de suspensión en función del recorrido de compresión y extensión de los mismos.

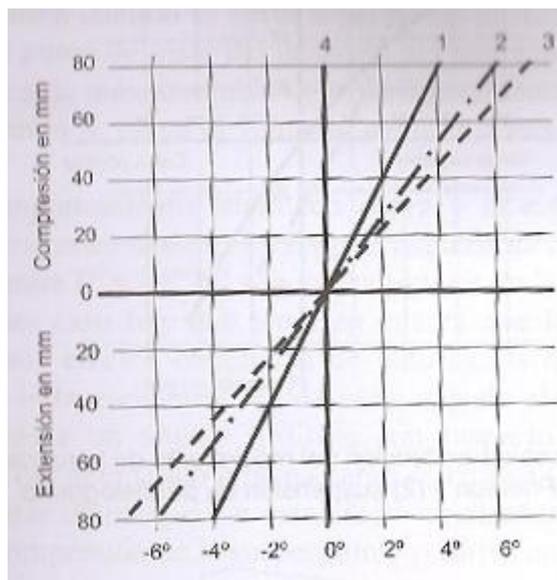


Figura 4.14. Variación de la caída respecto al suelo para cuatro tipos de suspensiones trasera: 1, semiindependiente; 2, McPherson; 3, brazos longitudinales; 4, eje rígido

5.4. Comportamiento dinámico en función de la variación de caída

El ángulo de caída origina la aparición de una fuerza estática en la interacción con el suelo, que puede verse como ejemplo en la figura 4.15. De todas formas, esta fuerza es muy inferior a la originada por la deriva, siendo necesarios 6° de caída para tener la misma fuerza lateral que 1° de deriva.

Un ángulo de caída ligeramente negativo por tanto, favorece el agarre lateral, a costa de desgastar con algo más de velocidad el neumático que con un ángulo ligeramente positivo. Esto a nivel transversal, pero cuando hablamos de dinámica longitudinal, (frenadas, y aceleraciones) el máximo nivel de adherencia se consigue con valores de caída lo más próximos a 0 posibles.

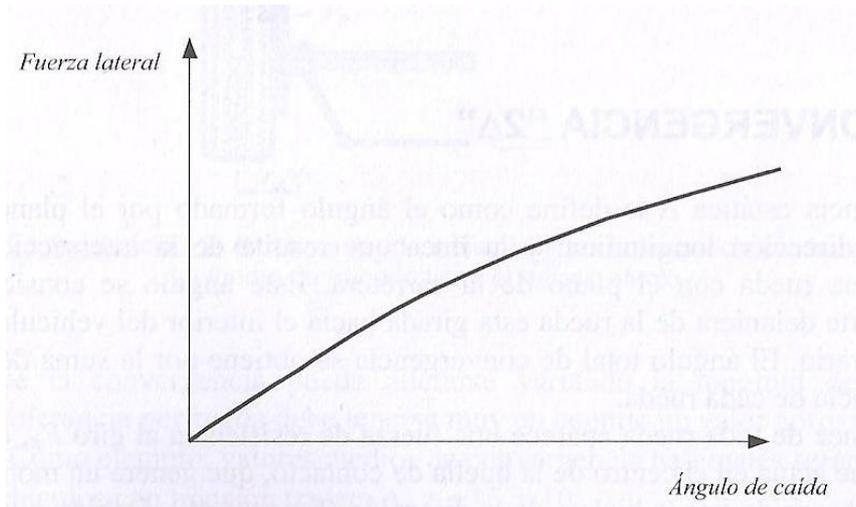


Figura 4.15. Fuerza lateral en el punto de interacción debida a la caída del neumático

De todo esto, deducimos que para un correcto comportamiento transversal del vehículo objeto de diseño, la suspensión deberá de tener una geometría la cual proporcione ángulos de caída negativos a las ruedas durante su marcha.

Nuestro vehículo al disponer de un recorrido de suspensión casi mínimo, no aportará cambios significativos de variación de caída en función del recorrido de la suspensión, la rueda exterior en curva por tanto, seguirá teniendo una caída negativa respecto al suelo, pero por el contrario, la rueda interior, dispondrá de caída positiva, lo que mermará su capacidad de agarre. En nuestro caso, aceptaremos tal consecuencia, debido a que la rueda exterior ejerce gran parte de la capacidad de agarre en curva, debido a que es la rueda más cargada y la que ejerce mayor capacidad de absorción de carga transversal, por este motivo, el autor ve lógico sacrificar algo de agarre en la rueda interior de curva para dárselo a la rueda exterior, debido a su mayor trabajo en esas circunstancias.

En la figura 4.16, se aprecia la variación de adherencia transversal y longitudinal en función de diferentes valores de caída de un neumático típico de F1.

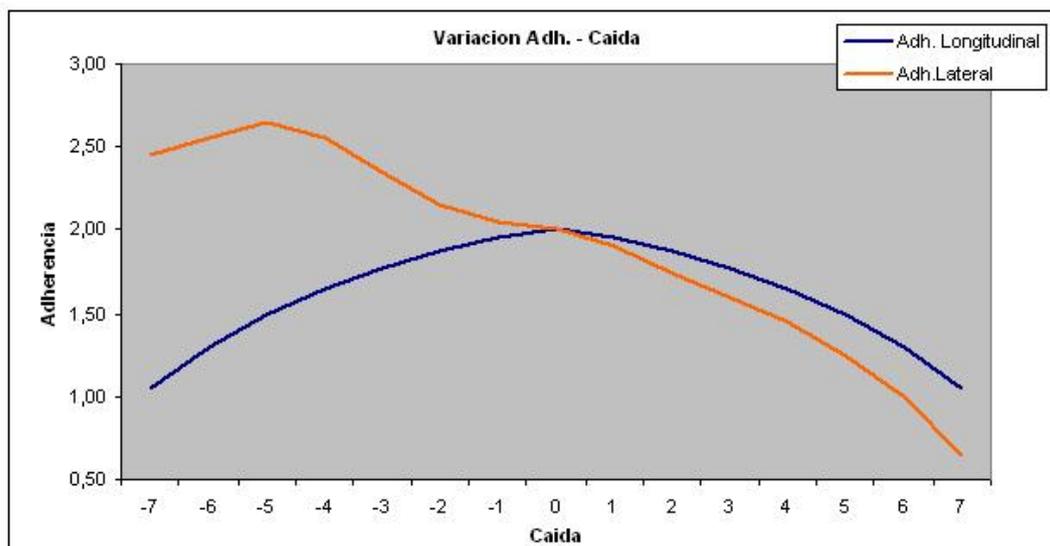


Figura 4.16. Curva de adherencia longitudinal y transversal aproximada de un neumático típico de F14

Del gráfico podemos extraer diversas conclusiones:

- La máxima adherencia longitudinal se consigue con caídas cercanas a 0°. A medida que nos alejamos de este punto de caída nula (sea positiva o negativa) la adherencia longitudinal disminuye. Esta disminución suele ser tanto mayor como ancho es el neumático.
- La máxima adherencia lateral aumenta a medida que tenemos caídas negativas (siempre respecto a la fuerza lateral aplicada) y disminuye rápidamente al tener caídas positivas. El máximo suele conseguirse con mayores ángulos de caída cuanto más estrecho es el neumático.
- Las variaciones de la adherencia máxima debida a la variación de caída son elevadísimas. La diferencia de adherencia longitudinal y lateral de un neumático a -3° o -3,5 es de más de un 4%, teniendo en cuenta la influencia que tiene un 4% de tiempo en una carrera de F1, concluimos que un ajuste correcto de la caída puede ser vital para la competición.

Un F1 gira a derechas e izquierdas, frena, acelera, a muy diferentes velocidades, por lo que las caídas utilizadas no suelen ser extremas, si no que se buscan valores intermedios de compromiso en los que se intenta ganar la máxima adherencia lateral sin sacrificar en exceso la adherencia longitudinal.

⁴ Datos proporcionados por F1 Racing Magazine June 2004

CAPÍTULO 5

DINÁMICA

LONGITUDINAL

5.1. Introducción

En este apartado del proyecto se estudiará en profundidad la dinámica longitudinal del vehículo, tanto en tracción como en frenada, que son las acciones más habituales en la circulación de un automóvil a nivel longitudinal, tanto de competición como de calle, además de ser las situaciones más desfavorables.

5.2. Dinámica de la tracción

Como ya se ha planteado en otros apartados del proyecto, las fuerzas que se oponen al avance de un vehículo son tres, la fuerza debida a la rodadura, las fuerzas aerodinámicas y las fuerzas que experimenta el vehículo por su paso por una pendiente.

Esta última fuerza puede oponerse o contribuir al avance del vehículo, dependiendo de su inclinación, si es favorable o desfavorable al avance, y es debida fundamentalmente a las fuerzas gravitatorias del vehículo.

La fuerza de rodadura, ya se estudió en el capítulo 3, de igual manera que se ha hecho en el capítulo 8 con la aerodinámica, en cuanto a las fuerzas gravitatorias, se explican a continuación.

5.2.1. Fuerzas gravitatorias

Estas fuerzas aparecen cuando circulamos por una rampa, actuando en contra del avance si hablamos de una "cuesta" o actuando a favor si hablamos de "bajada". En el plano, estas fuerzas no se oponen al avance del vehículo, por lo tanto no se tendrán en cuenta.

Para el caso de la fuerza debida a la masa del vehículo se utilizará la expresión siguiente:

$$P \cdot \text{sen} \theta \quad (1)$$

En la expresión anterior P equivale al peso del vehículo, y la fuerza será de resistencia al avance cuando $\theta > 0$, en caso de descenso, $\theta < 0$, pero este caso no se tendrá en cuenta en los cálculos, porque es menos desfavorable.

En definitiva, la fuerza debida a fuerzas gravitatorias será la representada en la ecuación 2.

$$F_{xr} = P \cdot \text{sen} \theta \quad (2)$$

5.2.2. Resultante de fuerzas que se oponen al avance

Si unificamos las tres fuerzas fundamentales que se oponen al avance en una sola expresión, obtendremos la ecuación 3.

$$R_x = -(R_{xa} + F_r + F_{xr}) \quad (3)$$

5.2.3. Ecuación fundamental de la dinámica longitudinal en tracción

Cabe resaltar que en esta ecuación no se tendrán en cuenta las fuerzas debidas al cabeceo del vehículo.

En la figura 5.1 se muestran las dimensiones hipotéticas del vehículo que vamos a desarrollar a continuación, teniendo en cuenta que éste se mueve por una rampa con ángulo positivo, es decir, oponiéndose a su avance.

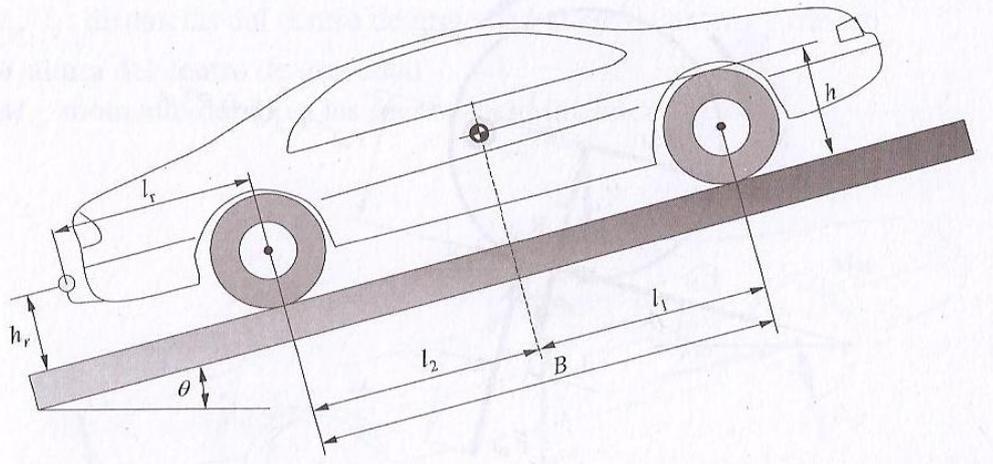


Figura 5.1. Dimensiones hipotéticas del vehículo analizado

En un supuesto vehículo tracción delantera, cuyo diagrama de fuerzas de una de las ruedas motrices, figura 5.2 (la cual en este caso va a representar el eje completo, lo que no implica complicación a la hora de obtener resultados, ya que solamente bastará con dividirlos entre 2 al tener dos ruedas en el eje). En el diagrama vamos a suponer que se tienen momentos de frenada y tracción.

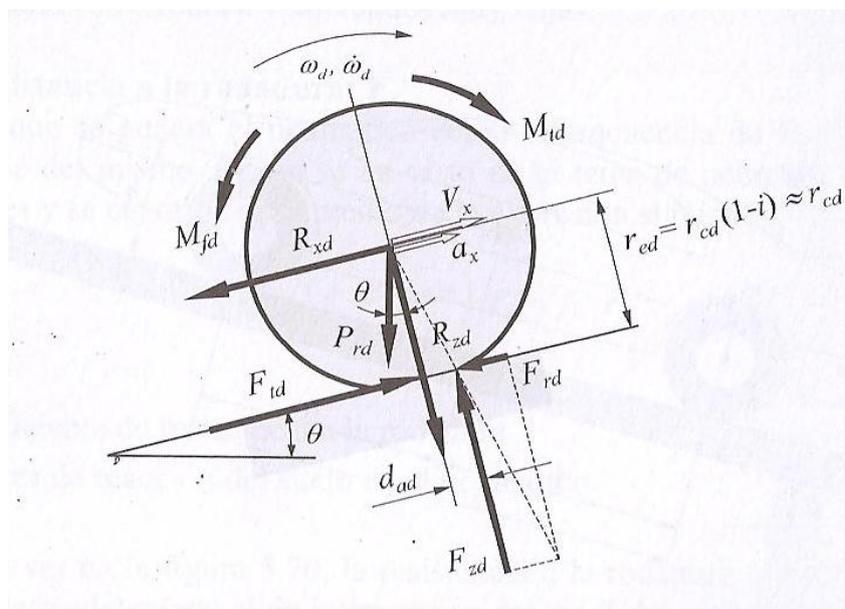


Figura 5.2. Diagrama de la rueda motriz de un vehículo

Las ecuaciones que se deducen para el eje por lo tanto son:

$$\sum F_x : m_{td} \cdot a_x = Fd - R_{xd} - F_{rd} - P_{rd} \quad (4)$$

$$\sum F_z : 0 = F_{zd} - R_{zd} - P_{rd} \cdot \cos \theta \quad (5)$$

$$\sum I_d \cdot \omega_d = M_{td} - M_{fd} - r_{cd} \cdot F_{td} \quad (6)$$

Donde:

R_{xd} R_{zd} : Acciones del vehículo sobre el eje trasero

P_{rd} : Peso de las ruedas

r_{cd} : Radio bajo carga de la rueda

M_{td} M_{fd} : Momento de tracción y frenado

F_{zd} : Reacción del suelo en el eje trasero

m_{rd} : Masa del eje trasero

a_x : Aceleración del eje trasero, equivalente a la del vehículo

ω_d : Aceleración angular de las ruedas

F_{tt} : Fuerza de tracción trasera

I_t : Momento de inercia de las masas en rotación del eje trasero

5.2.4. Análisis en ruedas motrices

Estudiamos lo que sucede cuando un vehículo acelera, comprender la física longitudinal de un vehículo, en aceleración (igualmente en frenada, como se hará más adelante) es de vital importancia cuando se quiere diseñar una pieza fundamental en el comportamiento del mismo como es la suspensión.

Observando la figura 5.2, cuando un vehículo acelera, si es tracción delantera, las ruedas anteriores son las encargadas de ejercer una fuerza de avance, mediante el aprovechamiento de las fuerzas de fricción generadas durante la rotación de los neumáticos entre los mismos y el asfalto. Esa fuerza, que es la que proporciona el avance del vehículo, es F_{td}

y depende directamente del coeficiente de fricción neumático-suelo (el cual depende de muchos factores como ya se explicó en el capítulo 3, y la fuerza normal que soportan las ruedas motrices.

Esta fuerza de avance se ve contrarrestada por las tres fuerzas descritas anteriormente, la fuerza de rodadura, expresada en como F_{rd} la fuerza debida a la resistencia aerodinámica, expresada como R_{xd} además de la fuerza que supone superar una pendiente, $P_{rd} \cdot \cos\theta$.

Cuando se da que la suma de las tres es igual a la fuerza de avance del vehículo, este mismo está circulando a velocidad constante, y en este caso, los brazos de suspensión están soportando únicamente las fuerzas aerodinámicas y de pendiente (que se puede suponer que actúan a modo práctico, en el centro de gravedad del vehículo) por lo tanto, cuando el vehículo circula a velocidad constante porque el par proporcionado por el motor en las rudas equivale al par ejercido por las fuerzas resistentes, únicamente tenemos esos dos esfuerzos soportados por los brazos de suspensión (aerodinámico y de pendiente), ya que la fuerza debida a la resistencia por rodadura actúa directamente en los neumáticos, no en la carrocería del vehículo.

Una visualización interesante de estos fenómenos los vemos en la figura 5.3 donde se representa un vehículo de tracción a las cuatro ruedas. Como se puede ver, las ruedas, tanto delanteras como traseras, son las que arrastran el vehículo a través de los brazos de suspensión.

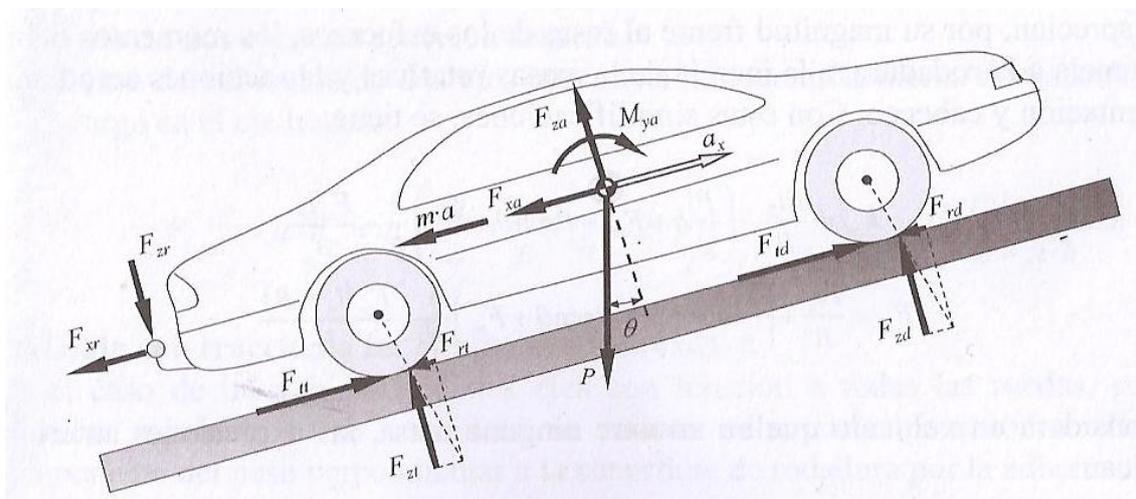


Figura 5.3. Diagrama de fuerzas longitudinales de un vehículo de tracción integral

Cuando el par proporcionado por las ruedas aumenta y supera a la suma de resistencias de avance, el vehículo sufre una aceleración, como se ve en la figura 5.3.

Como se aprecia en esta imagen, ahora tenemos una nueva fuerza a causa de acelerar el vehículo, en otras palabras, la fuerza de avance aumenta, supera a las fuerzas resistentes, y esa fuerza sobrante hace que las ruedas estiren el vehículo a través de los brazos de suspensión con mayor o menor fuerza (dependiendo del par transmitido).

En nuestro caso, disponemos de un vehículo de tracción trasera, pero el análisis de fuerzas en la rueda se ejecuta de manera idéntica que en una rueda motriz delantera, lo que varía en este caso es la fuerza normal que soporta el neumático durante la aceleración, más grande en el eje posterior que en el anterior debido a la transferencia de pesos durante la maniobra de aceleración.

5.2.5. *Análisis en ruedas arrastradas*

En el caso de ruedas arrastradas (ruedas anteriores en nuestro caso), la fuerza de avance es inexistente, por lo tanto en este caso es la carrocería, a través de la suspensión la que arrastra las ruedas, no al revés como en el caso de ruedas propulsoras.

El diagrama de cuerpo libre de este tipo de vehículos es igual al de la vehículo de tracción integral 5.3 pero eliminando la fuerza de avance delantera, (F_{td}) lo que equivale a decir que es la fuerza de avance trasera (F_{tt}) la que vence el conjunto de fuerzas resistentes.

Existirá de igual forma resistencia a la rodadura en las ruedas delanteras, pero vencida esta a través de la fuerza que ejerce la carrocería del vehículo, impulsada por las ruedas traseras, arrastrando las delanteras a través de la suspensión anterior.

5.2.6. *Cálculo de la fuerza de avance*

El cálculo de la fuerza de avance es una tarea cuyo resultado depende de muchos factores, entre ellos, las tres resistencias que se oponen al avance, el par generado por las ruedas etc. Como es un dato no trivial, tiraremos mano de una moderna herramienta de datos, la ya mencionada con

anterioridad, telemetría. En el capítulo 2 disponíamos de los datos de aceleración del vehículo en todo momento en una vuelta rápida por el circuito de Montmeló, como se muestra en la figura 5.4.

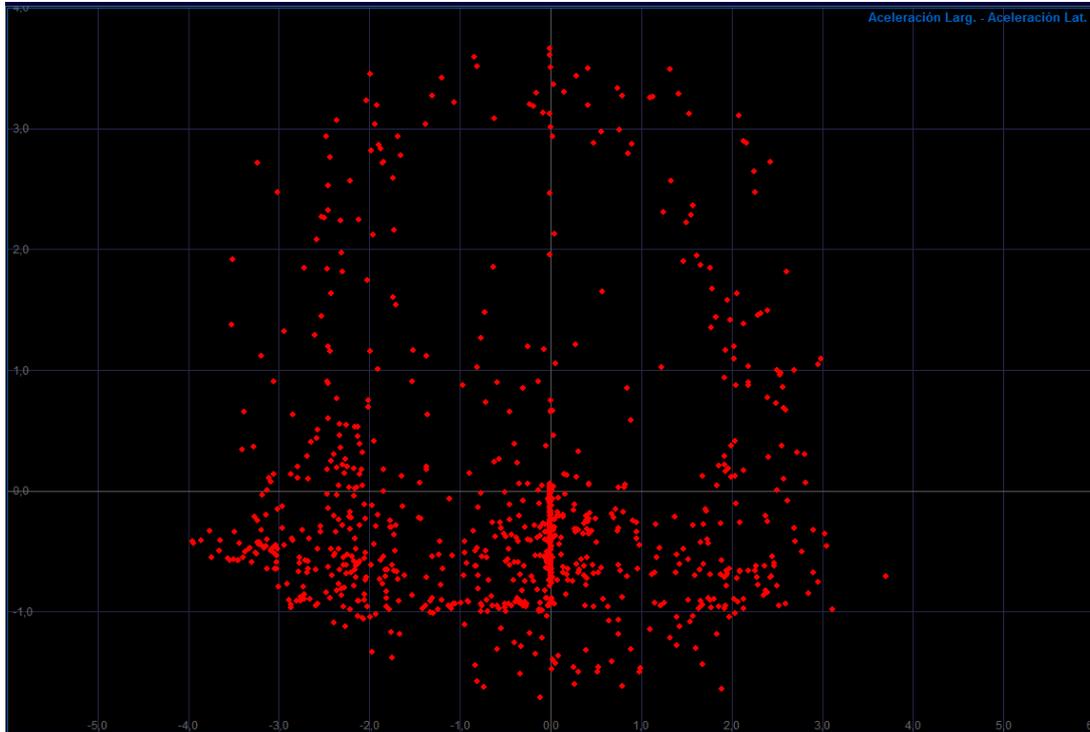


Figura 5.4. Diagrama de dispersión de los diferentes valores de aceleración del chasis del vehículo a estudio

En cuanto a aceleración debida a tracción (negativa en nuestro sistema de referencia), nos interesa el rango de datos que está por debajo del eje de abscisas, concretamente su valor de mayor aceleración, que está muy próximo al eje de ordenadas, lo que significa que el vehículo cuando realizó su mayor aceleración iba más o menos en línea recta.

Obteniendo el valor máximo de aceleración, (teniendo en cuenta la mayoración) podemos sacar F_{tt-1} mediante:

$$F_{tt-0} = m \cdot a \tag{7}$$

Lo que equivale a:

$$F_{tt-0} = F_{tt} + (-F_r - F_{xa} - F_{xr}) \tag{8}$$

Que se expresa de igual manera como:

$$F_{tt} = F_{tt-0} + R_x \quad (9)$$

Donde:

F_r : Fuerza de resistencia por rodadura

F_{xa} : Fuerza de resistencia por efectos aerodinámicos

F_{xr} : Fuerza de resistencia por pendiente

F_{tt} : Fuerza de avance total ejercida por el tren trasero

Donde (F_{tt-0}) no es más que la fuerza sobrante o de más que aportan las ruedas y que hace que el vehículo acelere. Esta fuerza es la que soportan los brazos de suspensión traseros, en un ejercicio de arrastre de la carrocería cuando el vehículo acelera.

Como ya se ha dicho, la rodadura no provoca solicitaciones de carácter apreciable en la suspensión del vehículo, a diferencia de la resistencia aerodinámica y la resistencia a pendientes, por afectar estas directamente en la carrocería, por lo tanto, si queremos obtener la fuerza que, suponiendo las ruedas empotradas en una bancada imaginaria, hace la carrocería del vehículo y que es el método que se empleará para determinar los esfuerzos a los que está sometida la suspensión, tenemos que prescindir de la rodadura, ya que no nos afecta en este caso.

Por lo tanto, la fuerza (F_{xu}) que es la que nos interesa para el cálculo sale de la ecuación 10.

$$F_{xu} = F_{tt-0} + F_{xa} + F_{xr} = F_{tt} - F_r \quad (10)$$

Lo que significa que habría que conocer la resistencia aerodinámica (velocidad) la resistencia a pendiente (en caso de haberla) y los valores de fuerza debida a la aceleración provocada por la propulsión del vehículo en todo momento, para entonces poder sacar el valor máximo de (F_{xu}) y de ahí proceder a calcular las solicitaciones de la suspensión cuando el vehículo acelera.

Hasta aquí la teoría acerca del cálculo de las ruedas motrices en aceleración, lo que implica pasar a estudiar la física de las ruedas arrastradas (anteriores).

Para estas ruedas no se estudiarán las solicitaciones cuando el vehículo acelera por un sencillo motivo, como ya se ha dicho, en el caso de las ruedas delanteras, estas son arrastradas por la carrocería, por lo tanto, la

única fuerza que “estira” a las ruedas en dirección contraria son la resistencia a la rodadura, la resistencia que oponen dichas ruedas al flujo aerodinámico (despreciable) y las fuerzas de inercia debidas a su masa cuando el vehículo acelera (también despreciables a efectos prácticos). Si nos fijamos, cuando el vehículo se somete a frenada (aceleraciones según gráfico de alrededor de 4G’s) el fenómeno es el mismo, la masa suspendida tiene a arrastrar unas ruedas que se oponen al movimiento debido a la fuerza de frenada originada por las pinzas de freno.

Es obvio por tanto, que, hablando de aceleraciones positivas de alrededor de 4G’s, la suspensión sufrirá en mucho mayor medida cuando frena que cuando acelera, en la que los valores no llegan a 2G’s, por lo tanto, es sencillo deducir que un vehículo de estas características, si su suspensión es capaz de soportar esfuerzos de frenado tan extremos, será capaz, de manera holgada de soportar los esfuerzos debidos a aceleraciones tan poco significativas comparativamente hablando.

5.2.7. Transferencia de pesos longitudinal en aceleración

Cuando un vehículo acelera, se produce un momento de giro que tiende a cargar el eje trasero, y aliviar de carga el eje delantero, esto se debe a que existe una distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el centro de las ruedas (donde tenemos la fuerza de tracción).

El hecho de que se cargue en mayor medida el tren trasero al acelerar incrementa la fuerza normal en las ruedas traseras, lo que implica una mayor fuerza de rozamiento entre el suelo y los neumáticos y por ende, una mayor capacidad de tracción, en el tren posterior, este es uno de los motivos por el que los vehículos de gran potencia se suelen diseñar con tracción trasera, ya que los vehículos con tracción delantera pierden capacidad de tracción en las ruedas delanteras cuando el vehículo acelera, cosa inapreciable con potencias moderadas, pero que puede llegar a ser ineficaz con potencias altas.

Para calcular la carga vertical que gravita sobre las ruedas en el proceso de tracción se utiliza un modelo simplificado en el que se supone la suspensión rígida, despreciando por tanto los efectos debidos al cabeceo, y, utilizando el diagrama de cuerpo libre de la figura 5.5 se calculan los momentos respecto a los puntos de contacto rueda-suelo, que deben ser cero.

En este caso se considera el cuerpo libre del vehículo completo, de tal forma que la masa y posición del centro de gravedad son las del conjunto.

Planteando la suma de momentos respecto al punto de contacto rueda-suelo, y la suma de momentos respecto al punto de contacto rueda-suelo delantero, se obtiene:

$$F_{zd} = \frac{Pl_2 \cos \theta - \left(\frac{P}{g} a + F_{xa} + Psen\theta \right) h - F_{xr} h_r - F_{zr} l_r - F_{za} l_2 - (F_{rt} r_{ct} + F_{rd} r_{cd}) + M_{ya} + I_d \omega_d + I_t \omega_t}{B} \quad (11)$$

$$F_{zt} = \frac{Pl_1 \cos \theta + \left(\frac{P}{g} a + F_{xa} + Psen\theta \right) h + F_{xr} h_r + F_{zr} (l_r + B) + (F_{rt} r_{ct} + F_{rd} r_{cd}) - F_{za} l_1 - M_{ya} - I_d \omega_d - I_t \omega_t}{B} \quad (12)$$

Las expresiones anteriores se pueden simplificar, sin que implique un error importante, si se considera el ángulo de rampa o pendiente pequeño, si se considera, como es el caso, que el vehículo no arrastra ninguna masa con remolque, y si se desprecian, por su magnitud frente al resto de esfuerzos, los momentos debidos a la resistencia a la rodadura, a la inercia de las masas rotativas y las acciones aerodinámicas de sustentación y cabeceo. Con estas simplificaciones se tiene:

$$F_{zd} = \frac{Pl_2}{B} - \left(\frac{P}{g} a + F_{xa} + Psen\theta \right) \frac{h}{B} \quad (13)$$

$$F_{zt} = \frac{Pl_1}{B} + \left(\frac{P}{g} a + F_{xa} + Psen\theta \right) \frac{h}{B} \quad (14)$$

Se puede simplificar la expresión entre paréntesis de las dos ecuaciones anteriores, obteniéndose la ecuación 15.

$$F_{zt} = \frac{Pl_1}{B} + (F_{tt} - F_r) \frac{h}{B} \quad (15)$$

Donde (F_{zt}) equivale a la fuerza vertical ejercida en el eje trasero durante aceleración, y donde (F_{ff}) es la fuerza de avance total, y (F_r) es la fuerza debida a la resistencia por rodadura.

La fuerza vertical ejercida en el eje trasero es importante para el diseño de la suspensión, ya que hay que tenerla en cuenta a la hora de dimensionar los elementos que la componen, para ello, se tendrá que graficar la fuerza (F_{zt}) en función de la velocidad (suponiendo una aceleración perfecta y a máximo gas del vehículo desde parado hasta la máxima velocidad) juntamente con el gráfico la fuerza aerodinámica (downforce) en el eje trasero en función también de la velocidad, para determinar el punto más desfavorable.

Cuando el vehículo sale de parado, experimenta la máxima aceleración en marchas cortas para que, a medida que aumenta de velocidad, ir bajando el

empuje, a la inversa pasa con el "downforce" que aumenta cuanto mayor es la velocidad, por lo tanto hay que comparar gráficamente ambos fenómenos para ver cuál es el punto más desfavorable en cuanto a carga vertical se refiere. Dicho proceso se encuentra en el apartado de cálculos del anexo de este proyecto.

5.3. Dinámica de frenado

Suelen decir los que han conducido un F1, que lo más impresionante en cuanto a sensaciones se refiere es la frenada, según palabras de afortunados que la han experimentado, cuando frenas notas que los ojos quieres escapar de sus cuencas.

Quizás exista cierto nivel de exageración en tales afirmaciones, pero lo que sí que es verdad es que un F1 frenar, frena mucho.

Hay que tener en cuenta que un monoplaza es capaz de frenar con la misma intensidad simplemente soltando el acelerador que un coche convencional de calle con ABS apretando el freno a fondo y que si este tipo de vehículos tuvieran sistema de Air bag, lo podríamos hacer saltar simplemente pisando el freno ligeramente. Con todo esto lo que se deduce es que el grado de sollicitaciones mecánicas que sufre un vehículo estilo F1 son muy elevadas, lo que hace que tengamos que estudiar bien este fenómeno para diseñar de manera adecuada nuestro sistema de suspensión, uno de los elementos que más sufre cuando el vehículo desacelera bruscamente a causa de su sistema de frenado.

5.3.1. Ecuación de fundamental de frenado

Para el estudio de la dinámica de frenado se considerará que el movimiento se produce en línea recta y sin acciones laterales sin tener en cuenta el movimiento de la suspensión.

Fijémonos en la figura 5.5 cada rueda representa cada uno de los ejes, y la suma de fuerzas que actúan en ellos. Como se aprecia, las fuerzas externas que actúan en el vehículo son las ya estudiadas con anterioridad, pendiente, aerodinámica y rodadura.

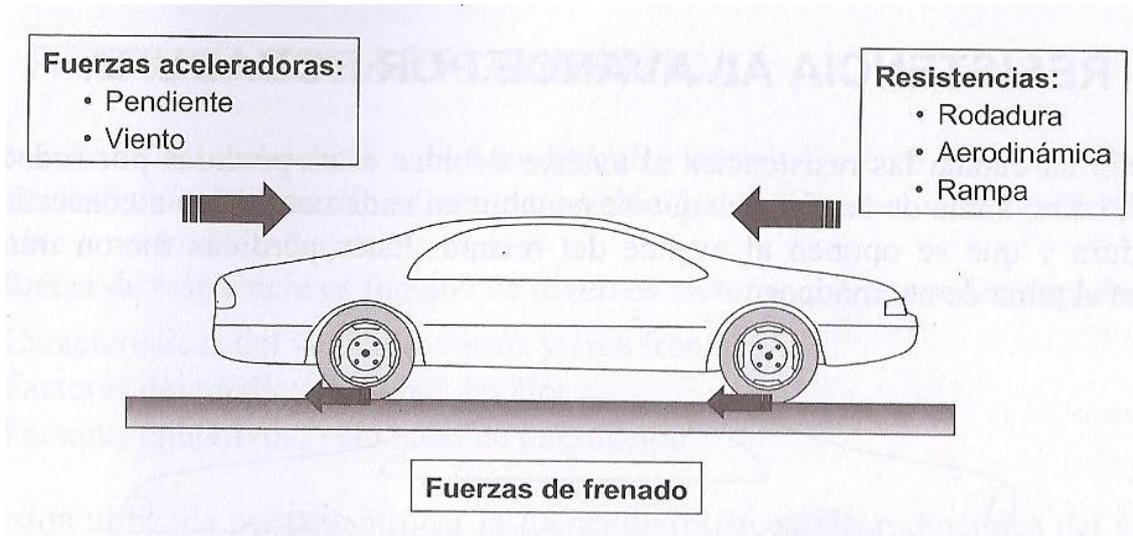


Figura 5.5. Esquema de fuerzas para un vehículo en frenado

En este caso, la fuerza aerodinámica actúa a favor (siempre que la velocidad del viento no supere la velocidad del vehículo y actúe en dirección al movimiento de este), la rodadura siempre lo hace, y la rampa, si es una cuesta actúa a favor, si es una bajada actuará desfavorablemente (necesitaremos o bien más potencia de frenado, o más distancia para detener el vehículo). Cuando estas fuerzas son favorables a la frenada, las llamaremos resistencias, y cuando sean desfavorables, fuerzas aceleradoras.

Expresado matemáticamente, podemos englobar todos estos fenómenos más los debidos a la fuerza de frenado en una misma expresión 16.

$$\sum F_{resist} - \sum accel + F_f = m \cdot a \quad (16)$$

Donde:

m: Masa del vehículo

a: aceleración longitudinal del vehículo

ΣF_{accel} : Todas las fuerzas que favorecen el movimiento del vehículo.

ΣF_{resist} : Total de fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo.

F_f : Total de fuerzas de frenado que se generan en el contacto entre la rueda y el suelo, como reacción a los pares o momentos

que se oponen al giro de las ruedas. Estos pares son consecuencia de la acción del sistema de freno, pero también del motor y de las inercias en rotación.

5.3.2. Fuerza de frenado

Se define como fuerza de frenado la que se desarrolla en el contacto neumático-calzada como reacción al par que se opone al movimiento de giro de dicho neumático, estando limitada principalmente por la adherencia. Si se supera el límite de adherencia del contacto rueda calzada, se produce el bloqueo de la rueda.

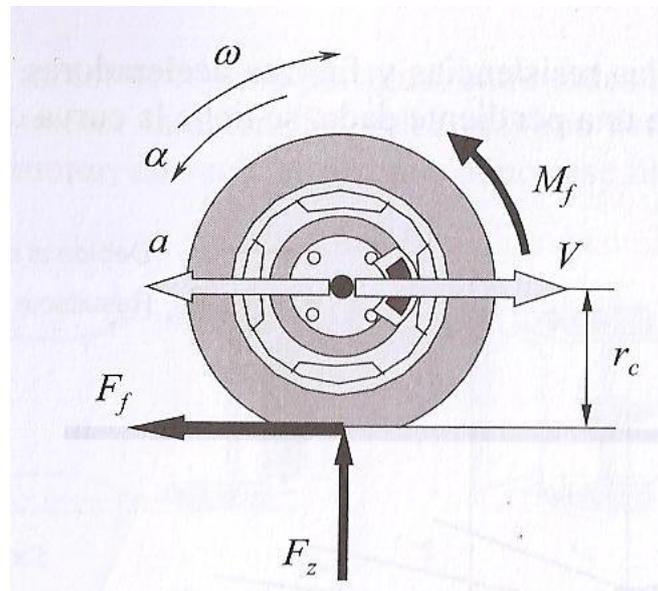


Figura 5.6. Diagrama de cuerpo libre del vehículo en dinámica de frenado

Observemos el diagrama de de cuerpo libre de la figura 5.6, la relación entre el par de frenado debido al sistema de frenos y la fuerza de frenado en el suelo será:

$$M_f = -F_f \cdot r_c = I \cdot \alpha \quad (17)$$

Donde:

I: Momento de inercia de todas las masas de la rueda.

r_c : Es el radio bajo carga del neumático, que puede considerarse igual al radio efectivo.

α : aceleración angular de la rueda.

F_f : Fuerza de frenado que se genera en el suelo.

Por lo tanto, el par de reacción del suelo sobre la rueda será:

$$M_R = F_f \cdot r_c \quad (18)$$

De la expresión que relaciona el par de frenado con la fuerza de frenado se puede deducir que parte de dicho par se consume en la reacción del suelo, en la fuerza de frenado, y otra parte se consume en frenar las masas en rotación unidas a las ruedas.

Por tanto, la fuerza de frenado tomará los valores siguientes:

$$F_f = \begin{cases} \frac{M_f - I \cdot \alpha}{r_c} \leq F_{adhmax} = F_z \cdot \mu_{max} & \text{Sin bloqueo de rueda} \\ F_z \cdot \mu_d & \text{Con rueda bloqueada} \end{cases} \quad (19)$$

Como se deduce de la expresión anterior, la fuerza de frenado está limitada por la adherencia entre la rueda y el suelo. Su valor máximo se obtiene siempre que no se bloquee la rueda, siendo este valor igual a la carga vertical en el neumático por el coeficiente de adherencia máximo.

5.3.3 Transferencia de carga en el frenado

Cuando realizamos una maniobra de frenada, aparecerá en el vehículo una fuerza de inercia que actuará en el centro de gravedad del mismo, (que es donde se supone que tiene concentrada la masa). Esta fuerza será paralela a la superficie de rodadura y lleva el sentido del avance del vehículo.

$$F_{inercia} = m \cdot a \quad (20)$$

Los esfuerzos de frenada se considerarán aplicados en el área de contacto entre los neumáticos y el suelo, y serán la suma de las fuerzas en los ejes delantero y trasero.

$$F_f = F_{fd} + F_{ft} \quad (21)$$

Como los efectos de la inercia y las fuerzas son contrarios, pero sus líneas de acción no coinciden, se produce un par de fuerzas cuyo efecto es una transferencia de carga entre los ejes delanteros y traseros, produciéndose un movimiento de cabeceo.

Para la determinación de la transferencia de carga se plantea el equilibrio de momentos de todas las fuerzas que intervienen en el proceso de frenado, incluida la inercia, en los puntos de contacto de las ruedas delanteras y traseras, con lo que se obtiene:

Suma de momentos en A:

$$\left(F_{xa} + P \operatorname{sen} \theta - \frac{P}{g} a \right) h - (P \cos \theta) l_2 + F_{zd} B = 0 \quad (22)$$

Suma de momentos en B:

$$\left(F_{xa} + P \operatorname{sen} \theta - \frac{P}{g} a \right) h + (P \cos \theta) l_1 - F_{zt} B = 0 \quad (23)$$

Si se desprecia el efecto aerodinámico y se considera un vehículo circulando en llano, despejando de las expresiones anteriores las cargas verticales en los ejes se obtiene la ecuación 24 y la ecuación 25:

$$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2 + \frac{P}{g} a \cdot h}{B} = P_d + \frac{m \cdot a \cdot h}{B} = P_d + \Delta F_z \quad (24)$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1 - \frac{P}{g} a \cdot h}{B} = P_t - \frac{m \cdot a \cdot h}{B} = P_t - \Delta F_z \quad (25)$$

Donde (F_{zd}) es la fuerza vertical que recae sobre el eje delantero y (F_{zt}) es la fuerza que recae sobre el eje trasero en una maniobra de frenada, en función de la geometría del vehículo y la aceleración que supone dicho acción de frenado.

5.3.4. Consideraciones sobre la carga vertical en frenado

Como se ve, la física de frenado, es parecida a la de aceleración, ambas implican una transferencia de carga a nivel de ejes traseros y delanteros, debido a un par que se genera entre la superficie de rodadura, y el centro de gravedad del vehículo a causa de la inercia de este.

En cuanto al diseño de la suspensión, se tendrá en cuenta la carga vertical que proporciona la frenada en el eje delantero por ser una situación desfavorable ya que lógicamente, la suspensión delantera tiene que estar diseñada para soportar los esfuerzos que suponen frenadas de carácter competitivo. Para ello, se tendrá que analizar, como en el caso de los esfuerzos de tracción, los diferentes valores de carga vertical que soporta el eje delantero durante una frenada larga (desde su velocidad máxima hasta 0) teniendo en cuenta el efecto "downforce" (carga vertical también) en todo momento, para encontrar el punto más desfavorable y de esta manera dimensionar correctamente y de manera óptima la suspensión.

Cabe mencionar que no se tendrá en cuenta el efecto de descarga de carga vertical del eje trasero para diseñar el mismo, por ser un efecto no desfavorable.

Los valores de aceleración que se emplearán para resolver las expresiones descritas son las que disponemos de la telemetría de frenada mayoradas, que, como ya se ha explicado en el capítulo 2 (El circuito), provienen de un ensayo que ha consistido en tomar los datos pertinentes de aceleración realizando una frenada desde la máxima velocidad del coche hasta terminar en parado.

5.3.5. Consideraciones sobre los esfuerzos horizontales en frenada

En cuanto a fuerzas horizontales, cuando el vehículo frena, son las ruedas las que se detienen y la carrocería y demás elementos la que tiende a seguir en movimiento, por lo que a efectos prácticos, es esta misma la que tiende a tirar de unas hipotéticas ruedas empotradas a través de los brazos de suspensión, tanto en el eje delantero como en el eje trasero.

En cuanto a las tres archiconocidas fuerzas que tienen tendencia a oponerse o a favorecer el movimiento del vehículo, únicamente se tendrán en cuenta en los cálculos las fuerzas debidas a la pendiente del circuito y a las aerodinámicas. Se prescindirá por tanto de las fuerzas debidas a la rodadura, por formar parte directa de la capacidad de frenado (deceleración del vehículo) y cuyos valores se disponen mediante las telemetrías.

En cuanto a la fuerza de resistencia aerodinámica, esta alivia a la suspensión de esfuerzos en frenado al oponerse el aire al avance del

vehículo pero actuando directamente sobre la carrocería, no en los neumáticos, así pues, las fuerzas aerodinámicas en este caso reducen el nivel de sollicitaciones de la suspensión, lo que tiende a aliviar los esfuerzos que se generan en los elementos de suspensión durante la frenada y que se tendrán en cuenta.

Las fuerzas debidas al paso por una pendiente requieren de un análisis algo más profundo, si hablamos de una frenada producida en una cuesta arriba, el vehículo se detendrá antes, lo que implica una mayor deceleración pero, a diferencia de lo que en principio puede parecer, los brazos de suspensión sufrirán en menor medida que si intentáramos frenar el mismo vehículo y a la misma velocidad en el plano, ya que parte del peso del vehículo ha ayudado a detener el mismo cargando menos los brazos de suspensión.

Si hablamos de una cuesta abajo, el vehículo se detendrá más tarde, debido a que parte del propio peso de la carrocería del vehículo favorece su avance y por ende se necesitan más metros de pista para detener un vehículo si no variamos la potencia de frenado, en este caso, a pesar de haber sufrido una menor deceleración la carrocería, los brazos de la suspensión ha sufrido más, ya que parte del peso extra que tiende a hacer avanzar el vehículo en el caso de una bajada ha tenido que ser soportado por los brazos de suspensión.

Dichas fuerzas, se tendrán en cuenta a la hora de encontrar la fuerza total de frenado en la ecuación 16 y sus derivados.

5.4. Reparto de la fuerza de frenado

En la vida real, un vehículo dispone de una capacidad o potencia de frenado diferente en los ejes delantero y trasero, esto se debe a varios factores, entre ellos, el tamaño de los discos y pinzas de freno en un eje u otro, el tipo y calidad del sistema de frenos delantero y trasera (que en algunas ocasiones no es la misma, léase vehículo con frenos de disco delante y tambor detrás etc.), la diferente distribución de la presión del líquido de frenos delante y detrás, el tipo y características de los neumáticos etc. Todos estos datos suelen ser meramente constructivos, y en ellos no se entrará en el presente proyecto, es decir, supondremos una capacidad de frenado idéntica tanto en el eje delantero como en el eje trasero.

CAPÍTULO 6

MATERIALES

6.1. Introducción

Resulta indispensable, en un proyecto como el presente, dedicar un capítulo al estudio de los materiales, su composición y sobretodo sus características mecánicas para proceder a su elección y cálculo.

Dicha elección de los materiales a emplear está regulada por la normativa técnica de la FIA, en el artículo 15 (Car construcción) de la regulación técnica, ahí se indican los materiales permitidos para la construcción de un F1.

A continuación se exponen y detallan, los materiales escogidos para diseñar la totalidad de partes que componen la suspensión de nuestro vehículo y el motivo de dicha elección.

6.2. Estudio de los materiales

6.2.1. Titanio

El titanio y sus aleaciones son materiales permitidos por el reglamento técnico, siempre y cuando no se emplee para uniones roscadas de diámetro inferior a 15mm. Básicamente, las partes de el presente proyecto que se realizarán de titanio son los anclajes de la suspensión, es decir, los

elementos que se encargan de unir los brazos de la suspensión con el conjunto ruedas o la carrocería del vehículo.

6.2.2. Naturaleza del titanio

El titanio es un elemento químico, de símbolo Ti y número atómico 22. Se trata de un metal de transición de color gris plata. Comparado con el acero, metal con el que compite en aplicaciones técnicas, es mucho más ligero, suele tener una densidad de alrededor $4,5 \text{ g/cm}^3$ frente a $7,8 \text{ g/cm}^3$ del acero. Tiene alta resistencia a la corrosión y gran resistencia mecánica, pero es mucho más costoso que el acero, lo cual limita su uso industrial pero no cuando hablamos de alta competición.

Posee propiedades mecánicas parecidas al acero, tanto puro como en las aleaciones que forma, por tanto compite con el acero en muchas aplicaciones técnicas en cuanto a nivel de resistencia mecánica.

6.2.3. Características del titanio

Entre las características físicas del titanio se tienen las siguientes:

- Es un metal de transición (Es decir, es un elemento químico que está situado en la parte central del sistema periódico)
- Su densidad o peso específico tiene un valor alrededor de 4507 kg/m^3
- Tiene un punto de fusión de 1675°C
- Es de color plateado grisáceo
- Es paramagnético, es decir, no se imanta debido a su estructura electrónica.
- Forma aleaciones con otros elementos para mejorar las prestaciones mecánicas.
- Es resistente a la corrosión
- Refractario
- No es buen conductor del calor ni la electricidad.

Entre las características mecánicas del titanio se tienen las siguientes:

- Mecanizado por arranque de viruta similar al acero inoxidable.
- Permite fresado químico.
- Maleable, permite la producción de láminas muy delgadas.
- Dúctil, permite la fabricación de alambre delgado.
- Duro. Escala de Mohrs alrededor de 6.
- Muy resistente a la tracción.
- Gran tenacidad.
- Permite la fabricación de piezas por fundición y moldeo.
- Material soldable.
- Permite varias clases de tratamientos tanto termoquímicos como superficiales.
- Mantiene una alta memoria de su forma.

6.2.4. Aleaciones de Titanio

Comercial y técnicamente existen muchas aleaciones de titanio. Las aleaciones más conocidas son las siguientes:

- Ti grado 2: Tiene la siguiente composición química: TiFe(0,25-0,30). Es conocido como titanio comercial puro. Tiene una resistencia a la tracción de 345MPa, un límite elástico de 275MPa, una ductilidad del 20% una dureza de 82HRB, se puede soldar y una resistencia eléctrica de 0,56 ($\mu\Omega\text{m}$). Sus principales aplicaciones son campos donde se requiere resistencia a la corrosión y posibilidad de ser conformado como las tuberías, intercambiadores de calor, etc.

- Ti grado 5: Conocido como Ti6Al4V, tiene un porcentaje del 6% de aluminio y un 4% de vanadio. Es la aleación de titanio más utilizada, sobre todo, en el campo de la aeronáutica, en el de la biomedicina o la estomatología. Tiene una resistencia a la tracción de 896 MPa, un límite elástico de 827 MPa, una ductilidad del 10% una dureza de 33 HRB una soldabilidad muy buena y una resistividad eléctrica de 1,67 ($\mu\Omega\text{m}$). Sus aplicaciones son donde se requiera alta resistencia mecánica y altas temperaturas como en (tornillería y piezas forjadas).

- Ti grado 19: Tiene la siguiente composición química $Ti_3Al_8V_6Cr_4Zr_4Mo$ (Beta-C). Tiene una resistencia a la tracción de 793 MPa, una ductilidad de 15% una dureza de 45 HRB, una soldabilidad regular y una resistividad de 1,55 ($\mu\Omega m$). Sus aplicaciones son donde se requiera alta resistencia a la corrosión y a la temperatura (Aplicaciones marinas y motores de aviones).
- Ti6246: Tiene la siguiente composición química: $Ti_6Al_2Sn_4Zr_6Mo$. Tiene una resistencia a la tracción de 1172MPa, un límite elástico de 1103MPa, una ductilidad del 10% una dureza de 39HRB, una soldabilidad limitada y una resistividad eléctrica de 2 ($\mu\Omega m$). Sus aplicaciones don donde se requiera alta resistencia mecánica obtenida por temple.

6.3. Elección de los materiales de titanio

Como se ha descrito, los anclajes de los brazos de suspensión y todos los elementos de unión serán de titanio, debido a su alta resistencia y su baja densidad.

Se ha optado por hacer el estudio con dos clases de titanio, el titanio 6246 y el titanio 6Al-4V (Grado 5). Este último es más ligero, pero menos resistente, el primero tiene una mayor resistencia pero está penalizado en cuanto a densidad se refiere.

En el anexo de cálculos, se ha hecho la comprobación mediante elementos finitos del conjunto de todos los elementos diseñados de la suspensión, lo que nos ha proporcionado datos de los valores máximos de esfuerzos que deben de soportar dichos elementos, para luego realizar la elección del tipo de titanio de entre las dos opciones que se va a empelar.

Concretamente, las partes que se harán de titanio son los anclajes, eslabones y rótulas. En el capítulo Validación de diseño se puede comprobar el material escogido para cada una de las piezas del proyecto.

En las tablas 6.1 y 6.2⁵ se muestran todos los datos técnicos de cada una de las aleaciones que se van a emplear en dicho proyecto.

Tabla 6.1. Propiedades del titanio Ti-6Al-2Sn-4Zr-6Mo (Ti-6-2-4-6)

Propiedades físicas	Métrica	Inglesa	Comentarios
Densidad	4.65 g/cm ³	0.168 lb/in ³	
Propiedades Mecánicas	Métrica	Inglesa	Comentarios

⁵ Datos obtenidos de la página web: www.matweb.com

Dureza, Brinell	360	360	Estimado por Rockwell C.
Dureza, Knoop	392	392	Estimado por Rockwell C.
Dureza, Rockwell C	39	39	
Dureza, Vickers	376	376	Estimado por Rockwell C.
Resistencia última a la tracción	<u>1210</u> MPa	<u>175000</u> psi	
Límite elástico	<u>1120</u> MPa	<u>162000</u> psi	
Elongación de rotura	13.0 %	13.0 %	
Reducción de área	37.0 %	37.0 %	
Modulo de elasticidad	<u>114</u> GPa	<u>16500</u> ksi	En tracción
Coefficiente de Poisson	0.330	0.330	Típicos para Aleaciones de titanio Alfa y Beta.
Charpy, Impacto	<u>9.50</u> J	<u>7.01</u> ft-lb	Muesca-V
Resistencia a fatiga	<u>250</u> MPa	<u>36300</u> psi	Muecas
	<u>620</u> MPa	<u>89900</u> psi	Sin muescas
Resistencia a la fractura	<u>34.0</u> MPa-m ^{1/2}	<u>30.9</u> ksi-in ^{1/2}	K(IC)
Módulo de Cizallamiento	<u>42.9</u> GPa	<u>6220</u> ksi	
Propiedades eléctricas	Métrica	Inglesa	Comentarios
Resistividad eléctrica	<u>0.000190</u> ohm-cm	<u>0.000190</u> ohm-cm	
Propiedades térmicas	Métrica	Inglesa	Comentarios
CTE, lineales	<u>8.60</u> µm/m-°C	<u>4.78</u> µin/in-°F	
	<u>9.90</u> µm/m-°C	<u>5.50</u> µin/in-°F	
	<u>10.4</u> µm/m-°C	<u>5.78</u> µin/in-°F	
Calor específico	<u>0.500</u> J/g-°C	<u>0.120</u> BTU/lb-°F	
Conductividad térmica	<u>7.70</u> W/m-K	<u>53.4</u> BTU-in/hr-ft ² -°F	Value at 540°C is 13.5 W/m-°C
Punto de fusión	<u>1595 - 1675</u> °C	<u>2903 - 3047</u> °F	
Sólido	<u>1595</u> °C	<u>2903</u> °F	
Líquido	<u>1675</u> °C	<u>3047</u> °F	
Beta Transus	<u>935</u> °C	<u>1720</u> °F	
Composición	Métrica	Inglesa	Comentarios
Aluminio, Al	6.0 %	6.0 %	
Molibdeno, Mo	6.0 %	6.0 %	
Tin, Sn	2.0 %	2.0 %	
Titanio, Ti	82.0 %	82.0 %	
Zirconio, Zr	4.0 %	4.0 %	

Tabla 6.2. Propiedades del titanio Ti-6Al-4V (Grado 5)

Propiedades físicas	Métrica	Inglesa	Comentarios
Densidad	<u>4.43</u> g/cm ³	<u>0.160</u> lb/in ³	
Propiedades mecánicas	Métrica	Inglesa	Comentarios
Dureza, Brinell	334	334	Estimada para Rockwell C.
Dureza, Knoop	363	363	Estimada para Rockwell C.
Dureza, Rockwell C	36	36	

Dureza, Vickers	349	349	Estimada para Rockwell C.
Resistencia última a la tracción	950 MPa	138000 psi	
Límite elástico	880 MPa	128000 psi	
Elongación de rotura	14.0 %	14.0 %	
Reducción de área	36.0 %	36.0 %	
Modulo de elasticidad	113.8 GPa	16510 ksi	
Módulo de elasticidad a compresión	970 MPa	141000 psi	
Resistencia a la tracción con muescas	1450 MPa	210000 psi	K _t (factor de concentración de tensión) = 6.7
Coeficiente de Poisson	0.342	0.342	
Charpy, Impacto	17.0 J	12.5 ft-lb	Muesca-V
Resistencia a fatiga	240 MPa	34800 psi	K _t (factor de concentración de tensiones) = 3.3
	510 MPa	74000 psi	Sin muescas
Resistencia a la fractura	75.0 MPa-m ^{1/2}	68.3 ksi-in ^{1/2}	
Módulo de Cizallamiento	44.0 GPa	6380 ksi	
Resistencia al corte	550 MPa	79800 psi	

Propiedades eléctricas	Métrica	Inglesa	Comentarios
Resistividad eléctrica	0.000178 ohm-cm	0.000178 ohm-cm	
Permeabilidad magnética	1.00005	1.00005	at 1.6kA/m
Susceptibilidad magnética	0.00000330	0.00000330	cgs/g

Propiedades térmicas	Métrica	Inglesa	Comentarios
CTE, lineal	8.60 μm/m-°C	4.78 μin/in-°F	
	9.20 μm/m-°C	5.11 μin/in-°F	Promedio
	9.70 μm/m-°C	5.39 μin/in-°F	Promedio
Calor específico	0.5263 J/g-°C	0.1258 BTU/lb-°F	
Conductividad térmica	6.70 W/m-K	46.5 BTU-in/hr-ft ² -°F	
Punto de fusión	1604 - 1660 °C	2919 - 3020 °F	
Solido	1604 °C	2919 °F	
Líquido	1660 °C	3020 °F	
Beta Transus	980 °C	1800 °F	

Composición	Métrica	Inglesa	Comentarios
Aluminio, Al	5.50 - 6.75 %	5.50 - 6.75 %	
Carbono, C	<= 0.0800 %	<= 0.0800 %	
Hidrogeno, H	<= 0.0150 %	<= 0.0150 %	
Hierro, Fe	<= 0.400 %	<= 0.400 %	
Nitrógeno, N	<= 0.0300 %	<= 0.0300 %	
Otros, cada	<= 0.0500 %	<= 0.0500 %	
Otros, total	<= 0.300 %	<= 0.300 %	
Oxígeno, O	<= 0.200 %	<= 0.200 %	
Titanio, Ti	87.725 - 91.0 %	87.725 - 91.0 %	Como balance; composición elemental por ASTM B265
Vanadio, V	3.50 - 4.50 %	3.50 - 4.50 %	

6.4. Los materiales compuestos

En el ejercicio de búsqueda para mejorar la respuesta de los materiales, desde el punto de vista de disminuir el peso y aumentar la resistencia, los materiales tradicionales han llegado a su límite. Los materiales compuestos son un ejemplo de materiales del futuro y que suplen las necesidades expuestas. Un compuesto, o material compuesto es aquel que tiene dos o más constituyentes o fases diferentes.

En un material compuesto, el constituyente mayoritario, recibe el nombre de matriz. En general, el objetivo de hacer un material compuesto es el de mejorar alguna o algunas de las propiedades de este constituyente matriz incorporando otro o otros constituyentes.

La matriz puede ser cerámica, metálica o polimérica (como es nuestro caso) i da lugar a otras familias de materiales compuestos de, como en el caso que nos ocupa materiales de compuestos de matriz polimérica (CMP).

Al material compuesto (fibra de carbono) se le suele llamar refuerzo ya que, en general, mejora o refuerza las propiedades mecánicas de la matriz.

6.4.1. *La matriz*

La matriz ha de mantener los constituyentes de refuerzo en la posición i la orientación deseadas, separándolos para evitar degradación bajo esfuerzos, además, la matriz transfiere la carga entre los elementos de refuerzo. En general, la matriz es más dúctil que el refuerzo, hecho que proporciona la tenacidad a los materiales compuestos. Además, el refuerzo se encuentra protegido de la degradación del medio por la propia matriz.

Los compuestos de matriz polimérica que se encuentran más a menudo son los de resina de poliéster, de vinilo, de resina epoxi, de poliamida, de poliamida, de PEEK i de polietileno.

La geometría i las dimensiones de la fase de refuerzo son parámetros muy importantes a la hora de evaluar la eficiencia del compuesto. De este modo, se pueden clasificar según si el refuerzo se encuentra en forma de fibras, continuas o discontinuas, o bien en forma de partículas o si estas se encuentra dispuestas al azar o siguiendo orientaciones preferentes.

En las tablas siguientes se comparan las propiedades mecánicas de algunos materiales utilizados como matrices (Tabla 6.3), y como fibras de refuerzo y la misma propiedad para el material monolítico (Tabla 6.4)⁶.

⁶ Datos extraídos del libro “La ciencia e ingeniería de materiales” de “Askeland Donald”

Tabla 6.3. Características de materiales utilizados como matrices

Matriz	Densidad (Mgm ⁻³)	Módulo de Young (GPa)	Módulo de Cizalladura (GPa)	de Poisson	Resistencia mecánica (MPa)	Expansión lineal (μm/m-°C)
Epoxi	1.25	3.5	1.27	0.38	0.04	58
Poliéster	1.38	3.0	1.1	0.37	0.04	150
PEEK	1.30	4	1.4	0.37	0.07	45
Aluminio	2.71	69	26	0.33	0.07	24
Magnesio	1.74	45	7.5	0.33	0.19	26
Titanio	4.51	115	44	0.33	0.24	8
Vidrio de borosilicato	2.23	64	28	0.21	0.09	3.2

Tabla 6.4. Comparación de propiedades mecánicas para materiales utilizados como matriz

Material	Geometría	Módulo Young (GPa)	de Resistencia a la tracción (MPa)	Resistencia a la flexión
Alúmina	Fibra (Saffil RF)	300	2000	
	monolítico	380		330
Carbono	Fibra (IM)	290	3100	
	monolítico	10		20
Vidrio	Fibra (E)	75	1600	
	monolítico	75		100
PE	Fibra (S 1000)	170	2950	
	monolítico (AD)	0.4		25
SiC	Fibra (MF)	405	3920	
	monolítico	410		500

La cantidad de refuerzo que puede incorporarse en una determinada matriz se encuentra limitado por un número de factores como pueden ser por ejemplo la capacidad de ser fabricado, o bien la necesidad de asegurar un cierto espacio entre el refuerzo y evitar el contacto fibra con fibra o bien limitar la fragilidad. En el caso de polímeros reforzados con fibras, se pueden fabricar compuestos que hasta un 70% de volumen de refuerzo asegurando la separación entre fibras.

Es importante conocer cómo se comporta el compuesto cuando se le somete a algún esfuerzo. Se considera que el refuerzo actúa de forma eficaz

cuando sobre el recae la proporción más elevada del esfuerzo externo aplicado. Este repartimiento entre la matriz y el refuerzo dependen de la fabricación volumétrica, de la forma y la orientación del refuerzo y de las propiedades elásticas de ambos.

6.4.2. El refuerzo

Una vez tenemos el material compuesto, la mejor manera de hacer una selección entre todos los que habitualmente se utilizan es mediante una tabla comparativa de materiales compuestos. El desarrollo más grande ha estado, y esta todavía, más centrado en el refuerzo de fibra. Existe fibra natural, pero lo más habitual es emplear fibras sintéticas.

Uno de los materiales compuestos más habituales en alta competición por su bajo valor de densidad a la vez de sus valores de resistencia altísimos, es la matriz de resina Epoxi reforzada con fibra de carbono, este es un material idóneo para elaborar los brazos de suspensión, elementos de gran volumen, que por necesidad tienen que ser ligeros (debido a favorecer las prestaciones del vehículo en cuanto a peso y para reducir al máximo la masa no suspendida del monoplaça) además de ser elementos con elevadas sollicitaciones mecánicas, de aquí la elección de dicho material.

6.5. La fibra de carbono

6.5.1 Tipos de fibra de carbono

El carbono se puede presentar en diversas formas alotrópicas, el diamante y el grafito pero también el cuasicristalino y el amorfo. Desde el punto de vista de la fabricación de fibras para el refuerzo, el más utilizado es como grafito ya que la orientación al plano basal, donde el enlace covalente es fuerte, da unas propiedades muy elevadas. Las fibras de grafito se hacen de manera para colocar los planos basales favorablemente. Todo y que el proceso es relativamente caro, se utiliza cuando el uso justifica el precio, como es el caso de la alta competición.

Se pueden obtener a partir del poliácronitrilo (PAN). Ese proceso consiste en estirar el polímero hasta conseguir tensarlo como una fibra tensionada que se calienta a baja temperatura (200-280°C) favoreciendo una reordenación intermolecular. Seguido de una oxidación y posteriormente se vuelve a calentar a elevada temperatura (900-1200°C) en atmósfera de argón. Se obtienen entonces fibras de bajo módulo de Young pero de elevada resistencia y de cristales bien orientados. Si se calienta a 2800°C se produce una grafitización y da lugar a fibras de módulos más elevados pero

también se produce un incremento de la densidad. Por tanto, en aumentar la temperatura de grafitización se obtiene un aumento del módulo de Young. El tratamiento térmico marcará las propiedades de las fibras resultantes. Para mejorar la unión con la matriz se tratan superficialmente para incrementar la rugosidad de la fibra.

Una vez realizado el proceso mencionado, la fibra de carbono puede ser suministrada en dos tipos de formas básicas, en forma de fibra continua y en forma de fibra picada.

- Fibra continua

La fibra continua se presenta en forma semejante a hilos, se puede combinar con casi todos los termoestables y sistemas de resina termoplástica.

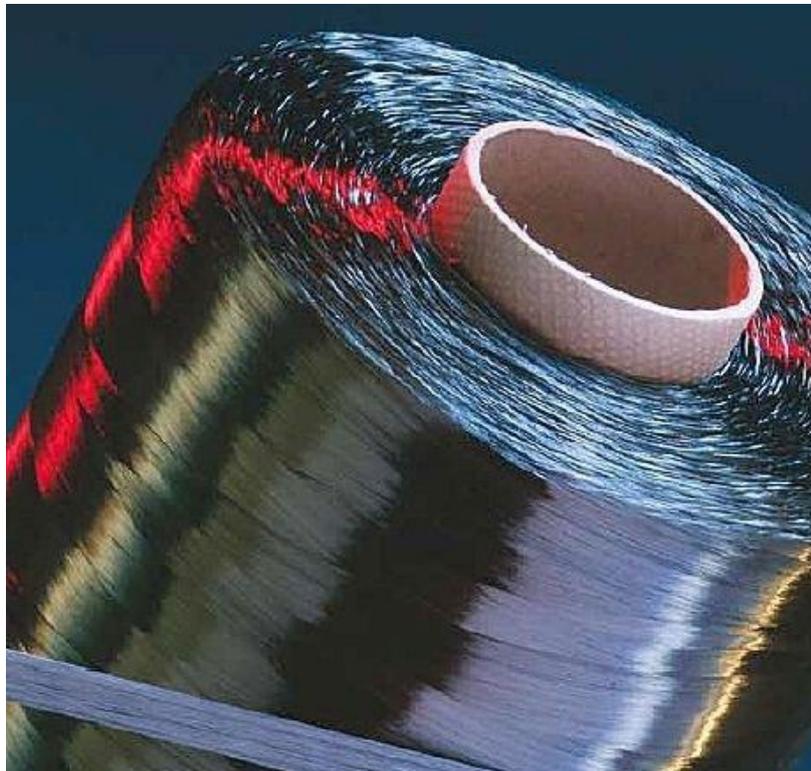


Figura 6.1. *Bobina de fibra de carbono continua*

- Fibra picada

A diferencia de la fibra de carbono continua, esta se presenta en forma de virutas. La fibra picada se utiliza en la compresión y moldeo por inyección para producir compuestos para formar partes de máquinas, engranajes, válvulas etc. Los productos terminados tienen excelentes propiedades frente a la corrosión, altos valores de tensión de fluencia, fatiga, además de características de alta resistencia en general y rigidez.



Figura 6.2. *Fibras de carbono picada*

Un compuesto de fibra de carbono continua tiene la ventaja de tener mayor resistencia en la dirección de las fibras (anisotrópico) a diferencia de un compuesto con resina picada, que tiene una resistencia en general menor, pero homogénea en todas las direcciones (isotrópica). Los brazos de suspensión se fabricarán utilizando fibra de carbono continua, ya que su capacidad mecánica es más elevada en la dirección de las fibras, lo que nos permite obtener unos valores mayores de resistencia si aprovechamos dicha dirección correctamente.

6.5.2. Tipos de tejido de fibra de carbono disponibles

Existen diferentes tipos de mallas o tejidos formados por hilos o fibras de carbono continuas, en función de las direcciones que toman las mallas o la manera de entrelazarlas entre sí.

- Tejido plano (Plain Weave): Un tejido plano es aquel donde cada hilado longitudinal y transversal pasa por encima de un hilo por debajo del próximo. Esta construcción proporciona una tela reforzada que es ampliamente usada en aplicaciones generales y garantiza laminados de espesor predecible. Este tipo de tela es muy estable, por lo que difícilmente se distorsiona.

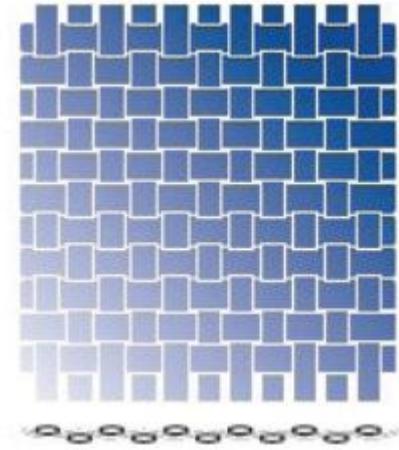


Figura 6.3. *Tejido plano*

- Tejido cruzado (Twill Weave): En un tejido cruzado el número de hilados longitudinales que pueden pasar sobre los transversales pueden variarse, dando distintas construcciones de tejidos cruzados. Los tejidos cruzados se marcan más fácilmente que los tejidos planos y son fácilmente humedecidos.

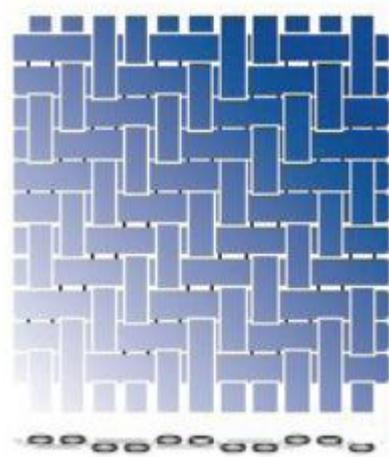


Figura 6.4. *Tejido cruzado (Twill)*

- Tejido satinado (Satin Weave): En las telas del tejido satinado el entrelazado es similar al del cruzado, aunque el número de hilados longitudinales y transversales que pasan por encima y por debajo, antes del entrelazado, es mayor. Por lo tanto, un lado del tejido se construye principalmente con fibras longitudinales, y el otro lado, con transversales, lo cual da un tejido desproporcionado que tenderá a

distorsionarse antes del curado. Tiene un excelente acabado superficial.

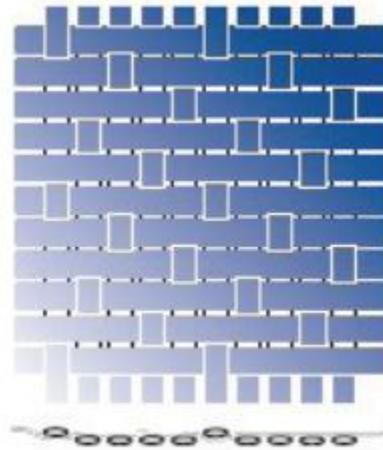


Figura 6.5. Tejido satinado (*Satin*)

- Fibra unidireccional: Este tipo de tramado proporciona un tejido donde la mayoría de las propiedades mecánicas están alineadas en una dirección. Estos tejidos son muy adecuados para piezas que deben resistir esfuerzos transversales.

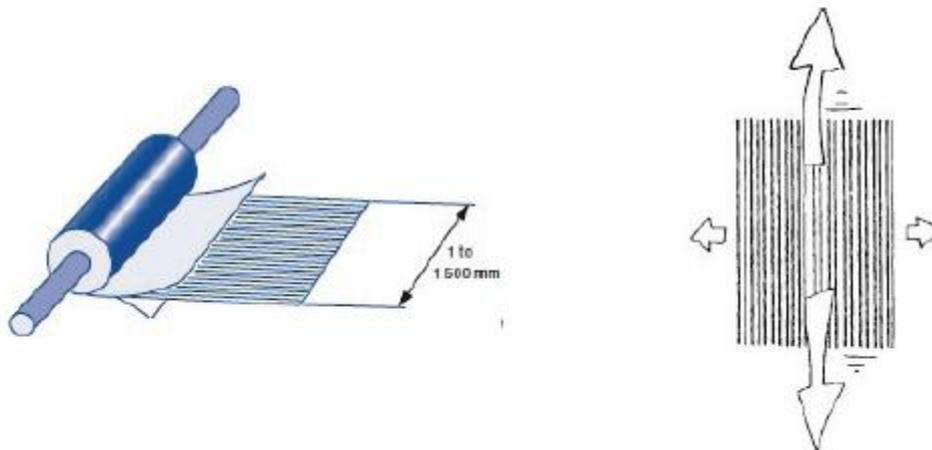


Figura 6.6. Fibra unidireccional (*izquierda*) y distribución de esfuerzos según la dirección (*derecha*)

6.5.3. Resinas de impregnación

Las resinas de impregnación son aquellas que están destinadas a impregnar o "mojar" las telas de laminación, una de las más populares es la resina

epoxi, la cual tiene la ventaja de poseer una muy buena resistencia estructural junto con la propiedad de soportar temperaturas relativamente altas. La mayoría de los sistemas adhesivos o de relleno en pasta tienen a la resina epoxi como base, esto asegura que no tendremos ningún problema de compatibilidad cuando la usemos en operaciones posteriores de relleno y adhesivado.

Los sistemas de resina epoxi constituyen una combinación de varios elementos químicos. Cuando estos se mezclan comienza una reacción que aglutina las moléculas y origina que la resina se convierta en un sólido, manteniendo el componente rígido, y distribuyendo la carga transfiriéndola a las fibras.

Debemos tener muy en cuenta que los materiales compuestos se producen justo al final del proceso de fabricación de la pieza. Sólo cuando el conjunto está curado podemos verificar los atributos o propiedades finales del compuesto.

También debemos destacar que la resina epoxi a diferencia de otros tipos de resina tiene una contracción que es prácticamente despreciable, por ese motivo es el material elegido por excelencia en los laminados de alta calidad.

6.5.4 Libras preimpregnadas (Prepregs)

Las fibras preimpregnadas consisten en una combinación de una matriz (resina) y un refuerzo de fibra o tejido. Es decir, son tejidos o fibras preimpregnadas con resina en estado semicurado. Este tipo de materiales ha supuesto una revolución en la fabricación de piezas compuesta. Ofrecen una notable reducción de tiempo de fabricación de piezas, así como la reducción de peso de las mismas, ya que evitas los excesos de resina que existen cuando ésta se aplica manualmente. Su mayor ventaja es la posibilidad de ser aplicada directamente sobre los moldes de las piezas.



Imagen 6.7. *Bobina de fibras preimpregnadas (Prepreg)*

Como se aprecia, disponemos de una pequeña variedad de tipos de láminas o tejidos para diseñar los brazos de suspensión. Para nuestro diseño, se emplearán fibras preimpregnadas o Prepegs, por las ventajas en cuanto a fabricación y reducción de peso de las piezas a fabricar, objetivo que nos interesa.

Dentro de este tipo de láminas, encontramos una amplia variedad de tipos, según sus características. En la imagen 6.8 apreciamos las diferentes clases de fibras preimpregnadas que encontramos en el mercado.



HEXPly® RESIN SYSTEM	DRY TG ONSET (DMA) °C (°F)	TYPICAL CURE CYCLE		CURE PROCESS		SELF ADHESIVE	ATTRIBUTES
		Temp. °C (°F)	Time (mins)	AUTOCLAVE / PRESS	VACUUM ONLY		
M34	80 (180)	75 (165)	480	X	X	X	Low temperature cure. FST behaviour
M10.1/M9G/M19G	125 (255)	20 (250)	60	X	X		Base line resin Long shelf life
M35-4	150* (302)	135 (275)	90	X			Flexible cure
M76	150* (302)	135 (275)	180	X		X	Tough
M47	130* (295)	120 (250)	90	X			Structural
M52	95 (203)	120 (250)	15	X			Fast cure and glossy
M49	125 (255)	120 (250)	90	X	X		Cosmetic structural
M48	185	180 (356)	120	X			Right Tg
M77	125	150	2	X			Extra fast cure

HexPly® product data

FLOW CONTROLLED HIGH	SELF EXTINGUISHING	OUTLIFE AT ROOM TEMPERATURE days	STORAGE at -18°C (0°F) months	MARKET
X	X	10	12	Rail and Marine
X		42	12	Marine, Automotive, General Industrial, Rail, Wind Energy
X		60	12	High Performance Car
X		21	12	High Performance Car
X	X	30	12	High Performance Car
X		24	12	High Performance Car, Sporting Goods, Aesthetic Parts, General Industrial
X		30	12	Automobile, Sporting Goods, Aesthetic Parts, General Industrial
X		30	12	Doctor Blades and Rollers, High T° Applications, Industrial machinery
X		42	12	Automotive, Sporting Goods, General Industrial

Figura 6.8. Extracto del catálogo de Hexcel donde se aprecian las características de los diferentes tipos de Prepregs

Según los tipos de Prepregs que se muestran en la imagen anterior, escogemos el estilo M47, al ser adecuado como pone en la tabla, para vehículos de alto rendimiento, además de tener como atributo, buenas cualidades estructurales, y sinceramente, al autor del proyecto se lo ocurren no demasiados elementos existentes en un vehículo que realicen una función estructural como lo hacen los brazos de la suspensión.

6.5.5. Características mecánicas

En cuanto a las características mecánicas de las fibras preimpregnadas, concretamente de la clase M47, en el Anexo del presente proyecto se encuentran los datos completos de dicho material. Aun así, hay que hacer hincapié en diversos detalles.

En la figura 6.9 se muestra la tabla del catálogo del fabricante (Hexcel), donde se aprecian las características mecánicas del M47 en forma de malla o tejido.

Property	Test Method	Conditioning	Test Temp	Result
0° Tensile Strength (MPa) Modulus (GPa)	ASTM D-3039	23°C 23°C	23°C 23°C	920 60
0° Compressive Strength (MPa)	ASTM D-965	23°C 23°C	23°C 90°C	715 537
0° Flexural Strength (MPa) Modulus (GPa)	ASTM D-790	23°C 23°C 23°C 23°C	23°C 90°C 23°C 90°C	950 932 43 40
0° Interlaminar Shear Strength (MPa)	ASTM D-2344	23°C 23°C 60°C-90%RH	23°C 90°C 60°C	80 57 39

Figura 6.9. Imagen del extracto del catálogo de propiedades del M47 en forma de malla

Como se aprecia, la tensión de tracción a 23°C en dirección de los dos sentido de las fibras (tanto en sentido horizontal como vertical tienen la misma resistencia) nos da un valor de 920MPa.

Si observamos la figura 6.10, donde se recogen los valores del M47 unidireccional a 23°C, vemos que la tensión a tracción en dirección a las fibras da un valor de 1823MPa, alrededor del doble de resistencia, pero por otro lado, en dirección perpendicular a la dirección de las fibras, tenemos una tensión máxima de 50MPa, valor comparativamente bajo.

Property	Test Method	Conditioning	Test Temp	M46J	IM2-C
0° Tensile Strength (MPa) Modulus (GPa)	ASTM D-3039	23°C 23°C	23°C 23°C	1823 213	2326 153
90° Tensile Strength (MPa) Modulus (GPa)	ASTM D-3039	23°C 23°C 23°C 23°C	23°C 90°C 23°C 90°C	50 46 7.6 5.3	-
0° Compressive Strength (MPa)	ASTM D-965	23°C	23°C	1052	-
0° Flexural Strength (MPa) Modulus (GPa)	ASTM D-790	23°C 23°C 23°C 23°C	23°C 90°C 23°C 90°C	1120 906 199 191	-
0° Interlaminar Shear Strength (MPa)	ASTM D-2344	23°C 23°C 60°C-90%RH	23°C 90°C 60°C	81 54 46	92 63 44

Figura 6.10. Extracto del catálogo del M47 donde se aprecian las características mecánicas del mismo en forma de hilos unidireccionales

Se cumple ahora mediante confirmación numérica, las características mecánicas según la dirección de los tramados que se han expuesto en anterioridad en este mismo capítulo.

En el anexo de cálculos se estudian y calculan las sollicitaciones de los elementos que forman la suspensión del vehículo, donde se puede comprobar que existen esfuerzos en gran parte de las direcciones de los ejes de referencia, lo que hace que el autor del presente proyecto se decante por fibras en forma de malla, para poder soportar de esta manera mejor los esfuerzos en cualquier dirección.

En el apartado Catálogos del Anexo del presente proyecto se encuentra la totalidad de información técnica y características de la fibra de los componentes de fibra de carbono proporcionados por la empresa Hexel.

CAPÍTULO 7

MUELLES Y AMORTIGUADORES

7.1. Muelles

El objetivo principal de los muelles consiste en absorber (se utiliza esta palabra para reivindicar esta acción para los muelles, no para los amortiguadores), esta absorción de energía se produce cuando una de las ruedas pasa por un bache, el muelle absorbe el impacto y lo acumula en forma de energía. La función, por otra parte del amortiguador, es la de “amortiguar” esa energía acumulada por el muelle para que se disipe y libere de forma suave y progresiva. Un muelle es un elemento que tiende a oscilar (estirarse y contraerse) de manera oscilatoria hasta que se disipa su total de energía acumulada, por lo tanto, si no disponemos de un elemento amortiguador, al coger un bache con nuestro vehículo, este oscilaría de forma incómoda e incluso peligrosa hasta el retorno de los muelles a su posición original.

7.1.1. El movimiento oscilatorio

Cuando deformamos un cuerpo de su posición original, este al tener un cierto grado de elasticidad, tiende a originar un movimiento de “vaivén” al

estar sometido a una aceleración variable proporcional al desplazamiento del cuerpo y dirigida hacia la posición de reposo o equilibrio del mismo. A un sistema de estas características lo podemos llamar como "oscilador armónico". Un ejemplo de este tipo de sistema es un muelle convencional, este estaría sometido a una aceleración, $a = -c \cdot x$ (siendo c la constante de aceleración y x el desplazamiento del cuerpo respecto a su posición de equilibrio) y por tanto a una fuerza la cual provoca esta aceleración proporcional al desplazamiento y de sentido opuesto a él, como se ve en la ecuación 1.

$$F = -K \cdot x \quad (1)$$

Esta ecuación representa la ley de Hooke, siendo K la constante del muelle, y donde el signo negativo nos indica el sentido de la fuerza, que es contrario al del desplazamiento.

Ahora imaginemos un cuerpo sustentado por un muelle empotrado por el otro extremo.

En reposo, el muelle ejerce una fuerza exactamente igual al peso del cuerpo que sustenta, y queda comprimido debido con una cierta longitud de muelle, dejando el cuerpo en una posición llamada centro de oscilación.

Si desplazamos el cuerpo de su posición de equilibrio y lo soltamos, éste quedará sujeto a la fuerza ejercida por el muelle y a su peso (cuyo único efecto es desplazar la posición de equilibrio inicial) produciéndose un movimiento armónico. El móvil se desplazará a lo largo de la extensión del muelle (sentido vertical) pasando sucesivamente por A-O-B-O-A, repitiéndose el movimiento hasta la disipación total de la energía que ha acumulado el muelle cuando le hemos ejercido la fuerza inicial para comprimirlo. La velocidad y aceleración del móvil variará en función de la posición del mismo a lo largo del recorrido.

Procedamos por tanto, a definir los conceptos básicos de este tipo de movimientos:

- Período (T): Tiempo que tarda el móvil en pasar dos veces consecutivas por un mismo punto, es decir, el tiempo que tarda el movimiento en repetirse o tiempo que tarda en recorrer, según la figura 7.1 O-A-O-B-O.
- Elongación (x): Distancia del móvil al centro de oscilación (O) en cada momento.

- Amplitud (A): Elongación máxima, contada a partir de O.
- Frecuencia (f): Número de oscilaciones por segundo. Es la inversa del período y como tal tiene unidades de s^{-1} (Hz, Herzios).

Encontrar una ecuación que relaciones x con t es complicado debido a que la velocidad es variable a lo largo de un período, por lo que se suele utilizar para desarrollarla el método explicado a continuación.

Imaginemos la circunferencia de la figura 7.1, un punto P' girando a través del recorrido del perímetro de la misma con velocidad angular constante. La línea recta, siempre vertical que une el punto P' con la horizontal nos indica la posición y velocidad que toma el móvil giratorio en cada momento.

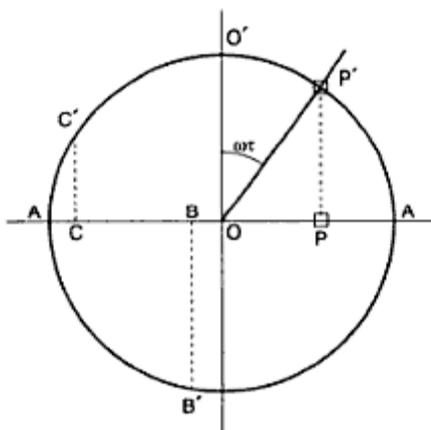


Figura 7.1. Esquema de representación del movimiento oscilatorio de un muelle mediante un movimiento circular

El punto P por tanto, recorre el diámetro horizontal o eje de abscisas de la circunferencia, ocupando en cada instante la proyección del punto P' sobre el diámetro horizontal. Es decir, mientras el primero recorre la circunferencia ocupando las posiciones O', P', B', C' , el otro recorre el diámetro ocupando las posiciones O, P, B, C , de tal forma que, cuando el primero da una vuelta completa a la circunferencia, el segundo ha recorrido (A-O-A-O-A). En estas condiciones, el movimiento rectilíneo sobre el diámetro es un movimiento armónico simple, es decir, el cuerpo situado sobre el diámetro se mueve como si estuviera sometido a la acción de un muelle. Si consideramos que en un instante t el móvil se encuentra en P y el móvil auxiliar, por tanto, en P' , y puesto que este último se mueve con

velocidad angular constante, por simple trigonometría tenemos en cada momento:

$$x = A \cdot \sin(\omega t) \quad (2)$$

La velocidad angular del móvil auxiliar ω es la pulsación o frecuencia angular, y su relación con el período es:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T} \text{ (rad/seg)} \quad (3)$$

La velocidad y aceleración del móvil pueden hallarse mediante derivación de la ecuación del movimiento respecto al tiempo:

Ecuación del movimiento:

$$x = A \cdot \sin(\omega t) \quad (4)$$

Velocidad (1ª derivada):

$$v = \frac{dx}{dt} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \quad (5)$$

Aceleración (2ª derivada):

$$a = \frac{dv}{dt} = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) = -\omega^2 \cdot x \quad (6)$$

De ahí sale la ecuación de la aceleración de la que se ha hablado al principio de este capítulo.

Empleando ahora la segunda ley de Newton, obtenemos la ecuación 7.

$$F = m \cdot a = -m \cdot \omega^2 \cdot x = -K \cdot x \quad (7)$$

Donde m es la masa del cuerpo en kg, y de ahí deducimos:

$$K = m \cdot \omega^2 = m \cdot \frac{4\pi}{T^2} \quad (8)$$

Y aislando el periodo:

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{K}} \quad (9)$$

La constante K se denomina constante de recuperación del muelle y depende del mismo, sus unidades son el N/m es decir, la fuerza que tenemos que aplicarle al muelle para deformarlo 1m. Así se cumple también la igualdad:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{K}} \quad (10)$$

7.1.2. Frecuencias de oscilación

La frecuencia se puede interpretar como la inversa del periodo, por lo tanto:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (11)$$

En física, como ya se ha dicho, las constante elásticas (K) de los muelles se expresan en N/m, pero en competición, y con un uso normal, las constantes del muelle se expresan en kg/cm y no en N/m, por lo tanto, a la hora de calcular muelles, hay que presentar especial atención con las unidades, ya que las fórmulas anteriormente expuestas perderían su coherencia si no utilizamos la unidades adecuadas.

Si reducimos la suspensión a un modelo ideal podemos aplicar la segunda ley de Newton del movimiento, que nos permite relacionar la fuerza recibida por el neumático (debida a las irregularidades de las pista) con la aceleración (a) de la masa no suspendida (m) y la aceleración (A) que se

transmite a la masa suspendida (M). Por lo tanto, obtenemos la ecuación 12.

$$F = m \cdot a = M \cdot A \quad (12)$$

Dada la clara diferencia de pesos entre la masa suspendida y la masa no suspendida, para que se cumpla la ecuación 12 vemos que la aceleración de la masa no suspendida (a) tiene que ser mucho mayor que la aceleración de la masa suspendida (M).

7.1.3 Cálculo de muelles

Los resortes helicoidales son de amplia utilización hoy en día como elementos elásticos acumuladores de energía, por ello, por su sencillez mecánica y de diseño, su fiabilidad y por ser de obligada incorporación en la suspensión de un F1, serán los elementos escogidos para ejercer la función de acumuladores de energía en la suspensión del presente proyecto. En la figura 7.2 se muestran varios tipos de resortes o muelles helicoidales.



Figura 7.2. Resortes helicoidales para la suspensión de turismos de competición

El cálculo de los muelles, según la formulación de la norma DIN 2089, permite obtener el número de espiras del resorte en función de diversos parámetros, como nos muestra la ecuación 13.

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D_m^3 \cdot F} \quad (13)$$

Donde:

F: Fuerza en el resorte

G: Módulo de elasticidad transversal del material del muelle

d: En mm, diámetro del alambre o de la varilla

D_m : En mm, diámetro medio de la espira

n: Número de espiras

f: En mm, desplazamiento del muelle o carrera del mismo.

De la expresión 13, según los datos que tengamos del muelle, podemos extraer unos u otros, por ejemplo, en caso de que nos interesara conocer la fuerza necesaria para comprimir un muelle determinado una longitud específica, bastaría con aislar el término F, siempre y cuando se dispongan de los demás valores de la ecuación.

7.2. Amortiguadores

Los amortiguadores no serán objeto de diseño en este proyecto, se trata de elementos muy complejos que darían cabida perfectamente a otro proyecto de aparte.

Lo que no se puede negar es que son elementos indispensables para un sistema de suspensión como el estudiado, por lo tanto, será necesaria su incorporación en el vehículo.

Lo que se pretende con este capítulo entonces, es estudiar el funcionamiento y la física básica de los sistema de amortiguación para poder escoger con criterio y rigor, el mejor sistema de amortiguación de entre los que se venden en el mercado de la competición.

7.2.1. Funcionamiento de los amortiguadores

Como ya se ha descrito con anterioridad, la función del amortiguador es la de disipar la energía acumulada por los muelles cuando estos se someten a variaciones de forma, de la manera más suavizada pero a la vez rápida posible.

El amortiguador disipa en forma de calor la energía cinética de la suspensión, originada por la dinámica de la masa suspendida o por las perturbaciones en la carretera, para permitir que el conjunto vuelva a su posición neutra de forma controlada, evitando el rebote del neumático y la pérdida de control del vehículo.

La mayoría de amortiguadores son de tipo viscoso o hidráulico, es decir, disponen de un fluido con un determinado grado de viscosidad en su interior, el cual es el encargado de absorber energía en forma de calor. Hay que tener en cuenta que en la historia han existido muchos tipos de amortiguadores hidráulicos, como los giratorios o los de pistón, pero hoy en día, los más habituales y los que incorporaremos en el vehículo de este proyecto son los amortiguadores telescópicos, como el mostrado en la figura 7.3.



Figura 7.3. *Amortiguador de motocicleta de la casa Ohlins con muelle incorporado*

Básicamente, los amortiguadores hidráulicos telescópicos constan de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que hay aceite. Sobre el

pistón existen una serie de orificios y unas válvulas precomprimidas que permiten el paso de aceite de una parte a la otra del pistón cuando la presión supera un valor dado. Los orificios representan el paso permanente y las válvulas el paso de apertura por presión respectivamente.

El paso permanente vienen a ser orificios fijos (salvo cuando el amortiguador es monotubo regulable, en cuyo caso la regulación suele consistir en la variación del tamaño del orificio) que restringen el flujo del caudal. En el caso de las válvulas de apertura por presión, para que estas se abran es necesario ejercer sobre ellas una determinada presión y a medida que ésta aumenta la apertura va siendo mayor. Esquemáticamente se pueden observar los dos fenómenos en la figura 7.4.

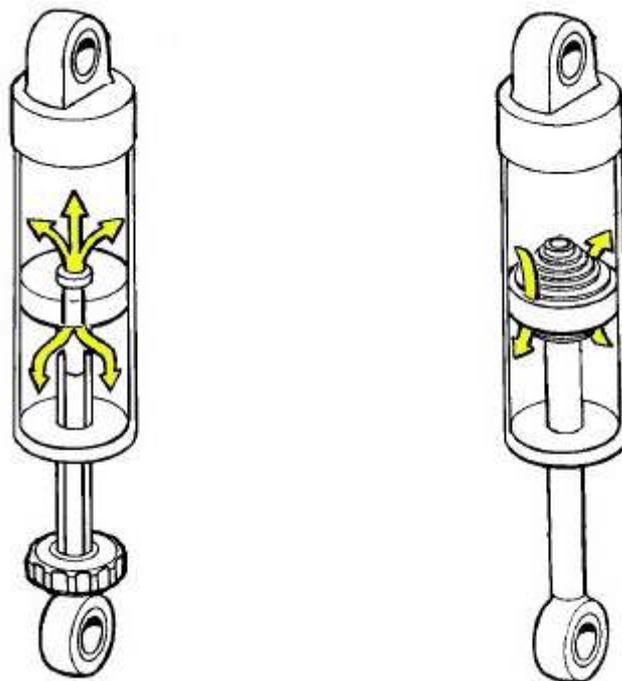


Figura 7.4. A la izquierda, flujo de aceite a través del paso permanente, a la derecha, flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión

En la figura 7.5 se puede ver con detalle un despiece del pistón de un amortiguador, donde se aprecia los discos que componen las válvulas de apertura por presión y la aguja que regula el diámetro de la válvula de apertura por área cuando el amortiguador es variable. Si se mueve la rosca de ajuste de la dureza del amortiguador para "ablandarlo", la aguja abrirá el

orificio facilitando el paso del aceite y disminuyendo la rigidez o "dureza" del amortiguador o viceversa.

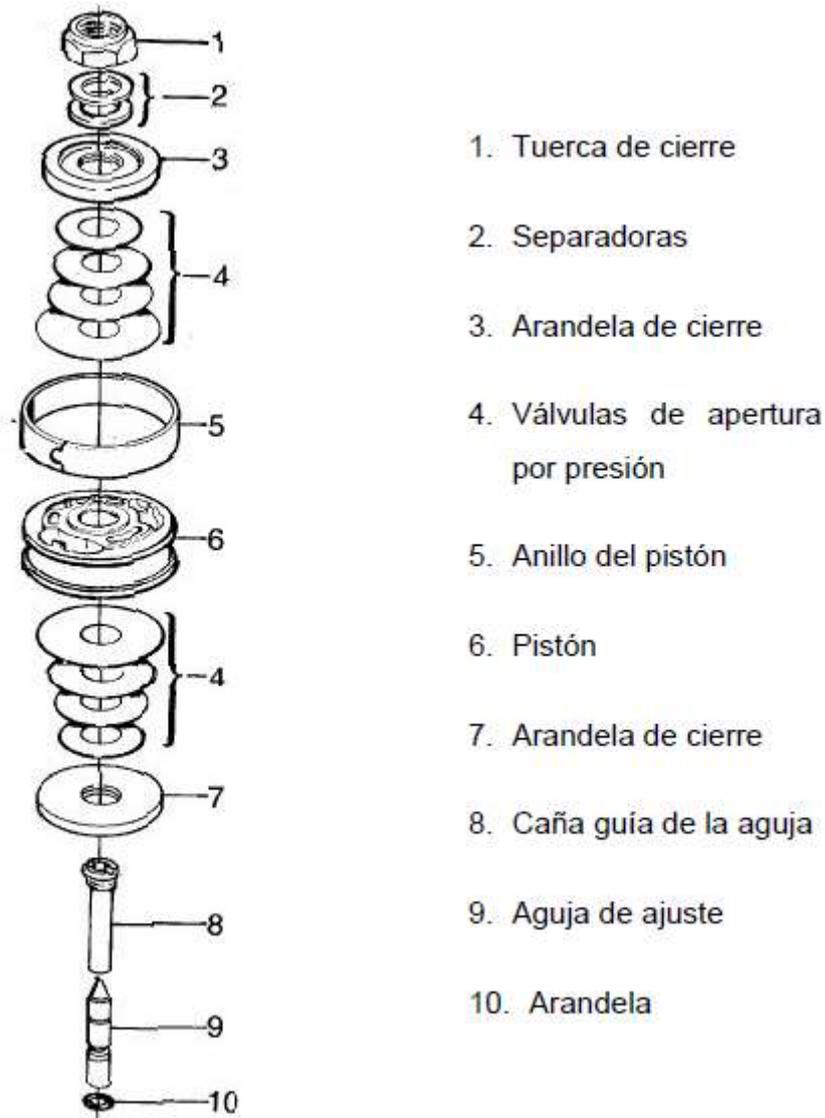


Figura 7.5. *Explosionado del pistón de un amortiguador monotubo*

Cuando la velocidad entre ambos extremos del amortiguador es baja, las válvulas de apertura por presión permanecen cerradas y el aceite pasa a través de los orificios del paso permanente. Una vez la presión del aceite alcanza el tarado de las válvulas de presión, éstas empiezan a abrirse y dejan pasar el aceite. Cuanto más aumenta la presión, las válvulas se abren más hasta que su apertura es completa y la ley de fuerza en el amortiguador queda controlada nuevamente por el paso de aceite a través del orificio del paso permanente.

Lo normal es que las válvulas de extensión y compresión sean diferentes, lo que posibilita que el esfuerzo en compresión sea menor para una misma velocidad. En los vehículos de carretera, interesa utilizar una característica de amortiguamiento más blanda en compresión, esto se hace para evitar la transmisión a través del amortiguador de grandes fuerzas compresivas que se generarían en el camino cuando la rueda se encuentra con un obstáculo.

Existen en el mercado fundamentalmente dos tipos de amortiguadores hidráulicos telescópicos. Los de doble tubo o bitubo y los de un solo tubo o monotubo.

7.2.2. Amortiguadores de doble tubo

Son los más comunes en la actualidad. A su vez los hay de dos tipos. No presurizados (aceite) y presurizados (con aceite y gas). Constan de dos cámaras: una llamada interior y la otra reserva. Hay válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamadas válvulas de pie.

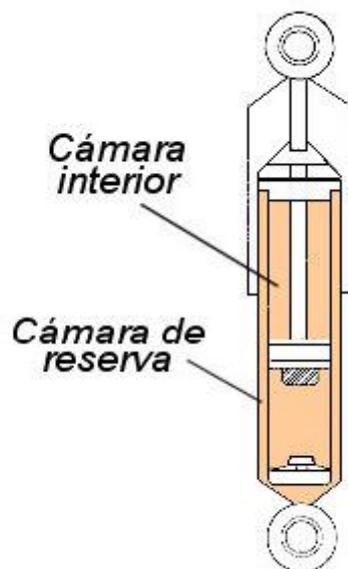


Figura 7.6. Esquema simplificado de un amortiguador bitubo

El funcionamiento de ambos tipos es similar. En la figura 7.7 se aprecian los componentes principales de ambos sistemas, los cuales son:

- Tubo y cámara exterior o de reserva (6)
- Tubo y cámara interior o cilindro (5)

- Pistón (2) acoplado al vástago (1)
- Válvula de pie (7)
- Guía del vástago (3)
- Acoplamientos superior e inferior

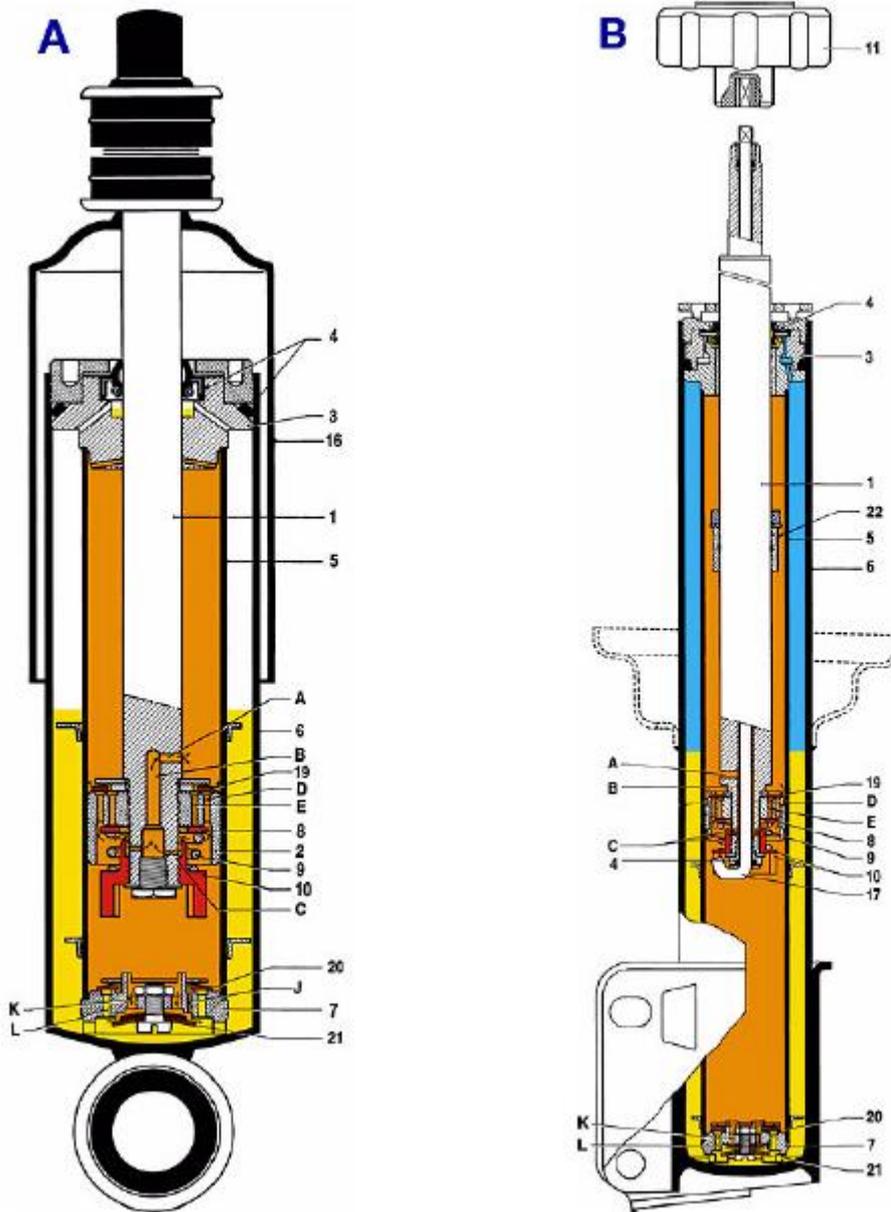


Figura 7.7. Donde A corresponde a un esquema completo de un amortiguador bitubo no presurizado y B corresponde a un esquema completo de un amortiguador bitubo presurizado

7.2.2.1. *Funcionamiento*

- Carrera de compresión: Cuando el vástago penetra, el aceite contenido en la cámara interior fluye sin resistencia a través de los orificios A, B, C y D y la válvula no-retorno (19) hacia el espacio generado al otro lado del pistón. Simultáneamente, una cierta cantidad de aceite se ve desplazada por el volumen que el vástago va ocupando en la cámara interior. Este aceite forzosamente pasa por la válvula de pie hacia la cámara de reserva (llena de aire a presión atmosférica o nitrógeno entre 4 y 8 bar). La fuerza de amortiguamiento viene dada por la resistencia que impone la válvula de pie al paso de aceite.
- Carrera de extensión: Al tirar del vástago hacia fuera el aceite que queda por encima del pistón se comprime y pasa a través de las válvulas que hay en él. La resistencia que el aceite encuentra en dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento de extensión. El aceite que había llegado a la cámara de reserva (6) vuelve sin hallar resistencia por la válvula de pie a la cámara interior para compensar el volumen liberado por el vástago.

7.2.2.2. *No presurizados*

Tienen la desventaja de que se puede formar en ellos bolsas de aire bajo las siguientes condiciones:

- El amortiguador se almacena o transporta horizontal antes de ser instalado.
- La columna de aceite de la cámara principal cae por gravedad cuando el vehículo permanece quieto durante mucho tiempo.
- El aceite se contrae como consecuencia de su enfriamiento al final de un viaje y se succiona aire hacia la cámara principal.

Como consecuencia de ello, en especial en días fríos, algunos amortiguadores pueden padecer lo que se conoce como "enfermedad matinal". Existen en el mercado algunas soluciones para evitar esto.

7.2.2.3. *Presurizados*

Es un tipo de configuración empleada hoy en día en la mayoría de vehículos cuando se busca mejorar las prestaciones de los amortiguadores de doble tubo convencionales. La solución consiste en añadir una cámara de gas de baja presión, 4 bares suele ser una presión suficiente, ya que la fuerza

amortiguadora en compresión la sigue proporcionando la válvula de pie. De esta forma la fuerza de extensión realizada por el amortiguador en su posición nominal es baja. Esto permite utilizar esta solución en suspensiones McPherson en las que se requieren diámetros de amortiguador más elevados.

Sus ventajas respecto a los no presurizados son las siguientes:

- Respuesta de la válvula más sensible para pequeñas amplitudes.
- Mejor confort de marcha.
- Mejores propiedades de amortiguación en condiciones extremas (grandes baches).
- Reducción de ruido hidráulico.
- Siguen operativos aunque pierdan el gas.

Respecto a los amortiguadores monotubos, los de doble tubo presurizados tienen la ventaja de tener una menor longitud y fricción para las mismas condiciones de operación.

7.2.3. Amortiguadores monotubo

De aparición más tardía que los bitubo, su uso está cada vez más extendido, sobre todo en vehículos con altas prestaciones y en competición. Constan de dos cámaras principales. Una contiene el aceite y la otra gas a presión (normalmente nitrógeno) que están separadas por un pistón flotante. Solamente hay válvulas en el pistón.

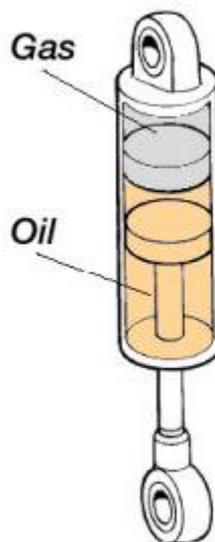


Figura 7.8. Esquema simplificado de un amortiguador monotubo

A la hora de describir su funcionamiento será mejor observar la figura 7.9 en la que se pueden distinguir sus componentes principales.

- Tubo de presión (5)
- Pistón (2) acoplado al vástago (1)
- Pistón flotante, también llamado pistón separador (15)
- Guía del vástago (3)
- Acoplamientos superior e inferior

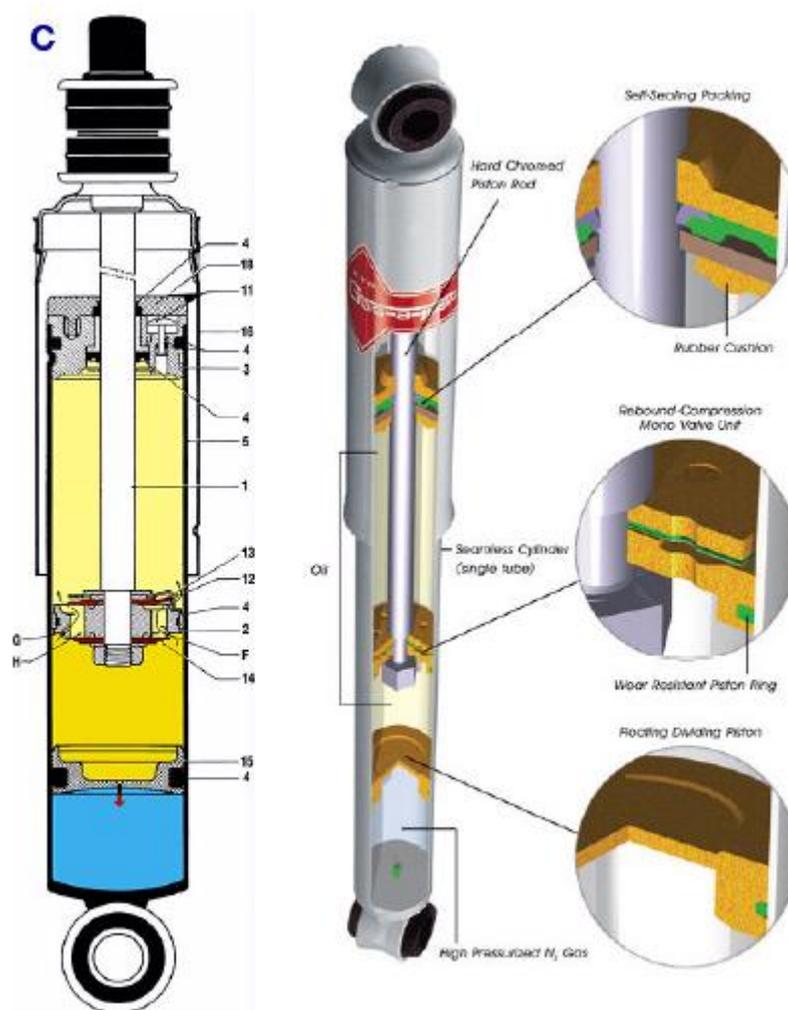


Figura 7.9. Esquema completo de un amortiguador monotubo

Funcionamiento:

- Carrera de compresión (Figura 7.10): A diferencia del bitubo el amortiguador monotubo no tiene cámara de reserva. El problema de ubicar el aceite que ocupa el espacio tomado por el vástago al penetrar se soluciona con una cámara de volumen variable. Mediante el pistón flotante se consigue dividir la cámara interior en dos zonas. Una la del aceite, y otra rellena de gas presurizado a una presión que oscila entre 20 y 30 bares. Al empujar el vástago hacia dentro, la presión que ejerce el aceite sobre dicho pistón flotante hace que la zona del gas se comprima, aumentando la presión a ambos lados (gas y aceite). Asimismo el aceite se ve obligado a pasar a través de las válvulas del pistón. La fuerza de amortiguamiento viene dada por la resistencia que oponen dichas válvulas al paso del aceite.

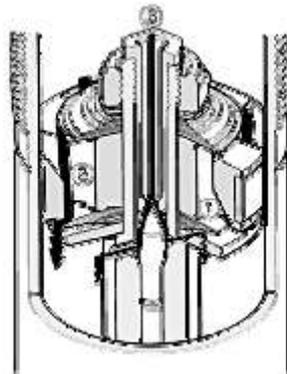


Figura 7.10. *Flujo de aceite a través del pistón durante la carrera de compresión*

- Carrera de extensión (Figura 7.11): Al tirar del vástago hacia fuera el aceite que queda por encima del pistón se comprime y pasa a través de las válvulas que hay en él. La resistencia que el aceite encuentra en dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento de extensión. Por la disminución de presión en la cámara, el pistón flotante vuelve hacia arriba recobrando su posición original para compensar el volumen liberado por el vástago.

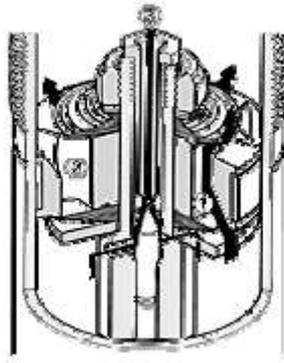


Figura 7.11. *Flujo de aceite a través del pistón durante la carrera de extensión*

Tanto la figura 7.10 como en la 7.11 se observa la división que se produce en el flujo del aceite según vaya por el paso permanente (3) o por las válvulas de apertura por presión (1) y (2).

Los amortiguadores monotubo presentan algunas ventajas con respecto a los bitubo presurizados:

- Buena refrigeración debido a que la cámara está en contacto directo con el aire. Esto se traduce en una mayor eficacia, pues hay que tener en cuenta que el amortiguador es un dispositivo que convierte la energía cinética en energía calorífica.
- Mayor diámetro de pistón a igual diámetro de carcasa, lo que permite reducir las presiones de operación.
- El nivel de aceite no baja al quedar el vehículo estacionado, lo que evita funcionamientos deficientes al volver a arrancar.
- Debido a la presurización, el aceite no forma espuma, evitando problemas de cavitación y resultando un buen amortiguamiento incluso con pequeñas vibraciones de alta frecuencia.
- Gracias al pistón separador, no queda restringida la posición de montaje, pudiéndose colocar incluso tumbados.

Como desventajas se podrían citar las siguientes:

- Mayores costos derivados de requerimientos superiores de precisión, tolerancias de fabricación y estanqueidad del gas.
- La válvula es más compleja.
- Su mayor necesidad de espacio puede aumentar su longitud por encima de 100mm en aplicaciones de automóviles.
- Otra desventaja es la fuerza de extensión que realizan en su posición nominal, debido a la presión interna del gas y a la diferencia de áreas efectivas a ambos lados del pistón. Esta fuerza puede provocar variaciones en la altura de la suspensión que es necesario considerar en su diseño.

Existen además otros tipos de sistemas de suspensión que no se basan en la clásica disposición muelle helicoidal-amortiguador telescópico, además de existir gran variedad de sistemas optimizados con ayudas electrónicas y de suspensión inteligente o activa, pero no se pretende ahondar en ellos debido a su particularidad y escasa presencia en el mundo de la competición demás de estar en su mayoría, prohibidos por la Federación Internationale de l'Automobile (FIA).

Para caracterizar un amortiguador, es fundamental conocer, a parte de sus dimensiones, el gráfico que nos muestre la fuerza de amortiguamiento, en función de la velocidad de recorrido del vástago, tanto en compresión como en extensión. Un ejemplo lo tenemos en la figura 7.12.

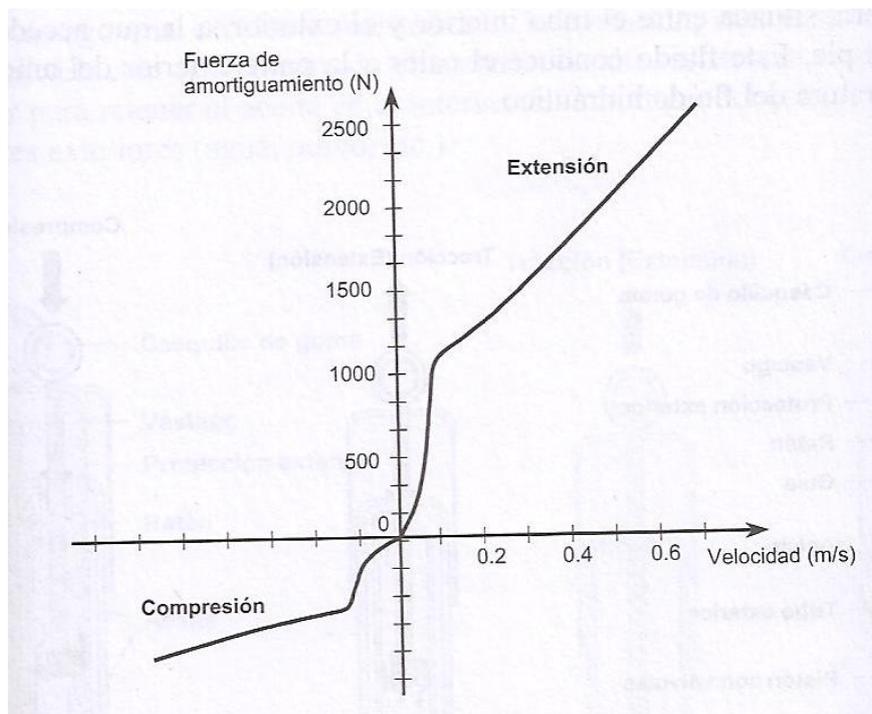


Figura 7.12. Fuerza de amortiguamiento en función de la velocidad de recorrido del vástago

Se aprecia que en un amortiguador convencional, si queremos aumentar la velocidad de extensión hasta valores máximos de 0,1m/s tenemos que aplicar un incremento de fuerza considerable, ya que la pendiente en ese tramo es casi vertical, de igual modo pasa con la compresión.

Por otra parte, la curva a partir de 0,1m/s en extensión y compresión tiende a suavizar su pendiente, lo que conlleva a incrementos de velocidad mayores si incrementamos la fuerza aplicada, ya que la curva tiende a formar una recta con menos inclinación en esos tramos.

7.3 Elección de los amortiguadores

Los amortiguadores se escogerán procedentes de fábrica, concretamente de la marca Koni, empresa especializada en la fabricación de amortiguadores, en la cual tienen un departamento de amortiguadores de competición cuyos productos son utilizados en la F1, GP2 etc.

Nuestro producto escogido se trata de un amortiguador racing de la serie 2612, amortiguadores especiales para vehículos de competición y regulables, esto significa que la dureza del mismo, (el gráfico de la figura 7.12) es variable en función de las necesidades.



Figura 7.13. Amortiguador Koni de la serie 2612

Para ajustar correctamente la dureza de un amortiguador, lo más práctico suele ser el ensayo, es decir, jugar con su regulación y hacer que el piloto circule con el vehículo por la pista para que nos transmita sus sensaciones y de esta manera encontrar el punto óptimo de funcionamiento, ya que muchas veces lo que nos parece bueno sobre el papel, luego no lo es en la pista.

En el presente proyecto por tanto, no se calculará ni estudiará la regulación de la dureza de los amortiguadores.

El catálogo de información y datos técnicos de los amortiguadores de la serie 2612 lo podemos encontrar en el Anexo. De entre toda la gama de amortiguadores, optamos por el modelo con código de longitud (length code) 224 por ser más compacto que los demás, el anclaje de diseño número 1 (topeye, con código según catálogo 71 52 07 081 0), y con cojinete de 7/16 de pulgada (Bearing, con código según catálogo 1425 50 00 14).

Este tipo de amortiguador será el empleado en todo el sistema de suspensión, es decir, el vehículo incorporará 4 amortiguadores de estas características.

Todos los datos de dichos amortiguadores como ya se ha descrito, se encuentran en el Anexo.

Por otra parte el cálculo del muelle, lo encontramos en el Anexo de Cálculos.

CAPÍTULO 8

AERODINÁMICA

8.1. Introducción

Uno de los factores de mayor importancia a tener en cuenta en el mundo de la competición automovilística y más en la F1 y sus variantes, es la aerodinámica, es decir, el estudio del movimiento del aire durante su paso por el vehículo cuando este circula a gran velocidad.

El aire atmosférico es algo que siempre está presente en el entorno que nos rodea y, a pesar de ser un gas fundamental para la vida en nuestro planeta, (y para el funcionamiento vital de un vehículo, el motor) muchas veces se convierte en un obstáculo inevitable cuya presencia dificulta y nos pone trabas a la hora de aprovechar al máximo el rendimiento que un vehículo puede ofrecernos debido a la resistencia que opone el aire al ser atravesado a gran velocidad.

Por otra parte, los efectos aerodinámicos, bien aprovechados pueden ayudarnos a obtener prestaciones que con otros métodos serían imposibles de lograr como el ya nombrado "downforce" el cual nos permite, aprovechando la dinámica de fluidos, apurar el tiempo en curvas de manera extraordinaria.

8.2. La resistencia aerodinámica

Se denomina resistencia aerodinámica, al componente de la fuerza que sufre un cuerpo al moverse a través del aire en la dirección de la velocidad relativa entre el aire y el cuerpo. La resistencia es siempre de sentido opuesto a dicha velocidad, por lo que habitualmente se dice de ella que es la fuerza que se opone al avance de un cuerpo a través del aire.

De manera más general, para un cuerpo en movimiento en el seno de un fluido cualquiera, tal componente recibe el nombre de resistencia fluidodinámica.

Al igual que con otras fuerzas aerodinámicas, se utilizan coeficientes aerodinámicos que representan la efectividad de la forma de un cuerpo para el desplazamientos a través del aire. Su coeficiente asociado es conocido popularmente como coeficiente de penetración, coeficiente de resistencia o coeficiente aerodinámico, siendo esta última denominación especialmente incorrecta ya que existen varias fuerzas aerodinámicas, con sus respectivos coeficientes aerodinámicos, y cada uno de ellos tiene un significado diferente. En este proyecto nos referiremos a dicho coeficiente como coeficiente de resistencia aerodinámica.

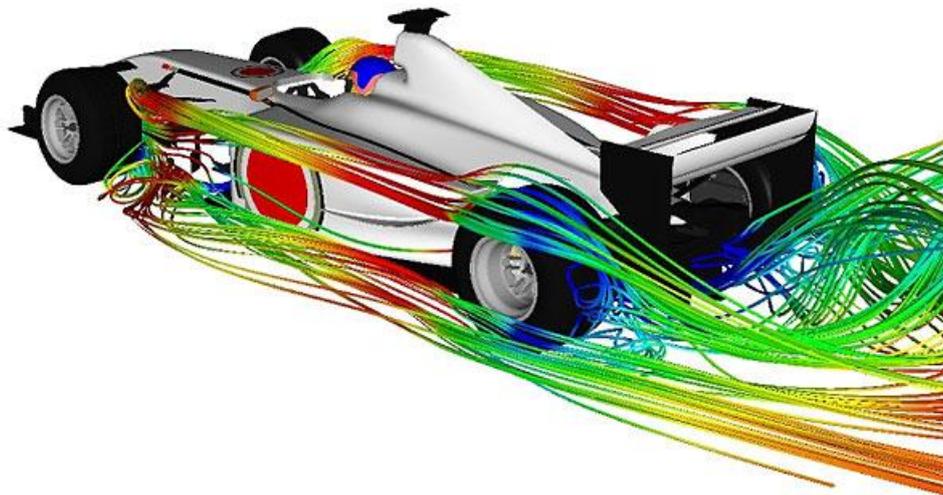


Figura 8.1. Simulación por ordenador del recorrido de las líneas de aire en un F1

8.3. El coeficiente de resistencia aerodinámica en la automoción

La fuerza que sufre el vehículo por su paso a través del aire, depende de muchos factores, la fórmula que nos proporciona dicha fuerza total creada por un automóvil en movimiento se ve en la ecuación 1 cuyo valor lo representaremos como F_{xa} , expresado en N.

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2 \quad (1)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire

C_x : Coeficiente aerodinámico de resistencia aerodinámica longitudinal del vehículo.

A_f : Área frontal del vehículo

V : Velocidad de circulación

Como se aprecia, la fuerza de resistencia aerodinámica varía en función del área frontal del vehículo, ya que cuanto mayor sea esta, mayor fuerza de avance tendrá que realizar el motor del mismo para vencer la fuerza de penetración en el aire.

De la velocidad relativa aire-vehículo, este es uno de los factores de mayor importancia, ya que en la ecuación se encuentra elevado al cubo, lo que significa que la fuerza de resistencia aerodinámica no varía linealmente con la velocidad, si no exponencialmente, lo que implica que viajar a 300km/h en un vehículo implique una fuerza muchísimo mayor que viajar con el mismo a 100km/h.

Como se ve en la ecuación la densidad del aire también tiene un cierto grado de importancia, cuando mayor densidad, mayor fuerza de resistencia aerodinámica. Y por último, tenemos el factor característico de la geometría y diseño de cada vehículo, el coeficiente de resistencia aerodinámica (C_x), este es el factor que diferencia aerodinámicamente a cada vehículo y que nos indica su grado de facilidad o no de fluir con mayor o menor facilidad a través del aire.

8.4. El coeficiente de resistencia aerodinámica

El coeficiente de resistencia aerodinámica (C_x) es como ya se ha dicho, la expresión de la resistencia que ofrece un cuerpo a moverse dentro de un

fluido por razón de su forma. Se toma como un coeficiente adimensional, a partir de la resistencia que hace una plancha cuadrada de metal, de 1m de lado. Al coeficiente de la plancha se le atribuye el valor de 1, y a otros cuerpos de les atribuye un valor como referencia a este.

Hasta cierto punto, el C_x es independiente del tamaño del cuerpo y de la velocidad del fluido. A partir de cierto punto, puede haber variaciones en el C_x por cualquiera de las dos causas. Por esta razón, cuando se trabaja con modelos a escala para estudiar la aerodinámica de una forma, esta escala no suele ser menor en proporción de 1 a 5.

Para encontrar el coeficiente de resistencia aerodinámica, la manera más eficaz es ensayando el vehículo en un túnel de viento, como se muestra en la figura 8.2.

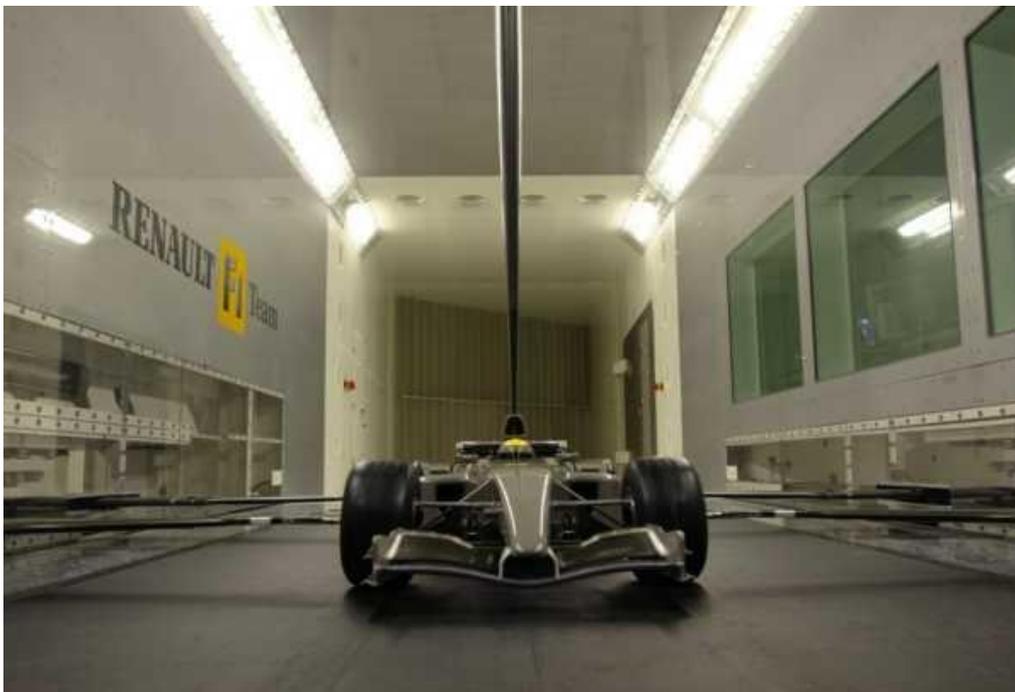


Figura 8.2. Túnel de viento donde se ensaya la aerodinámica de una maqueta de F1 Renault en su proceso de desarrollo

8.5. La aerodinámica en la F1

Las turbulencias generadas por los alerones y las ruedas al descubierto por su paso a altas velocidades a través del aire, así como el flujo de aire necesario para refrigerar el motor y los frenos, todos estos efectos frena al F1 mucho más que a un coche de calle. A pesar de que un F1 pasa de 0 a 300km/h en pocos segundos, su aerodinámica dificulta enormemente que

los F1 puedan superar los 350km/h, al sacrificar la velocidad punta por una mayor velocidad de paso por curva rápida.

Esta alta resistencia al avance hace que cuando un F1 llega a los 300km/h en una curva, sólo con levantar el pie del acelerador la deceleración sea de 1G, similar a la deceleración de un coche de calle de altas prestaciones utilizando el máximo de sus frenos, debido entre otros factores como el freno motor y su bajo peso, a la fuerza de resistencia aerodinámica que sufre el vehículo a tales velocidades.

En la tabla 8.1, se pueden apreciar diferentes valores de coeficientes aerodinámicos en vehículos convencionales y en un F1 con reglajes especiales para el circuito de velocidad de Montmeló⁷.

Tabla 8.1. *Valores de coeficiente aerodinámico y superficie frontal de una serie de vehículos*

Cuerpo	Superficie frontal (m ²)	C _x	SC _x (m ²)
Opel Insignia (2009)		0,27	
Audi A3 (2003)	2,13	0,32	0,68
Audi A6 (1997)		0,28	
Opel Kadett (1989)		0,38	
BMW Serie 1 (2004)	2,09	0,31	0,65
Citröen CX (1974)	1,93	0,36	0,71
Citröen C4 coupe		0,28	
Opel Astra (2004)	2,11	0,32	0,68
Peugeot 807 (2002)	2,85	0,33	0,94
Renault Espace (1997)	2,54	0,36	0,92

⁷Datos extraídos de: <http://www.foro.pieldetoro.net/web/pruebas/ver.php?ID=868>

Renault Espace (2002)	2,8	0,35	0,98
Renault Vel Satis (2002)	2,37	0,33	0,79
Hispano Divo (2003)	9,2	0,349	3,21
Irizar PB (2002) ¹	9,2	0,55	5,06
Camión con deflectores	9	0,70	
Autobús	9	0,49	
Motocicleta		0,70	
Fórmula 1 en Mónaco (el mayor)	1,34	1,084	
Fórmula 1 en Monza (el menor)	1,34	0,7	
Fórmula 1 en Montmeló	1,34	0,979	
Paracaídas		1,33	
Perfil alar simétrico		0,05	
Esfera		0,1	
Cubo valor de referencia		1	

Como se ha dicho y como se aprecian en la tabla, los coeficientes de resistencia aerodinámica de los F1, en comparación con los de algunos vehículos de calle se podrían considerar elevados, esto se debe básicamente a que la aerodinámica de un F1 está pensada para su aprovechamiento en curvas mediante el efecto downforce, sacrificando efectividad en cuanto a resistencia aerodinámica frontal, ya que todo en este ámbito es compromiso, se sacrifican unas prestaciones para obtener otras en función de las necesidades que más nos interese cubrir.

8.6. El downforce

Los alerones de un F1 operan igual que las alas de un avión pero al revés. El aire fluye a diferentes velocidades por los dos lados del ala por tener que recorrer distancias diferentes y esto crea una diferencia de presión según el principio de Bernoulli. En los aviones esa diferencia de presiones produce sustentación para mantenerlo en el aire, y en un F1 produce lo contrario a la sustentación, es decir, carga aerodinámica empujándolo hacia abajo.

La carga aerodinámica es mayor cuanto mayor sea la velocidad del monoplace y a 130km/h la carga aerodinámica de un F1 ya es similar al propio peso del monoplace. Este dato significa que un F1 podría rodar por el techo a velocidades superiores a los 130km/h, adaptando, lógicamente los sistemas de alimentación de combustible y aceite. A alta velocidad, el downforce llega a triplicar el peso del coche.

Así, el downforce permite a un F1 tener velocidades de paso por curva rápida increíbles, y pasar por curvas como Eau Rouge a más de 300km/h cuando los mejores turismos de carreras no pueden superarla a más de 150-160km/h.

La fuerza downforce, o fuerza de resistencia aerodinámica vertical viene dada también como en el caso de la fuerza de resistencia aerodinámica mediante una expresión representada en la ecuación 2.

$$F_{za} = \frac{1}{2} \rho \cdot C_z \cdot A_p \cdot V^2 \quad (2)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire

C_z : Coeficiente de resistencia aerodinámica vertical

A_p : Área del vehículo responsable de la carga vertical

V : Velocidad del aire

Como se aprecia, la expresión de fuerza de resistencia aerodinámica vertical es prácticamente idéntica a la de fuerza de resistencia aerodinámica longitudinal. El signo de la fuerza ejercida según nuestros ejes de referencia en el caso de la ecuación de la fuerza de resistencia aerodinámica vertical es siempre positivo, a diferencia del signo de la expresión de la fuerza aerodinámica longitudinal, que siempre dará negativo (siempre la velocidad

relativa del vehículo respecto del viento tenga dirección positiva es decir, prácticamente siempre).

8.10. Cálculo del downforce

8.10.1 Porcentaje de carga aerodinámica vertical

Como es sabido, el diseño geométrico de un F1 (la zona que podríamos llamar mojada, es decir, en contacto directo con el aire en movimiento) es el responsable de la dinámica del vehículo frente a su paro a través del aire. Todo el diseño en si (desde los retrovisores, hasta las aletas, difusores etc) está pensado para garantizar unas exigencias aerodinámicas determinadas, pero entre todas las partes que componen la zona exterior de un F1, encontramos dos piezas concretas que son las máximas responsables de aprovechar el aire en movimiento para pegar el vehículo contra el asfalto, estas son el alerón delantero y el alerón trasero, figura 8.3.



Figura 8.3. Alerón trasero (izquierda) y alerón delantero (derecha) de un McLaren y un Ferrari respectivamente

La gran mayoría de carga aerodinámica vertical la ejercen los dos elementos mostrados, pero otras zonas también cumplen en cierto modo la función de alerón, por lo tanto, la carga aerodinámica total downforce se puede descomponer en 3 porcentajes, un 30% de la carga que recae sobre el alerón delantero, un 40% de la carga que recae en el alerón trasero, y el

30% en una zona central que se tomará como en el centro de gravedad del vehículo⁸, como se muestra en la figura 8.4.



Figura 8.4. *Reparto de cargas aerodinámicas verticales en un F1*

Como se aprecia en la figura anterior, en un caso concreto de vehículo F1 circulando a muy altas velocidades (alrededor de su máxima velocidad) la carga total ejercida por el donwforce en el caso de la figura es de 1.800kg.

Esta es una carga realmente importante si se quiere realizar un correcto diseño de la suspensión de un F1, ya que esta, (entre otras) soporta casi de forma directa los esfuerzos provocados por las elevadas cargas aerodinámicas verticales.

8.10.2. Cálculo de la carga total aerodinámica vertical

Para el cálculo de la carga total aerodinámica vertical es primordial conocer de antemano el valor del coeficiente de carga aerodinámica vertical, característica de cada vehículo.

En la tabla 8.2⁹ se muestran diferentes valores de diferentes coeficientes tanto C_x como C_z para diferentes reglajes de un mismo vehículo para diferentes circuitos. También se muestran las velocidades máximas y la carga aerodinámica expresada en kg a dicha velocidad.

⁸ Datos extraídos de <http://f1-dictionary.110mb.com/wings.html>

⁹ Datos extraídos de [la](#) revista "F1Racing", June of 2008

Tabla 8.2. Valores de coeficientes aerodinámicos para valores de velocidad y carga aerodinámica vertical

	Cz	Cx	Eff,	V (Km/h)	A (Kg)
Australie	2,634	0,951	2,77	306	1527
Brésil	2,678	0,991	2,7	310	1593
Espagne	2,681	0,979	2,74	308	1574
Monaco	2,804	1,04	2,7	290	1460
France	2,501	0,911	2,75	307	1459
Allemagne	2,913	0,761	2,88	350	1663

Una vez disponemos de la carga a una determinada velocidad, el coeficiente C_a y la velocidad, (además de la densidad del aire por ser dato disponible) resulta sencillo calcular con la ecuación 2 el área de superficie en planta responsable de la carga vertical aerodinámica. Una vez obtenemos ese dato, disponemos de todas las herramientas para calcular el valor de downforce en función de todo el rango de velocidades del vehículo desde parado hasta su velocidad máxima. Todos estos cálculos se encuentran en el Anexo del presente proyecto.

Hay que tener en cuenta también, que tanto el coeficiente C_x como el coeficiente C_z sufren un ligero cambio de valor en función de la velocidad, ya que hay elementos del vehículo que se comportan de una determinada manera a una determinada velocidad de penetración del aire, y otros que se comportan de otra, pero en este proyecto, y al no tratar en profundidad sobre el tema aerodinámica, tomaremos el valor como constante, pero aplicando un factor de mayoración de las cargas, tanto verticales como horizontales para asegurar compensar aproximaciones en el diseño.

8.11. Resistencia aerodinámica de los elementos de suspensión

En el mundo de la competición cada décima de segundo a tu favor o en tu contra cuenta, estamos hablando de un deporte/ingeniería en el cual todos y cada unos de los elementos del vehículo tienen que estar optimizados al máximo para garantizar la mínima pérdida de tiempo por vuelta, y la aerodinámica tiene una influencia aplastante en este aspecto.

En el sistema de suspensión objeto de diseño en este proyecto, los elementos como muelles, amortiguadores, anclajes a chasis y a manguetas etc. Van "escondidos" del paso del contacto directo del flujo de aire en movimiento, por lo que los efectos aerodinámicos no tendrán efecto alguno

apreciable en ellos, pero hay elementos, como los brazos de suspensión que sí van descubiertos y entran en contacto directo con el flujo que nos rodea, lo que implica que un mal diseño aerodinámico de los mismos aumente el Drag y por tanto pueda llegar a restar tiempo por vuelta, por este motivo, el perfil de los brazos de suspensión se diseñarán lo más aerodinámicos posibles para ofrecer la menor resistencia al paso del viento posible, cumpliendo con los criterios de rigidez exigidos.

En F1 van más allá de todo esto, no solo se diseñan los perfiles de la manera más aerodinámica posible, si no aprovechando su estancia ante el paso del fluido para reconducir el aire según las necesidades, favorecer la entrada de aire en el difusor además de innumerables inventos de ingeniería avanzada que aquí no contemplaremos.

8.12. Resistencia aerodinámica en función de la geometría

Cuando un objeto circula por un flujo de aire, las partículas del gas que primeramente se encuentran con el objeto chocan contra este en su zona frontal, a ejemplos prácticos podría considerarse como un accidente en una autopista, si imaginamos que una roca (representado al objeto) cae en medio de una carretera transitada a gran velocidad, los coches, (representando a las partículas de aire) chocarán contra ella, lo que a efectos fluidodinámicos se podría interpretar como un aumento de presión en la parte de choque directo entre el gas y el objeto.

Siguiendo con el ejemplo, una vez los vehículos han reaccionado después del choque, girarán y evitarán la roca, continuando su marcha por ambos laterales de la misma, esquivando el objeto y uniéndose a la circulación normal una vez pasada la roca, lo que implica que en la zona posterior de la roca, quede un hueco vacío de coches, que físicamente se podría interpretar como una disminución de presión o incluso para no complicarnos, ausencia de ella. Entender lo que le pasa al objeto una vez explicado este es sencillo, a nivel de dinámica de fluidos, en la parte delantera del objeto tendremos un nivel de presión más elevada respecto al resto del ambiente, lo que a efectos físicos equivale a una fuerza empujando al objeto en la misma dirección de avance del fluido. Por consiguiente, en la parte trasera del objeto, donde tenemos menos presión (lo que en el argot automovilístico suele llamarse rebufo) lo que implica una fuerza que tiende a absorber el objeto, a succionarlo, de igual manera que cuando tomamos el zumo de una pajita, lo que implica otra fuerza más en la misma dirección otra vez de la velocidad del viento. En la figura 8.5 se ve claramente la zona de choque de

partículas de aire por la zona delantera, y la ausencia de las mismas en la zona posterior (rebufo).



Figura 8.5. Simulación por ordenador de la trayectoria de las partículas de aire al pasar a través de un vehículo con una determinada velocidad

Queda claro entonces que para dotar a un objeto de la menor resistencia aerodinámica posible, es importante evitar estos dos fenómenos, en la figura 8.6 se muestran tres objetos diferentes, y el comportamiento de cada uno de ellos frente al flujo de viento.

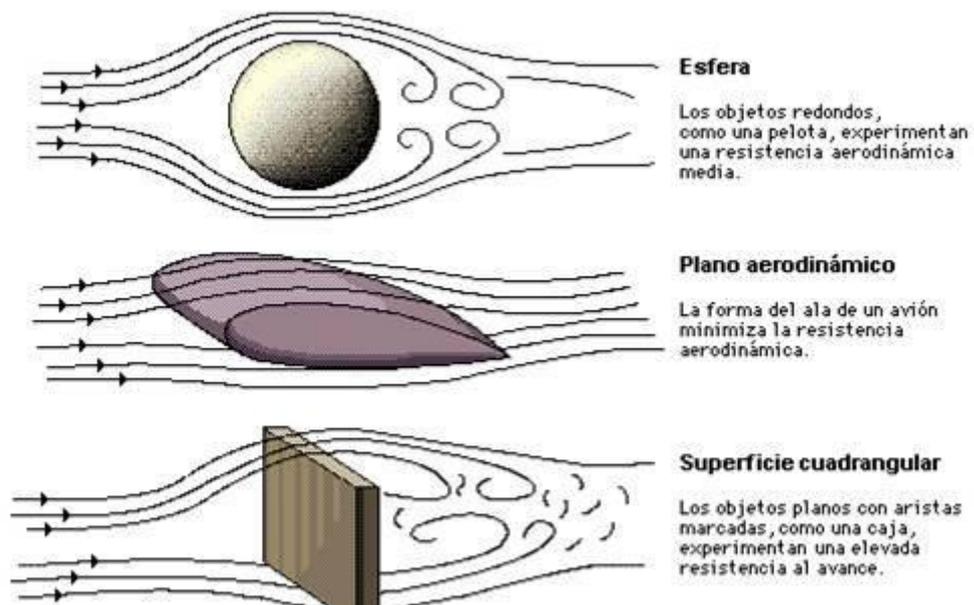


Figura 8.6. *Comportamiento aerodinámico de una esfera, un plano aerodinámico y una superficie cuadrangular*

Como se aprecia en la figura, el objeto que corta el flujo de aire con menos brusquedad y que después permite unir las dos corrientes que pasa a su alrededor nuevamente de forma controlada y suavizada es el plano aerodinámico.

En la figura 8.7, se muestran diferentes valores de coeficientes de resistencia aerodinámicos para diferentes formas geométricas. Como se ve, el cuerpo que presenta un menor coeficiente es el "Streamlined Body" o cuerpo aerodinámico, con un valor de $C_x=0.04$.

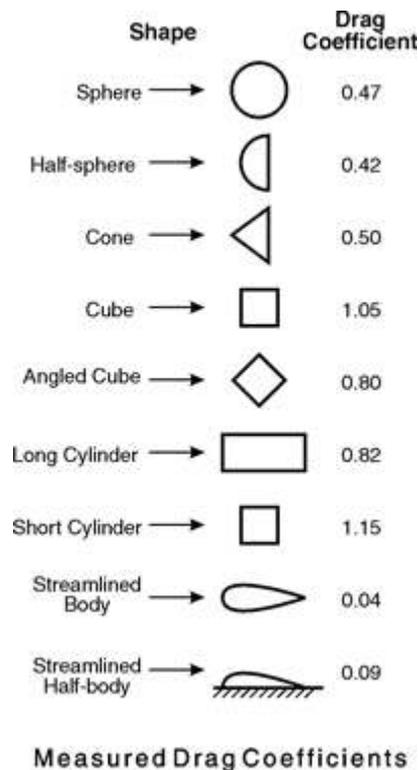


Figura 8.7. *Diferentes valores de coeficiente aerodinámicos para diferentes tipos de geometrías*

En nuestro diseño, las secciones de los brazos de suspensión, tendrán un perfil que cortará el flujo de aire, es decir, en dirección horizontal o X en nuestro sistema de referencia, con una sección lo más próxima a un perfil aerodinámico o con forma de gota de agua, como el de la figura, para que

de esta manera, la suspensión ofrezca la menor resistencia al paso del aire posible.

CAPÍTULO 9

UNIONES, VALIDACIÓN DE DISEÑO Y ELEMENTOS NORMALIZADOS

9.1. Análisis

Para el análisis de los componentes que conforman la suspensión objeto de diseño, se utilizará el método de los elementos finitos, dichos cálculos se encuentran en el Anexo, apartado de cálculos.

Para realizar un análisis de una serie de componentes interconectados o unidos entre sí, es posible realizar su cálculo separadamente, es decir, calcular pieza a pieza, analizando las fuerzas y momentos que se

transmitirían de unos elementos a los otros, y exportándolas a las zonas de unión correspondientes.

En el presente proyecto, se ha optado por realizar el análisis en conjunto es decir, con los elementos ya ensamblados entre sí, buscando una mayor fiabilidad virtual y una mayor rapidez de análisis, motivada por la elevada cantidad de combinación de fuerzas que se han de analizar.

Para realizar dicho análisis, resulta imprescindible analizar en profundidad las zonas de unión entre piezas, el tipo de unión y de esta manera interconectar virtualmente los elementos de manera óptima para que al realizar el análisis, el programa nos de los resultados con la mayor fiabilidad posible.

El programa Catia V5, que es el que será utilizado para llevar a cabo tal fin, nos proporciona una serie de herramientas para realizar uniones virtuales en ensamblajes de piezas, para su posterior análisis.

9.2. Tipos de uniones y método de conexión

Existen en el conjunto de componente que forman el diseño, 4 tipos de uniones básicas.

9.2.1. Uniones con pasador roscado

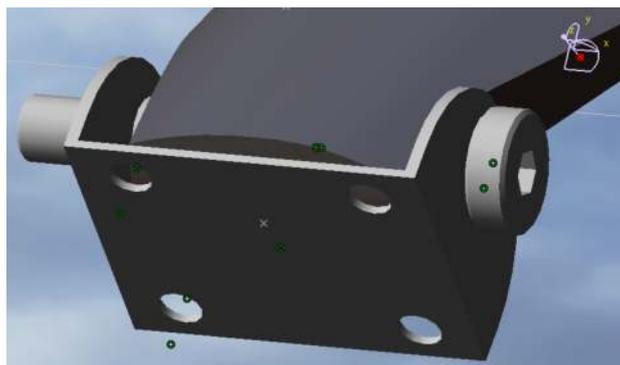


Figura 9.1. Unión con pasador roscado

En este tipo de unión, que es la utilizada para unir los brazos de suspensión a los anclajes de unión a bancadas, se permite, únicamente el giro en el eje x de referencia de la figura, por lo tanto, dotaremos a la unión de un grado de libertad de giro en dicho eje. El cuanto al deslizamiento, este está

restringido mediante la unión entre las caras planas de los anclajes y la cabeza del perno y sus tuercas de sujeción.

9.2.2. Uniones con pasador no roscado

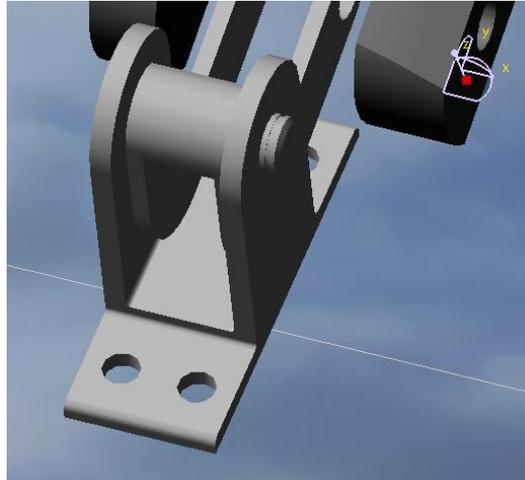


Figura 9.2. Unión con pasador no roscado

En dichas uniones, restringimos el deslizamiento del pasador en dirección X mediante arandelas normalizadas DIN 471, lo que implica un cierto grado de restricción del movimiento en esa dirección, pero con límites ya que dichas arandelas no son capaces de fijar el movimiento con cargas elevadas. Esto, en las zonas donde se ha optado por colocar pasadores fijados con arandelas DIN 471 no es un problema, ya que en dichos componentes las fuerzas en dirección axial son nulas o casi nulas, al estar colocados siempre, en elementos que funcionan únicamente a tracción y compresión (zona de bieleta, amortiguador y muelles).

En este caso, dotamos a la unión de un grado de libertad, giros en el eje X.

9.2.3. Uniones con rótula

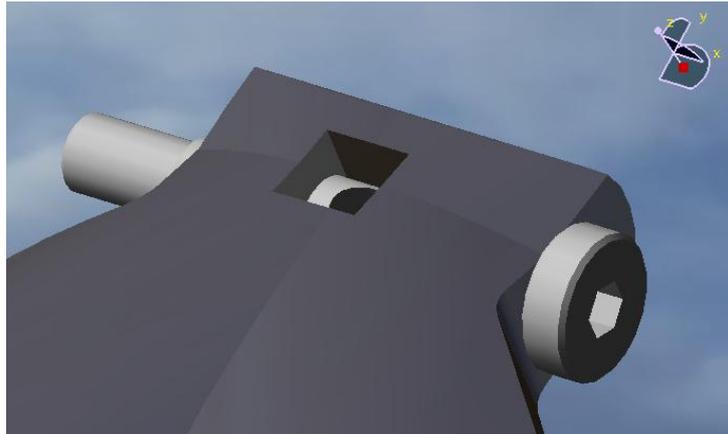


Figura 9.3. Unión con rótula

En el caso de las rótulas, al tener estas el extremo roscado, se restringe el movimiento de igual manera que en el caso de las uniones con pasador roscado. La diferencia básica en este caso es la transmisión de las fuerzas, las cuales en las rótulas, la fuerza procedente de las ruedas se transmite a través del taladro central de las mismas, con posibilidad de giro en el eje Z.

9.2.4. Uniones atornilladas

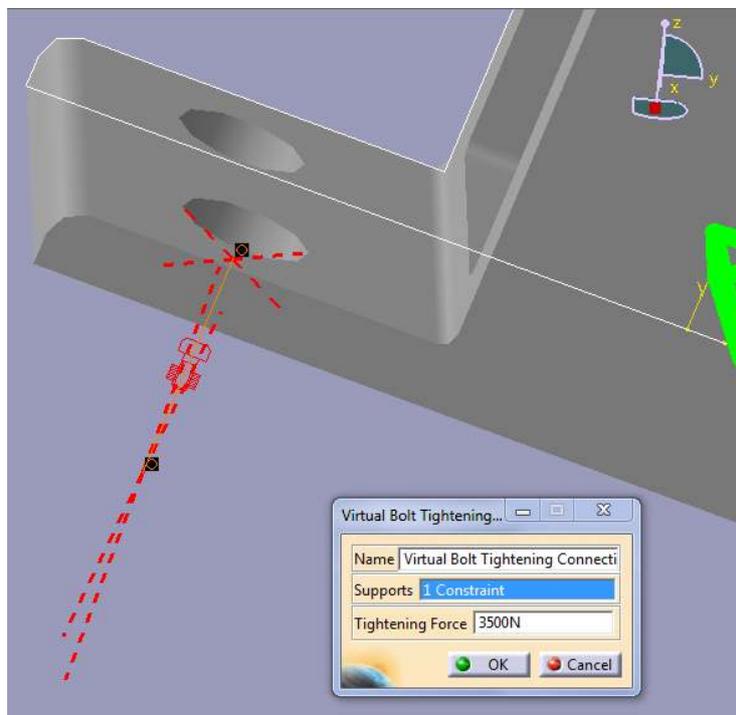


Figura 9.4. Unión atornillada

Todos los anclajes que van unidos a las bancadas, están conectados mediante tornillería, Catia V5 nos da la posibilidad de crear uniones virtuales atornilladas mediante la opción "Virtual Bolt Tightening" en la cual, disponiendo de un tornillo ensamblado entre un anclaje y la bancada, y asignándole una precarga al mismo, nos da la posibilidad de simular virtualmente y con un elevado grado de fiabilidad, uniones atornilladas.

9.3. Validación de diseño

En el apartado Cálculo del Anexo del presente proyecto, encontramos la totalidad de análisis mediante elementos finitos que se han realizado para hacer constar que los elementos constituyentes del conjunto de piezas, cumplen con los criterios de solicitaciones establecidos.

Para realizar el análisis, como ya se ha dicho en otros capítulos del presente proyecto, se tendrá en cuenta que, la caja de cambios, el conjunto ruedas y la parte frontal del "cockpit" (donde va anclada la suspensión delantera) al ser estos elementos que no se van a estudiar en este proyecto, se ha tenido en cuenta que dichos elementos eran totalmente rígidos e indeformables. Para realizar el análisis, los hemos incluido al conjunto ruedas dotadas de un cierto valor de rigidez y límite elástico, pero muy elevados para que las deformaciones producidas por estas mismas elementos sean mínimas.

Dichos elementos se han incluido en el análisis básicamente para obtener unos resultados con un mayor grado de realismo, y precisión, ya que las fuerzas exteriores proceden de las ruedas, concretamente de la zona de contacto neumático-asfalto.

Es importante saber que en el análisis se ha tenido en cuenta otra hipótesis, el elementos amortiguador, se ha interpretado como un elemento totalmente rígido (no realiza recorrido de trabajo) lo que ha permitido simular los elementos de la suspensión bajo unos niveles de carga verticales muy elevados, al no absorber los amortiguadores en dichos casos, ningún tipo de carga vertical. Esto compromete más a los elementos de la suspensión, pero nos sitúa del lado de la seguridad, además de convertir el sistema en una estructura, con fundamental ya que el módulo del programa utilizado no simula mecanismos en movimiento, sino máquinas estáticas.

El esfuerzo máximo por tanto que se ha encontrado en dichos análisis, es de: 908MPa, localizado en uno de los anclajes superiores de la suspensión delantera.

En el capítulo 6 (Estudio de los materiales) disponíamos de dos clases de titanio para realizar las piezas correspondientes (como es el caso de el

anclaje que estamos tratando) el *Ti-6Al-2Sn-4Zr-6Mo (Ti-6-2-4-6)* y el *Ti-6Al-4V (Grado 5)*.

Una vez obtenidos los resultados de los análisis, comprobamos que con el *Ti-6Al-4V (Grado 5)* no cumplimos los criterios de resistencia, ya que este material dispone de un límite elástico de 880MPa, por lo tanto, la totalidad de piezas que se fabricarán en titanio serán de *Ti-6Al-2Sn-4Zr-6Mo (Ti-6-2-4-6)* cuyo límite elástico corresponde a: 1120MPa, penalizando ligeramente la densidad, pero respondiendo correctamente ante las sollicitaciones.

En cuanto a las piezas de material compuesto de fibra de carbono, se ve claramente en los resultados de los análisis, que los valores de esfuerzo en las mismas no se aproximan a 715MPa, que es el valor máximo de tensión a compresión que soporta el material compuesto de fibra de carbono en forma de malla, (A tracción el valor es más elevado, 920MPa).

9.4. Elementos normalizados

En la totalidad de piezas, existen una serie de componentes los cuales no serán diseñados, sino que serán de compra y normalizados, estos son pernos, arandelas planas y anillos de seguridad. Como ya se ha dicho, los pasadores que utilizan anillos de seguridad DIN 471, no soportan esfuerzos axiales o estos son casi nulos, por tanto no resulta necesario calcular los mismos.

Los elementos que sí requieren un cierto análisis mecánico son los pernos.

La tornillería tendrá una clase de resistencia de 12.9¹⁰ los cuales disponen de una resistencia a la tracción de 1200MPa, resistencia suficiente para hacer frente a las sollicitaciones requeridas. El material de los mismos es Acero aleado templado y revenido.

Las tuercas, serán de clase de resistencia 22H, con una tensión de prueba de 2000MPa, y cuya composición y propiedades encontramos en el catálogo de propiedades de las tuercas en el Anexo.

La totalidad por tanto, de elementos normalizados la encontramos en la tabla 9.1

Tabla 9.1. Elementos de compra normalizados

Elemento	Norma	Cantidad
Tornillo M10 L30 12.9	DIN 912	80

¹⁰ Consultar el catálogo "Propiedades de los tornillos" en el Anexo

Tornillo M8 L30 12.9	DIN 912	8
Tornillo M6 L30 12.9	DIN 912	8
Anillo de seguridad d=10	DIN 471	8
Anillo de seguridad d=12	DIN 471	2
Arandela plana M10	DIN 125A	2
Tornillo M20 L=120 12.9	DIN 912	24
Tuerca M20 22H	DIN 934	60

En cuanto a los muelles de los amortiguadores, no son elementos normalizados, pero su elección y cálculo se encuentra en el Anexo de Cálculos de este mismo proyecto.

CAPÍTULO 10

PRESUPUESTO

El presente presupuesto corresponde a los gastos completos, tanto de compra de materia prima, como de trabajo de ingeniería como de coste de fabricación de las piezas.

Se fabricará para un solo vehículo y sin recambios, es decir, el presente presupuesto corresponde a la fabricación de únicamente todas las piezas necesarias para construir un único vehículo.

Tabla 10.1. Coste materia prima

Material	Cantidad	Coste unitario	Precio
Titanio 6246	0,42m ³	8000€	3360,00€
Rollo Fibra de Carbono	1,1X18	500€	4300,00€
		Subtotal	7660,00
		Impuestos 16% IVA	1225,60
		TOTAL	8885,60€

Tabla 10.2. Coste Fabricación

Proceso	Unidades	Precio unidad	Precio
Mecanizado de	44	30€	1320,00€

piezas			
Horas de alquiler Autocalave Mecanizado moldes	12	60€	720,00€
Mano de obra fabricación bases fibra de carbono	24	800€	19200,00€
	12	250€	3000,00€
		Subtotal	24240,00€
		Impuestos 16% IVA	3878,40€
		TOTAL	28118,40€

Tabla 10.3. Coste material de compra

Pieza	Cantidad	Precio unitario	Precio
Tornillos M10 L30 12.9	80	7€	560,00€
Tornillos M8 L30 12.9	8	6€	48,00€
Tornillos M6 L30 12.9	8	5€	40,00€
Anillos de seguridad d=10	8	1€	8,00€
Anillos de seguridad d=12	2	1,20€	2,40€
Arandelas planas M10	2	0,50€	1€
Tornillos M20 L=120 12.9	24	16€	384,00€
Tuercas M20 22H	60	2€	120€
Amortiguador Koni serie 2612 y muelles	4	670€	2680€
		Subtotal	3843,40€
		Impuestos 16% IVA	624,94€
		TOTAL	4458,34€

Tabla 10.4. Coste ingeniería

Concepto	Horas	Precio unitario	Precio
Ingeniero técnico	400	35€	14000€
Delineante	50	15€	300€
		Subtotal	14300€
		Impuestos 16% IVA	2288€

TOTAL	16588€
-------	--------

Tabla 10.5. TOTAL

Concepto	Precio
Coste materia prima	8885,60€
Coste Fabricación	28118,40€
Coste material de compra	4458,34€
Coste ingeniería	16588€
TOTAL	58050,34€

CAPÍTULO 11

BIBLIOGRAFÍA

11.1. Referencias bibliográficas

Pablo Luque, *Ingeniería del Automóvil: Sistemas y comportamiento dinámico*, (Ed. Thomson), Madrid: 2004.

Reza N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application* (Ed. Springer Science+Business Media, LLC), NY: 2008.

Thomas D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicles Dynamics* (Society of automotive engineers. Inc.) 1992.

11.2. Bibliografía de consulta

Alonso, J.M. (1990). "Técnicas del automóvil". Paraninfo. Madrid

Cascajosa, M. (200). "Ingeniería de vehículos". Tébar. Madrid.

Font, J.W. (1997). "Tratado sobre automóviles". SPUPV-Universidad Politécnica de Valencia.

Luque, P., Mántaras, D.A., Serrano, R. y Peñuelas, I. (1998). "La suspensión en el Automóvil". ETSIIG, Universidad de Oviedo.

Rios, O. (1993). "La suspensión. Automóviles de competición". Ceac. Madrid.

SAE Papers (1994). "Vehicle Suspension Systems Advancements SP-1031". SAE-Society of Automotive Engineers, Inc. EE.UU.

11.3. Páginas web consultadas

www.fia.com

www.fator.es.empresa

www.theF1.com