



*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE
COMPETICIÓN: ALTERNATIVA FULL-FLOATER*

DOCUMENTO 3: MEMORIA

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ALVARO

APELLIDOS: QUERENDEZ FERNANDEZ

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

Documento 3: Memoria

Índice de la memoria

3.1	Definición de términos básicos	6
3.1.1	Definiciones	6
3.1.2	Abreviaturas	8
3.2	Descripción del problema	12
3.3	Especificaciones Técnicas.....	14
3.3.1	Proporcionadas por la organización de MotoStudent	14
3.3.2	Proporcionadas por el equipo de la ETSI	17
3.4	Antecedentes.....	18
3.4.1	Introducción	18
3.4.1.1	Manejabilidad	18
3.4.1.2	Adherencia o agarre a la carretera.....	18
3.4.1.3	Estabilidad.....	19
3.4.1.4	Movimientos de la motocicleta	19
3.4.1.5	Funciones del chasis	20
3.4.1.6	Suspensión delantera.....	21
3.4.1.7	Suspensión trasera.....	23
3.4.2	Consideraciones Generales	33
3.4.2.1	Geometría básica de una motocicleta	33
3.4.2.2	Avance	34
3.4.2.3	Lanzamiento.....	38
3.4.2.4	Distancia entre ejes	43
3.4.2.5	Rigidez del chasis.....	45
3.4.2.6	Peso y su posición	46
3.4.2.7	Movimientos angulares.....	49
3.4.3	Partes de una motocicleta	51
3.4.3.1	Chasis	51
3.4.3.2	La suspensión	55
3.4.3.3	La suspensión delantera	69
3.4.3.4	La suspensión trasera	76
3.5	Estudio de alternativas	88

3.5.1	Alternativas de suspensión Full-Floater.....	88
3.5.2	Alternativas para las uniones	89
3.5.3	Materiales	90
3.5.4	Alternativas de ajuste del comportamiento de la suspensión	92
3.5.5	Alternativas del basculante.....	92
3.6	Solución adoptada	95
3.6.1	Marco teórico.....	95
3.6.1.1	Rigidez reducida o equivalente de la suspensión.....	95
3.6.1.2	Análisis de sistema de suspensión tradicional	108
3.6.1.3	Análisis del sistema de suspensión Full-Floater	112
3.6.1.4	Distribución de cargas en la motocicleta	122
3.6.1.5	La importancia de los grados de libertad y su efecto en las uniones entre los componentes	125
3.6.1.6	Rigidez del basculante	127
3.6.1.7	Introducción al Método de Elementos Finitos.....	132
3.6.2	Marco metodológico	136
3.6.3	Técnicas y métodos.....	139
3.6.3.1	Solicitaciones del sistema	139
3.6.3.2	Curvas de rigidez reducida y fuerza sobre la rueda	140
3.6.3.3	Estudio de cargas en las uniones entre piezas	143
3.6.3.4	Análisis de pandeo en la bieleta.....	145
3.6.3.5	Estudio de las rigideces del basculante.....	146
3.6.3.6	Análisis por elementos finitos de las piezas	149
3.6.4	Procesamiento de datos.....	158
3.6.4.1	Definición de cargas de entrada del sistema.....	158
3.6.4.2	Validación de las curvas de Rigidez Reducida y Fuerza	162
3.6.4.3	Elección de rotulas y rodamientos.....	163
3.6.4.4	Análisis de pandeo en la bieleta.....	169
3.6.4.5	Verificación y validación de las rigideces del Basculante	173
3.6.4.6	Validación de las piezas del sistema	174
3.7	Resultados y conclusiones	175
3.7.1	Funcionamiento del sistema.....	175
3.7.1.1	Rigidez Reducida	178
3.7.1.2	Cargas del sistema.....	179

3.7.1.3	Regulación de la suspensión.....	181
3.7.2	Componentes del sistema y su montaje.....	185
3.7.2.1	Emplazamiento de los elementos.....	185
3.7.2.2	Balancín	188
3.7.2.3	Bieleta	197
3.7.2.4	Basculante (Prediseño)	205
3.7.2.5	Otros elementos de las conexiones.....	215
3.7.2.6	Conjunto final	218
3.8	Valoraciones Generales y Líneas Futuras	220
3.8.1	Valoraciones generales	220
3.8.2	Líneas futuras.....	221

3.1 Definición de términos básicos

Las definiciones y abreviaturas que siguen a continuación se utilizan a lo largo del documento, para la mejor comprensión de los desarrollos y fórmulas matemáticas aplicadas.

3.1.1 Definiciones

Además de ciertas definiciones y conceptos relativos a la dinámica de la motocicleta, los que ya vienen definidos en los diferentes apartados del presente documento, en varias ocasiones se hace referencia a los siguientes conceptos:

- **Centro de Gravedad.** El centro de gravedad es el punto de aplicación de la resultante de todas las fuerzas de gravedad que actúan sobre las distintas porciones materiales de un cuerpo, de tal forma que el momento respecto a cualquier punto de esta resultante aplicada en el centro de gravedad es el mismo que el producido por los pesos de todas las masas materiales que constituyen dicho cuerpo.
- **Método de Elementos Finitos (MEF).** El método de los elementos finitos es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.
- **Límite Elástico.** El límite elástico, también denominado límite de elasticidad, es la tensión máxima que un material elasto-plástico puede soportar sin sufrir deformaciones permanentes. Si se aplican tensiones superiores a este límite, el material experimenta un comportamiento plástico, deformaciones permanentes y no recupera espontáneamente su forma original al retirar las cargas.
- **Tensión.** Se denomina tensión a la magnitud física que representa la fuerza por unidad de área en el entorno de un punto material sobre una superficie real o imaginaria de un medio continuo.
- **Tensión de Von Mises.** La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

- **Módulo Elástico o Módulo de Young.** Se denomina módulo de elasticidad o módulo de Young a la razón entre el incremento de esfuerzo aplicado a un material y el cambio correspondiente a la deformación unitaria que experimenta el mismo.
- **Fuerza.** Es todo agente capaz de modificar la cantidad de movimiento o la forma de los materiales.
- **Masa.** La masa es una medida de la cantidad de materia que posee un cuerpo.
- **Potencia.** Cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo. Capacidad que poseen ciertas máquinas para realizar un trabajo en una unidad de tiempo.
- **Rigidez.** La rigidez es la capacidad de un elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones y/o desplazamientos.
- **Métrica.** La rosca métrica está basada en el Sistema Internacional y es una de las roscas más utilizadas en la unión desmontable de piezas mecánicas.
- **SAG.** El anglicismo SAG se utiliza para denominar al prehundimiento de la suspensión debido al peso corporal del piloto. Dicho de otra manera, el SAG es el recorrido que tiene una suspensión cuando el peso del piloto recae sobre ella. El SAG ofrece recorrido negativo a la suspensión, lo que mantendrá la rueda siempre pegada al suelo. Aunque en cierto modo es una simplificación (intervienen más factores, como la inercia, la velocidad...) si se supone un caso en el que la moto está rodando y existe un agujero en el suelo: sin SAG toda la motocicleta (y el piloto con ella) caerá dentro del agujero, en cambio con SAG, sólo caerá la rueda y el resto de la bici (y nosotros) continuará al mismo nivel. La suspensión habrá hecho su trabajo y nosotros ni nos habremos enterado.

3.1.2 Abreviaturas

Generales:

- F : Fuerza vertical ejercida en el eje de la rueda o en los lados del Basculante. (Newton, N. Kilo Newton, kN)
- F_e : Fuerza ejercida por el resorte. (Newton, N)
- F_b : Fuerza de compresión en la bieleta. (Newton, N)
- M : Momento generado por una fuerza. (Newtonxmilímetro, Nmm)
- a : Aceleración. (Metros por segundo al cuadrado, m/s²)
- v : Velocidad. (Metros por segundo, m/s)
- P : Potencia. (Vatios, Watt)
- d : Diámetro. (Milímetro, mm)
- D : Diámetro. (Milímetro, mm)
- $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \theta$: Ángulos formados entre los distintos elementos que componen el sistema. (Grados, °).
- ω : Velocidad angular, provocada por la variación de los ángulos anteriores respecto al tiempo. (Radián por segundo, rad/s)
- L : Longitud o distancia entre puntos. (Milímetro, mm)
- VM : Motion Ratio o Ventaja Mecánica. (Adimensional)
- τ : Relación de velocidades. (Adimensional)
- m : Masa. (Kilogramos, kg)
- f : Frecuencia natural de la suspensión para cada modo. (Hercios, Hz)
- k_T : Rigidez reducida de la suspensión. (Kilogramo por milímetro, kg/mm, Newton por milímetro, N/mm)

k : Rigidez o constante elástica del resorte (Kilogramo por milímetro, kg/mm, Newton por milímetro, N/mm)

$k_{Lat.}$: Rigidez lateral del Basculante. (Kilo Newton por milímetro, kN/mm)

$k_{Tors.}$: Rigidez a torsión del Basculante. (Kilo Newton milímetro por grado girado, kN·mm/°)

$k_{Long.}$: Rigidez longitudinal del Basculante. (Kilo Newton por milímetro, kN/mm)

$k_{Flex.}$: Rigidez a flexión del Basculante. (Kilo Newton por milímetro, kN/mm)

d : Distancia entre los lados del basculante. (Milímetro, mm)

δ : Deformación lateral, a torsión, longitudinal o a flexión del basculante. (Milímetro, mm)

y_c : Desplazamiento vertical de la rueda. (Milímetros, mm)

\dot{y}_c : Variación respecto del tiempo del desplazamiento vertical de la rueda. Velocidad. (Milímetros por segundo, mm/s)

\dot{L}_m : Variación respecto del tiempo la longitud del resorte. Velocidad. (Milímetros por segundo, mm/s)

E : Módulo de Young. (Giga Pascal, GPa)

σ_{adm} : Tensión admisible. (Mega Pascal, MPa)

σ_e : Tensión de límite elástico, %0,2. (Mega Pascal, MPa)

Cargas en la motocicleta:

P : Peso de la motocicleta + piloto. (Newton, N)

N_t : Solicitación en la rueda trasera. (Newton, N)

N_d : Solicitación en la rueda trasera. (Newton, N)

Análisis de Grados de libertad:

- G : Numero de grados de libertad.
- N : Número de elementos del sistema.
- P_I : Número de conexiones con 1GDL.
- P_{III} : Número de conexiones con 3GDL.

Pandeo:

- I_{min} : Momento de inercia mínimo. (Milímetro a la cuarta, mm^4)
- i : Radio de giro. (Milímetro)
- λ : Esbeltez del elemento. (Adimensional)
- N : Mitad de la fuerza de la carga. (Newton, N)
- σ_{Euler} : Tensión de Euler. (Mega Pascal, MPa)
- e : Ancho de la sección de la oreja de la horquilla, o espesor de la oreja. (Milímetro, mm)
- a : Largo de la sección de la oreja de la horquilla, o anchura mínima de la oreja. (Milímetro, mm)
- A : Área de la sección menor de la oreja de la horquilla. (Milímetro al cuadrado, mm^2)
- L : Distancia entre la base de la oreja de la horquilla y el centro del eje de unión con el triángulo de suspensión. (Milímetro, mm)
- L_k : Longitud de pandeo. (Milímetro, mm)
- ω : Coeficiente de pandeo Omega. (Adimensional)

En cuanto al cálculo y dimensionamiento de rótulas, cabezas de rótula y rodamientos:

s_0 : Factor de seguridad estático. (Adimensional)

C : Capacidad de carga dinámica. (Kilonewton, kN)

C_0 : Capacidad de carga estática. (Kilonewton, kN)

F_a : Carga axial real del rodamiento. (Kilonewton, kN)

F_r : Carga radial real del rodamiento. (Kilonewton, kN)

P : Carga dinámica. (Kilonewton, kN)

P_0 : Carga estática equivalente. (Kilonewton, kN)

3.2 Descripción del problema

El objeto de este estudio es la realización del diseño de un sistema de suspensión trasera que sea regulable y el pre diseño de un basculante para una motocicleta que cuenta con un motor de 250cc y 4 tiempos. Esta motocicleta competiría en la categoría de MotoStudent, la cual está promovida por la fundación Moto Student Foundation.

En la competición de MotoStudent participan motocicletas de competición diseñadas por alumnos de distintas Universidades del mundo, y más concretamente el equipo para el cual se pretende diseñar el sistema es el de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ETSI) de Bilbao.



Figura 3.1. Logo oficial de la competición MotoStudent

Se pretende diseñar un sistema con un comportamiento progresivo, que responda adecuadamente frente a las distintas propiedades de cada trazado, facilitando de esta manera la conducción de la moto. Además será regulable, para poder adaptar el sistema a las características de cada circuito y cada piloto.

Como objetivo secundario se realizara un diseño preliminar de un basculante lo suficientemente rígido, que sea compatible geométrica y mecánicamente con el sistema de suspensión y que tenga una buena relación rigidez/peso. Esto requiere la realización de un estudio detallado, mediante elementos finitos, del comportamiento del mismo ante diferentes situaciones de carga, para estudiar su rigidez y comprobar si cumple con los requerimientos.

Para alcanzar los objetivos anteriormente expuestos, se analizaran las alternativas que existen actualmente en el mercado, así como los sistemas que han sido desarrollados a lo largo de la historia del mundo de las motocicletas. Para hacer esos análisis se va a seguir un proceso de recopilación e investigación de toda la

información necesaria, para poder obtener los conocimientos suficientes para analizar hacer un análisis lo más completo y correcto posible, siguiendo las reglas marcadas por la competición.

Para considerar el diseño como válido resulta necesario cumplir una serie de requisitos técnicos en la realización del sistema, cumpliendo a su vez la normativa impuesta por MotoStudent, lo que también forma parte del objetivo del estudio. Los requisitos o datos de partida están establecidos por la organización de la competición junto con los requerimientos establecidos por el equipo de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Bilbao (ETSI).

3.3 Especificaciones Técnicas

Los datos de partida, a tener en cuenta, han sido definidos por la organización de MotoStudent y el equipo de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Bilbao, y quedan especificados a continuación los datos más útiles de todos los que se pueden obtener de las normativas.

3.3.1 Proporcionadas por la organización de MotoStudent

La suspensión trasera debe cumplir lo siguiente:

- Es obligatorio el uso del amortiguador posterior suministrado por la Organización. Este puede ser modificado, pero no sustituido. El muelle de suspensión suministrado por la Organización puede ser reemplazado, siempre por muelles fabricados de aleaciones de acero.
- Los datos técnicos de la unidad resorte – amortiguador están representados en la siguiente Figura 3.2. Para el cálculo de la suspensión, serán necesarios respetar los siguientes valores de la unidad resorte-amortiguador:
 - Longitud total de la unidad: 268 mm
 - Recorrido útil del muelle: 50 mm
 - Diámetro del muelle: 72 mm
 - Rigidez del muelle k : 10,5 kg/mm
- Los sistemas de suspensión serán convencionales, de tipo mecánico. Los muelles deberán estar fabricados con aleaciones de acero.
- Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y/o controles electrónicos de cualquier aspecto de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.
- Los reglajes de suspensión y sistemas de los amortiguadores de dirección sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánico/hidráulicos.

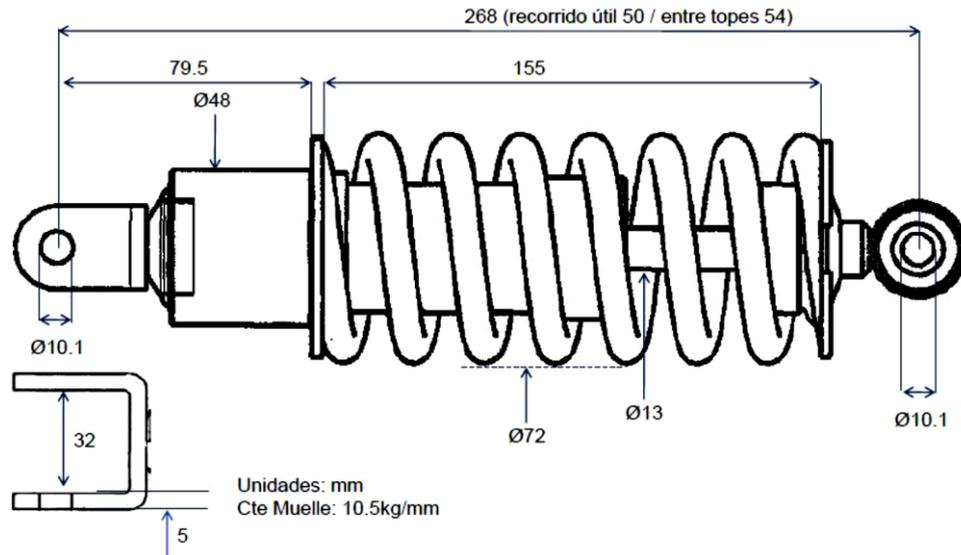


Figura 3.2. Datos de la unidad resorte-amortiguador de la suspensión trasera.

El basculante que se diseñe debe cumplir los siguientes requisitos a nivel geométrico, mecánico y de fabricación:

- Además del dato geométrico, debe de cumplir con unos valores de rigidez, capaces de soportar las fuerzas a las que está sometida durante la competición.
 - Rigidez lateral máxima: 0,9 kN/mm
 - Rigidez torsional objetiva: entre 1 y 1,6 kN·m⁰
 - Rigidez a flexión mínima: lo más alta posible
 - Rigidez longitudinal mínima: 30 kN/mm
- Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante.
- Es obligatorio el uso de un protector de cadena, el cual impida la interferencia entre el cuerpo del piloto y el punto de engrane cadena-corona en la rueda trasera.
- Está permitida la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero deberá resultar una estructura consistente.

Aunque en menor medida, las normas o restricciones acerca de la llanta trasera también afectan al diseño del sistema:

- La organización suministrará las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación, salvo en anclajes de disco, salvaguardando en todo caso la rigidez de las mismas.
- Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de ruedas.
- Está permitido el uso de protectores de nylon en los extremos del eje para posibles caídas. Estos protectores deberán ser redondeados con un diámetro igual o superior al del eje utilizado.
- Los ejes de rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30mm. No se consideran en esta medida posibles protectores de nylon.

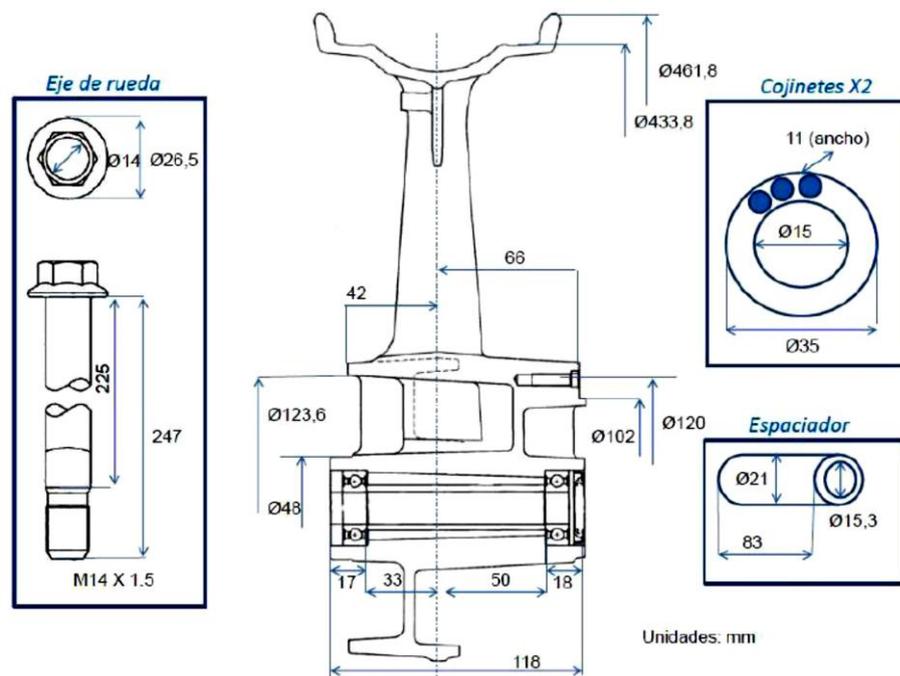


Figura 3.3. Datos de la llanta trasera.

Otras condiciones generales extraídas de la normativa de la competición y que pueden afectar al diseño de la suspensión son:

- La distancia libre al pavimento, con la motocicleta en posición vertical, ha de ser de un mínimo de 100mm en cualquier situación de compresión de suspensiones o reglajes de geometrías.

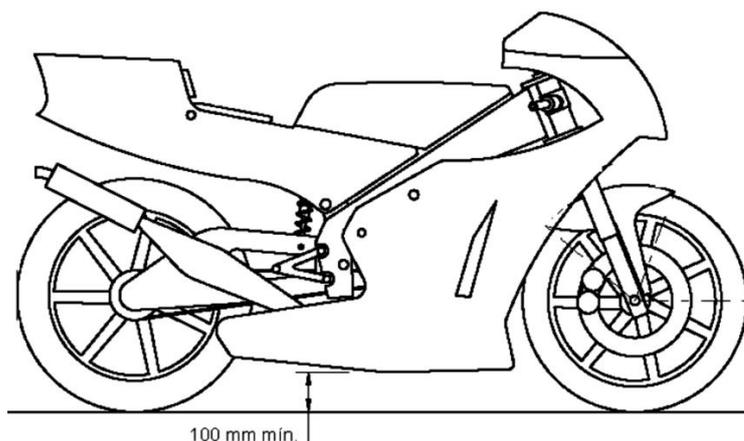


Figura 3.4. Distancia mínima entre el chasis y el suelo.

- Los neumáticos deberán tener una distancia mínima de 15mm a cualquier elemento de la motocicleta, en toda posición de la misma y reglaje de geometría.
- El peso mínimo total de la motocicleta sin piloto será de 95 Kg.
- Es obligatorio el uso de las llantas suministradas por la organización. Las medidas de la llanta trasera son: (Yamaha) 3,75"x17".

3.3.2 Proporcionadas por el equipo de la ETSI

Aparte de los requerimientos anteriores, el equipo de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros (ETSI) ha proporcionado otros datos necesarios para el diseño del sistema, los cuales son:

- El basculante debe de tener una longitud de 525 mm, desde la unión al chasis hasta la unión con la rueda.
- Potencia máxima de la moto: 36 CV
- Velocidad a la que se produce la potencia máxima, v : 11,11 m/s
- Ángulo de máxima pendiente: 5°.
- La rigidez Reducida del conjunto debe ser de 20 N/mm cuando este montado el piloto sobre la motocicleta.
- Longitud del basculante: 525mm. Inclinación 15°.
- La suspensión tiene que soportar una carga máxima de 2.500N sin que el muelle llegue a comprimirse del todo, permitiéndonos de esta manera un margen de seguridad.

3.4 Antecedentes

Antes de empezar con el estudio del problema que se presenta, se requiere realizar un estudio de los antecedentes del tema del proyecto, lo cual es necesario para entender el funcionamiento de una motocicleta y de sus componentes, antes de comenzar con el estudio específico de la suspensión trasera.

En este capítulo se va a exponer la dinámica de una motocicleta, y de cómo las diferentes partes de la misma están interrelacionadas, de manera que el cambio en una de las partes implicará cambios en su comportamiento, pudiendo así mejorar modificarse el comportamiento de la motocicleta.

3.4.1 Introducción

El objetivo de este apartado es el de dar una visión general del funcionamiento y la física de la motocicleta, con las definiciones y conceptos que son necesarios para entender el funcionamiento de lo que se va a analizar, incluyendo algunos datos históricos relevantes sobre algunas de las partes de la motocicleta.

3.4.1.1 Manejabilidad

La manejabilidad de una motocicleta indica la facilidad, el estilo y el tacto con el que responde a las acciones del piloto. Fundamentalmente depende de la geometría, de la rigidez del chasis, del peso y su distribución, del tipo de neumático y sus dimensiones y, por último, del piloto, cuyas acciones tienen un gran efecto sobre la interacción global de las fuerzas dinámicas que controlan el movimiento de la moto.

3.4.1.2 Adherencia o agarre a la carretera

La adherencia está determinada principalmente por el tamaño y el tipo de neumático, las características de la suspensión, del peso y la distribución del mismo y de la rigidez que hay entre ambas ruedas, es decir, que el eje de dirección debe estar en el mismo plano que la rueda delantera, para que las deformaciones del chasis no alteren la geometría de dirección. Este concepto indica la capacidad que tiene una motocicleta de estar en contacto con el suelo a través de los neumáticos.

3.4.1.3 Estabilidad

El término de la estabilidad puede estar referido a varios aspectos que influyen de diferente forma en la moto, en este caso se refiere a:

- La capacidad para mantener la maniobra en cada situación, sin que exista una tendencia a desviarse de la trayectoria requerida en cada caso.
- La capacidad para volver a la trayectoria propuesta después de que una fuerza externa produzca una perturbación que intenta evitar mantener con la trayectoria.

Los conceptos de la maniobrabilidad, la adherencia y la estabilidad interaccionan entre ellos, mediante todos los parámetros que les afectan a cada uno.

3.4.1.4 Movimientos de la motocicleta

Identificar los movimientos de una motocicleta resulta esencial para el estudio de su comportamiento. Los movimientos que puede tener una motocicleta son lineales o angulares.

Los movimientos lineales se pueden clasificar en:

- Movimiento hacia adelante, controlado por el motor y los frenos.
- Movimientos verticales, determinados por las ondulaciones de la carretera y en sus subidas y bajadas.
- Movimientos laterales, producidos principalmente por el viento.

Los movimientos angulares se pueden clasificar de acuerdo con los tres ejes que atraviesan la moto en distintas direcciones, coincidiendo en su centro de gravedad:

- Eje de inclinación, el cual es un eje horizontal y que recorre la moto a lo largo
- Eje de cabeceo, el cual atraviesa la moto de lado a lado.
- Eje de guiñada, el cual atraviesa la moto en vertical.

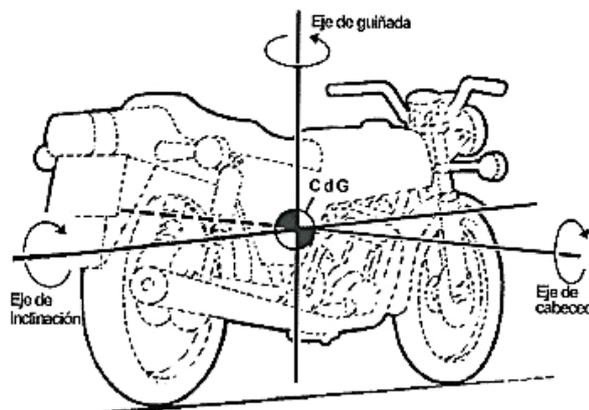


Figura 3.5. Ejes principales de rotación [Pag. 1-2, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Los movimientos angulares están determinados por los ejes de inclinación, y son:

- Movimiento de inclinación: Este ocurre cuando la motocicleta se tumba para tomar una curva.
- Movimiento de cabeceo: Tiene lugar cuando se acelera o se frena la motocicleta y también se produce al pasar por encima de irregularidades de la carretera.
- Movimiento de guiñada: Tiene lugar alrededor de un eje vertical y ocurre cuando se gira la moto alrededor de una curva, aunque también se genera debido a alguna perturbación lateral, como por ejemplo el viento, que al estar la moto en contacto con el suelo puede provocar una inclinación.

3.4.1.5 Funciones del chasis

Las funciones de un chasis de motocicleta son principalmente estáticas y dinámicas.

Respecto a la función estática, el chasis debe aguantar todo el peso de la moto, del piloto o de los pilotos y del motor, transmisión y de los accesorios necesarios, como pueden ser los depósitos de gasolina y aceite.

La función dinámica debe proporcionar una dirección precisa, una buena manejabilidad, un buen agarre y un buen confort, todo ello en conjunto con el resto de las partes de la motocicleta, es decir, la suspensión y las ruedas.

3.4.1.6 Suspensión delantera

En las motocicletas, el tren delantero fue el primero en incorporar la suspensión. Entre los sistemas, el primero que se utilizó fue el que tenía una horquilla de tipo “girder”, y posteriormente se utilizaron sistemas de horquilla telescópica, horquillas del tipo “rueda empujada” (leading link) y horquillas del tipo “ruedas tirada” (trailing-link). En la siguiente figura se pueden apreciar los sistemas de suspensión delantera y los movimientos que hace el eje delantero al comprimirse y extenderse las horquillas.

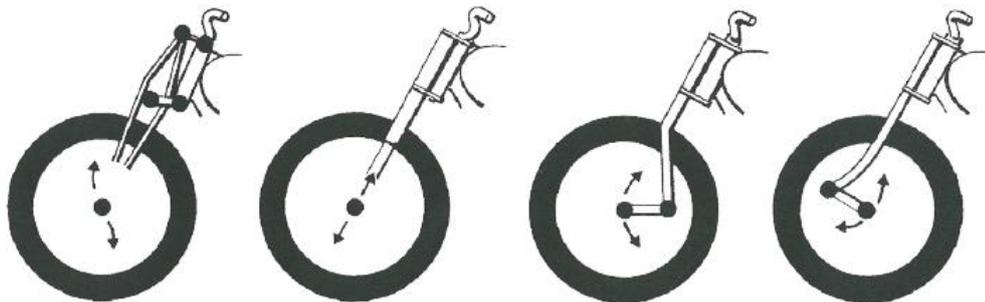


Figura 3.6. Tipos de suspensión delantera. Horquilla “girder”, telescópica, “leading link” y “trailing link” [Pag. 1-14, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

El sistema de amortiguación “girder” tenía inicialmente muelles laterales y más tarde se sustituyeron con un muelle central situado en la pipa de la dirección. Habitualmente, aunque no siempre, el muelle que se usaba tenía forma de barril por su dureza progresiva y además su colocación era sencilla. La rigidez torsional de este tipo de horquilla era alta, aunque carecía de rigidez lateral, y por ello se hicieron intentos para mejorar en ese aspecto. Después de un largo reinado de estas horquillas, se sustituyeron por las telescópicas con amortiguación hidráulica, las cuales siguen siendo muy populares hoy en día.

Las horquillas telescópicas, a diferencia de las de tipo “girder”, no necesitan mantenimiento, ni deben ser engrasadas de forma continua, permiten un recorrido mayor y proporcionan un avance casi constante (excepto cuando la moto frena, momento en que se hunde la parte delantera y ese avance se reduce, tal y como se explica más adelante [Apartado 3.4.2.2. Avance], y además las características de amortiguación son superiores comparadas con las de tipo “girder” y con un coste de fabricación más bajo. A pesar de la superioridad de las horquillas telescópicas, estas

carecían y siguen careciendo, de suficiente rigidez torsional y lateral, especialmente en el ámbito de la competición.

Siguiendo con la comparación, muchas horquillas “girder” contaban con un sistema de amortiguación por fricción, pero las características de esos sistemas eran las opuestas a las que se necesitaban porque, al inicio del movimiento, la resistencia era muy alta (por el rozamiento estático) y, una vez comenzaba el movimiento, la resistencia disminuía. En cambio, la horquilla telescópica de amortiguación hidráulica no tiene por qué proporcionar la misma resistencia para comprimirse y extenderse (además es regulable), y su amortiguación resulta proporcional a la velocidad con la que se mueve la suspensión.

Cuando los costes de fabricación ya no resultaban un factor importante y debido a los defectos dinámicos y estructurales, los ingenieros optaron por usar el sistema de “rueda empujada” (trailing link). Este sistema proporcionaba una mayor rigidez torsional y lateral, con una menor masa suspendida, un amortiguamiento mejor (gracias a la posibilidad de poder montar amortiguadores similares a los que se usan en el tren trasero) y la posibilidad de usar una geometría de dirección que podía proporcionar un avance y una distancia de ejes constante (que dependía de la inclinación de los brazos que sujetaban la rueda mediante el punto en el que se conectaba también el amortiguador). En una variante de rueda empujada de tipo Earles se combinó una horquilla de dirección telescópica.

Los sistemas de “rueda tirada” pueden tener las mismas características que los de “rueda empujada”, siempre y cuando la inclinación de los brazos sea la misma. La dificultad de este sistema reside en conseguir un diseño limpio, y fue por eso por lo que los fabricantes desistieron a la hora de diseñar un sistema de este tipo, aunque se comercializaron un par de modelos que fueron la excepción.

3.4.1.7 Suspensión trasera

3.4.1.7.1 Descripción y finalidad de la suspensión trasera

La suspensión de una motocicleta tiene la función principal de absorber las irregularidades de la carretera y aislar al piloto y al cuerpo principal de la moto de las irregularidades del firme, para mejorar la comodidad del piloto y para aumentar la fiabilidad y longevidad del cuerpo de la moto, teniendo en cuenta que para que esto pueda ser así las ruedas deben estar en contacto con el suelo, consiguiendo a la vez un control y agarre a la carretera óptimo.

Para lograrlo, las suspensiones disponen de dos sistemas: El resorte o muelle y el freno hidráulico. El resorte suele ser un muelle helicoidal, aunque en menor magnitud, también se trabaja con ballestas, plásticos (elastómeros) o barras de torsión. Su función es absorber la energía que se produce al desplazarse la masa suspendida (compuesta por las ruedas y la parte de la suspensión fija a ellas), para devolver esa masa a su posición inicial cuando haya terminado la causa que produce el desplazamiento (Por ejemplo: baches, fuerza centrífuga en las curvas, inercia al acelerar o frenar, etc.).

El problema puede venir de las inercias de los resortes y del movimiento en el que liberan la energía, ya que viene sucedido por oscilaciones de extensión y compresión.

Para evitar que las suspensiones vayan extendiéndose y comprimiéndose constantemente mientras la moto circula, se instala un sistema de freno a estos movimientos parásitos: el sistema hidráulico.

Mientras el recorrido del muelle depende de la fuerza que se le aplique, en el sistema hidráulico depende de la velocidad del desplazamiento. Un muelle se comprime más conforme aumenta la carga sobre él, un sistema hidráulico se endurece cuando aumenta la velocidad del desplazamiento. Esto es muy importante, porque separa la regulación de ambos sistemas dependiendo del problema. Si éste está causado por la fuerza que provoca el movimiento (topes o falta de recorrido en la suspensión), es el muelle el factor a considerar. Si por el contrario es la velocidad de trabajo (oscilaciones, rebotes, movimientos parásitos, etc.) es el hidráulico el sistema a regular.

Una suspensión óptima se consigue cuando ésta garantiza el contacto de la rueda con la calzada de forma que hace efectiva la transmisión de la potencia.

Diseñar un sistema de suspensión resulta muy complejo, debido al gran rango de demandas contradictorias provocadas por el diseño de la moto y la necesidad de inclinarse para tomar las curvas. La baja relación entre la distancia entre ejes y la altura del CdG da lugar a una gran transferencia de carga al acelerar y al frenar. A la vez, la suspensión debe mantener su capacidad para absorber los baches de la carretera. Los requerimientos de confort y agarre se encuentran normalmente en conflicto, por lo que complican aún más el diseño.

3.4.1.7.2 Evolución de los sistemas de suspensión

A lo largo de las últimas décadas se han ido desarrollando distintos sistemas de suspensión, las cuales variaban en función de las necesidades que se requerían, empezando desde sistemas más simples, hasta sistemas que se diseñaban para adaptarse a cada motocicleta y a la forma de pilotaje del piloto.

La suspensión trasera comenzó a emplearse mucho más tarde que la delantera, siendo al principio una conversión para los chasis rígidos, que eran los dominantes en aquel momento, sin embargo la necesidad de mejorar aquel sistema inicio la evolución de la suspensión trasera.

Al principio se usó el sistema Plunger, aunque el sistema era técnicamente muy pobre. El sistema con basculantes se impuso rápidamente, debido a las carencias que tenía el sistema anterior, y que este disponía de un tubo transversal con rodamientos de giro y un par de tubos laterales unidos a este y que a su vez soportaba a la rueda y a la suspensión. Por las carencias a torsión de esos primeros basculantes que se diseñaron, se requería un amortiguador en cada lado de la motocicleta.

Junto a los primeros sistemas de basculantes también se comenzó con la investigación y diseño de muelles de constante progresiva, por la importancia que tenía que el comportamiento variase en función de la carga que se aplicaba sobre él y el aumento de rendimiento que ello suponía. Como las cargas en distintos puntos del asfalto de una carretera, o un circuito, suponen una variación de las cargas, pudiendo incluso triplicarse en las curvas o en situaciones de estrés, en la parte trasera de la

moto, si la rigidez fuera constante, la potencia que se pudiera requerir en ese instante no se transmitiría de forma satisfactoria y la motocicleta sería más difícil de controlar, sin embargo, si la rigidez fuese variable, de manera que al principio de la compresión fuese más “blanda” y después más “dura”, al requerir la máxima potencia por parte del motor esta se transmitiría por completo, lo cual supondría un aumento considerable en el rendimiento.

Al principio esa progresividad se conseguía “jugando” con la geometría en la colocación del amortiguador así que, en función de cómo anclaban el amortiguador al chasis, al comprimirse la constante elástica del muelle aumentaba o disminuía, por lo que se conseguía un efecto progresivo o regresivo. Se puede observar en la siguiente imagen:

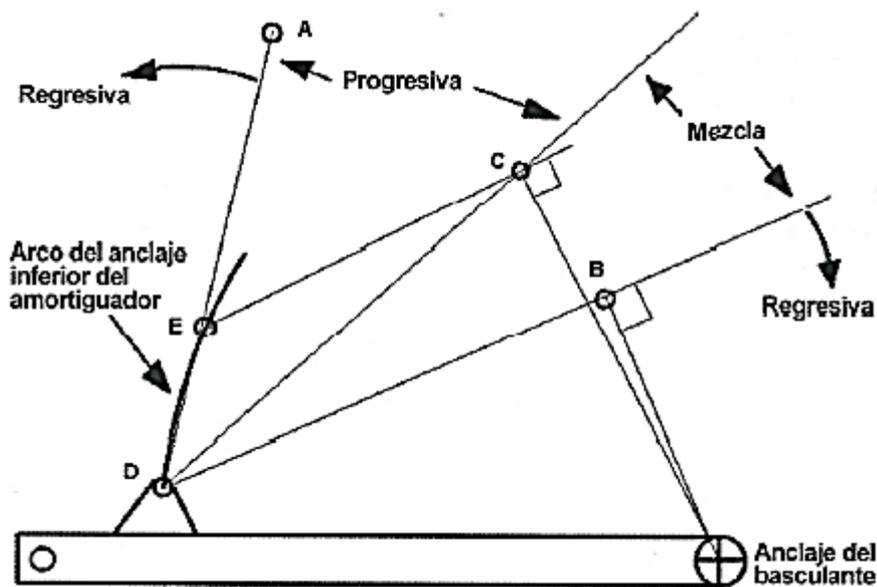


Figura 3.7. Definición de distintas posibilidades de colocación del amortiguador para producir determinadas características. [Pag. 8-5, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

En esa ilustración se puede observar cómo las distintas colocaciones del amortiguador pueden provocar que, a lo largo del recorrido, que se limita entre D y E, se produzca un efecto progresivo (anclado entre A y C), regresivo (anclado entre B y el Anclaje del basculante) o una mezcla de ambos (anclado entre C y B), pasando de regresivo a progresivo según se comprime el amortiguador. El efecto de la progresividad o la regresividad se mide según el brazo de palanca respecto al eje del anclaje del basculante y, como la constante elástica tiene en cuenta ese momento en el

brazo, si la longitud de este aumenta la constante aumentara según el cuadrado de la relación entre la longitud inicial y final del brazo de palanca. Esto sucede por razones geométricas y habría que sumarle el efecto de la progresividad que tendrían los propios amortiguadores.

En las últimas décadas se ha prestado mucha atención a los sistemas de amortiguación por bieletas, por la necesidad que hubo al principio de aumentar el recorrido de las suspensiones traseras, las cuales estaban muy limitadas por las geometrías, ya que antes de que aparecieran las bieletas los amortiguadores se colocaban cerca del extremo del basculante. El objetivo de las bieletas era obtener unas constantes de muelle y amortiguamiento progresivas a través de medios geométricos. Si lo que se busca es la progresividad, esta puede ser una buena forma de conseguirla, porque tanto la relación del muelle como la del amortiguador varían a la vez. Para conseguir este efecto progresivo, resulta necesario que una bieleta o palanca se incline un ángulo grande, para un determinado movimiento lineal de la motocicleta, que provoque un movimiento con menos ángulo en el basculante y, para ello, este brazo de palanca de la bieleta debe ser pequeño. Todos los sistemas de bieletas tienen esto en común. Suponiendo que todos producen unos cambios parecidos en la constante efectiva del muelle (medida en el eje de la rueda), y que su peso y su rigidez son similares, ninguno de estos diseños tiene una ventaja especial sobre los demás. Así, la elección de diseño quedará mejor determinada si nos basamos en consideraciones estructurales o de espacio. También resulta beneficioso que el sistema tenga el menor número posible de articulaciones.

Con estos sistemas también resulta posible conseguir fácilmente progresividad, regresividad o una combinación de ambas, por el gran control geométrico que permitían estos sistemas sobre la constante del muelle. En la siguiente figura se puede apreciar cómo una menor inclinación del basculante provoca una mayor variación en el ángulo de la bieleta, provocando de esa manera una gran progresividad de la constante elástica:

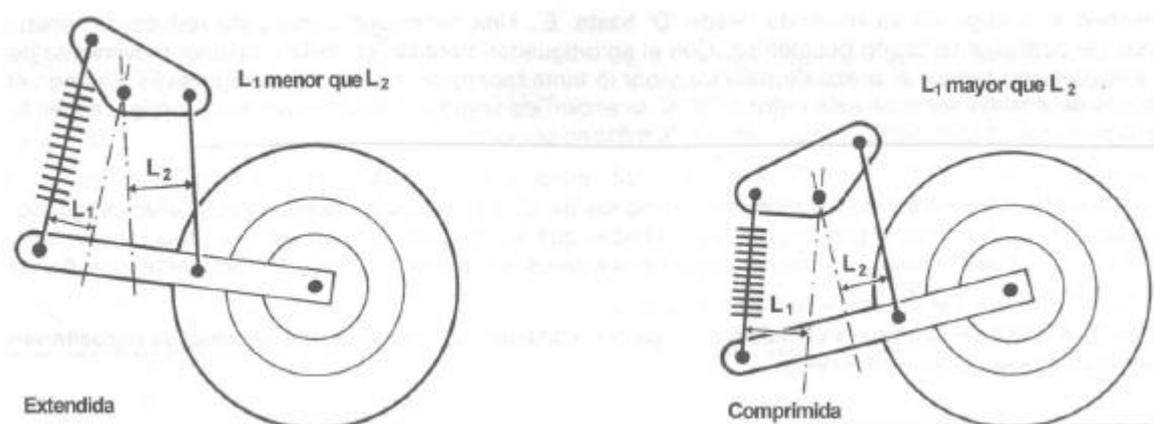


Figura 3.8. Ejemplo del efecto de las bieletas. [Pag. 8-6, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Con la aparición de los sistemas por bieletas surgieron distintos sistemas, y entre ellos tres se hicieron notar más que otros. Cada uno de ellos fue diseñado por un fabricante distinto de motocicletas: Kawasaki presentó el Uni-track, Honda presentó el Pro-link y Suzuki presentó el Full Floater.

De esos fabricantes, Kawasaki fue el primero en utilizar el sistema por bieletas en carreras de velocidad. En el chasis de la KR500, el cual se puede observar en la ilustración inferior, el extremo inferior del amortiguador está anclado por debajo del basculante, y su principal ventaja estriba en que elimina la necesidad de estructuras adicionales en el chasis para sujetar el amortiguador.

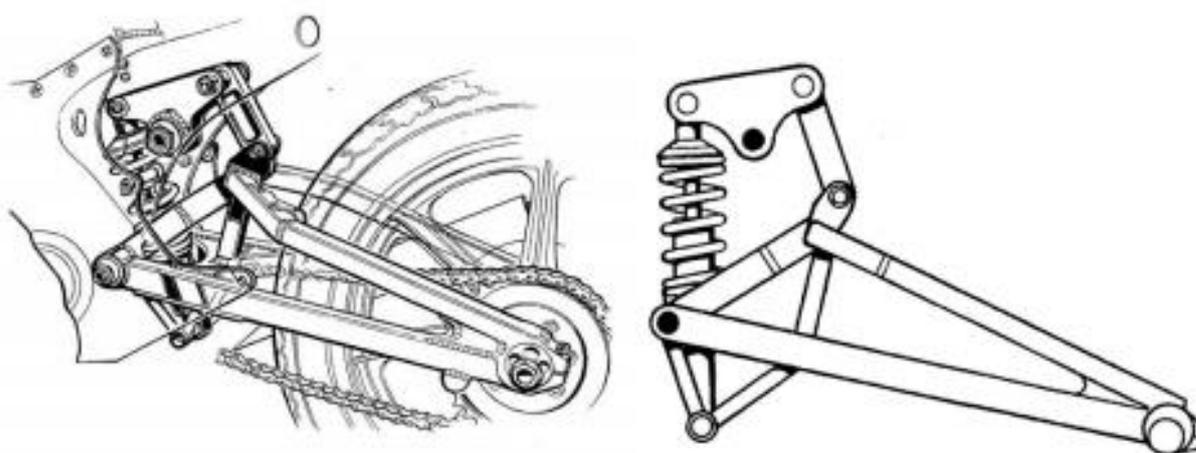


Figura 3.9. Detalle del sistema de la Kawasaki KR500. [Pag. 8-7, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Más adelante, Kawasaki implemento el sistema Uni-track. El balancín estaba unido con el basculante y con un balancín, el cual a su vez estaba unido en el extremo al chasis de la motocicleta. El amortiguador estaba colocado en el otro extremo del balancín y la parte superior estaba unida al chasis, por lo que al tener un radio de giro mayor que el punto de anclaje de la bieleta, la progresividad era mayor. A pesar de que han pasado casi dos décadas desde que estos diseños empezaron a usarse, hoy en día existen muchos modelos que tienen un diseño muy similar, por ejemplo: Kawasaki Ninja 250 SL. Se puede observar en la siguiente figura el sistema Uni-track en una Kawasaki GPz750:

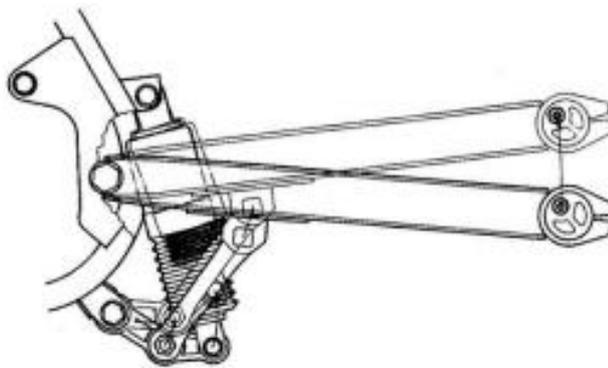


Figura 3.10. Detalle del sistema de la Kawasaki GPz750. [Pag. 8-8, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Yamaha también diseñó algunos sistemas, entre los cuales había alguno interesante como el de la ilustración, el cual tenía un balancín unido al basculante por un extremo, unido al amortiguador por el otro extremo y en medio tiene una bieleta unida al chasis por un extremo y por el otro al balancín. En este sistema, según el basculante se movía verticalmente, el balancín comprimía el amortiguador de moverse hacia adelante.

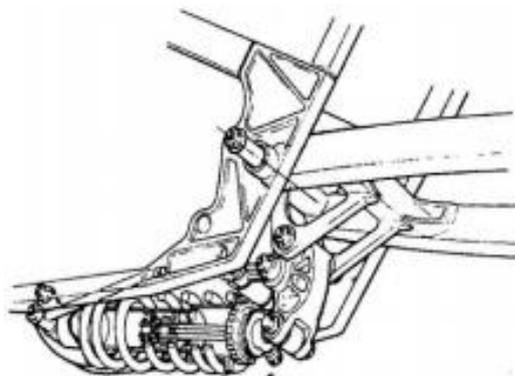


Figura 3.11. Detalle del sistema de la Yamaha RD500LC. [Pag. 8-9, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Una vez que la idea de las bieletas y los balancines fue aceptada se realizaron evoluciones en los diseños en un corto periodo de tiempo, aunque los diseños actuales no tienen diferencias significativas con respecto a los que se diseñaron hace tres décadas. Una de las evoluciones, la cual supuso una excepción, fue la del Dr. Robin Tuluie, el cual utiliza una bieleta flectora de titanio que elimina las posibles holguras y fricciones que puedan suceder con el chasis. Por el diseño que tiene, a lo largo de todo el recorrido de la suspensión, el extremo de la bieleta unido al balancín no subía más de 2mm por lo cual, el extremo correspondiente al chasis, se atornilla de forma directa y rígida. Este sistema supuso una gran innovación, ya que este balancín permitía la flexión vertical y horizontalmente, así que era capaz de soportar la flexión lateral que pueda sufrir el basculante.

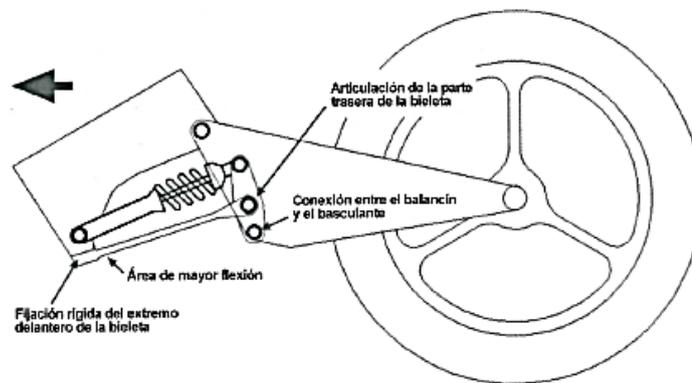


Figura 3.12. Detalle del sistema en la motocicleta Tul-aris. [Pag. 8-10, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.1.7.3 Basculante

La suspensión trasera comenzó a emplearse posteriormente la delantera, y el primer sistema que se utilizó fue el Plunger. Se usó ampliamente, pero sus limitaciones quedaron patentes desde el principio. Primero, la colocación de los muelles arruinaba los efectos de la triangulación de la parte trasera de la moto, porque cada lado podía flexionar de manera independiente en el plano vertical, ya que llevaba 1 muelle en cada lado de la rueda, pudiendo incluso producir roturas por fatiga. En segundo lugar, la resistencia de la rueda a inclinarse dependía también de que el eje de la rueda estuviera sujeto de forma muy rígida al sistema. Además de lo anterior, al moverse el sistema tensaba y destensaba la cadena, por lo que estaba limitado el recorrido y la cadena se debía colocar con bastante holgura en su posición neutral.

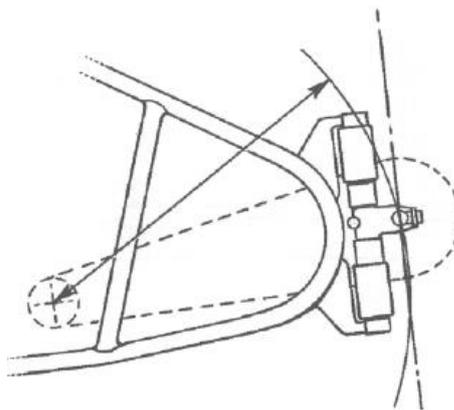


Figura 3.13. Sistema Plunger. [Pag. 1-20, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

La mayoría de los fabricantes consideraron que los chasis rígidos no resultaban adecuados para montarlos en un sistema de basculante con suspensión trasera, aunque pronto se descubrió que era mejor que el sistema Plunger.

Vincent consiguió un sistema con un basculante triangulado que resultaba muy rígido y resistente al construir un basculante muy ancho en la zona de pivotamiento y con ambos brazos triangulados. Además se empleaban rodamientos de agujas precargados para eliminar el juego.

Moto Guzzi se decantó por utilizar basculantes triangulados, que más tarde fueron cambiados por un basculante plano fabricado, soldando tubos de gran diámetro. El resultado era igual de resistente a torsión que la versión anterior y más rígido lateralmente.

Más adelante, Velocette diseñó un basculante de gran rigidez y que no estaba triangulado, compuesto por tubos de sección variable, con lo que se conseguía una gran rigidez torsional, ya que la sección de los tubos aumentaba según se alejaba del extremo que se unía al eje de la rueda, tal y como se puede observar en la figura siguiente:

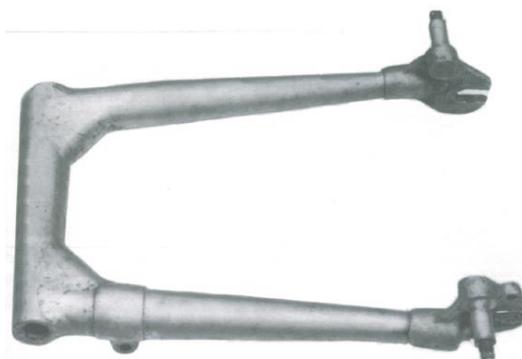


Figura 3.14. Sistema Plunger. [Pag. 1-21, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Al principio muchos basculantes carecían de la suficiente rigidez torsional, por lo que los fabricantes no podían poner un solo amortiguador en un lado del basculante, así que tenían que poner uno en cada lado, para minimizar las causas de la torsión.

Han existido grandes variaciones en los tipos de basculantes y los amortiguadores, por ejemplo un basculante por encima de su eje de giro se presta a montar un mono amortiguador, actuado por el extremo superior del basculante, como ocurrió con la BSA de GP, que fue construida por Doug Hele, y cuyo chasis se puede ver en la siguiente imagen:

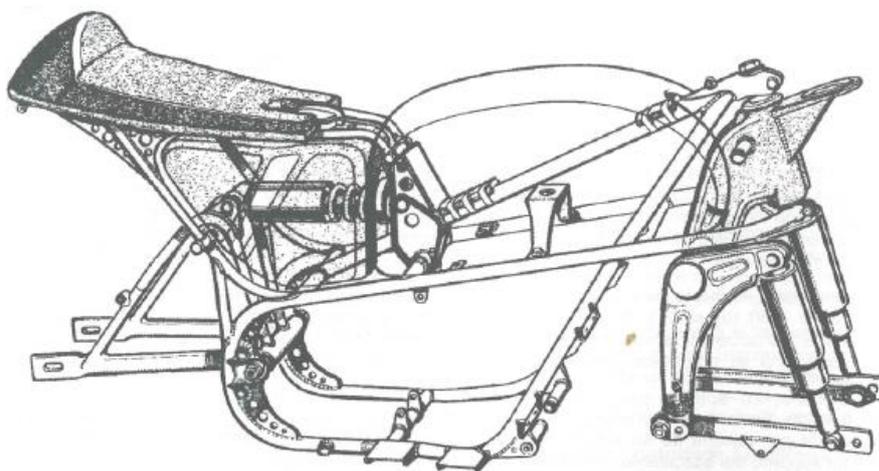


Figura 3.15. Chasis de la BSA de GP. [Pag. 1-22, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

El primer basculante de Moto Guzzi estaba triangulado por debajo del eje de giro, para tratar de conseguir un centro de gravedad bajo. Al principio se acoplaron dos amortiguadores cubiertos por una carcasa, los cuales flanqueaban la rueda trasera,

pero luego se cambiaron por un solo amortiguador que se situaba debajo del motor. Posteriormente surgió una nueva manera de amortiguar la parte trasera, a través de bieletas. El primer diseño montaba un solo amortiguador, el cual se situaba de manera vertical detrás de la caja de cambio y se anclaba al chasis por su extremo inferior. Luego este basculante se trianguló por encima del eje de giro y se conectó un vértice del basculante al balancín, por medio de una bieleta corta, y en este caso el amortiguador ya no estaba anclado al chasis, sino al propio basculante, justo por detrás del eje de giro, tal y como aparecía en la Kawasaki KR 500 de cuatro cilindros.

El objetivo de ambos diseños era el de conseguir una resistencia que se fuera endureciendo según se comprimía el amortiguador, por que subía la rueda (con un muelle de dureza constante), de forma que se consiguiera un sistema que ante pequeños baches tuviese una gran sensibilidad y que aumentara el control en los grandes. Aunque este principio fue adoptado por la mayoría de fabricantes, la geometría a veces no funcionaba como se esperaba, y la variación de los ángulos de los componentes tendían a eliminar las ventajas del sistema, así que algunos diseñadores optaron por sistemas menos complicados y usaban muelles de dureza variable, poniendo dos muelles de distinto paso uno delante de otro o utilizando un unido muelle de paso variable.

Hoy en día, es en la parte trasera de las motocicletas donde hay más variedad de diseños. Cada fabricante tiene distintos diseños para esa zona trasera y dentro de cada modelo hay distintas opciones a elegir. Con esto se comprueba que no existe un único sistema universal para todas las motocicletas, como puede ocurrir con las horquillas telescópicas en la amortiguación delantera.

3.4.2 Consideraciones Generales

Tal y como se ha mencionado al inicio del apartado 3.4.1, para poder diseñar un amortiguador resulta necesario tener una visión general de la geometría de una motocicleta y de los aspectos referentes a la física y los diferentes comportamientos que sufre ante las diferentes situaciones. A continuación se explican los conceptos técnicos fundamentales de las motocicletas.

3.4.2.1 Geometría básica de una motocicleta

Para poder analizar la geometría de la motocicleta y sus parámetros principales se va a usar el esquema de la Figura 3.16 y la Figura 3.17, y más adelante se analizarán con más profundidad los efectos que tienen esos parámetros en el funcionamiento de la motocicleta.

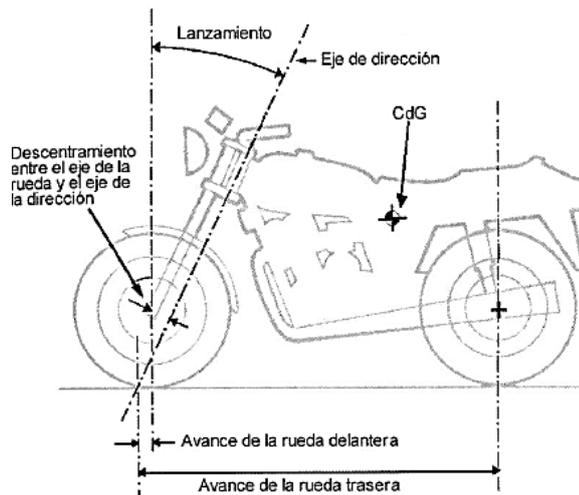


Figura 3.16. Geometría de la motocicleta [Pag. 3-1, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

En la figura superior se pueden apreciar varios parámetros:

- El eje de dirección es la línea sobre la cual gira el sistema de dirección, que está determinada por la pipa de la dirección. La pipa de la dirección es la parte de la motocicleta que une el chasis con la horquilla de suspensión, y que puede ser tubular o cónica.
- El lanzamiento, que es el ángulo que se forma entre la línea vertical que atraviesa el eje de la rueda delantera y la línea del eje de la dirección.
- El Centro de Gravedad se representa como CdG y para el análisis de este parámetro es más interesante el CdG combinado de la moto más el piloto.

- El avance representa la distancia que hay entre el centro de la huella de contacto y el punto en el que la línea de dirección intersecta con el suelo, y el avance de la rueda trasera es la distancia entre el centro de la huella de contacto de la rueda trasera y la línea de dirección delantera. Es un parámetro de suma importancia como se podrá deducir de las explicaciones que vienen a continuación, y los valores que pueda tener son distintos para la rueda delantera y la rueda trasera.
- El avance real se mide como el avance, pero en ángulo recto con respecto al eje de dirección, tal y como se puede observar en la Figura 3.17.

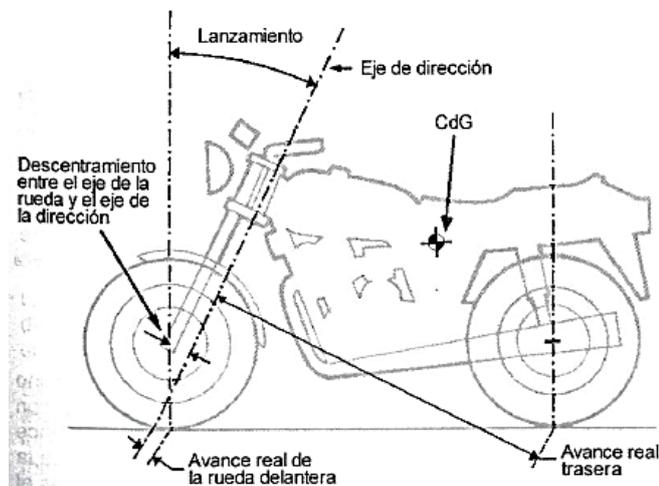


Figura 3.17. Geometría de la motocicleta [Pag. 3-1, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.2 Avance

La función principal que tiene el avance es la de proporcionar estabilidad direccional a la motocicleta, y tiene mucha importancia en el momento de iniciación de la entrada en curva de la motocicleta. Como ya se ha podido observar tanto el neumático delantero como el trasero tocan el suelo por detrás del punto en el que el eje de dirección intersecta con el suelo, y a eso es a lo que se le llama avance.

Como se ha visto anteriormente, el avance es medido también respecto al eje de giro, el cual se denomina como avance real y la razón de que esto se haga así es porque el momento que se crea se mide respecto al eje de giro de la dirección y no respecto a una línea vertical. El avance positivo y la fuerza lateral debida al ángulo de

deriva (ángulo que existe entre el plano del neumático y la dirección de la tangente a la curva) se combinan para producir un momento alrededor del eje de dirección que tiende a poner a la rueda recta otra vez, proporcionando un cierto grado de estabilidad.

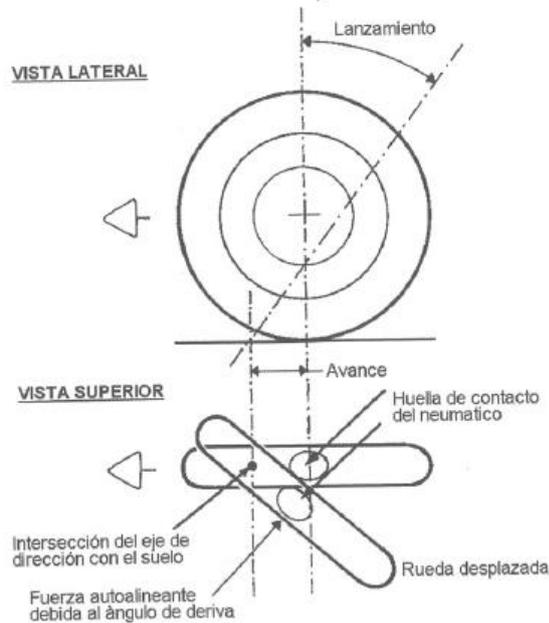


Figura 3.18. Representación del avance y del giro [Pag. 3-2, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Gracias a que el eje de giro interseca con el suelo por delante del centro de la huella de contacto de la rueda delantera a través de un brazo de palanca, se produce un efecto de auto centrado, siendo ese brazo igual al avance real y distinto al avance del suelo, anteriormente denominado como avance. Si la dirección girase por alguna causa, como puede ser el mal estado del asfalto, el avance positivo automáticamente contrarresta el giro proporcionando cierta estabilidad direccional.

Si la huella de contacto estuviese por delante del eje de dirección (avance negativo), el momento generado reforzaría la perturbación original y la moto se volvería direccionalmente inestable.

Tal y como se puede observar en la Figura 3.19, el avance positivo de la rueda trasera es mucho mayor que el de la rueda delantera, por lo que se podría pensar que el avance trasero es mucho más importante que el delantero, pero en realidad eso no es así. Cuando se produce un desplazamiento lateral, el ángulo de deriva de la rueda delantera es mucho mayor que el de la rueda trasera, por lo cual la fuerza lateral en la

rueda delantera será mucho mayor que en la rueda trasera. Esta fuerza que se produce en la parte trasera tiene que actuar sobre gran parte de la moto y el piloto, que tienen una inercia mucho mayor, por lo que la respuesta es mucho menor que en el caso de la rueda delantera.

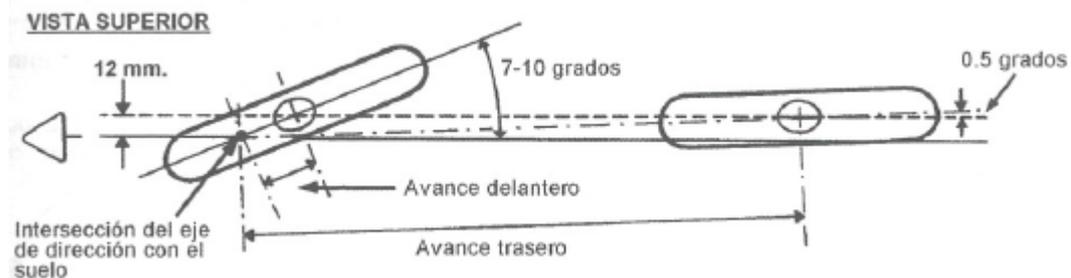


Figura 3.19. Representación de los ángulos de deriva e importancia del avance [Pag. 3-3, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Resumiendo, el avance es un medio para incrementar la tendencia a autoalinearse de las ruedas, pero el beneficio cada vez será menor según se va incrementando dicho avance. Este parámetro no tiene un valor fijo en el recorrido de las suspensiones según avanza la moto y existen otros factores como el ángulo de inclinación, el ángulo de dirección y el radio del perfil de neumático que también provocan la variación de ese parámetro durante la conducción.

Siendo el propósito principal del avance de la rueda delantera proporcionar una cierta estabilidad direccional, también se producen otros efectos secundarios que se deben tener en cuenta como el efecto direccional y el tacto en línea recta, que son explicados a continuación.

3.4.2.2.1 Efecto direccional

Estando la motocicleta parada, si se inclinase hacia un lado y se girase el manillar, la pipa de dirección subiría o bajaría, dependiendo de la posición de la dirección. Esto se produce porque el paso de la motocicleta (que actúa en la huella de contacto del neumático con la calzada) produce un par alrededor del eje de dirección y por ello tiende a girar la dirección hacia la posición en la que la pipa este más baja (donde la energía potencial es mínima).

Para un determinado avance, si el ángulo de dirección se ve afectado por el lanzamiento y por el diámetro de la rueda, de manera que si el avance es positivo el efecto de la inclinación es hacia el interior de la curva y si el avance es negativo el efecto de inclinación es hacia el exterior de la curva.

Tal y como se puede observar en las competiciones de motocicletas, se montan unas ruedas muy anchas y los pilotos en las curvas se descuelgan de la moto al tumbarla, por lo que se demuestra que existe un momento residual y de aquí que el avance de la rueda delantera (aparte de otros parámetros) afecte al momento que el piloto debe aplicar en el manillar para mantener un ángulo de la dirección requerido para cada curva.

3.4.2.2.2 Tacto en línea recta

Aunque se interpreta como circular línea recta, en la realidad se producen variaciones en el manillar, realizando de esa manera unas leves curvas sobre la calzada.

Tal y como se ha especificado anteriormente un pequeño desplazamiento puede provocar un gran ángulo de deriva en el neumático y, en consecuencia, se produce un par autoalineante. Este último depende de las propiedades del neumático, de las propiedades del asfalto y del avance para un determinado ángulo de deriva. Al conducir la motocicleta es más fácil conducir en línea recta con el asfalto húmedo que cuando está seco, por lo que la facilidad con la que se conduzca en línea recta indicara las condiciones de la carretera y la cantidad de agarre efectivo.

3.4.2.3 Lanzamiento

El lanzamiento es el ángulo formado entre una línea vertical que pasa por el eje de la rueda y la línea del eje de dirección. Las motocicletas corrientes tienen una pipa de dirección inclinada y no vertical, aunque la razón de esto no es tan sencillo de explicar cómo lo puede ser el avance, ya que depende de varios factores.

Se considera lanzamiento "normal" (Figura 3.20, Izquierda) cuando la pipa de dirección tiene un ángulo mayor que cero respecto a la vertical, y una de las ventajas que eso tiene es la facilidad de construcción del chasis y para poder conseguir un montaje directo del manillar. Aunque pueda parecer que si la pipa fuese vertical daría igual, no es así, daría muchos problemas.

El avance depende del lanzamiento, y tiene varios valores que se usan comúnmente para distintos casos de descentramiento de la rueda [Apartado 3.4.2.3.4] con los que se quiere proporcionar una gran estabilidad y comodidad en el comportamiento direccional.

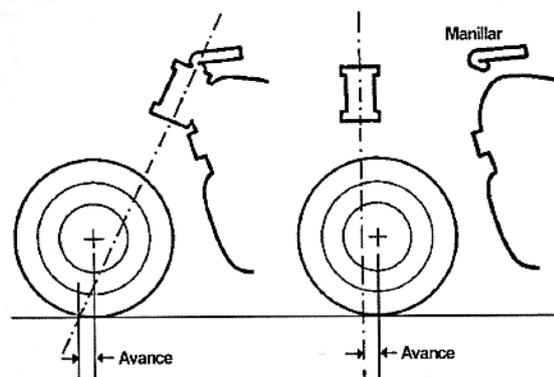


Figura 3.20. Lanzamiento [Pag. 3-5, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.3.1 Reducción del efecto provocado por el lanzamiento

Para un valor dado del avance en el suelo, el par autoalineante en la rueda delantera y horquilla depende, de la longitud del brazo de palanca desde el centro de la huella de contacto hasta el eje de dirección, es decir, depende del avance real (avance en el suelo multiplicado por el coseno del ángulo de lanzamiento).

Tal y como se puede observar en la Figura 3.21, el brazo de palanca se reduce conforme aumenta el lanzamiento, porque se reduce el avance real. Esto significa que se necesitará, un mayor avance en el suelo conforme el ángulo de lanzamiento se hace mayor, para no poder tener un mismo brazo de palanca. Por tanto se puede afirmar que el ángulo de lanzamiento tiene un efecto anti-avance.

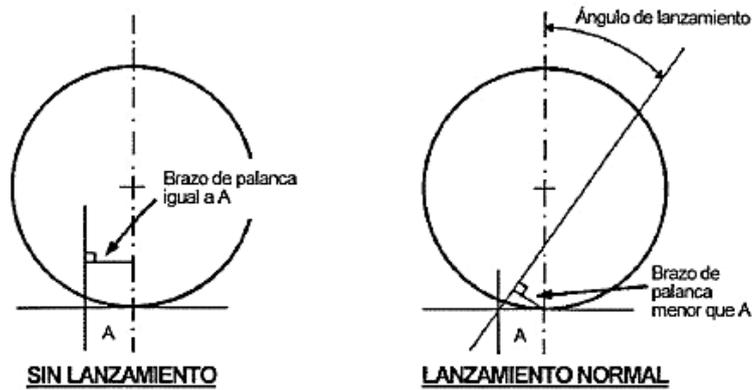


Figura 3.21. Brazo de palanca con y sin lanzamiento [Pag. 3-7, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Al aplicar cierto ángulo a la dirección, se observa que el avance positivo disminuye de maneras distintas según el valor del ángulo de lanzamiento. Cuando mayor es el lanzamiento más disminuye el avance para un mismo valor de ángulo de giro de la dirección, tal y como se puede observar en el siguiente gráfico de la Figura 3.22.

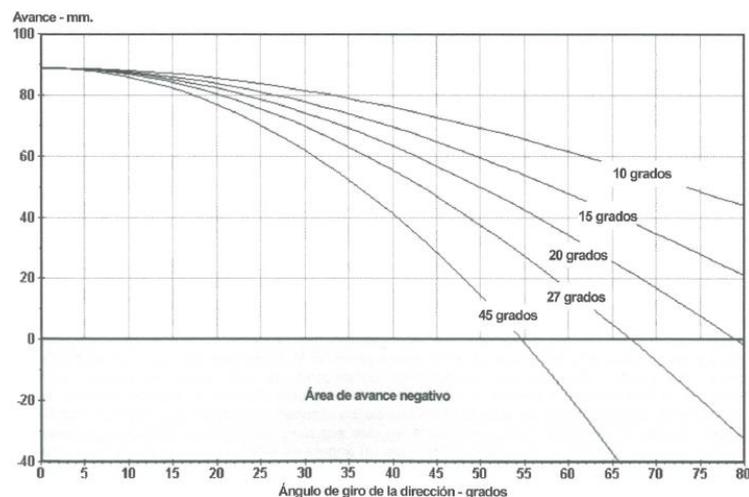


Figura 3.22. Efecto del lanzamiento en el avance [Pag. 3-7, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.3.2 Avance negativo

El avance negativo puede aparecer con grandes ángulos de giro de la rueda delantera, aunque los ángulos de giro muy grandes solo se suelen obtener a velocidades muy bajas. Tal y como se puede observar en la Figura 3.22 para el caso de un lanzamiento de 45° al girar la dirección más de 55° sobre la pipa de dirección se obtiene un avance negativo, al igual que pasaría con un lanzamiento de 27° para un ángulo de giro de la dirección mayor que 67° .

Por razones geométricas, las cuales se pueden comprobar, incluso con una bicicleta, al obtener un avance negativo, la dirección tenderá por si misma a girar aún más en el sentido que estaba girando anteriormente, y eso se debe a la posición de la huella respecto al eje de giro, tal y como se puede apreciar en la Figura 3.23. En función del uso de la motocicleta interesa estudiar con detalle el lanzamiento, para los efectos que pueda tener al girar la dirección. Por poner un ejemplo, en las motos de trial los giros muy cerrados se hacen a velocidades muy bajas, por lo que suelen tener ángulos de lanzamiento muy pequeños, consiguiendo así que sea casi imposible llegar a obtener un avance negativo, ya que supondría perder el control de la dirección.



Figura 3.23. Representación del comportamiento del avance al girar la dirección 90° hacia la izquierda para cuando hay y no hay lanzamiento [Pag. 3-9, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.3.3 Caída de la pipa de dirección

En una motocicleta con avance positivo, estando en posición vertical, al girar la dirección se puede observar como la pipa de la dirección bajará, y si el avance fuese negativo al girar la dirección la pipa subiría. Cuando mayor sea el lanzamiento, mayor será la caída o bajada de la pipa de dirección. Para poder apreciar mejor la caída, la

Figura 3.24 representa lo que sucedería con un lanzamiento de 90° , que es un caso irreal, pero válido para visualizar la situación. Debajo del caso con lanzamiento de 90° , hay otro caso que no tiene lanzamiento, y como se puede observar al girar la dirección no existe ni caída ni subida de la pipa de dirección.

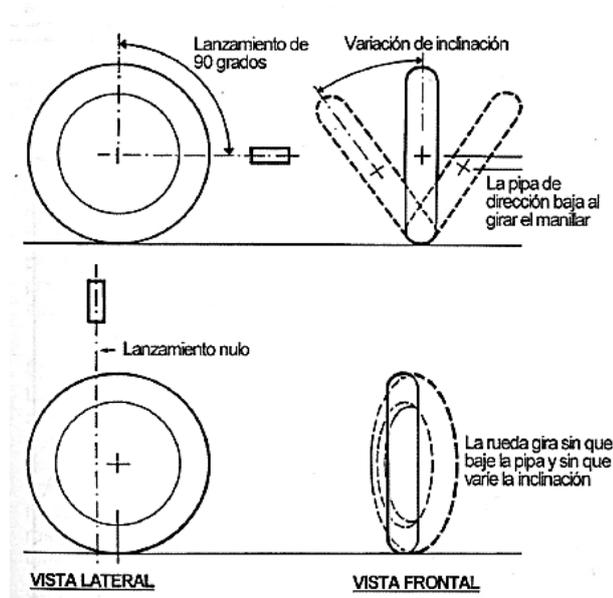


Figura 3.24. Caída de la pipa de la dirección [Pag. 3-9, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Este efecto es perjudicial, por que produce un equilibrio inestable, ya que tras girar la dirección hay que aplicar un par determinado para poder enderezar la dirección y subir la pipa de dirección, por lo que se puede decir que tiene un efecto de anti-auto alineamiento, aunque ayuda a girar la rueda al inclinarse para tomar una curva.

3.4.2.3.4 Descentramiento del eje de la rueda

El lanzamiento afecta directamente al avance de la rueda delantera de la motocicleta, y se diferencian tres casos principales de distintos descentramientos, se pueden observar en la Figura 3.25, en los cuales debido al diseño del tren delantero se varía el lanzamiento y aun así se sigue consiguiendo el mismo avance positivo.

Un lanzamiento de 0° requiere un mayor descentramiento negativo, para conseguir el mismo avance que se pueda obtener en otro caso en el cual no haya descentramiento pero si un lanzamiento de un determinado ángulo. Para conseguir el

mismo avance que para estos dos casos existe un tercer caso, en el cual el lanzamiento es mayor, pero existe un descentramiento positivo de la rueda.

Tener un descentramiento mínimo supone una ventaja, porque reduce la inercia sobre el eje de dirección. El descentramiento del eje, al contrario que pasa con la caída de la pipa de la dirección, influye muy poco en las características de auto alineamiento de la moto, porque aunque aparezca un descentramiento que haga que en una curva la dirección de gire hacia el exterior, el efecto de la gravedad en el eje de dirección provoca que la dirección gire hacia el interior de la curva, así que ambos efectos prácticamente se equilibran y anulan entre sí.

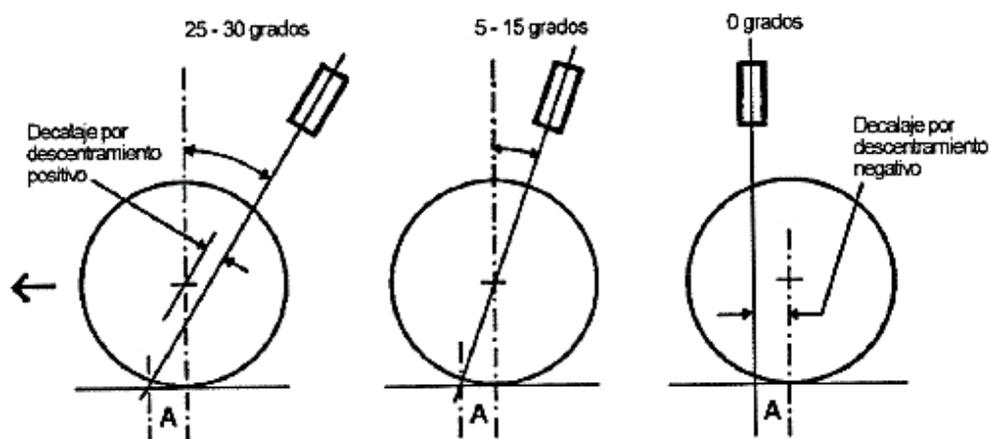


Figura 3.25. Distintos ángulos de lanzamiento para mismo avance [Pag. 3-6, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.3.5 Resumen

Tras haber analizado los efectos relacionados con el lanzamiento, se podría concluir que no es buena idea tener un lanzamiento distinto de cero grados, pero tal y como se ha comentado al inicio del tema, las motocicletas convencionales sí que tienen lanzamiento. La razón de que tengan esos pequeños ángulos de lanzamiento reside en que los ángulos de giro que se suelen conseguir en una conducción normal son muy reducidos. Los efectos perjudiciales del lanzamiento son más pronunciados con grandes ángulos de giro de la dirección. Para el caso del auto alineamiento debido al peso puede o no puede ser beneficioso. Si el ángulo de inclinación y la velocidad en una curva son muy elevados tendrá que aplicarse un esfuerzo en el manillar contrario al sentido de la curva y, si son muy pequeños, tendrá que girar el manillar hacia el interior de la curva. El ángulo de giro para un determinado ángulo de inclinación

depende de muchos parámetros y por lo tanto no hay un caso universal que sea perfecto para todas las condiciones, así por ejemplo un cambio del tipo de neumático sería suficiente para alterar las cosas.

En la siguiente figura se puede apreciar una representación de una motocicleta, en la cual se observa como intersectan los planos en el eje de dirección, y se pueden observar los efectos geométricos debidos a la inclinación y el giro. Uno de los planos representa la mayor parte del chasis, incluyendo la rueda trasera, el otro plano es el central de la rueda delantera. El plano de la rueda delantera puede girar alrededor del eje de dirección, contenido en la intersección entre el plano de la rueda delantera y el plano del chasis, y el plano del chasis que contiene también la parte trasera puede inclinarse respecto a la línea que intersecciona el plano vertical con el plano del suelo.

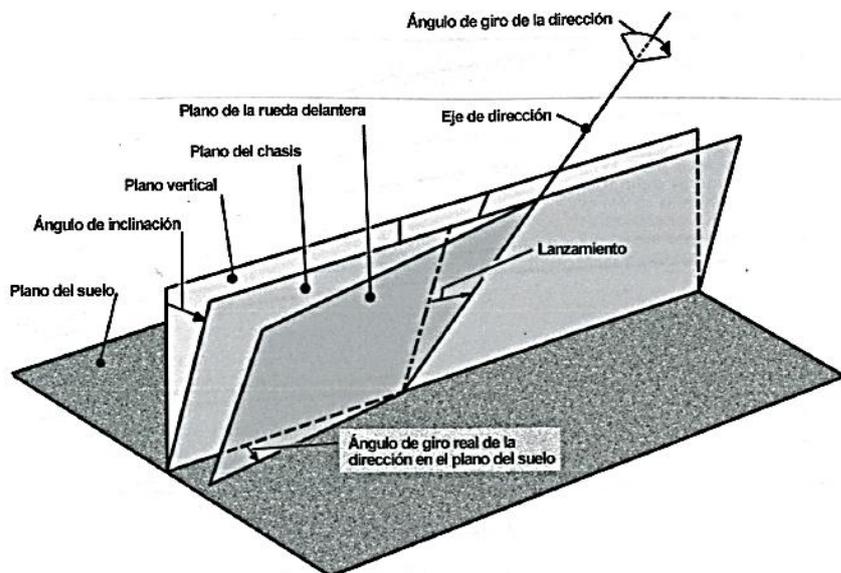


Figura 3.26. Representación de efectos geométrico en una moto [Pag. 3-14, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.4 Distancia entre ejes

La variación de la distancia entre ejes de una motocicleta es otro parámetro muy importante a tener en cuenta, aumentarla o disminuirla tiene un efecto positivo y/o negativo, es decir, una distancia entre ejes grande tendría un radio de giro muy amplio, pero la estabilidad en curva es mucho mayor. El objetivo a conseguir es encontrar el balance entre efectos requeridos y los que afectan negativamente, que dependerá del uso que se le vaya a dar a cada moto.

3.4.2.4.1 Angulo de giro requerido

Una motocicleta con una mayor distancia entre ejes tiene un mayor radio de giro y, para tomar una curva determinada, el ángulo de la rueda delantera tendrá que ser mayor, de ahí que las motos de trial tengan una distancia entre ejes tan pequeña. Esto se puede observar en la Figura 3.27.

Como el ángulo de la rueda delantera debe ser mayor significa que se requiere un mayor esfuerzo para negociar las curvas, aunque ante un bache tendría menos efecto en la estabilidad direccional en la moto.

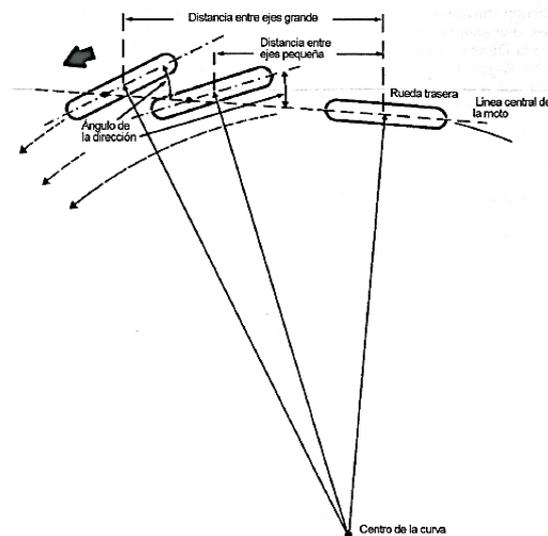


Figura 3.27. Distancia entre ejes [Pag. 3-15, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.4.2 Angulo de la rueda trasera

Cuando la distancia entre ejes es mayor, el ángulo formado entre la rueda trasera y la dirección del viaje es más pequeño, lo cual mejora la estabilidad de la moto es mayor. Se puede observar la disminución de los desplazamientos laterales de la rueda trasera en la Figura 3.28.



Figura 3.28. Desplazamiento de la rueda trasera [Pag. 3-15, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.4.3 Efectos de inercia

Cuando la distancia entre ejes aumenta, la transferencia de peso se disminuye, lo cual provoca que sea más estable y también más perezosa, es decir, que es más difícil inclinarla y girarla, por lo que se pierde comodidad de conducción.

3.4.2.4.4 Resumen de efectos

Después de analizar los efectos que provoca la variación de la distancia entre ejes, se puede concluir que aunque el aumento de la distancia entre ejes proporciona más estabilidad, la manejabilidad disminuye considerablemente, la razón por la que las motos de trial tienen una distancia entre ejes pequeña: para tener una gran manejabilidad y poder hacer giros muy cerrados, mientras que las motos de turismo suelen tener unas distancias entre ejes mayores, y así conseguir mayor estabilidad y obtener una conducción relajada.

3.4.2.5 Rigidez del chasis

El chasis de una motocicleta suele estar sometido contantemente a fuentes de flexión y hay que conseguir minimizar los efectos que esas flexiones pueden provocar, fabricando un chasis que haga frente a los diferentes usos.

La parte donde más rigidez se requiere es en la zona delantera, lugar donde es muy importante que el plano de la rueda y el eje de dirección estén alineados, porque, de no ser así, la estabilidad direccional empeoraría y además la moto tendería a mover la dirección debido a ese desalineamiento. Respecto a este tema, las horquillas delanteras del tipo “hub centre” tienen una ventaja respecto a las telescópicas, ya que tienen una gran rigidez lateral, siendo la rueda la única posible fuente de flexión. En el caso de las horquillas telescópicas, las mismas no presumen de tener una gran rigidez lateral y tampoco longitudinal, aunque esto no tiene tanta importancia, salvo en las frenadas, que es cuando se pueden crear problemas de temblores y botes. Se pueden observar gráficamente estos efectos de las horquillas telescópicas en la Figura 3.29.

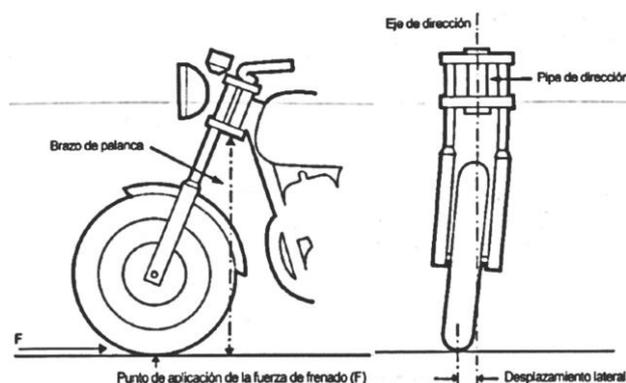


Figura 3.29. Problemas de rigidez en horquilla telescópica [Pag. 3-18, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Conduciendo, normalmente la rigidez torsional entre el manillar y el eje de la rueda no suele problemática.

En lo que respecta a la rueda trasera, el mantener la rueda alineada con el eje de dirección implica que la rueda debe tener rigidez lateral, pero también el chasis debe tener rigidez lateral y torsional, y de igual manera el basculante. Esto es extremadamente importante, porque el piloto recibe mucha información de su posición en el asiento y, si el asiento tiene un movimiento independiente de la rueda trasera, la información que recibirá será equivocada y por lo tanto las acciones que realice serán inadecuadas. Para conseguir esto es mejor que el chasis sea soldado antes que atornillado, tal y como comprobó Norton Manx.

3.4.2.6 Peso y su posición

En lo referente al peso de una motocicleta, cuanto menor sea mucho mejor, ya que la motocicleta acelerará más rápido para una misma potencia dada, aunque también significa también que la motocicleta será mucho más sensible a cualquier fuerza que haga el piloto.

Tan importante como el peso lo es la posición del centro de gravedad de la moto, y por ello se van a analizar las siguientes consideraciones: Equilibrio, Transferencia de Carga, Tracción y Angulo de Inclinación.

3.4.2.6.1 Equilibrio

En lo referente al equilibrio, este mejora cuando para un mismo peso la altura del centro de gravedad disminuye, por que este se ve afectado por un par desestabilizador que se produce para un ángulo de inclinación. Por ello, si la altura del centro de gravedad es mayor el par aumentara, ya que el brazo de palanca es la proyección horizontal de la línea que une el punto de contacto entre el suelo y el centro de gravedad, representado en la Figura 3.30.

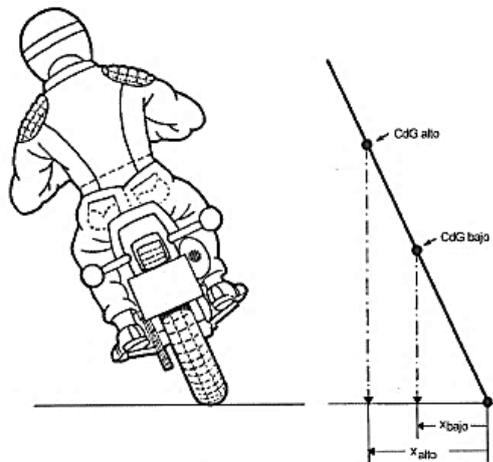


Figura 3.30. Representación del par desestabilizador. [Pag. 3-19, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.6.2 Transferencia de carga

Durante la frenada la carga se transfiere a la rueda delantera en su mayor parte y durante la aceleración pasa al contrario. Si se aumenta la distancia entre ejes, la transferencia de carga es menor y la moto es menos nerviosa, ocurriendo lo mismo si se reduce la masa o se baja la altura del centro de gravedad. A veces se suele decir que la posición longitudinal del centro de gravedad afecta a la transferencia de carga, aunque eso no es riguroso.

3.4.2.6.3 Tracción

En este caso la posición longitudinal del centro de gravedad sí que afecta a la tracción. Si el centro de gravedad se coloca más cerca de la parte trasera ayudara a traccionar mejor al acelerar, aunque si está muy atrasado puede provocar que se

levante la rueda delantera, y sucede lo mismo si el centro de gravedad se desplaza demasiado hacia delante y el piloto frena, por lo que hoy en día se suele optar por una distribución de peso igualada entre la parte delantera y trasera.

3.4.2.6.4 Angulo de inclinación

El ángulo de inclinación que necesitaría una motocicleta, con un centro de gravedad alto, sería mayor que el que necesitaría otra motocicleta con una altura del centro de gravedad menor, para contrarrestar los efectos de la fuerza centrífuga que serían iguales para ambos casos. Esto se puede apreciar mejor en la Figura 3.31, donde se pueden observar los ángulos de inclinación que serían necesarios en una curva.

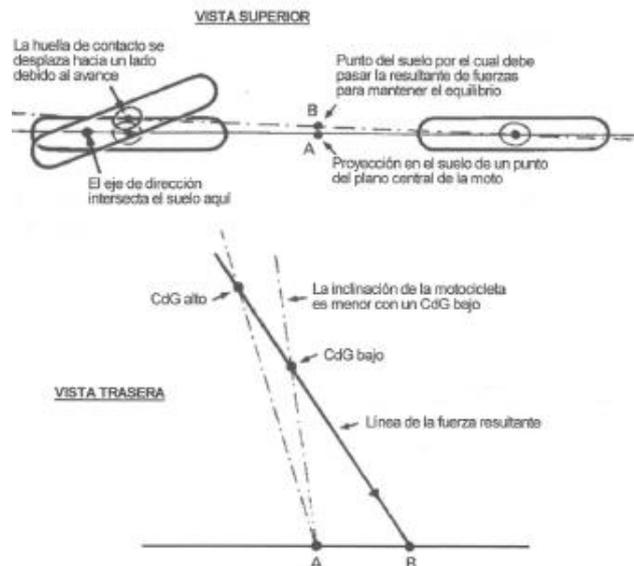


Figura 3.31. Ángulos de inclinación que se necesitarían si la rueda no tuviese espesor. [Pag. 3-19, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Aunque muchas veces se olvida, el tener unas ruedas más anchas también afecta, porque una motocicleta con la misma altura del centro de gravedad, una misma inclinación y unas ruedas más anchas obtendrá una línea de fuerza resultante más vertical, debido a que el punto de contacto de la rueda está más alejado del plano de la rueda, por lo que para contrarrestar los efectos de la fuerza centrífuga tendrá que inclinar más la motocicleta. Esto también se podría remediar aumentando la altura de centro de gravedad, lo que se puede apreciar en la Figura 3.32, donde se comparan los

ángulos de inclinación que se necesitarían para una misma anchura del neumático e inclinación de la línea de la fuerza resultante.

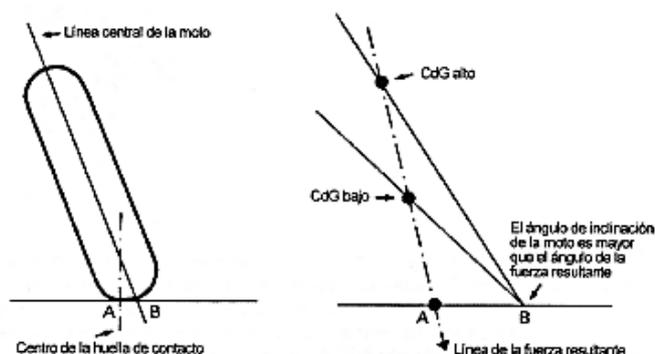


Figura 3.32. Ángulos de inclinación necesarios para una misma inclinación de la línea de la fuerza resultante [Pag. 3-20, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.2.7 Movimientos angulares

En lo que se refiere a los movimientos lineales, la masa es lo importante, pero para los movimientos angulares lo verdaderamente importante y lo que afecta a los tres movimientos, es la distribución de esa masa, porque esa distribución es la que gobierna en lo que se suele denominar como momento de inercia. Los ejes que corresponden a los tres movimientos se pueden observar en la Figura 3.5.

3.4.2.7.1 Cabeceo

La inercia del cabeceo es la que controla la velocidad con la que la moto se hunde en la parte delantera al frenar o lo que se hunde en la parte trasera al acelerar. El eje correspondiente a este movimiento varía con la configuración de la motocicleta, de manera que si una motocicleta no tuviese suspensión trasera este eje estaría colocado en la rueda trasera y si no tuviese suspensión delantera el eje estaría colocado en la rueda delantera, aunque también depende de la geometría de la suspensión y de la dureza de los muelles. De los tres movimientos, el de cabeceo es el único que supone un movimiento de la masa suspendida con respecto a las ruedas, ya que los otros dos que se describen a continuación, son movimientos relativos a las coordenadas de tierra.

3.4.2.7.2 Guiñada

En este caso un momento de inercia alto mejoraría la estabilidad direccional, pero los cambios de dirección serían más difíciles y, si el momento de inercia fuera bajo, posibilitaría unos cambios de dirección más rápidos y en caso de derrapaje sería más fácil reaccionar para corregirlo. A efectos prácticos parece que resultaría mejor idea obtener un momento de inercia bajo, lo que implica concentrar la masa de la moto en el centro longitudinal de esta. Hay que tener en cuenta que al hacer esto el momento de inercia del cabeceo también disminuiría.

3.4.2.7.3 Inclinación

Para este último caso, un momento de inercia bajo posibilita unos cambios en el ángulo de inclinación más rápidos, lo que en determinadas condiciones resulta necesario. Este concepto es distinto para los automóviles, donde las fuerzas actúan de distinta manera y en momentos distintos, en los automóviles es algo que varía en función de la suspensión y el eje de inclinación no tiene por qué ser horizontal a lo largo del automóvil. En el caso de las motocicletas este varía en función del movimiento de esta, de manera que si hubiera un movimiento angular y un movimiento lateral dicho eje de inclinación estaría incluso por debajo del suelo, tal y como se puede observar en la Figura 3.33. Dicho esto parece que la idea de desarrollar un eje de inclinación para una motocicleta no tiene mucho sentido.

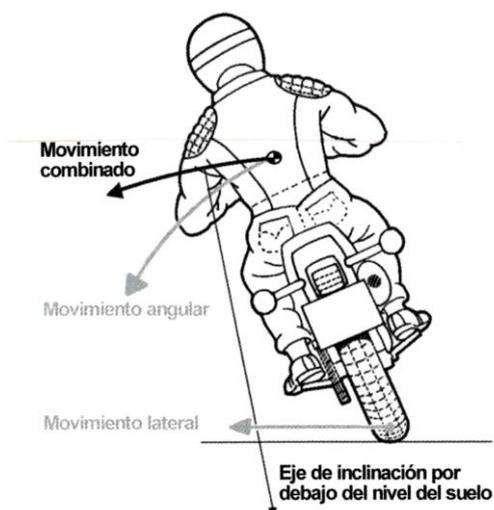


Figura 3.33. Representación del eje de inclinación de una motocicleta [Pag. 3-24, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.3 Partes de una motocicleta

Este capítulo va a servir para alcanzar una visión más específica de las dos partes de la motocicleta que más relación tienen con el objeto de este proyecto, que son el chasis y la suspensión de las motocicletas.

3.4.3.1 Chasis

El chasis de una motocicleta es la base sobre la que se montan todos los elementos que la componen y sobre el cual se monta el piloto. En su estructura hay una zona para anclar la suspensión delantera, denominada pipa de dirección, y que está situada en la parte más adelantada y alta del chasis la cual puede ser cilíndrica o cónica en función de la horquilla o del juego de dirección. El otro punto de anclaje es el del basculante de la suspensión trasera, el cual se combina junto con el soporte para el amortiguador trasero o el sistema por bieletas que se necesitará en el caso que se analiza. Al ser dos zonas que están sometidas a altos esfuerzos, se requieren unas rigideces muy altas, y es en estas zonas donde hay una gran variedad de opciones, tales como tubos, chapas, vigas, etc.

Todas las partes de las motocicletas que se anclan al chasis deben estar perfectamente fijadas, por lo que el chasis debe cumplir con una serie de requerimientos estructurales que influyen sobre el comportamiento de la motocicleta. En ese comportamiento tienen efecto la geometría del chasis y el reparto de pesos.

3.4.3.1.1 Función del chasis

Para que un chasis sea apto para ser utilizado en una motocicleta debe cumplir estas características:

- Para obtener una dirección precisa el chasis debe resistir adecuadamente los esfuerzos de flexión y torsión, de forma que las ruedas puedan mantener una relación correcta entre ellas, a pesar de las cargas impuestas por la transmisión, los baches, las curvas y los frenos. Hay que remarcar que ninguna dirección puede ser precisa si las ruedas no están en contacto con el suelo, de ahí que el agarre sea tan importante
- Debe tener una buena manejabilidad, que se entiende como la facilidad con la que la motocicleta responde a un pequeño esfuerzo por parte del piloto, de

manera que una buena manejabilidad evitará el cansancio prematuro del piloto. Este aspecto depende fundamentalmente de la altura del centro de gravedad, el peso total, la rigidez, la geometría de dirección, el tamaño de los neumáticos y el momento de inercia tanto de las ruedas como del conjunto moto/piloto.

- Para obtener un buen confort, suficiente como para minimizar el cansancio del piloto, es necesario que la suspensión absorba los baches sin sacudir al piloto, ni producir movimientos de cabeceo.

3.4.3.1.2 Tipos de chasis

Caben destacar dos grandes grupos de chasis: los chasis para los ciclomotores y los chasis para motocicletas de mayor cilindrada/competición. En este caso solo se comentará el segundo tipo, puesto que son el objeto de este proyecto.

Dentro de los diferentes tipos de chasis para las motocicletas se pueden distinguir dos tipos: los tubulares, los cuales están formados por tubos de sección circular (como lo es para este caso), y los realizados a partir de vigas de sección ancha. Una tercera posibilidad sería la formación de una cuna simple, que se desdoblara a la altura del motor. Los distintos tipos se pueden observar en la Figura 3.34.

Entre los tubulares se puede señalar los de simple cuna, que a su vez pueden ser completos o bien con su sección inferior interrumpida usando el motor como elemento resistente.

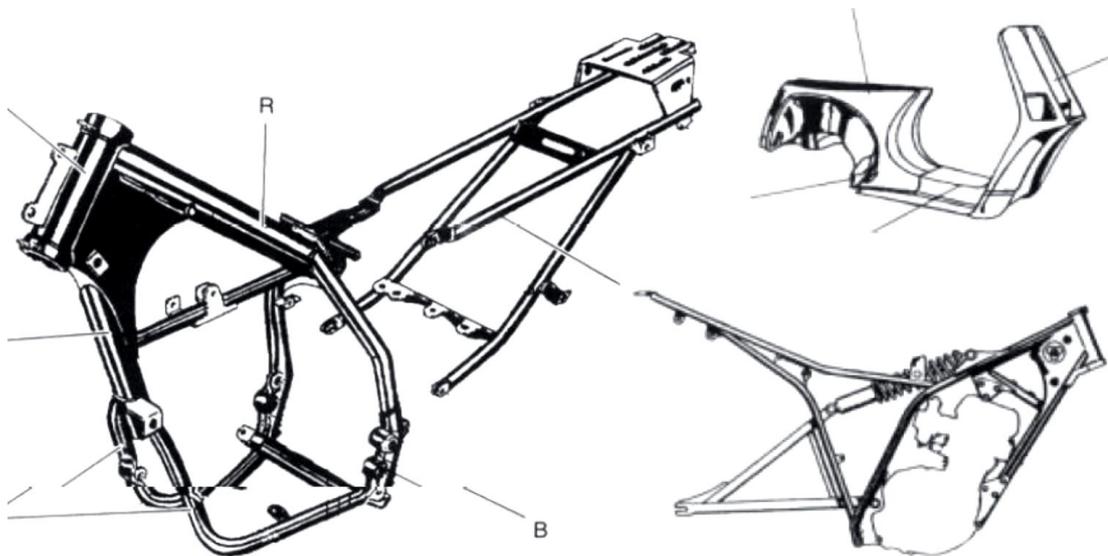


Figura 3.34. Diferentes tipos de chasis

Un chasis de doble cuna podría considerarse como una mejora respecto al chasis de simple cuna, manteniendo las mismas características a las cunas simples con la salvedad de la existencia de dos tubos delanteros T.

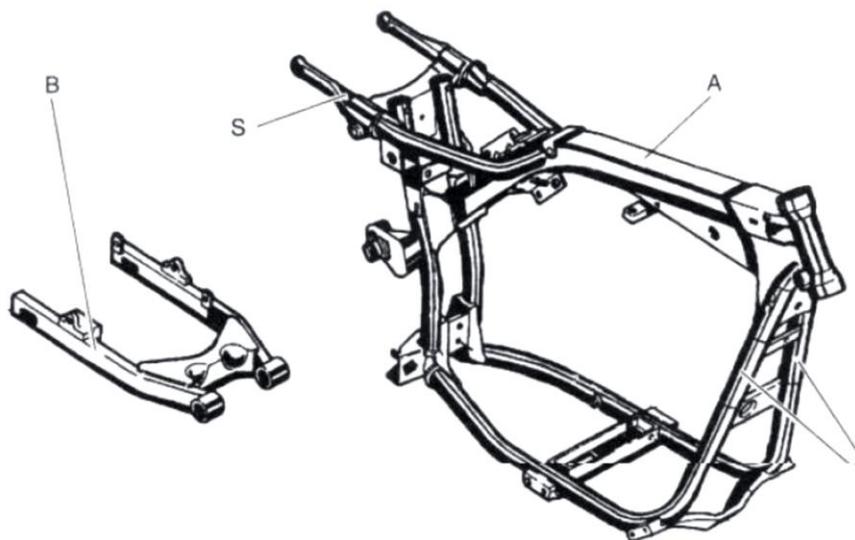


Figura 3.35. Chasis de doble cuna.

Los chasis de doble cuna son más rígidos que los de cuna simple por estar cerrados en casi todos los casos, formando una estructura más rígida.

Otros modelos de chasis tubulares son aquellos en los que el motor se encuentra colgado, adquiriendo éste una importante función resistente, aprovechando de esa manera su gran rigidez. Hay algunos tipos de chasis, como los de espina central, en los que hay un único tubo grueso en la parte superior, pero lo más habitual es contar con una estructura superior de tubos que integra la pipa de dirección y el anclaje al basculante, pudiendo éste estar unido también al motor, tal y como se puede apreciar en el chasis multitubular de la Figura 3.35.

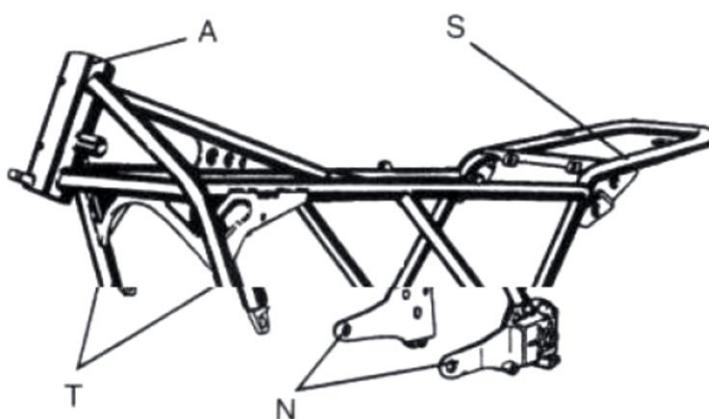


Figura 3.36. Chasis multitubular.

Dentro del grupo de los chasis multitubulares una variedad a tener en cuenta es aquella que tiene tubos rectos, siendo esa la gran diferencia con respecto al chasis de la figura anterior. En este tipo de chasis la estructura se forma únicamente con tubos rectos, de modo que sólo trabajen a tracción y compresión. La forma más habitual es la de un elemento que una la pipa de dirección con el eje del basculante de una manera directa, con una serie de tubos que refuerzan esta función.

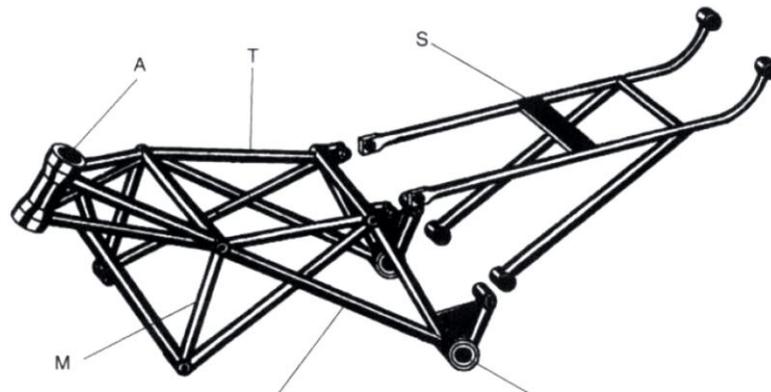


Figura 3.37. Chasis multitubular de tubos rectos.

En el segundo grupo de chasis, el de aquellos compuestos a partir de vigas (tubos de sección gruesa), la función resistente que anteriormente realizaba el entramado de tubos, ahora recae sobre un par de vigas, que unen la pipa con el anclaje del basculante.

En el caso de realizarse en aluminio en vez de acero, la pipa de dirección y el anclaje del motor, que son las zonas que reciben mayor esfuerzo, suelen estar fundidas y son macizas, para evitar que el sistema falle en este punto.

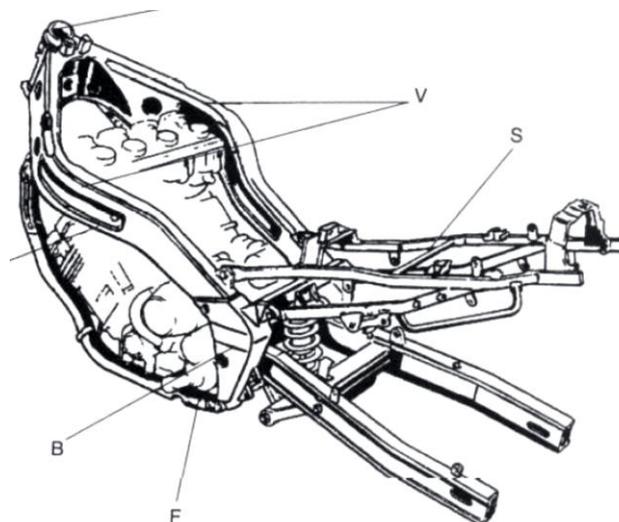


Figura 3.38. Chasis tipo doble viga.

3.4.3.2 La suspensión

El comportamiento de la suspensión varía en función de cuatro parámetros:

- Muelle.
- Amortiguamiento.
- Masa suspendida y masa no suspendida.
- Las características del neumático.

3.4.3.2.1 Muelles

La característica o propiedad más importante de un muelle es la constante elástica del mismo. Esta constante es la medida de la rigidez del muelle, la cual está definida por la fuerza que es necesaria para comprimir el muelle una distancia determinada, y su valor se suele expresar en términos de Newton/milímetro (N/mm). Esta constante puede variar o no, dependerá de lo que se comprima por la fuerza que se le aplique, con lo que podrá ser lineal o no. Los muelles cuya constante no varía se pueden encontrar en elementos comunes como son los bolis, bicicletas con suspensión trasera de muelle y en la mayoría de los automóviles. En las motocicletas de competición esa constante varía, no es lineal, es progresiva y suelen tener una progresividad positiva, es decir, a lo largo del recorrido a medida que se aumenta la fuerza por un mismo incremento de esta el incremento de la distancia comprimida disminuye. En la siguiente Figura 3.39 se puede apreciar un muelle de constante lineal, cada 100N que se aplican se comprime 10mm, así que su constante elástica será de $K=100\text{N}/10\text{mm}=10\text{N}/\text{mm}$, y con ese valor se relaciona lo que se comprime con la fuerza que sería necesaria, de manera que para comprimirse 20mm harían falta $F=10\text{N}/\text{mm}\cdot 20\text{mm}=200\text{N}$.

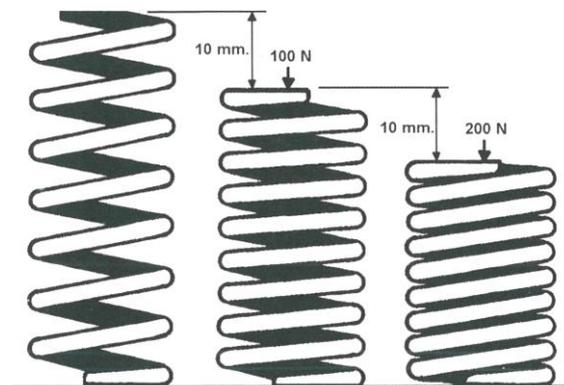


Figura 3.39. Ejemplo de muelle de rigidez constante $k=10\text{N}/\text{mm}$ [Pag. 6-2, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Hay varios tipos de muelles disponibles, como pueden ser los helicoidales, de goma, de gas, y menos habitualmente las ballestas y las barras de torsión, aunque de todos ellos los más comunes son los helicoidales y como en este estudio el muelle lleva un muelle helicoidal solo se analizarán estos.

Los muelles helicoidales pueden tener un paso fijo o uno variable, con lo que se regula si la constante elástica es variable o no, respectivamente. Cuando el paso es variable, a medida que el muelle se comprime las espiras que están menos separadas entre ellas hacen tope entre sí y se convierten en un sólido, de manera que a medida que se comprime el muelle la rigidez aumenta de forma progresiva. En la siguiente Figura 3.40 se pueden apreciar tres muelles distintos.

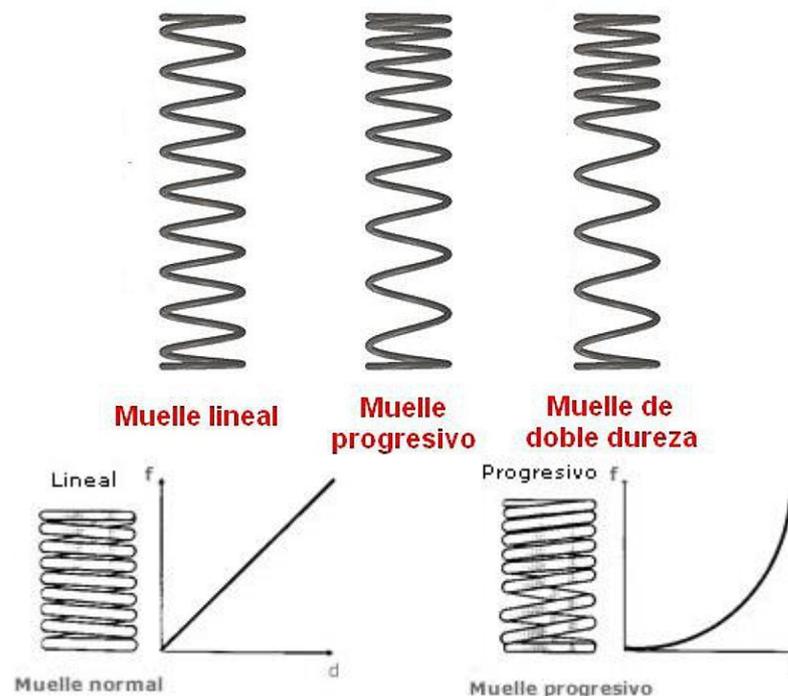


Figura 3.40. Muelles de paso constante y variable y sus gráficos correspondientes.

3.4.3.2 Amortiguación

El amortiguador, o la amortiguación, es la encargada de absorber o disipar la energía durante la conducción. El movimiento del amortiguador produce energía mecánica, pero al contrario que el muelle, no tiene tendencia a volver a su posición inicial y por lo tanto absorbe energía y la disipa en forma de calor. Aunque pudiera parecer innecesario, esta función es imprescindible, ya que esa energía que se pierde evita que la suspensión sufra movimientos incontrolados.

Cuando la motocicleta pasa por encima de un bache, la suspensión inicia una oscilación que, si no existiera amortiguación y no hubiese pérdidas mecánicas, sería infinita, la moto sería incontrolable. Con la amortiguación, esa oscilación dura más o menos, en función del grado de amortiguamiento.

Tal y como se ha mencionado esa energía que se disipa, lo hace en forma de calor, y por lo general los aceites que se utilizan disminuyen su viscosidad según aumenta la temperatura, así que resulta necesario diseñar un amortiguador capaz de disipar una cantidad determinada de calor o un sistema suplementario para disipar ese calor.

La suspensión, en este caso, tendrá un amortiguador hidráulico parecido al de la Figura 3.41. En su forma más simple un amortiguador hidráulico mueve un pistón dentro de un cilindro lleno de aceite, y ese pistón tiene unos agujeros por los que pasa el aceite, para que se pueda mover de un lado a otro.

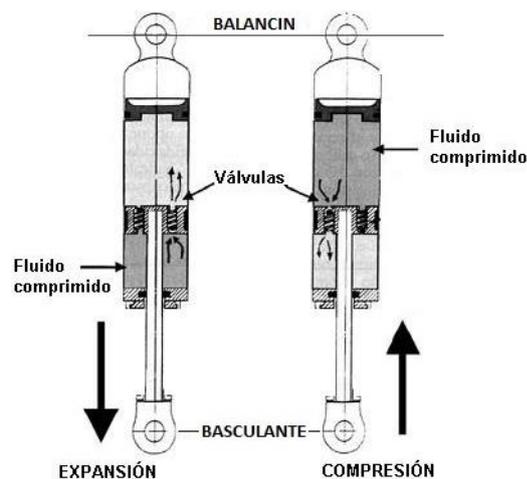


Figura 3.41. Amortiguador hidráulico simple.

En un amortiguador hidráulico como el de la figura anterior existen dos tipos de amortiguamiento, el viscoso y el hidrodinámico. El viscoso surge de la cortadura que sufre el fluido y el hidrodinámico se debe a la transferencia de masa del fluido que tiene lugar dentro del amortiguador y causa turbulencias. En la siguiente Figura 3.42 se pueden apreciar los casos en los que hay amortiguamiento viscoso puro e hidrodinámico puro, en función de la fuerza y la velocidad de amortiguación.

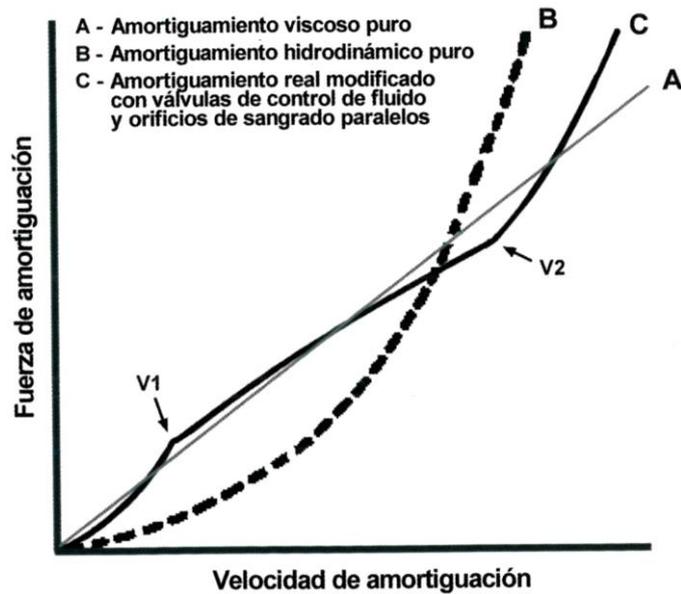


Figura 3.42. Características de los tipos de amortiguamiento. [Pag. 6-10, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

En este gráfico anterior se puede apreciar cómo, en el caso del amortiguamiento hidrodinámico puro, la fuerza resistente de la amortiguación es muy pequeña con unas velocidades bajas, pero a medida que la velocidad aumenta esa fuerza resistente aumenta mucho. Para mejorar esta característica, cada fabricante tiene su propia configuración, pero habitualmente se suelen colocar unos agujeros grandes en el pistón del amortiguador, para disminuir este efecto en las motocicletas de motocrós, que montan amortiguadores llamados “Big-Bore” para que tras un impacto momentáneo la amortiguación no se convierta en un elemento rígido.

3.4.3.2.3 Masa suspendida y masa no suspendida

La masa suspendida de una motocicleta es la que se encuentra apoyada en la parte superior de la suspensión, que normalmente compuesta por todos los componentes de la motocicleta, menos las ruedas, los frenos y parte de los componentes de la suspensión.

La masa no suspendida es la masa total de la motocicleta, menos la masa suspendida y corresponde evidentemente a las partes que no formaban parte de la masa suspendida.

Aunque algunas partes de la motocicleta se pueden colocar fácilmente en uno de los dos grupos hay casos en lo que eso no es tan sencillo. Cuando se ha dicho que no todas las partes de la suspensión forman parte de la masa no suspendida, nos referíamos a que en el caso de algunas piezas un lado de la pieza está anclada a la masa suspendida y la otra parte a la masa no suspendida, como puede ser un amortiguador en una suspensión clásica. El problema en ese caso reside en el muelle, del cual se sabe que su masa dinámica equivalente es $1/3$ de su masa, y como la mitad de dicha masa se corresponde a la suspendida y no suspendida entonces le corresponde $1/6$ de la masa total del muelle a cada una. El tema de la masa suspendida y no suspendida no es un tema en el que se profundice en este estudio.

Otro aspecto a tener en cuenta es la proporción de la masa suspendida que se transfiere al tren trasero y al delantero, aunque a menudo se suele hacer el mismo reparto que con la relación de reparto de pesos estática (que como explicará más adelante, para el presente estudio es del 50-50%). Ese reparto de masa no es aplicable para todas las situaciones, ya que al hacer un “caballito” o un “invertido” toda la carga suspendida pasa a la rueda trasera o delantera respectivamente y además, en esos casos, a la masa suspendida se le debe sumar la masa no suspendida de la zona delantera y trasera respectivamente, ya que no se encuentran en contacto con el suelo.

Cuando se buscan unas prestaciones óptimas lo que se suele buscar es una relación entre masa suspendida y no suspendida muy grande, algo que suele ser más fácil de controlar en motocicletas más pesadas.

3.4.3.2.4 Relación entre masa suspendida y no suspendida

Tal y como se ha mencionado anteriormente, esta relación es la más importante cuando se trata de masa suspendida y no suspendida, y es objeto de estudio para los fabricantes de motocicletas, porque en este aspecto, al igual que en otros muchos, según se aumentan las prestaciones también disminuye el confort, y viceversa.

Habitualmente se suele decir que contra mayor sea esta relación, mayor será el beneficio obtenido, pero como ya se ha comentado, esta afirmación es subjetiva, debido a que las demandas de agarre en carretera y las del confort suelen ser opuestas y que el agarre aumente a cambio de empeorar el confort no quiere decir que

sea mejor. El agarre requiere la mínima variación dinámica de la fuerza vertical que existe entre el neumático y la carretera, para ello interesa que la masa no suspendida sea lo más pequeña posible. Sin embargo para mejorar el confort es necesaria la mínima transmisión de fuerza posible a la masa suspendida, viéndose favorecido este fenómeno si la masa no suspendida es grande.

Para obtener un mayor agarre en la carretera es preciso que esta relación entre ambas masas sea lo mayor posible, por lo que se obtiene una respuesta rápida de la masa no suspendida debido a la baja inercia. Sin embargo, existe un límite a la hora de tratar de aligerar la masa no suspendida en lo referente a la resistencia y demás factores que se tienen en cuenta al diseñar estas partes. Un incremento de la masa suspendida y de la constante del muelle mejora el agarre en las carreteras que se encuentren bacheadas y también aumenta la velocidad de respuesta de la masa no suspendida, teniendo por tanto las ruedas un mejor contacto con la superficie.

Con una masa no suspendida mayor se puede conseguir un mayor confort en la conducción, porque normalmente cuando una motocicleta está rodando, si esta se encuentra con un bache, el impacto se transmitirá por toda la parte delantera (obviamente el amortiguador absorberá parte de él) y llegará hasta el centro de gravedad, con lo que el piloto notará ese impacto. Si se diera un caso en el que la rueda es infinitamente pesada, al impactar contra un bache el neumático se deformaría para absorber el impacto, pero la rueda no se movería y por lo tanto no transmitiría ninguna perturbación al piloto. Por el contrario, si la masa no suspendida no fuera nula, el impacto pasaría hasta el piloto a través del neumático (con su rigidez correspondiente) actuando a su vez con la rigidez de la suspensión, por lo que la perturbación que se transmitiría sería muchísimo mayor. Para mejorar el confort del piloto, tanto la rueda como el neumático deben soportar grandes cargas. Aunque una mayor masa no suspendida mejora el confort del piloto hay que tener en cuenta que no todo son consecuencias positivas. De hecho, cuando el neumático alcanza la parte superior de bache, la mayor masa de la rueda tiende a seguir subiendo, por inercia, pudiendo llegar a despegarse del suelo, en detrimento del agarre a la carretera, y en casi todas las situaciones esto no puede tener valoraciones positivas.

Teniendo en cuenta todo lo enumerado, una posible deducción es que resulta muy importante establecer una correcta relación entre la masa suspendida y la no

suspendida, lo cual suele ser objeto de estudio, porque la masa en las motocicletas así como en los automóviles suele ser objeto de un estudio muy profundo.

3.4.3.2.5 Los neumáticos

Tal y como se ha mencionado anteriormente, los neumáticos son los elementos de contacto con el suelo y por tanto los encargados de mantener la motocicleta en la dirección adecuada, tanto durante la trayectoria recta como en la de las curvas.

Los neumáticos están formados por una banda de caucho que se monta sobre el arco de la llanta. La sección del neumático se divide en varias zonas, bien diferenciadas. La parte del neumático en contacto con el suelo se denomina “banda de rodadura”, la cual se encarga de apoyarse en la llanta A se denomina “talón”, mientras que la superficie lateral que une la banda de rodadura con el talón recibe el nombre de “flanco” u “hombro”.

Poseen unas características elásticas y una capacidad de deformación que les proporciona la propiedad de poder adaptarse a las superficies por donde rueda la moto y por ello es el componente de la motocicleta que mayor influencia ejerce sobre la manejabilidad de la misma. A través de las zonas de contacto del neumático con la calzada se transmite la potencia al suelo, a la vez que soportan el peso de la moto y el piloto y las fuerzas que se generan al tomar una curva (que pueden llegar a alcanzar el valor total del peso de la moto y piloto).

Los neumáticos comenzaron inicialmente a utilizarse para mejorar el confort y reducir las cargas sobre las ruedas, pero en realidad realizan multitud de tareas, entre la que cabe destacar ser la primera defensa para absorber los baches de la carretera.

Además de este y el resto de los factores descritos anteriormente hay otros que también tienen su importancia al diseñar los sistemas de suspensión.

3.4.3.2.6 Frecuencia de la suspensión

La suspensión de una motocicleta se suele considerar como un sistema compuesto por tres elementos: masa, muelle y amortiguador. Se puede observar en la siguiente ilustración:

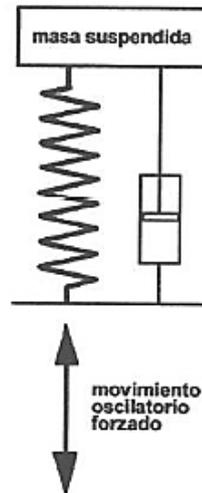


Figura 3.43. Representación de las partes de la suspensión.

La razón principal para el empleo de cualquier sistema de suspensión es el confort del piloto, aparte de otros objetivos secundarios. Con su uso se consigue que el piloto sufra la menor aceleración vertical posible. Esto se soluciona en parte, pero tiene un inconveniente: la frecuencia de las perturbaciones que siente el piloto. Por otra parte, el agarre a la carretera está directamente relacionado con las características de la suspensión, y éste último entra en conflicto directo con el confort del piloto, por lo tanto es preciso llegar a un compromiso entre agarre y confort.

Los humanos toleran determinadas frecuencias y en determinadas direcciones, ya que la frecuencia de las fuerzas verticales no se toleran igual de bien que las laterales. Lo curioso es que unas frecuencias excesivamente pequeñas (0,5 – 1Hz) producen mareos, pero con una frecuencia un poco mayor (1 - 2Hz) se obtiene la comodidad que se busca. Sin embargo, con una frecuencia aun mayor (>2Hz) la conducción se vuelve dura e incluso desagradable, y cuando son todavía mayores (5 – 20Hz) la conducción se vuelve incomoda e incluso puede tener efectos dañinos. Así que aunque interese reducir todo el movimiento que se transmite al piloto, es más importante que se diseñe una suspensión para que filtre lo más posible aquellas perturbaciones que estén fuera del rango de las frecuencias entre 1,0 y 2,0Hz.

En la siguiente figura se puede observar la manera en que están relacionadas las frecuencias de las fuerzas, la frecuencia natural del componente, el movimiento provocado por la fuerza y el movimiento de la masa suspendida, de manera que en el eje horizontal aparece la relación entre la frecuencia de la fuerza con respecto a la frecuencia natural, por lo que un valor superior a 1 indica que la frecuencia de la fuerza es el doble de la natural, y pasa lo mismo en el eje vertical pero ahí se relaciona el desplazamiento en la entrada con el desplazamiento en la masa suspendida.

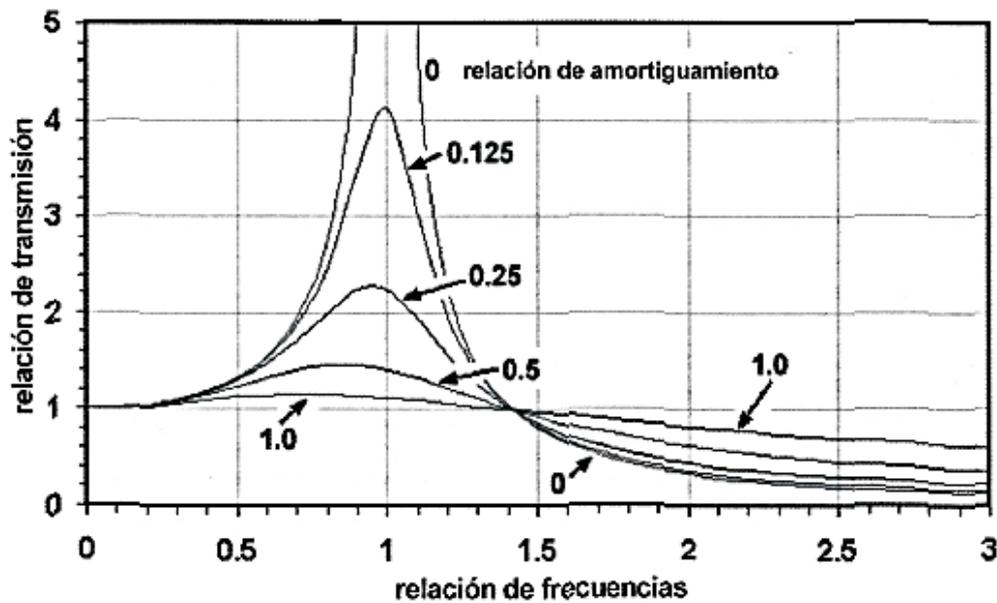


Figura 3.44. Respuesta de un sistema de suspensión ante una oscilación forzada. [Pag. 6-23, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Si se analiza la figura anterior se llega a la conclusión de que con frecuencias de perturbación mucho menores que la frecuencia natural de la suspensión y la masa suspendida se mueve con una magnitud cercana a la de la perturbación, a pesar de tener el amortiguamiento.

Por otro lado la respuesta es menor cuando la frecuencia aplicada es varias veces mayor que la frecuencia natural. Así, para conseguir una conducción más suave sobre un mayor rango de condiciones posibles, habrá que tener una suspensión con una frecuencia natural baja, es decir, con muelles blandos o de bajo valor, en lo que se refiere a la constante elástica.

El cálculo de la frecuencia de la suspensión sin amortiguamiento se puede hacer de manera sencilla mediante la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

Dónde:

- f : Frecuencia natural de la suspensión para cada modo, en Hercios, Hz.
- K : Rigidez de la suspensión en la dirección o movimiento que le corresponde a cada modo, en N/m
- m : Masa de la suspensión, este valor es constante, en Kg.

Para observar más gráficamente este efecto se dispone el siguiente gráfico, donde se puede apreciar que, para una misma masa suspendida, si se aumenta el valor de la rigidez también aumenta el valor de la frecuencia natural del sistema masa-muelle-amortiguador.

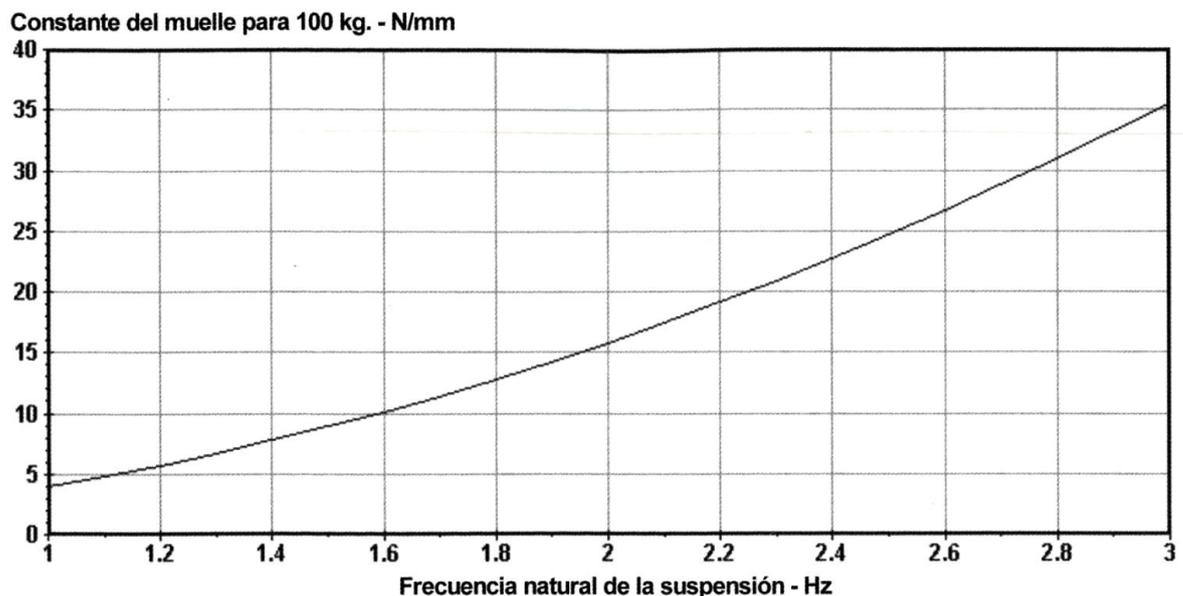


Figura 3.45. Valor de la constante elástica del muelle en función de la frecuencia natural de un sistema masa-muelle-amortiguador. [Pag. 6-24, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.3.2.7 Altura de marcha y precarga

Los amortiguadores que tienen un muelle normalmente tienen una rosca en la botella, permite el giro, crea una precarga en el muelle. Esto es de bastante utilidad, porque si hay un cierto desplazamiento bajo carga estática este desplazamiento alterará la altura de marcha, y además se puede usar también para compensar parcialmente ciertas cargas.

Hace muchos años se tendía a precargar la suspensión para evitar la compresión del muelle debido a la carga estática, lo que mejoraba el comportamiento a cambio de obtener una conducción más dura. La razones principales para hacer esto eran que no tenían unas suspensiones lo suficientemente rígidas o que los amortiguadores eran ineficientes.

Es importante aclarar que si se precargan los muelles no se tomarán mejor las cavidades (baches o huecos en el asfalto), que si se tuviese un chasis rígido, por lo que en la actualidad se utilizan unos basculantes muy rígidos y bien diseñados con un amortiguamiento eficiente y muelles blandos ajustados para permitir una cierta extensión de la suspensión ante las diferentes cavidades que se pueda encontrar la motocicleta en su trayectoria.

Ken Sprayson, un famoso diseñador de chasis, solía dedicar $1/3$ del recorrido disponible en el amortiguador para permitir la extensión en las cavidades (también llamado hundimiento estático) y $2/3$ para la compresión. Debido a los efectos de transferencia de carga y a diversas respuestas dinámicas, al frenar y al acelerar, cada rueda puede ver reducida su carga. Durante el levantamiento de una de las ruedas, delantera o trasera, tanto la suspensión delantera como la trasera se estiran hasta llegar a sus topes de extensión y sería de esperar que el nivel de precarga de los muelles tuviese un efecto significativo en las respuestas transitorias de la suspensión durante este tipo de maniobras, es por eso que a la hora de regular la precarga hay que tener muy en cuenta que el cambiar la precarga provoca un cambio en el SAG o hundimiento del muelle. Resulta muy importante esta última propiedad, porque afecta mucho al confort y la manejabilidad de la motocicleta

Si los muelles de la suspensión delantera o trasera están precargados, hay varios aspectos principales a tener en cuenta:

- La posición estática de la suspensión, que cuando está cargada está más cerca del tope de extensión y por tanto existe menos recorrido de suspensión disponible antes de llegar al tope.
- Disminuye el SAG, lo que puede provocar que sea más incómoda la conducción y los baches se sentirán mucho más tras pasar la rueda trasera sobre ellos.
- La fuerza de precarga implica que cuando la suspensión hace tope, lo hace de manera más brusca. Si esto pasa constantemente puede hacer que las partes del muelle se deformen (para evitarlo existen varios sistemas).
- Si se llega al tope de extensión de la suspensión trasera al frenar podrían producirse vibraciones, las cuales desestabilizarían la motocicleta y entonces habría que soltar el freno para evitar un posible accidente. Esto se suele ver con más frecuencia en las bicicletas de descenso con un mal ajuste de la suspensión trasera.

Si los muelles de la suspensión trasera están precargados esto provocara que la parte trasera de la motocicleta se levante, lo cual tiene una serie de consecuencias que se deben tener en cuenta:

- Se reduce el ángulo de lanzamiento y el del avance, de forma que la dirección se vuelve más rápida y la motocicleta es más “nerviosa”.
- Aumenta la altura del CdG, lo que incrementa la transferencia de carga al acelerar y al frenar, algo que puede tener malas consecuencias.
- Altera la relación entre la altura del eje de la rueda trasera, la altura del eje del basculante y la altura del piñón de la cadena, por lo que afecta a las características del anti-squat.
- También se suele decir que se aumenta la carga en el tren delantero, y aunque es cierto muchas veces, en realidad el efecto no es tan grande como se piensa.

3.4.3.2.8 Distancia entre ejes

En determinadas circunstancias, la distancia entre ejes puede tener cierto efecto en el comportamiento de la suspensión y cuando la motocicleta tiene un movimiento de cabeceo, el ángulo de cabeceo, en general, será inversamente proporcional a la distancia entre ejes. Por ejemplo, si se multiplica por dos la distancia entre ejes, el cabeceo se verá reducido a la mitad. Además si la motocicleta es más larga, también tendrá un momento de inercia de cabeceo mayor, de manera que se suavizará la respuesta.

La distancia entre ejes produce otro efecto, menos apreciable, que se combina con las condiciones de la superficie sobre la que se circula, para influir de manera notable en la calidad de la conducción. Si al viajar se hace sobre una serie de baches, una superficie ondulada por ejemplo, los movimientos que se transmiten al piloto dependerán en gran parte de si la distancia entre ejes es múltiplo de la longitud de onda de los baches.

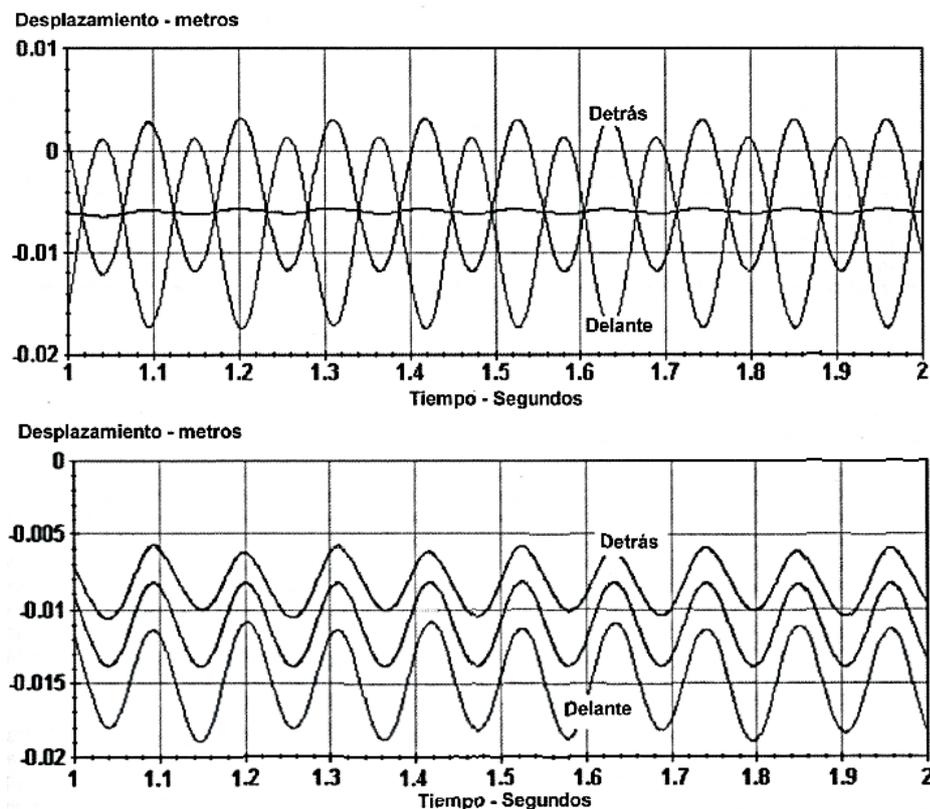


Figura 3.46. Gráfico del desplazamiento vertical de las ruedas y del CdG. [Pag. 6-39, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

En la figura anterior se pueden ver dos casos: En el primer caso la distancia entre ejes es la mitad que la distancia entre baches, y en el segundo caso la distancia entre ejes es la misma que la distancia entre baches.

En las curvas, la distancia entre ejes coincide con la longitud de onda del bache, la parte delantera, la trasera y el centro de gravedad se mueve al unísono. Lo que sucede en este caso es que cada rueda está viajando sobre la misma parte del bache adyacente al mismo tiempo. Sin embargo, cuando la longitud del bache es el doble de la distancia entre ejes, cuando la rueda delantera está encima de un bache, la rueda trasera está en la parte más baja, de forma que los movimientos verticales delante y detrás son opuestos por lo que el centro de gravedad, que estará más o menos en el centro de la moto, posee un movimiento muy pequeño.

Por tanto este último caso es de mayor comodidad para el piloto pero la moto poseerá un movimiento de cabeceo que consiste en que cuando la parte delantera sube, la trasera está bajando y viceversa, por lo que la motocicleta estará cabeceando hacia delante y hacia atrás. Estas son las dos respuestas más extremas determinadas por la relación entre la distancia entre ejes y la longitud de onda del bache. Otros valores distintos de esta relación producirán una conducción que producirá cierto cabeceo combinado con cierto movimiento vertical. A la hora de diseñar una motocicleta y su suspensión no es conocida la longitud de onda de la serie de baches que se encontrará la moto circulando y por tanto no será un parámetro que se pueda tener en cuenta para elegir la distancia entre ejes.

3.4.3.2.9 Resumen

La suspensión de las motocicletas es un sistema dinámico acoplado (delante y detrás) que comprende muelles, amortiguadores y la masa no suspendida y suspendida. Tal y como se ha podido ver, hay que tener muchos aspectos en cuenta, analizar los pros y los contras de todas las opciones de muelles, de amortiguador, la relación entre la masa suspendida y no suspendida, el tipo de neumático, la rigidez de la amortiguación y la precarga.

En general una suspensión blanda supone beneficios pero debe estar compensada con el movimiento disponible y las variaciones de la geometría, y la

necesidad de un comportamiento adecuado al frenar y acelerar se deberá tener también en cuenta. La gran cantidad de requisitos que necesita una suspensión, hace que resulte imposible diseñar una suspensión que proporcione una puesta a punto perfecta para una máquina determinada, por lo que resultará inevitable llegar a un compromiso.

El movimiento de la suspensión tiene lugar en el plano central, pero debido al elevado nivel de acoplamiento que existe en la dinámica de la motocicleta puede dar lugar a respuestas alrededor de otro eje, el de guiñada o el de inclinación por ejemplo. Una suspensión mal ajustada puede reducir la adherencia y/o permitir que estas respuestas se conviertan en inestabilidades peligrosas. De todas formas, como existe la necesidad de inclinarse para tomar las curvas hay fuerzas que aparecen en el plano perpendicular al del movimiento de la suspensión, por lo que una buena suspensión tiene que ser capaz de soportar esas fuerzas laterales.

3.4.3.3 La suspensión delantera

Desde el momento en el que se desarrollaron los primeros sistemas de suspensión correctamente se han hecho numerosos intentos por conseguir mejorar su diseño mejor. La realidad es que nunca se consigue una revolución en casi ningún aspecto, se consiguen pequeñas evoluciones, pero en ningún caso un diseño que no tenía nada que ver con el resto de los existentes. Solo un pequeño número de diseños han sido aceptados para ser fabricados en serie, entre ellos la horquilla tipo girder fue la primera. Posteriormente a los años 50, la horquilla telescópica fue arraigando, debido a que mejoraba la conducción respecto a las girders sin amortiguación o con amortiguación mediante fricción. Aunque las horquillas telescópicas tienen sus problemas, han sido las claras dominadoras desde 1950.

Hay muchos tipos de suspensión que se han intentado implementar, pero en términos generales las suspensiones delanteras se pueden separar en dos grandes grupos:

- Motocicletas que tienen pipa de dirección convencional para definir el eje de dirección. En este grupo entran las horquillas telescópicas, las suspensiones por rueda tirada, por rueda empujada y las horquillas tipo girder.

- Motocicletas sin pipa de dirección convencional. En este grupo entran los sistemas hub-centre.

3.4.3.3.1 Horquillas con pipa de dirección

Estos sistemas de suspensión tienen una característica común: Se montan y giran alrededor de una pipa de dirección. El esquema de la Figura 3.47 muestra cómo cualquier flexión lateral de las barras de la horquilla permite que la huella de contacto del neumático se mueva alejándose del eje de dirección. Este desalineamiento puede provocar wobbles (vaivenes de la suspensión que suelen provocar que las uniones tengan holgura, algo que puede provocar muchísimos problemas) o aumentar seriamente su magnitud, tanto en carreteras con buen firme circulando a una velocidad determinada, como circulando a cualquier velocidad sobre una superficie bacheada. Existen otros muchos problemas que provienen del empleo de la horquilla telescópica pero quizás el más importante viene dado por esta posibilidad de desplazamiento lateral de la huella de contacto. Otra desventaja es el gran brazo de palanca que existe sobre la pipa de dirección, especialmente al frenar. Esto da lugar a fuerzas muy grandes que tiene que resistir un robusto y pesado chasis.

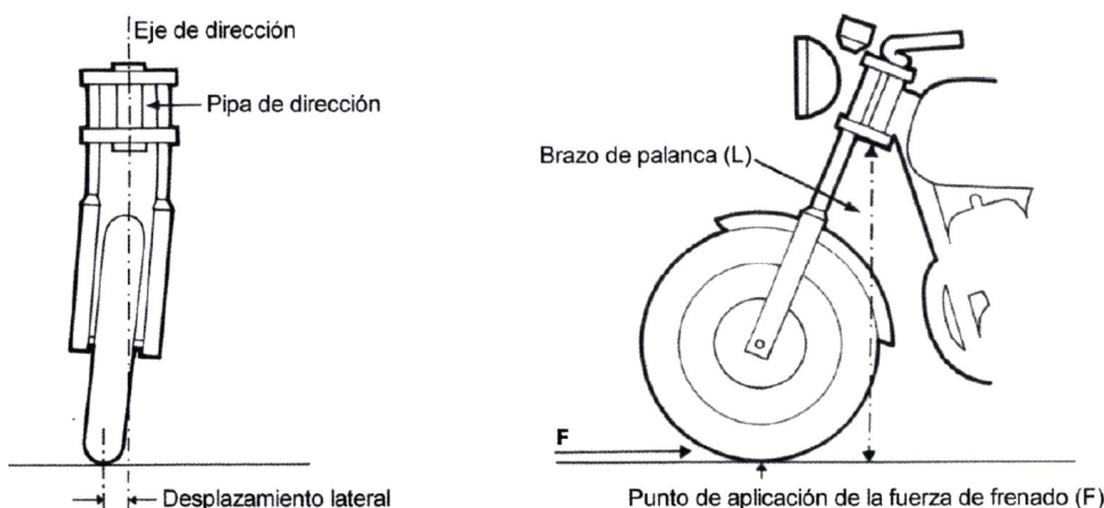


Figura 3.47. Flexión lateral de la suspensión delantera. [Pag. 7-2, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

El uso de la horquilla telescópica es prácticamente universal en todas las motocicletas, excepto en algunos scooters y pequeñas motos. Su éxito no se justifica en bases de diseño e ingeniería, debido a que tiene varias características adversas; su

bajo coste tampoco es una explicación válida (a veces se suele decir esto basándose en que los principales componentes se fabrican en serie). El motivo principal por el cual la horquilla telescópica es la suspensión delantera más difundida se debe al miedo colectivo que existen en los departamentos de marketing de los principales fabricantes a que el aficionado no acepte un cambio en la apariencia estética del tren delantero, aunque también existen algunos factores a su favor, como por ejemplo el largo periodo de desarrollo y la evolución que posee, con el que no puede competir cualquiera de los diseños alternativos.

La horquilla telescópica tradicional comprende un par de botellas de aluminio o acero, en las que se ajustan unas barras hechas con tubo de acero cromado que se anclan en unas tijas situadas en la parte superior e inferior de la columna de dirección. Normalmente los muelles que montan son de un diámetro menor que el de las botellas, por lo que están metidos dentro de ellas. En el interior de las botellas se incorpora un sistema de amortiguación hidráulica y el aceite de amortiguación sirve también como lubricante.

También existen variantes que se han impuesto en los últimos años y que tienen como cambio principal la sustitución del muelle por una cámara de aire. Este sistema ofrece la posibilidad de una regulación más sencilla en función del peso del piloto. Aun siendo un sistema que se ha demostrado que en bicicletas funciona perfectamente, (de hecho es el sistema que cualquier horquilla telescópica de calidad lleva hoy en día) en las motocicletas no se prodiga tanto.

Los principales problemas que son inherentes a la horquilla telescópica:

- Cuando la horquilla está totalmente extendida existe una sujeción mínima de las botellas, de forma que el efecto de la holgura existente aumenta considerablemente en la zona del eje de la rueda. Este efecto hoy en día es mínimo, porque al ser uno de los puntos débiles de este sistema es objeto de estudio evitar ese problema.
- Las barras se pueden mover de forma independiente excepto por el efecto de refuerzo del eje de la rueda en la parte inferior. Esto se suele solucionar con un arco que une ambas barras por encima de la rueda, y sobre el que se suelen anclar los guardabarros habitualmente.

- Si se consideran las cargas y los brazos de palanca que soportan, las barras tiene un diámetro pequeño (normalmente de unos 35 – 38mm).
- Este tipo de horquillas suele estar sometidas a un gran hundimiento en las frenadas.
- Debido al ángulo de lanzamiento, aparecen cargas de flexión en las barras de la horquilla, debidas a cargas estáticas, dando lugar a un rozamiento al inicio del movimiento, que endurece la respuesta ante pequeños baches. Con un ángulo de lanzamiento normal, el simple motivo de soportar el peso de la motocicleta produce una fuerza que es perpendicular en la botella, dando lugar a un incremento de la fricción y una reducción de sensibilidad ante baches pequeños. En la siguiente Figura 3.48 se muestra este efecto.

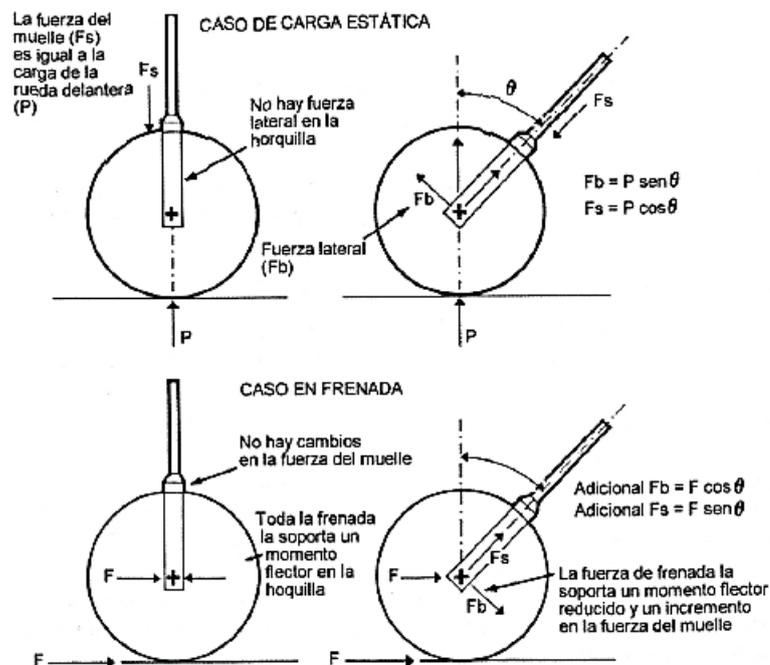


Figura 3.48. Flexión en las horquillas telescópicas con carga estática y al frenar. [Pag. 7-4, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

A las características anteriormente mencionadas se une al hecho de que una horquilla es relativamente flexible en casi todas las direcciones, y como se ha mencionado anteriormente, la flexión lateral puede empeorar la estabilidad.

Al frenar, las horquillas telescópicas se hunden, y aunque este efecto se atribuye únicamente a la transferencia de carga hacia la parte delantera, para un ángulo de lanzamiento normal, existe otro factor, que es la componente de la fuerza de frenado

que tiende a comprimir la horquilla (esta componente es igual a $F \cdot \sin \theta$). Cuando se frena, el ángulo de lanzamiento hace que parte de la fuerza de frenada esté compensada por un incremento de la fuerza del muelle. De tal forma que tanto la compresión del muelle como el hundimiento tienen un valor mayor que el debido solamente a la transferencia de pesos. Cabe destacar cómo, en frenadas fuertes, la carga sobre la suspensión puede llegar al triple que en el caso de la carga estática.

En las horquillas telescópicas se suele decir que el avance permanece constante lo largo de toda la trayectoria que sigue la moto, pero si esto realmente fuera así, primeramente supondría que el avance constante es algo deseable (cosa que no es cierta) y, en segundo lugar, que no existe ninguna variación en la posición del resto de la moto mientras la horquilla se comprime, porque varía la altura del suelo que está debajo de la rueda delantera. Esto puede apreciarse en la siguiente Figura 3.49, en la cual se observan todas las condiciones necesarias para que el avance pueda permanecer constante al comprimirse la horquilla (esquema de la izquierda). A la derecha se muestra la reducción del avance debido al hundimiento de la parte delantera al frenar.

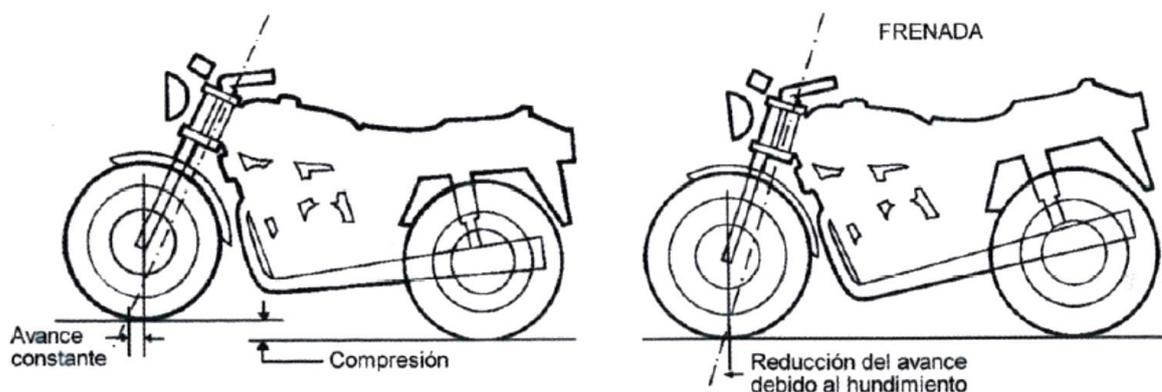


Figura 3.49. Reducción del avance por la frenada. [Pag. 7-6, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

La horquilla normalmente se comprime debido a que, o bien existe un hundimiento de la parte delantera al frenar (en cuyo caso existe una reducción del ángulo de lanzamiento y el avance disminuye) o bien porque se alcanza un bache, provocando que la huella de contacto se mueva hacia delante, reduciendo de esta forma también el avance y pudiendo llegar incluso a darse el caso de un avance negativo en función de la altura del bache, como es el caso que puede verse en la Figura 3.50, para un bache muy elevado.



Figura 3.50. Avance negativo al colisionar contra un bache.

Conforme la rueda va avanzando por el bache, el avance primero vuelve a su valor estático y luego se hace mayor, conforme la huella de contacto se mueve hacia atrás, volviendo a recuperar su valor inicial sólo cuando la rueda recupera el nivel de la carretera. Con todo lo dicho se hace difícil suponer que una horquilla telescópica (o de cualquier otro tipo) pueda mantener el avance constante.

Los baches en la carretera provocan una fuerza longitudinal en las ruedas, aparte de la fuerza vertical. El movimiento hacia atrás de la rueda delantera cuando la horquilla se comprime, ayuda a absorber esta fuerza, mejorando tanto el confort como el control sobre la motocicleta, pero también es una de las fuentes de flexiones longitudinales en los tubos de la horquilla. En la siguiente imagen se pueden ver las fuerzas consideradas al colisionar contra un bache.

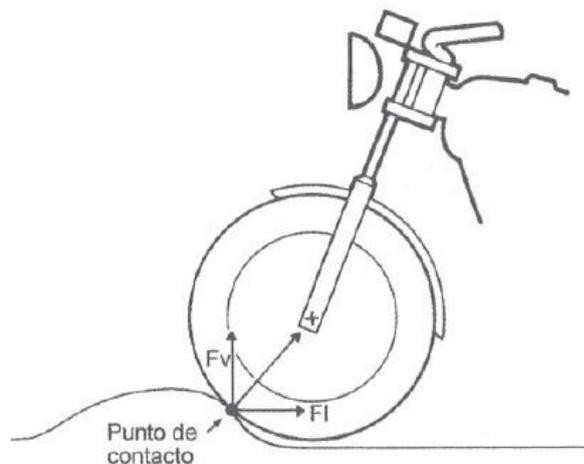


Figura 3.51. Componentes de la fuerza producida en un bache.

3.4.3.3.2 Otros tipos de suspensión

Además de las horquillas telescópicas existen otros tipos que entran en el grupo de las motocicletas con pipa de dirección, las cuales se describen a continuación.

- **Suspensión de tipo rueda empujada (leading-link):** En líneas generales, están formadas por una estructura tubular o de acero estampado que conecta la columna de dirección con los brazos articulados, y que incorporan también anclajes para los amortiguadores. Los brazos articulados pueden ser independientes o tener forma de U alrededor de la parte trasera de la rueda. La trayectoria que sigue la rueda en el recorrido de la suspensión depende de la altura relativa entre el eje del pivote del brazo articulado y el eje de la rueda, como puede verse en la Figura 3.52. Debido a la trayectoria que sigue la rueda, que es curvilínea, estas horquillas no son adecuadas para los movimientos de las motocicletas.

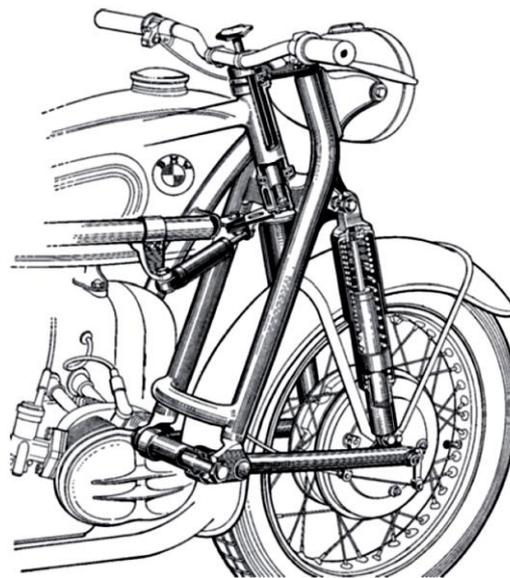


Figura 3.52. Suspensión delantera del tipo rueda empujada. [Pag. 7-11, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

- **Suspensión de tipo rueda tirada (trailing-link):** Las suspensiones por rueda tirada se diferencian de las de rueda empujada en que los brazos articulados quedan por delante del eje de la rueda, en vez de por detrás. Su desventaja es que posee una mayor inercia alrededor del eje de dirección, ya que la mayor parte de la masa está relativamente lejos del eje de dirección.

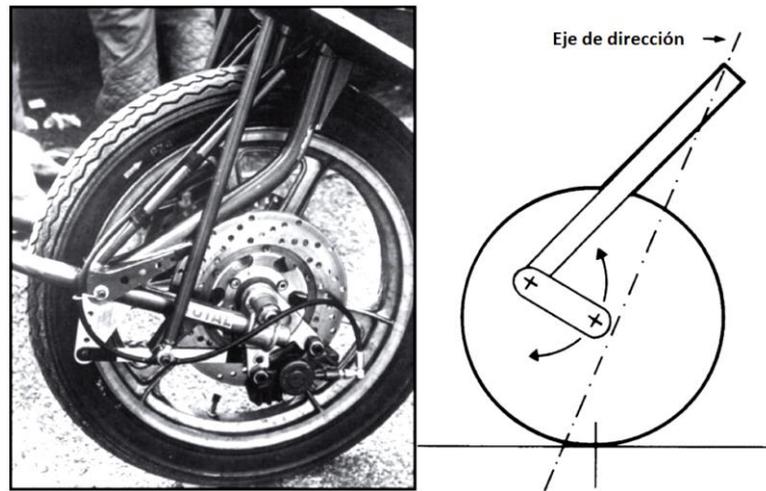


Figura 3.53. Suspensión delantera del tipo rueda tirada. [Pag. 7-12, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

3.4.3.4 La suspensión trasera

El basculante se ha impuesto totalmente como sistema de suspensión trasera, y aunque está lejos de ser perfecto, es difícil pensar en una alternativa que sea mejor. El basculante se impuso rápidamente al sistema Plunger, que carecía de buenas características técnicas.

Inicialmente las suspensiones traseras con basculante estaban formadas por un tubo transversal que alojaba unos rodamientos de giro, y en perpendicular respecto a ese tubo se colocaban otro dos que soportaban la rueda y los amortiguadores, uno en cada lado. Ese primer diseño carecía de rigidez torsional y lateral, por lo que para minimizar la falta de rigidez torsional era necesario colocar un amortiguador en cada lado de la rueda.

Para eliminar los problemas anteriores, se demuestra que la relación más eficaz entre rigidez y peso se obtiene triangulando el basculante y conectando el vértice al amortiguador, tal y como patentó Vicent en 1928 por primera vez y después Yamaha resucitó, casi medio siglo después con ligeros cambios. En la siguiente figura se pueden apreciar los grandes cambios en los sistemas con basculante desde que se abandonó el sistema Plunger:

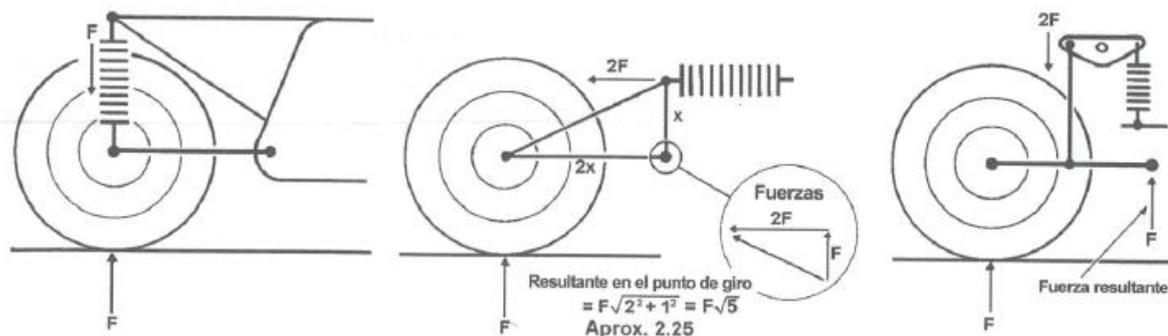


Figura 3.54. Distintos sistemas de suspensión trasera, desde el tradicional pasando por el basculante triangulado y terminando con el sistema por bieletas. [Pag. 8-3, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Cada uno de los sistemas anteriores tiene sus ventajas y desventajas, las cuales se van a analizar brevemente a continuación.

El sistema tradicional, el cual se aprecia en la Figura 3.54 a la izquierda, tiene las siguientes ventajas:

- Construcción muy simple
- No hay ninguna carga inducida sobre el anclaje del basculante
- El funcionamiento del sistema es simple y por lo tanto fácil de predecir.
- Gran amplitud de movimiento del resorte debido a su posición. Esto no siempre está considerado como una ventaja.

Las desventajas de este sistema son:

- No hay ninguna progresividad entre la fuerza y el desplazamiento vertical de la rueda
- El movimiento vertical está muy limitado. La longitud del resorte es la que determina el recorrido útil.
- Como son necesarios dos resortes (uno en cada lado), si los ajustes de los amortiguadores no son exactos pueden darse efectos de torsión respecto al eje vertical.

Tal y como ya se ha comentado, después aparecieron los basculantes triangulados de brazo oscilante, con los que se solucionaron algunos problemas. Este sistema es el que aparece en el centro de la Figura 3.54. Las ventajas de este sistema son:

- Al tener un solo resorte son más fáciles de ajustar.
- La masa no suspendida es menor al no estar conectado el resorte con el eje de la rueda.
- El movimiento vertical puede ser mucho mayor que en el sistema anterior.

Las desventajas son:

- Las fuerzas que aparecen en la unión del basculante con el chasis son mucho mayores a las que aparecían en el sistema tradicional sobre el eje de la rueda
- Aunque se puede obtener progresividad no es posible obtener la que pueda hacer falta, tiene sus limitaciones.

Para obtener las curvas de progresividad deseadas, se introdujo una articulación adicional en los sistemas de brazo oscilante, obteniendo conjuntos de 4 barras articuladas. Estos sistemas se denominan sistemas por bieletas y son los que se usan hoy en día en las motocicletas (y en las mayorías de las bicicletas de suspensión doble). Este sistema se puede observar en la Figura 3.54 a la derecha (además ese sistema se corresponde con el Full-Floater, el sistema que es objeto de estudio).

3.4.3.4.1 Constante efectiva del muelle

A no ser que el amortiguador esté situado como en el sistema de la izquierda que se puede observar de la Figura 3.54 (vertical-tradicional), es decir, completamente vertical, la constante en la rueda será diferente de la constante del amortiguador, normalmente será menor. La variación de la rigidez del sistema se puede ajustar en función de si es el sistema del centro o de la derecha de la Figura 3.54, y se ajustara en función de la geometría.

Tal y como se puede ver al comienzo del apartado de Antecedentes, en un sistema como el que aparece en el centro de la Figura 3.54, si los amortiguadores se encuentran demasiado o muy poco inclinados, la variación de la constante a lo largo

del recorrido podrá llegar a ser regresiva, es decir, la constante disminuye conforme aumenta la compresión.

En los sistemas por bieletas este ajuste es mucho más complejo, por eso es necesario hacer un estudio como el presente. Hay que tener en cuenta que no existe un ajuste universal para todas las motocicletas, ya que cada motocicleta tiene sus geometrías y características, además cada fabricante diseña sus motocicletas para un determinado comportamiento, algunos pueden optar por un comportamiento más deportivo (duro) y otros por uno más cómodo (blando).

3.4.3.4.2 Sistema de bieletas

Cuando se comenzó a buscar el aumentar el recorrido de las suspensiones, se comenzó a poner atención en aquellos diseños que empleaban algún tipo de palanca al amortiguador para reducir su movimiento longitudinal, ya que resultaba complicado conseguir unos movimientos elevados con la ubicación tradicional de los amortiguadores. Estos sistemas permiten utilizar un único amortiguador con un movimiento reducido de este, un gran movimiento de la rueda y un buen control geométrico de las propiedades de la constante del muelle, pudiéndose conseguir fácilmente progresividad, regresividad o combinaciones de ambas.

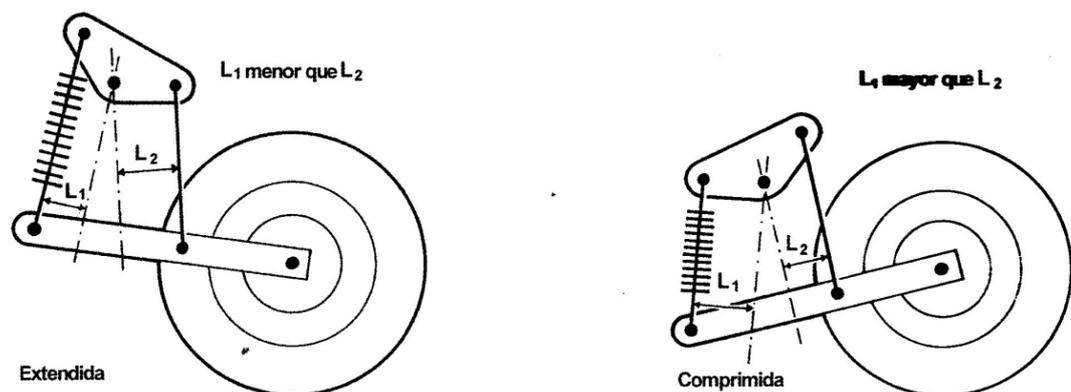


Figura 3.55. Sistema de bieletas en reposo y comprimido.

En la Figura 3.55 se observa cómo L_1 y L_2 varían con el movimiento de la rueda. La relación L_1/L_2 también varía. La variación de esa relación es una de las razones por las que la constante elástica de la rueda es progresiva, es decir, que la suspensión tiene un comportamiento progresivo. En la posición extendida el sistema tiene una menor constante elástica efectiva en la rueda que después de comprimirse, ya que al

comprimirse esa constante elástica efectiva aumenta, debido a que la ventaja mecánica resultante de la suspensión es mayor y, por consiguiente, la suspensión será más blanda cuando el sistema está en reposo y se volverá más dura a medida que la rueda trasera se desplaza verticalmente.

Para comparar los diferentes diseños de suspensiones, hace falta considerar las siguientes características:

- Peso del sistema.
- Masa no suspendida.
- Integridad estructural. La rigidez del sistema.
- Características de la constante del muelle y de amortiguación, es decir, cómo varía la constante con la compresión de la suspensión.
- Compacidad, ya que el espacio es factor de gran importancia. El amortiguador necesita un flujo de aire para poder refrigerarse por lo que habrá que estudiar bien donde situarlo. Debido a este hecho, muchos sistemas tienen un aspecto singular.
- El número de articulaciones. Debido a que cada articulación es una fuente de rozamiento y holguras, ambos aspectos perjudiciales para el buen comportamiento de la suspensión, resulta conveniente minimizar el número de articulaciones que tiene un sistema de este tipo.

El funcionamiento, así como la geometría que le proporciona las propiedades de rigidez a los sistemas por bieletas, se puede observar en la siguiente figura. En esa ilustración se puede ver el sistema de Kawasaki (que es idéntico al Full-Floater aunque este patentado por Suzuki) en una posición neutra. A la derecha aparecen las capturas de las posiciones en las que la suspensión está completamente comprimida y extendida. En este estudio el objetivo será conseguir un sistema similar al de la imagen, pero adaptado a nuestros requerimientos.

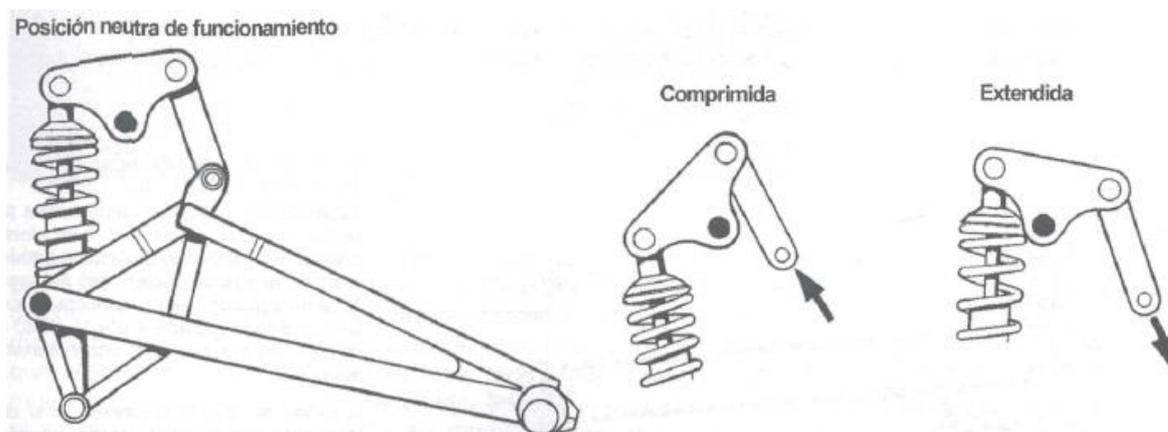


Figura 3.56. Sistema por bieletas de Kawasaki. [Pag. 8-7, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

En un sistema progresivo se buscan unos valores óptimos para la rigidez, tanto para desplazamientos pequeños, como para grandes desplazamientos. En los primeros buscaremos cierto confort para el piloto, y en el caso de grandes desplazamientos, perseguiremos la estabilidad de la moto.

Dentro del sistema de bieletas, nos encontraremos con distintos tipos de configuraciones geométricas:

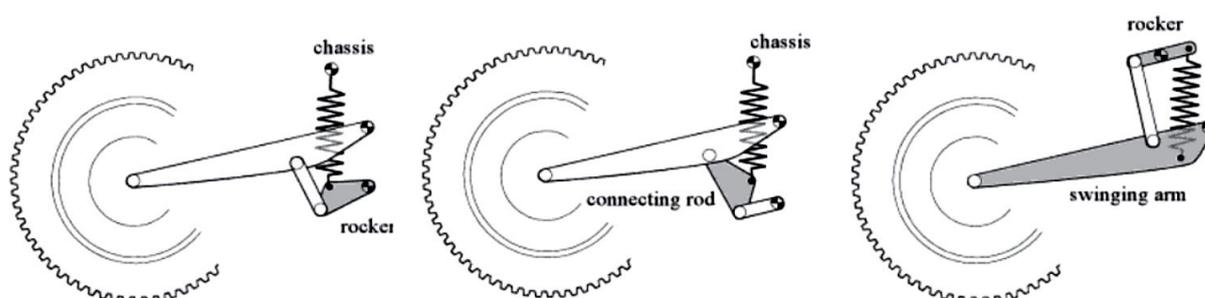


Figura 3.57. Sistema por bieletas. [Pag. 149, Motorcycle Dynamics, Vittore Cossalter]

El primero de ellos denominado Uni-Track, fue diseñado por Kawasaki, el segundo llamado Pro-Link, diseñado por Honda, y el tercero Full Floater, diseñado por Suzuki. (Este último de diferencia de los dos anteriores en que ninguno de los extremos del resorte va unido directamente al chasis de la motocicleta).

Las distintas configuraciones que se muestran se diferencian por su aplicabilidad en motocicletas para distintos usos, es decir, con cada sistema se puede conseguir un comportamiento con más facilidad u otro. También se diferencian por los distintos puntos de unión entre los diferentes elementos.

3.4.3.4.2.1 Pro-Link

Esta configuración se caracteriza por permitir una rotación y traslación al balancín, de forma que este pueda permitir un movimiento prácticamente rectilíneo al amortiguador. Con este sistema de bieletas, es posible conseguir que la curva de rigidez reducida sea horizontal y lograr que, en un momento requerido, el valor de la rigidez se incremente mucho. Esta característica es muy deseable en las motocicletas de competición sobre asfalto, puesto que así la rigidez de la suspensión no varía hasta el momento en el que es necesario, para evitar que el resorte haga tope y entre en colapso.

El sistema Pro-Link puede tener las siguientes configuraciones:

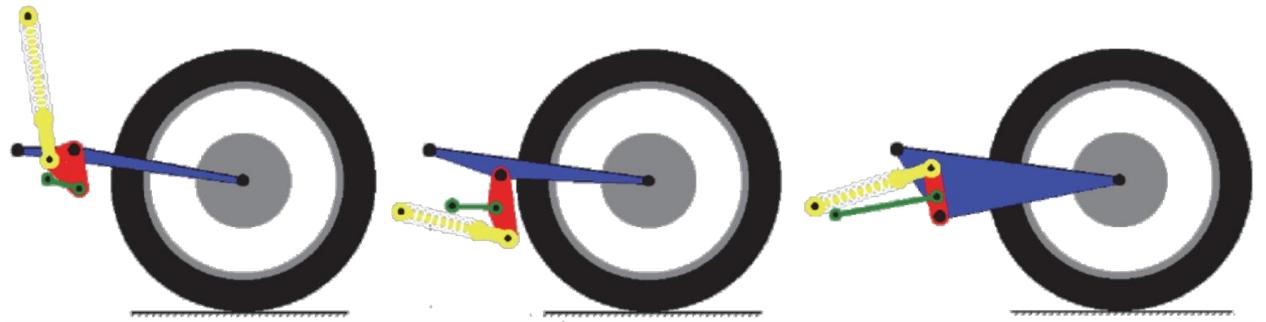


Figura 3.58. Configuraciones posibles del sistema Pro-Link.

De las configuraciones anteriores las más frecuentes son la primera y la segunda. Un ejemplo del cambio que supone una pequeña alteración en el comportamiento, se puede tomar como base la configuración de la izquierda de la figura anterior. Realizando pequeñas modificaciones en la longitud de la bieleta y desplazando el punto de anclaje al chasis hacia la izquierda (el punto de la izquierda de la línea verde), obtendremos distintas curvas de rigidez para la rueda. En la siguiente imagen se pueden ver esos cambios, y en el gráfico siguiente, el efecto que esos cambios suponen a efectos de la Rigidez en la rueda.

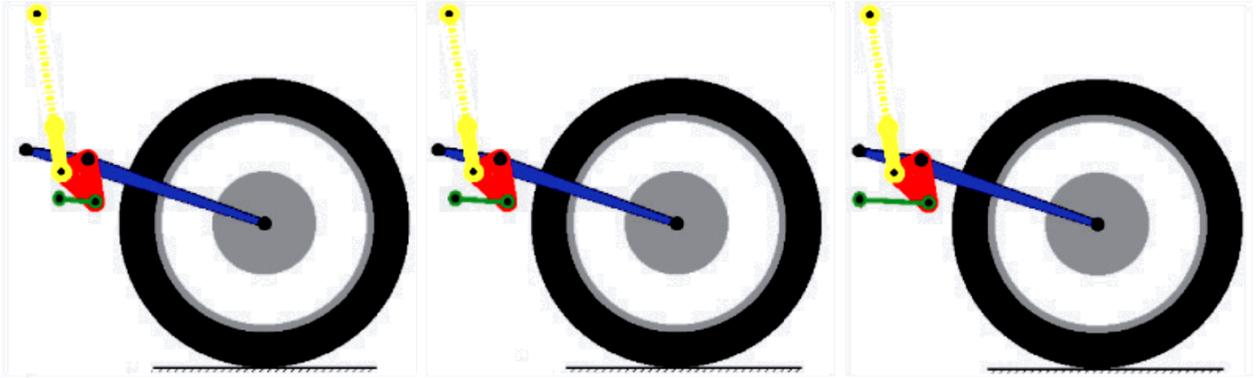


Figura 3.59. Variaciones de la configuración de la izquierda de la figura anterior.

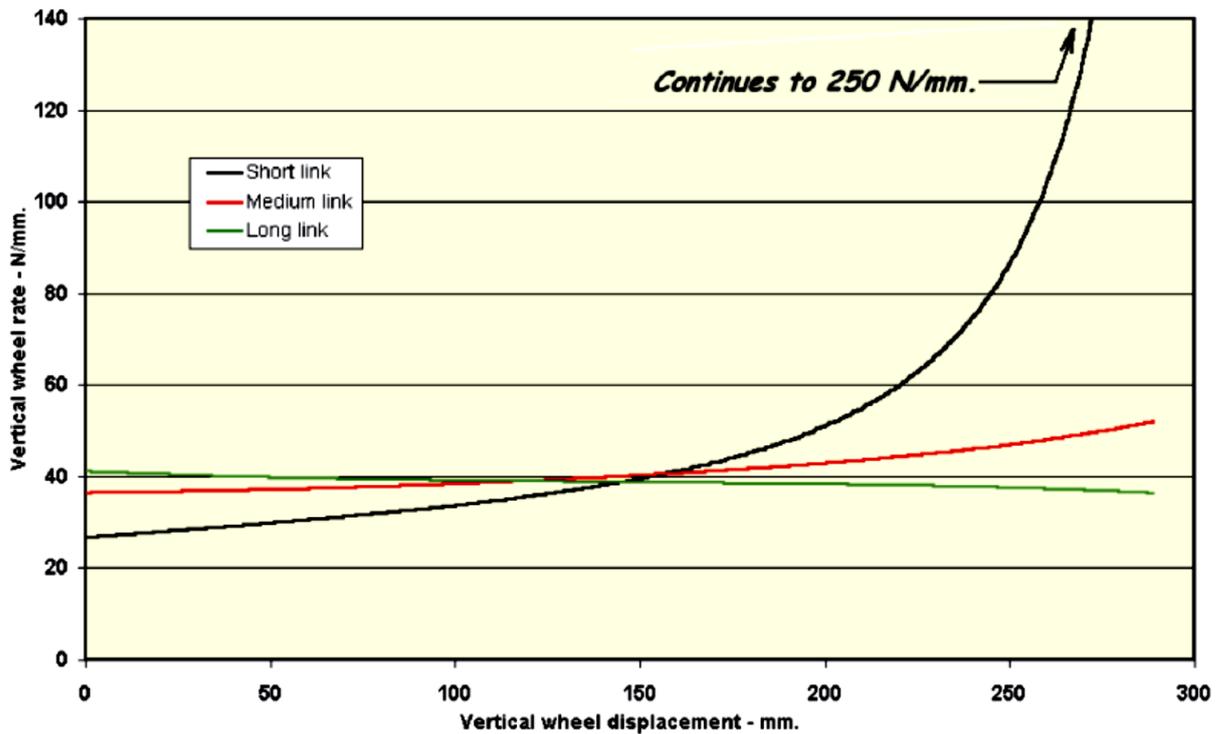


Figura 3.60. Rigidez de la rueda frente al desplazamiento vertical de esta.

Tal y como se puede observar, la primera configuración es la que ofrece una mejor progresividad, mientras que la segunda ofrece una progresividad mucho menor y la última configuración prácticamente no ofrece ninguna progresividad.

3.4.3.4.2.2 Uni-track

En esta configuración, tal y como se aprecia en la Figura 3.61, la bieleta está unida al basculante por uno de sus extremos y al balancín por el otro extremo. El conjunto muelle-amortiguador va unido al chasis de la motocicleta por uno de sus extremos. A su vez, el balancín va unido al chasis, bieleta y conjunto amortiguador. Este sistema ofrece la posibilidad de comportarse como un sistema entre el Pro-Link y Full-Floater y, en función de la configuración, el comportamiento varía mucho

En este caso, el balancín sólo puede trazar una trayectoria circular alrededor del punto de anclaje al chasis, por lo tanto para obtener distintas curvas de rigidez hay que modificar las longitudes de los elementos, así como el ángulo que forman entre ellos.

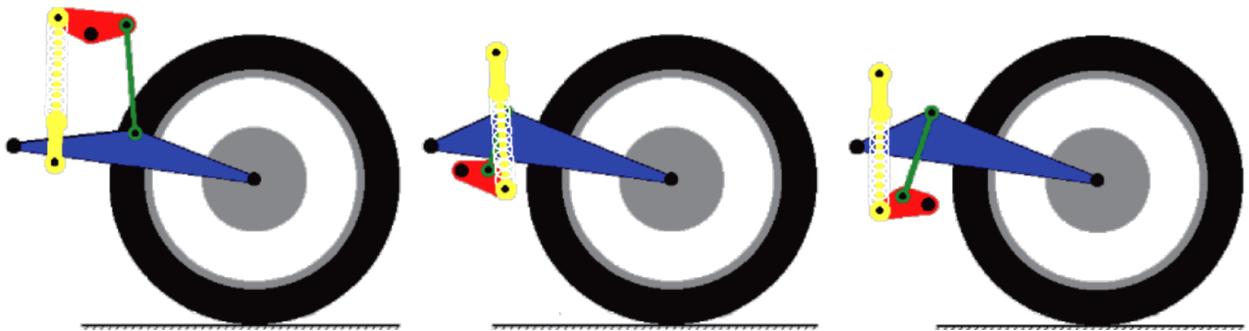


Figura 3.61. Distintas configuraciones del sistema Uni-Track.

Para ver el desarrollo de la progresividad se puede analizar el caso central de la Figura 3.61 anterior. En la siguiente Figura 3.62, a esta configuración inicial le se le puede realizar el mismo cambio que en el sistema que menos se ha analizado antes en el Pro-Link: Así, teniendo en cuenta que la primera configuración es la de referencia, en la segunda configuración se gira el balancín en sentido anti-horario, reduciendo así las dimensiones de la bieleta (línea verde de imagen central), y en la última configuración se puede girar el balancín en sentido horario aumentando la longitud de la bieleta (imagen de la derecha). En ambos casos se somete a una fuerza vertical a la rueda y se obtiene las rigideces equivalentes de cada una de las configuraciones. En la siguiente ilustración se pueden ver esos cambios (Con la posición comprimida del sistema para cada caso) y, en el gráfico, los del efecto que esos cambios suponen a efectos de la Rigidez en la rueda.

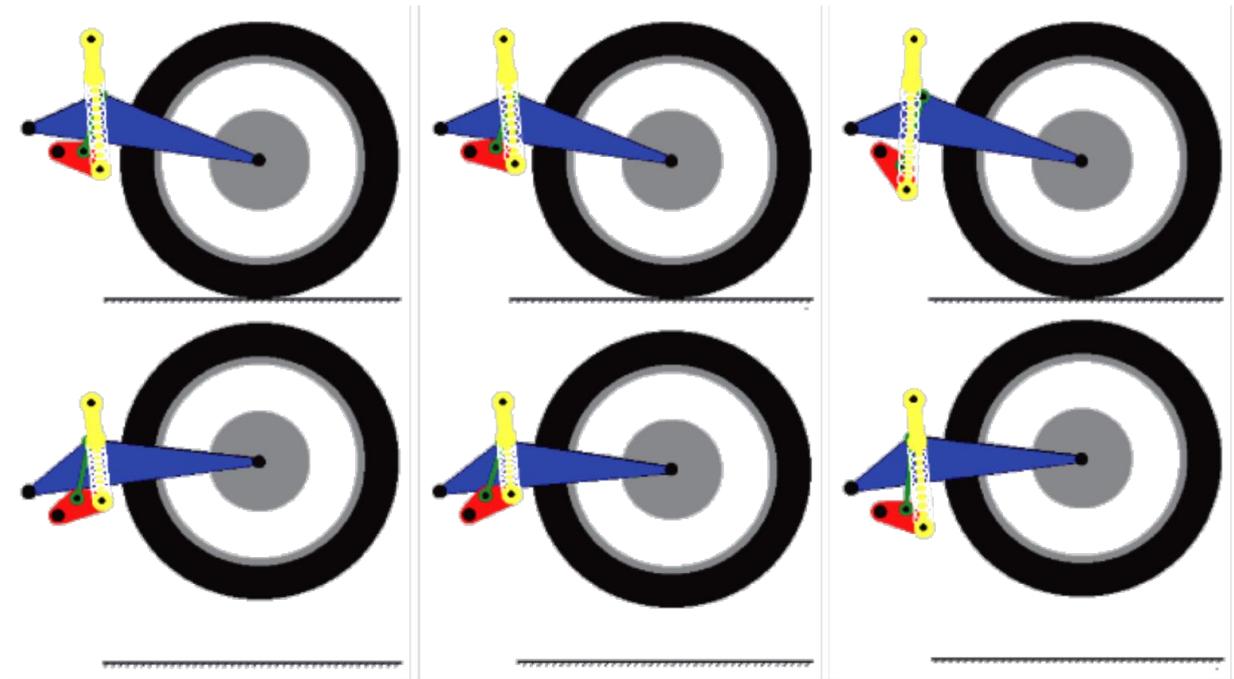


Figura 3.62. Variaciones de la configuración de la izquierda de la figura anterior.

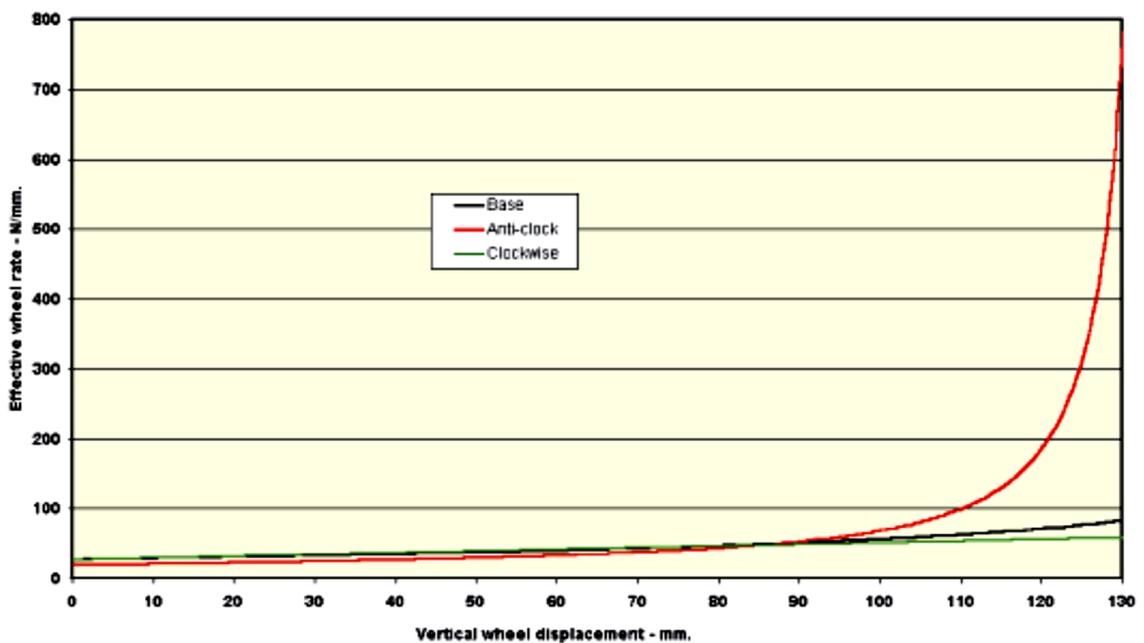


Figura 3.63. Rigidez de la rueda frente al desplazamiento vertical de esta.

Tal y como se puede observar, la primera configuración ofrece una pequeña progresividad, la segunda ofrece una gran progresividad y la última configuración ofrece también una progresividad muy pequeña.

3.4.3.4.2.3 Full-Floater

Esta configuración se caracteriza por el hecho de que ninguno de los extremos del resorte va unido al chasis, sino que se une al basculante por uno de sus extremos y al balancín por otro de sus extremos. En este sistema el amortiguador se comprime por ambos extremos cuando la rueda asciende. Al contrario que en los sistemas por bieletas analizados previamente en este sistema no existen distintas configuraciones, siendo la característica principal de este sistema el que la progresividad puede llegar a ser muy grande, de manera que resulta muy complicado conseguir que la curva de la rigidez reducida sea horizontal hasta un recorrido determinado. En la figura siguiente se puede ver la diferencia frente una de las configuraciones del sistema Uni-Track (Izquierda):

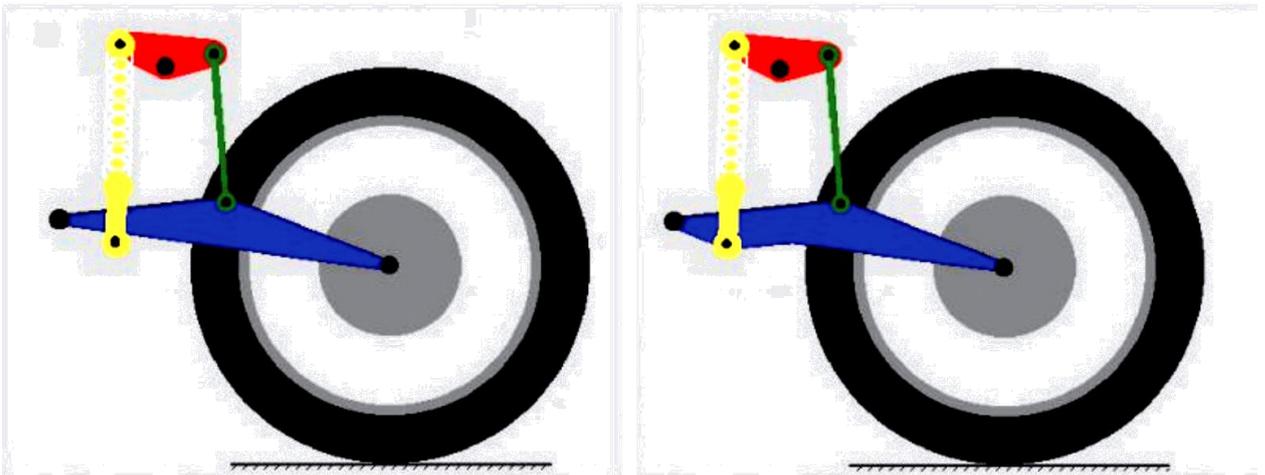


Figura 3.64. Diferencias entre el sistema Uni-Track y el Full-Floater.

En este caso, al haber una sola configuración, analizamos el sistema cuando el amortiguador está conectado por su extremo inferior al chasis, cuando está conectado al basculante y conectado al basculante pero esta vez ajustando las propiedades del resorte para que la rigidez y la respuesta de este sean las mismas que para el primer caso:

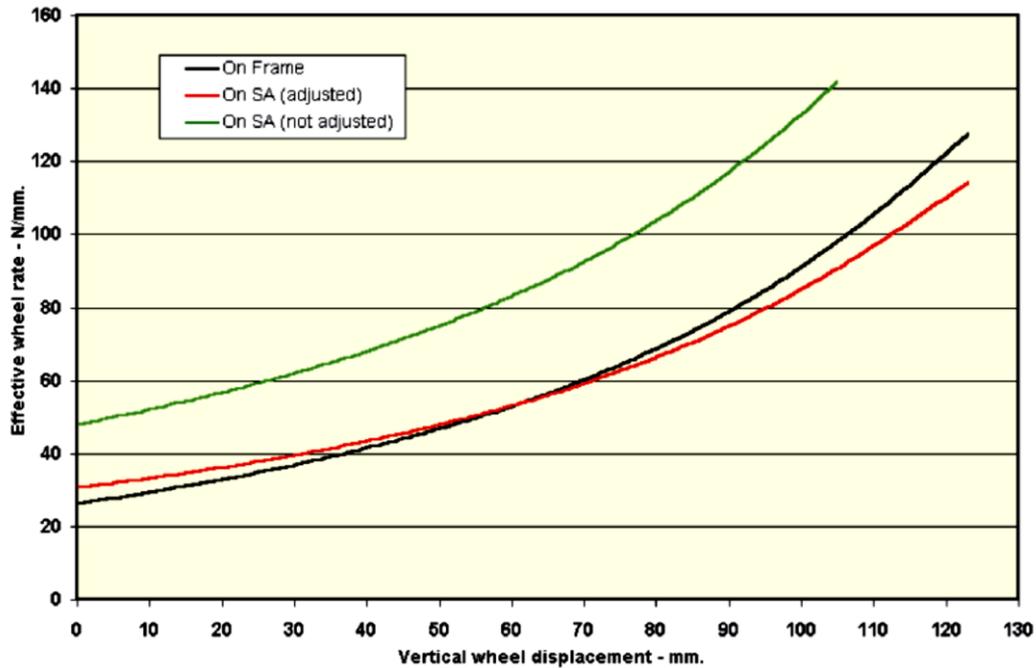


Figura 3.65. Comparativa entre sistema Uni-Track y 2 cambios en Full-Floater.

En el gráfico se muestran tres curvas diferentes. La primera (línea negra) muestra la rigidez en la rueda frente al desplazamiento vertical de la misma para una disposición del amortiguador montado en el chasis, es decir, que en el sistema Uni-Track. La segunda (línea verde) corresponde a un sistema progresivo con el amortiguador montado en el basculante, sin regular los parámetros. Y por último, la tercera curva (línea roja) muestra la curva con la rigidez del muelle, la precarga y el recorrido del amortiguador ajustados para que las propiedades del desplazamiento del sistema y demás se comportan como los del sistema Uni-Track, de ahí la similitud de las curvas.

Como se puede observar al completar las curvas obtenidas con el amortiguador anclado al chasis y con el amortiguador anclado al basculante, en este segundo caso se proporcionan a la rueda mayor rigidez al empezar a ascender, mientras finalmente la rigidez en la rueda es menor que la que proporciona el amortiguador montado en el chasis.

Sin cambiar las propiedades de absorción, para el caso del amortiguador en el basculante, se observa que la rigidez en la rueda es mayor, además de disminuir el desplazamiento de la rueda. Se puede comprobar que en este sistema la curva no es horizontal prácticamente en ningún momento, confirmando lo anteriormente dicho.

3.5 Estudio de alternativas

En este apartado se discuten las alternativas para distintas partes del sistema, como pueden ser las alternativas de suspensión Full-Floater, las distintas uniones entre los componentes, materiales a utilizar y las distintas formas de regular la suspensión. Al final se hace una comparativa entre los tipos de basculantes)

3.5.1 Alternativas de suspensión Full-Floater

Las alternativas las más habituales son colocar el amortiguador por delante del punto de anclaje del basculante con el chasis o por detrás de dicho punto, ya que como se ha mencionado en los Antecedentes el sistema por bieletas no dispone de alternativas en lo referente a la colocación de las piezas (al contrario que pasa con los otros 2 sistemas analizados).

El efecto que tienen dichas alternativas se basa en el comportamiento que se requiere y el recorrido de la suspensión, aparte de las posibles limitaciones geométricas que puedan existir. Con el amortiguador anclado por detrás del punto de anclaje se obtiene una mayor progresividad para un recorrido vertical de la rueda aceptable, y en la alternativa en la cual el amortiguador está anclado por detrás del punto del basculante se obtienen unos recorridos mayores de la rueda y un aumento de la rigidez de la suspensión mucho mayor (por lo general):



Figura 3.66. Anclaje del amortiguador por detrás del punto de unión al chasis.



Figura 3.67. Anclaje del amortiguador por delante del punto de unión al chasis. Es una bicicleta, pero el concepto es casi idéntico para las motocicletas.

3.5.2 Alternativas para las uniones

La diferencia principal entre los sistemas de unión es el tiempo que se requiere para montarlos y desmontarlos, desde sistemas fijos (remaches) pasando por sistemas convencionales (los empernados) hasta sistemas de liberación rápida (pasados y clip).

Las uniones con remachadas prometen una unión sólida, pero para el desmontaje del sistema hay que romperlos. La unión convencional promete una unión sólida y desmontable, pero requiere más tiempo que los sistemas de liberación rápida. La ventaja de los sistemas de liberación más rápida consiste en el tiempo necesario para montar el sistema, sin embargo, no dejan de ser sistemas asegurador por un clip, así que no ofrece mucha seguridad.

A continuación se muestran los tipos de uniones nombradas:

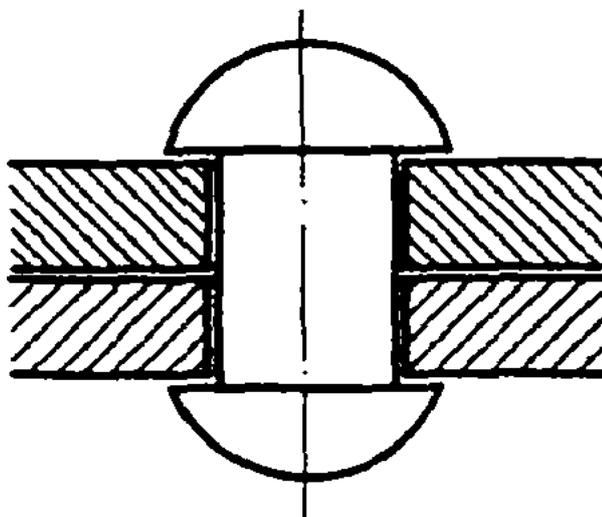


Figura 3.68, Unión remachada.

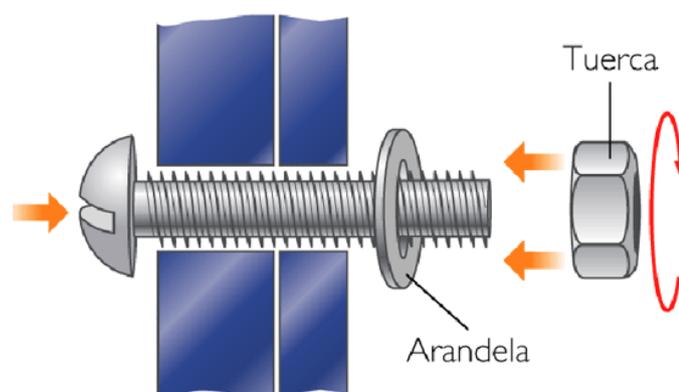


Figura 3.69. Unión emperrada convencional.



Figura 3.70. Unión de tipo pasador con clip (u otro pasador fácilmente deformable).

3.5.3 Materiales

La elección de los materiales depende de varios factores. Las partes de la suspensión se pueden fabricar de formas distintas y van a trabajar de formas distintas, es decir, cual una pieza tiene rosca es más conveniente que este hecho de un material con mayor dureza superficial por que no conviene que esta falle. Otro aspecto es la fabricación, ya que cuando se trata de piezas que deben mecanizarse se usan más unos materiales que otro. En función de las sollicitaciones que soporta el sistema es aconsejable el uso de unos materiales más que otros para mejorar el comportamiento de la fatiga y el envejecimiento del material.

Las alternativas de los materiales para el presente estudio han sido el Acero y el Aluminio, ya que trabajar con titanio es impensable, aunque de lejos sería el mejor de los 3.

El aluminio es mucho más ligero que el acero, tiene alrededor de un tercio de la densidad del acero ($2,72 \text{ g/cm}^3$), mientras que el del acero es $7,85 \text{ g/cm}^3$. Mecanizar el aluminio es más fácil y más eficiente que el acero. Además, el aluminio tiene un punto de fusión más bajo que el acero, que también lo hace más fácil para fundición. Por el

contrario, el rendimiento a fatiga del aluminio es del orden de la mitad que el del acero, además, el acero también aventaja al aluminio en durabilidad. El acero dispone de unas durezas superficiales mayores que los del aluminio, lo que lo hace ideal para elementos con rosca o engranajes, es decir, todas las piezas que por su función deben soportar bien el desgaste superficial.

Tanto el acero como el aluminio tienen muchas aleaciones, y cada se adapta a determinados usos. Entre todas las aleaciones las que más se utilizan en

Características Físicas y Mecánicas	Acero 235JR (A37b)	Aluminio 6061-T6	Aluminio 5083-H2
Peso Específico (gr/cm ³)	7,85	2,7	2,66
Punto de Fusión (°C)	1535	575-650	580-640
Coeficiente de Dilatación Térmica Lineal (10 ⁻⁶ °C ⁻¹)	11	23,6	23,9
Resistividad Eléctrica (microhmios-cm ² /cm)	19	4	6
Resistencia a Tracción (N/mm ²)	330	310	330
Límite Elástico 0,2 (N/mm ²)	240-360	270	240
Módulo de Elasticidad (N/mm ²)	200.000	69.500	71.000

Tabla 3.1. Comparativa de 3 materiales habituales.

Aparte de los datos anteriores, si se expresa en una tabla la valoración del cumplimiento de las características del Acero y el Aluminio, siendo uno la nota más baja y cinco la más alta, se observa lo siguiente:

Características	Acero	Aluminio
Rigidez	5	4
Esfuerzos	5	5
Peso	2	4
Material	4	3
Fabricación		
• Dificultad	4	3
• Disponibilidad	5	2
• Coste	4	2
Montaje	4	4
Estética	3	4
Resistencia a impactos	3	3

Tabla 3.2. Valoración de las características de los materiales.

3.5.4 Alternativas de ajuste del comportamiento de la suspensión

En la suspensión de la motocicleta se puede observar una rosca en el resorte, lo que sirve para regular la precarga del amortiguador, sin embargo, ese ajuste no cambia el comportamiento de la suspensión trasera. Para ello se requiere de un sistema que permita cambiar el comportamiento sin tener que cambiar una pieza del sistema.

La normativa de MotoStudent especifica que la regulación solo puede ser manual y debe ser mecánica o hidráulica. Las opciones que podrían ser viables son:

- Varios agujeros en las piezas. Al colocar los agujeros en determinados puntos de las piezas se puede cambiar el punto de anclaje y por lo tanto el comportamiento de la suspensión. El problema que presenta esta opción es que al hacer más agujeros las piezas pierden rigidez y se debilitan.
- Cambiar la longitud de la bieleta. Al cambiar su longitud el comportamiento de la suspensión también cambia. El problema que presenta esta opción es que el ángulo de inicio del basculante respecto al plano horizontal cambia y podría no cumplirse la regla de la distancia mínima que debe haber desde el punto más bajo del chasis hasta el suelo. El recorrido vertical de la rueda no cambia.

3.5.5 Alternativas del basculante

Las alternativas disponibles para los basculantes se dividen en 3 grupos principales: Tubulares, mecanizados o una mezcla de ambas.

Los basculantes tubulares por lo general son de doble brazo, con tubos soldados entre si y pueden ser de distintos materiales, aunque tradicionalmente han sido celosías con tubos de acero. Su fabricación es más sencilla, aunque obtener unos valores de resistencia y de rigidez como los que se obtienen en basculantes mecanizados resulta muy complicado.



Figura 3.71. Chasis tubular. [www.mcworx.com]

Los basculantes mecanizados son mucho más complejos de fabricar que los tubulares, conseguir un basculante de una sola pieza de la materia prima es casi imposible, así que se crean las distintas partes según las capacidades de las máquinas y después se sueldan. Estos son más pesados que los tubulares pero ofrecen unas características mecánicas difícilmente superables y el aspecto final es mucho mejor que en el caso de los tubulares. Los basculantes de este tipo pueden ser de doble brazo o un único brazo, siendo estos últimos los que requieren un análisis mucho más profundo por razones de rigidez y capacidad resistente.

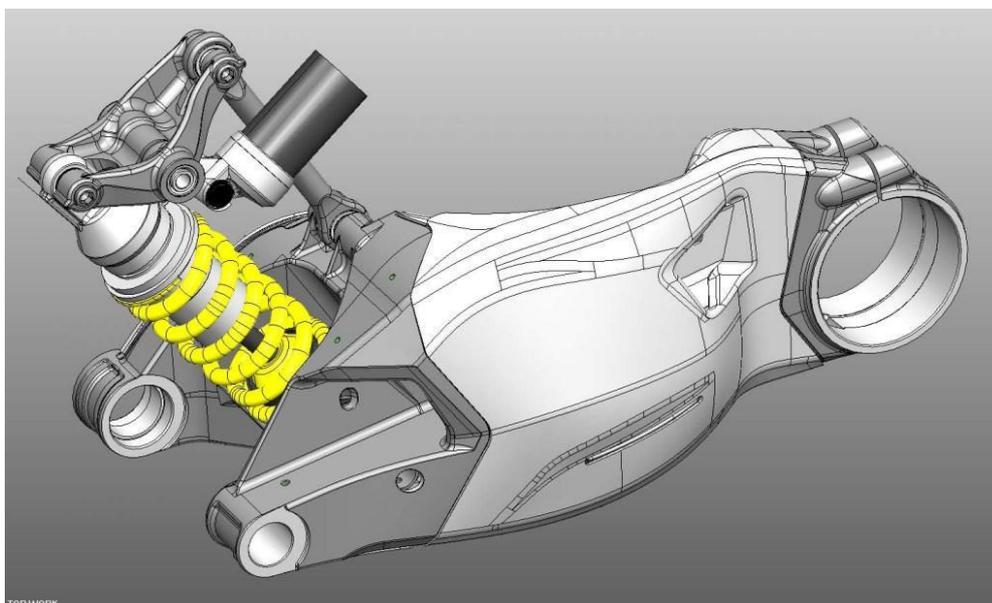


Figura 3.72. Basculante monobrazo mecanizado. [motofan.com]



Figura 3.73. Basculante de doble brazo, soldado. [www.sportrider.com]

Los basculantes que son una mezcla entre los mecanizados y los tubulares normalmente tienen en la zona inferior la parte mecanizada con forma de horquilla (parecidos a los primeros basculantes que aparecieron) y encima tienen soldada una celosía. La razón de ello probablemente es la necesidad de obtener rigideces más elevadas.



Figura 3.74. Mezcla de chasis mecanizado y tubular [GrabCad.com]

3.6 Solución adoptada

3.6.1 Marco teórico

En este apartado se muestra la teoría relacionada directamente con el estudio, es decir, la que es necesaria para poder obtener los resultados, los cuales serán analizados en su apartado correspondiente [Apartado 3.6.4. Procesamiento de datos].

En el presente marco teórico se analizan los siguientes temas:

- Rigidez reducida o equivalente, de la suspensión.
- Análisis del sistema de suspensión tradicional.
- Análisis del sistema de suspensión Full-Floater.
- Distribución de cargas en la motocicleta.
- Grados de libertad y su efecto en las uniones entre componentes.
- Rigidez del basculante.
- Introducción al Método por Elementos Finitos (MEF).

3.6.1.1 Rigidez reducida o equivalente de la suspensión

Los sistemas de suspensión suelen tener el amortiguador situado de distintas maneras y, dependiendo de la inclinación y de la colocación del amortiguador las rigideces de la suspensión y de la rueda pueden ser diferentes.

Los diseños tradicionales de las suspensiones traseras contenían un amortiguador situado en el eje de la rueda, en posición vertical, por lo que la rigidez del amortiguador trasero y la rigidez de la rueda (que es la misma que la del conjunto de la suspensión) era la misma, tal y como se explica en el Apartado 3.4.3.4. En la siguiente Figura 3.75, se encuentra representada la configuración tradicional de suspensión trasera.

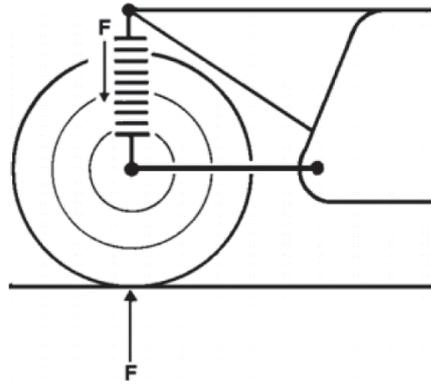


Figura 3.75. Diseño tradicional de una suspensión trasera

La alternativa de adelantar el amortiguador provoca que la relación de palanca (también llamada relación de velocidades o ventaja mecánica) cambie, ya que esta relación corresponde a la distancia a la que esta aplicada la fuerza vertical sobre el eje de la rueda entre la distancia a la que se aplica la fuerza del muelle, de manera que si el amortiguador está en el eje de la rueda la relación de palanca será 1:1 y si estuviera a medio camino entre el eje de la rueda y el punto de unión del basculante con el chasis la relación de palanca sería 2:1. Estas observaciones se pueden apreciar con detalle en la Figura 3.76 y está más desarrollado en el Apartado 0.

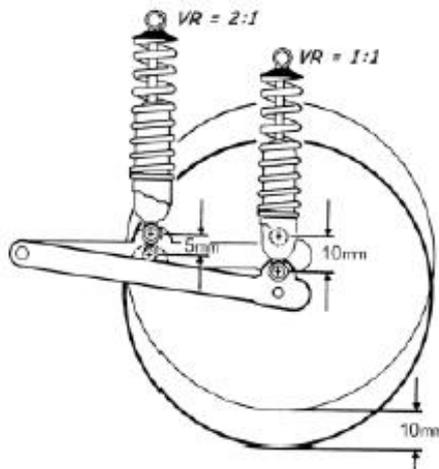


Figura 3.76. Representación de la colocación del amortiguador en posición vertical en distintas posiciones y de la relación de palanca de una suspensión trasera tradicional.

3.6.1.1.1 Relación de velocidades o avance mecánico de una suspensión tradicional

La relación de velocidades o “velocity ratio” (VR) es un término que se ha utilizado previamente en los apartados anteriores, también denominado relación de palanca o ventaja mecánica (VM) y que vale para relacionar distintos parámetros de la suspensión clásica entre sí, como son el amortiguador y la rueda.

La ventaja mecánica consiste en una relación que se puede determinar relacionando las distancias al punto de acción con la distancia al punto de reacción, ambas medidas desde el punto de giro del basculante. También se puede determinar relacionando la fuerza de salida (o resistencia) de un sistema con la fuerza de entrada (o acción). Para poder obtener esa relación, primero se debe determinar en la suspensión lo que es la fuerza de resistencia y cuál es la de acción.

$$VM = VR = \frac{\text{Distancia a la acción}}{\text{Distancia a la resistencia}} = \frac{\text{Fuerza de salida o resistencia}}{\text{Fuerza de entrada o acción}} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

En la Figura 3.76 la fuerza vertical se considera como la fuerza de acción y la fuerza del muelle se considera como la de reacción, así que como la distancia a la que está colocada la rueda es el doble de la distancia a la que está colocado el amortiguador la ventaja mecánica o “velocity ratio”(relación de velocidades) tiene un valor de $VM=VR=2/1$, por lo que, siguiendo con lo explicado en el párrafo anterior, la fuerza en el amortiguador va a ser el doble que en la rueda.

Al contrario que en el caso de ejemplo, en este proyecto se ha considerado al muelle como elemento de acción y a la rueda como elemento de resistencia (es más sencillo de comprender), por lo que en el caso de las condiciones geométricas de la Figura 3.76 $VM=VR=1/2$, pero el valor de la fuerza no cambia, sigue siendo el doble en el amortiguador.

Tal y como se ha mencionado y se aprecia en la Ecuación 3.11 la relación entre las fuerzas es directamente proporcional a este parámetro, sin embargo, tal y como se puede apreciar en la Ecuación 3.7 la relación entre las rigideces es cuadrática, para razonar este punto se precisa de un análisis matemático simple.

Este parámetro también vale para relacionar la suspensión trasera por bieletas con la simplificación matemática, como se comprobará más adelante.

Para poder obtener la relación de velocidades de un sistema de bieletas más complejo, primero es necesario obtener dicha relación en un sistema tradicional y comprender el proceso para su obtención. La relación de velocidades se puede obtener de las siguientes maneras:

- **Equilibrio de Fuerzas:** Para obtener la relación de velocidades se plantean equilibrios estáticos.
- **Estudio de Velocidades:** Conociendo un dato de entrada, por ejemplo la velocidad de un punto, la velocidad del resto de los elementos está definida por las características geométricas del mecanismo. Por lo tanto, la velocidad con la que sube la rueda y la velocidad de compresión del muelle del sistema de suspensión estarán relacionados por las características geométricas del mecanismo.

Con los métodos anteriores, los cuales se encuentran analizados más adelante, se obtiene la ecuación de relación de velocidades siguiente:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} = \frac{L_B}{L_A} \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

Dónde:

- \dot{L}_m : Velocidad vertical de la rueda
- \dot{y}_c : Velocidad de compresión del muelle
- L_B : Distancia entre el punto de giro del basculante y el eje del amortiguador
- L_A : Distancia horizontal entre el punto de giro del basculante y el eje de la rueda

Esta ecuación se corresponde con la relación de velocidades de un sistema de suspensión tradicional, y las distancias señaladas se corresponden con las de la siguiente Figura 3.77:

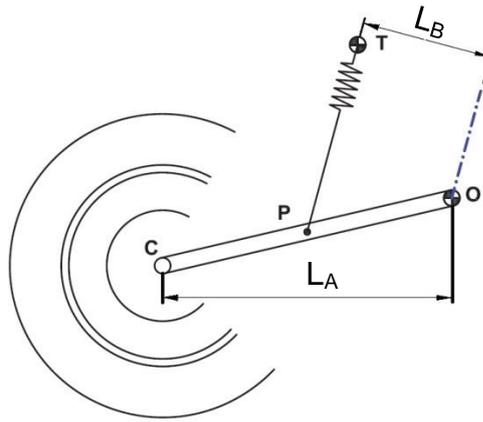


Figura 3.77. Distancias que definen la relación de velocidades de la suspensión clásica.

3.6.1.1.2 Relación de velocidades de la suspensión con bieletas

Las suspensiones traseras no convencionales, basados en un sistema de bieletas son un poco más complejos de analizar, pero no hay gran diferencia en lo que respecta a los conceptos básicos.

En el apartado anterior se ha descrito el concepto del “velocity ratio” (VR) y se ha expuesto un pequeño ejemplo para facilitar la comprensión del concepto y calcular la relación de velocidades de un sistema tradicional. Si se dispone de un sistema más complejo, éste se puede descomponer en sistemas más simples que tengan una fuerza de acción y una de resistencia, se pueden obtener valores de “VR” que multiplicados entre si daron como resultado la relación de velocidades del sistema. En la siguiente Figura 3.78 se puede observar cómo se descompone el sistema Uni-Track, y junto a él se puede apreciar cómo se puede obtener la relación de velocidades en el mismo.

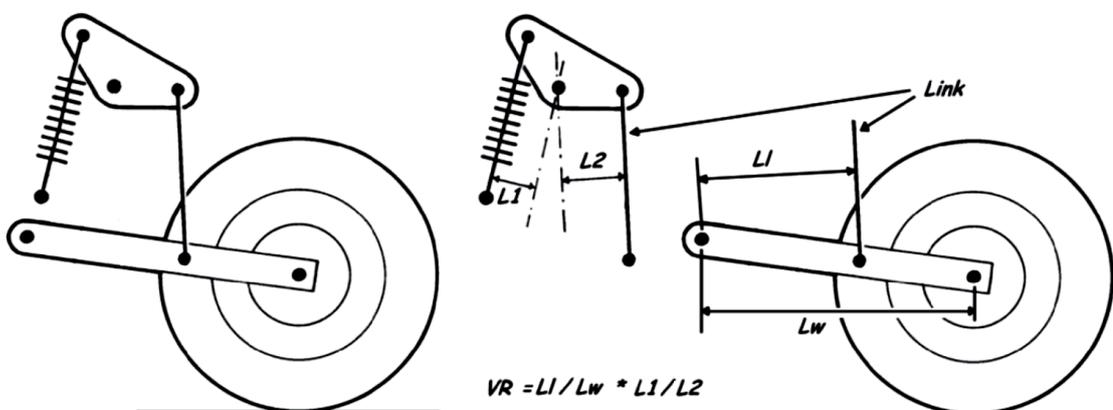


Figura 3.78. Relación de velocidades de la alternativa Uni-Track.

En la ecuación que aparece en la figura anterior primero aparece la relación de velocidades del conjunto que tiene la rueda y después el del conjunto del balancín. A lo largo del recorrido de la rueda en ese sistema todos esos valores cambiarán, pero L_1 y L_2 cambiarán mucho más que L_w y L_f , lo que provocará un cambio mucho mayor en el valor de la relación de velocidades, frente a un caso con suspensión tradicional. En el caso del ejemplo, L_2 disminuirá mientras que L_1 aumentará, hasta el punto en el que si L_2 disminuye mucho, el valor de VR aumento enormemente.

En resumen, la relación de velocidades y su dependencia del desplazamiento vertical de la rueda, hacen que podamos diseñar sistemas de suspensión con las características progresivas (o regresivas) deseadas.

3.6.1.1.3 Rigidez reducida de la suspensión

En una suspensión, la relación más importante viene dada por la relación entre la fuerza aplicada sobre la rueda y el desplazamiento que esta provoca, y esa relación viene dada por la Rigidez reducida de la suspensión. Por lo tanto, a la hora de estudiar la suspensión trasera de una motocicleta (también se puede hacer con la suspensión delantera) es inevitable y tener que reducir el sistema a su equivalente vertical, para poder así definir el valor de la rigidez equivalente o reducida en la rueda y luego trasladar esa propiedad al sistema real.

En el transcurso de este proyecto se nombra innumerables veces la rigidez o fuerza en la rueda, pero se considera, a nivel numérico, que la rigidez de la rueda y la de la suspensión en la misma. En la Figura 3.79 se pueden observar, a la izquierda, la representación de la suspensión clásica y, a la derecha, la representación de la simplificación matemática o la equivalente vertical nombrada en el párrafo anterior.

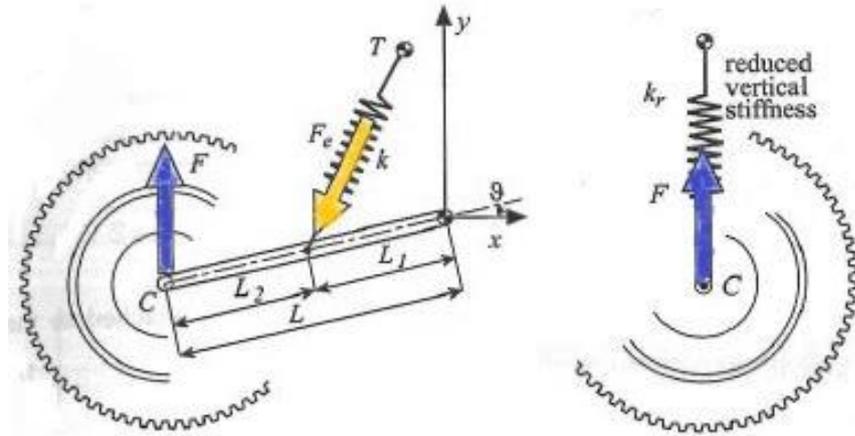


Figura 3.79. Representación de la suspensión clásica y la simplificación matemática. [Pag. 153, Motorcycle Dynamics, Vittore Cossalter]

En la figura se pueden observar también los parámetros de una suspensión clásica. Los más notables son la fuerza vertical en la rueda (F), la fuerza ejercida por el resorte (F_e) y por último la rigidez del muelle (k). Estos tres parámetros están relacionados entre sí en la manera que se describe en el apartado de Fuerzas en sistema de suspensión tradicional.

Para analizar con más detalle el tema que se está discutiendo, es probable dibujar un gráfico donde, en el eje vertical, se representen los valores de la rigidez reducida y en el eje horizontal se representen los valores del desplazamiento vertical de la rueda, si la línea representada resulta horizontal querrá decir que la rigidez es constante. Que la rigidez fuera constante implicaría que la derivada o incremento de la fuerza respecto a la derivada o incremento del desplazamiento vertical de la rueda es constante. En ese caso la fuerza necesaria para comprimir el muelle, una determinada distancia, será la misma durante todo el movimiento vertical de la rueda. Todo esto se puede comprobar en los gráficos de la Figura 3.80.

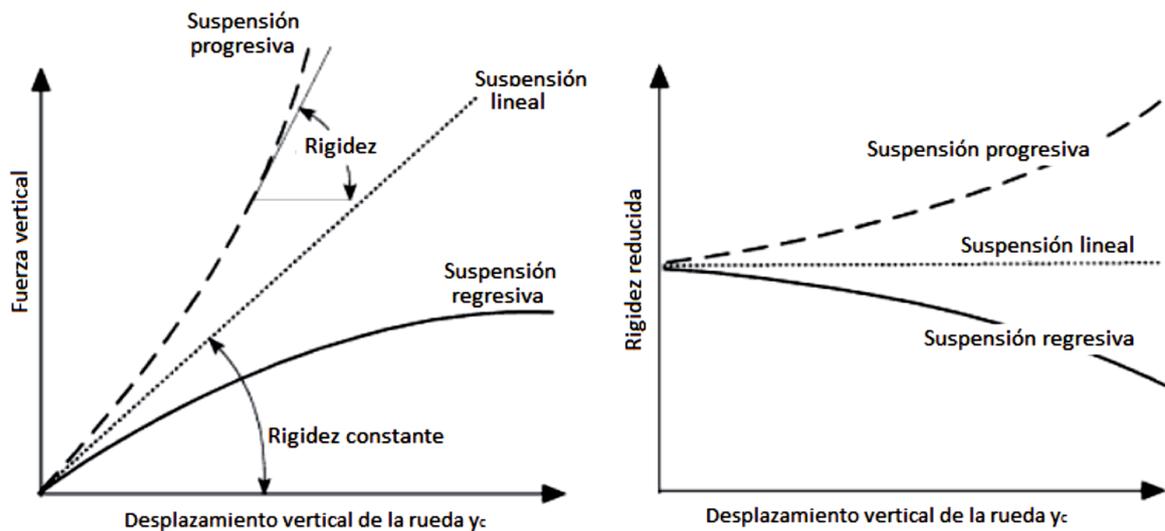


Figura 3.80. Gráficos representando la variación de la fuerza vertical en la rueda y rigidez reducida respecto al desplazamiento vertical de la rueda [Pag. 155, Motorcycle Dynamics, Vittore Cossalter]

Es más fácil y representativo analizar los gráficos de la rigidez reducida de lo que sería analizar los de la fuerza vertical, que aparece en el gráfico de la izquierda en la Figura 3.80.

Partiendo de la explicación anterior, la necesidad de que la línea sea horizontal, progresiva o regresiva depende únicamente de la utilidad de la suspensión y de los requerimientos técnicos exigidos. Aunque para conseguir que un sistema que ofrezca progresividad (o regresividad), es posible que haya que tener en cuenta que el aumento de la progresividad (o regresividad), no vaya a resultar tan grande como en los sistemas de bieletas.

Si se analiza el análisis del gráfico de a la izquierda de la Figura 3.80, se puede deducir la siguiente ecuación:

$$k_T = \frac{dF}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

Tal y como se puede observar más adelante, en el Apartado 3.6.1.1.5, de la Ecuación 3.4 se puede desarrollar lo siguiente:

$$k_T = \frac{dF}{dy_c} = \frac{d(F_e \cdot \tau)}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau + F_e \cdot \frac{d\tau}{dy_c} \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

El segundo sumando, para pequeños desplazamientos de la rueda, se puede despreciar ya que τ permanece constante. Por lo tanto la ecuación resultante es:

$$k_T \cong \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau = \frac{d(k \cdot (L_m - L_{m0}))}{dy_c} \cdot \tau = k \cdot \frac{dL_m}{dy_c} \cdot \tau = k \cdot \frac{dL_m/dt}{dy_c/dt} \cdot \tau = k \cdot \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} \cdot \tau \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

Con la ecuación de la rigidez reducida lo que se hace es simplificar matemáticamente un sistema que tiene un amortiguador, que podría estar colocado de cualquier manera en un modelo que tendría el amortiguador colocado encima de la rueda en posición vertical. Al introducir la Ecuación 3.3 en la Ecuación 3.6 se obtiene la expresión que le corresponde a la rigidez reducida k_T es la siguiente:

$$k_T = k \cdot \tau^2 \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Dónde:

- k : Rigidez del muelle, fijada por la organización de MotoStudent
- τ : Relación de velocidades.

Al reemplazar la Ecuación 3.3 en la Ecuación 3.7 se puede obtener la siguiente expresión:

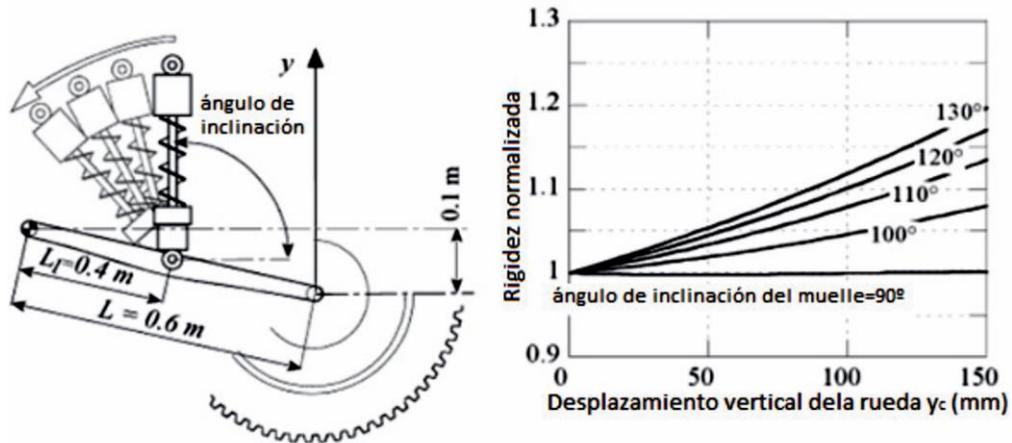
$$k_T = k \cdot \left(\frac{L_B}{L_A} \right)^2 \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

En el caso de la Figura 3.75, la derivada de la fuerza aplicada sobre la rueda y sobre el amortiguador es la misma, y la derivada del movimiento vertical de la rueda y la derivada del movimiento en la dirección del vástago del amortiguador son iguales, por lo tanto las rigideces del amortiguador y de la rueda son idénticas. Las rigideces son distintas, en función de la colocación del amortiguador y de su inclinación, tal y como se analizara en los siguientes dos apartados.

3.6.1.1.3.1 Efecto de cambiar el ángulo respecto al mismo punto

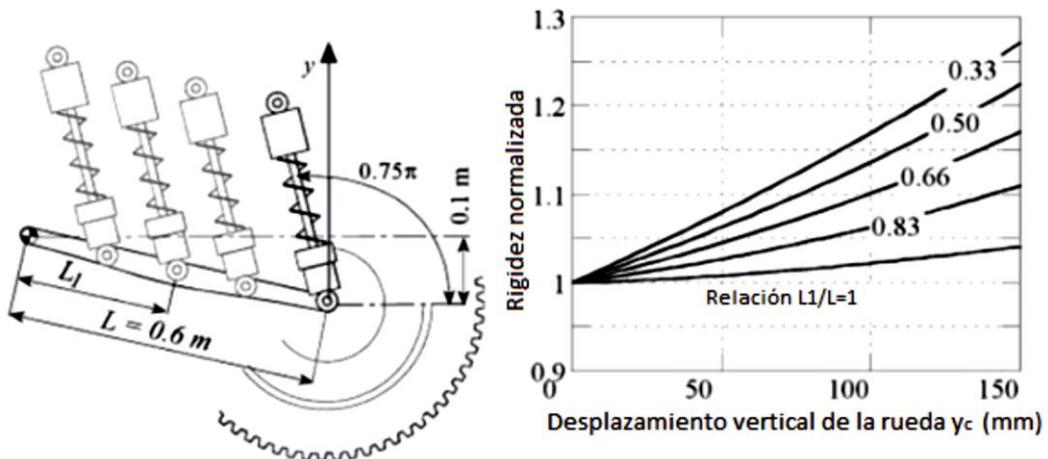
Cuando el amortiguador no se encuentra en posición vertical, y sobre el eje de la rueda la rigidez del amortiguador y de la rueda no es son iguales. Si se analizase un caso en el que el amortiguador está anclado al eje de la rueda trasera de la moto y se varían los ángulos empezando desde los 90° se observaría lo representado en el gráfico de la Figura 3.81. El grafico de la figura no correspondería con el caso dibujado al lado del grafico sino fuera porque en el libro se especifica que la relación de velocidades calculada cuando el basculante está en horizontal se ha tomado como

referencia, sino para el caso de 90° la línea sería progresiva en vez de horizontal como en el gráfico.



3.6.1.1.3.2 Efecto de cambiar la posición a lo largo del basculante

Tal y como se puede deducir del Apartado 3.6.1.1, si el amortiguador estuviera colocado en posición vertical, pero más cerca del punto de unión del basculante con el chasis, la rigidez de la rueda y de la suspensión no sería la misma, puesto que la ventaja mecánica cambia. Aunque en la siguiente Figura 3.82, el amortiguador no esté en posición vertical vale para representar la variación que provoca cambiar la posición del amortiguador. Si el amortiguador formase 90° respecto a una línea horizontal, la línea del gráfico que corresponde a la relación " $L_1/L=1$ " sería completamente horizontal, por las razones que se han mencionado anteriormente.

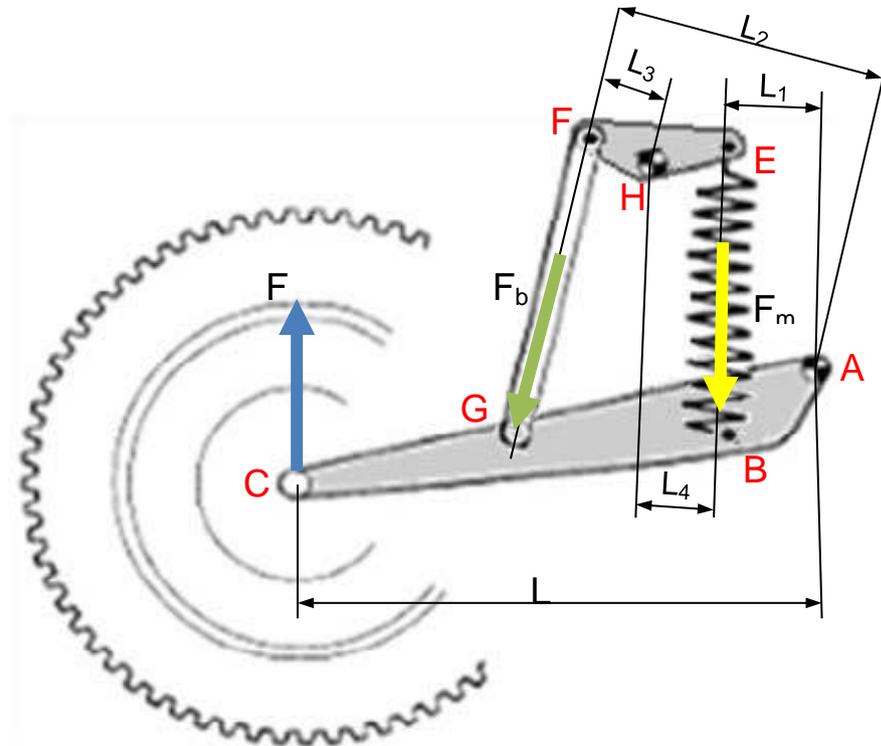


3.6.1.1.4 Rigidez reducida de la suspensión con sistemas de bieletas

El desarrollo teórico realizado en el apartado anterior es válido para cualquier tipo de suspensión que analizamos, aunque aparezcan solamente figuras de una suspensión tradicional, esto es, para pequeñas oscilaciones siempre se cumplirá que (según la Ecuación 3.7):

$$k_T = \frac{dF}{dy_c} \cong k \cdot \tau^2 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

Se ha de tener en cuenta que al cambiar la configuración de cualquier suspensión, cambia la relación de velocidades, sus valores y su expresión. En la alternativa Full-Floater se pueden distinguir las siguientes distancias:



Tal y como se demostrara más adelante, en el Apartado 3.6.1.3, la relación de velocidades que le corresponde a la alternativa del estudio es la siguiente:

$$\tau = \frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

La ventaja de este sistema, respecto del sistema tradicional, consiste en que la Relación de Velocidades depende de más parámetros, por lo que la posibilidad de regulación del comportamiento de la suspensión es mucho mayor, y de paso se puede

aprovechar la posibilidad que ofrece el sistema de regular el comportamiento con un tensor, que en este estudio servirá para modificar la longitud de la bieleta.

Por el contrario, al ser un sistema más complejo y tener más puntos de unión entre distintos elementos, pueden aparecer problemas de holgura y ajuste entre ellos.

Este sistema es bastante empleado, por ejemplo en las bicicletas de montaña también se usa la alternativa por bieletas Full-Floater, porque tal y como se ha demostrado en la Memoria; la curva de rigidez en esta alternativa está pensada para un incremento progresivo mucho mayor que en las alternativas Pro-Link y Uni-track, y gracias a eso cuando hay unos baches pequeños la suspensión es “blanda” para mejorar la comodidad y evitar problemas de espalda, pero cuando hay unos saltos mayores o se está pedaleando con fuerza, lo conviene es que la suspensión de vuelva “dura” para que el sistema no haga tope y falle o bien para que la fuerza de las pedaladas se transmita adecuadamente. En los gráficos de la Figura 3.80 se puede observar este funcionamiento.

3.6.1.1.5 Fuerzas en la suspensión tradicional

Al igual que sucede con la rigidez del sistema, la fuerza vertical sobre el eje de la rueda se transmite al amortiguador en función de la posición e inclinación que tenga el amortiguador. Estos tres parámetros están relacionados entre sí de la manera que se describe a continuación.

Como ya es conocido, la fuerza que ejerce un resorte es proporcional a lo comprimido que se encuentre:

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0}) \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Dónde:

- F_e : Fuerza ejercida por el resorte.
- k : Rigidez o Constante elástica del muelle.
- L_m : Longitud del muelle deformado.
- L_{m0} : Longitud del muelle en reposo.

La relación que hay entre la fuerza del resorte y la fuerza vertical en la rueda corresponde a la de la relación de velocidades es la siguiente:

$$F = F_e \cdot \tau \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

Dónde:

- F : Fuerza vertical en la rueda
- F_e : Fuerza ejercida por el resorte.
- τ : Relación de velocidades.

Teniendo en cuenta la Ecuación 3.3 y sustituyéndola en la Ecuación 3.11 el resultado final de la expresión para deducir el valor de la fuerza vertical en la rueda, es el siguiente:

$$F = F_e \cdot \frac{L_B}{L_A} \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

En lo que se refiere al efecto que tiene el cambio de posición e inclinación del amortiguador sobre la fuerza vertical en la rueda pasa igual que en los casos analizados en el apartado de la rigidez reducida, porque la variable que manda sobre la relación entre el amortiguador y el eje de la rueda vuelve a ser la relación de velocidades. Eso quiere decir que el único caso en el que la fuerza vertical sobre la rueda es la misma que sobre el muelle es en el que representa la Figura 3.75.

3.6.1.1.6 Fuerza sobre la rueda en la suspensión con sistemas de bieletas

La explicación que se requiere en este caso no difiere demasiado de la anterior, ya que el sistema también tiene un amortiguador con la misma expresión y la relación de las fuerzas entre el muelle y la fuerza vertical de la rueda está dada por la relación de velocidades. Lo que difiere en un sistema con sistema de bieletas de la suspensión tradicional es la relación de velocidades.

Teniendo en cuenta lo indicado en el párrafo anterior, se puede obtener la expresión de la ecuación final para relacionar la fuerza vertical en la rueda con la fuerza del muelle:

$$F = F_e \cdot \left(\frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \right) \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

3.6.1.2 Análisis de sistema de suspensión tradicional

Siguiendo con lo dicho en el apartado de la Relación de Velocidades, en este se desarrollara el procedimiento para obtener la relación de velocidades con el Equilibrio de Fuerzas y el Estudio de Velocidades.

3.6.1.2.1 Equilibrio de Fuerzas

Las fuerzas que aparecen en el siguiente sistema tradicional, son la fuerza F ejercida sobre la rueda y la fuerza elástica F_e debido a la compresión del resorte. Al plantear el equilibrio de fuerzas estático, este se hace respecto al punto O.

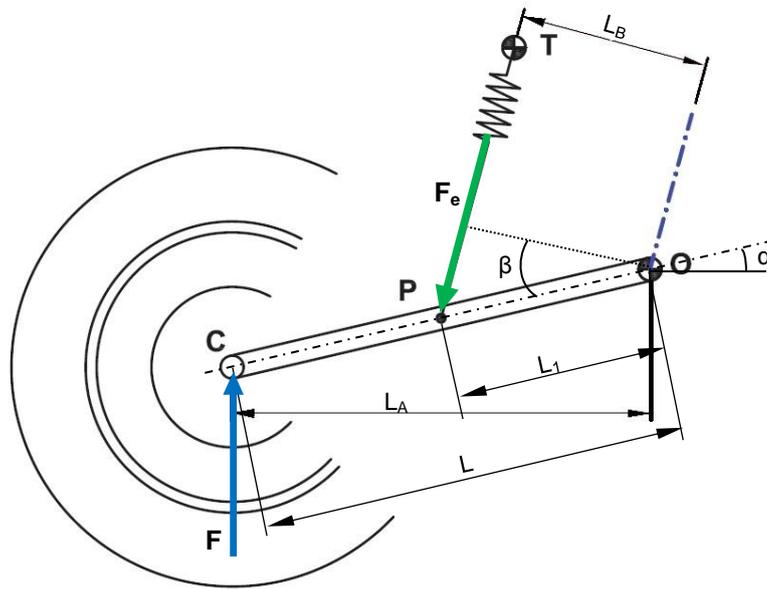


Figura 3.83. Fuerzas y distancias principales de la suspensión tradicional.

Al ser un cálculo en equilibrio:

$$\sum \vec{M}_o = 0 \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

Tal y como hemos comentado, las posiciones que se estudian son las posiciones de equilibrio. Por lo tanto, aplicando la Ecuación 3.14 de la estática anterior para la situación descrita en la Figura 3.83, se obtiene que:

$$F \cdot (L \cdot \cos \alpha) - F_e \cdot (L_1 \cdot \cos \beta) = 0$$

$$F = F_e \cdot \frac{L_1 \cdot \cos \beta}{L \cdot \cos \alpha} = F_e \cdot \frac{L_B}{L_A}$$

De donde se puede deducir que la Relación de Velocidades tiene la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{L_B}{L_A}$$

Sobre el papel, obtener esas distancias sería relativamente sencillo, pero al usar el software para obtener las curvas, esas distancias no se pueden obtener con tanta facilidad, especialmente la distancia que hay entre el punto O y la recta TP. El procedimiento para obtener la ecuación entre un punto y una recta no es relevante en el presente documento, por lo que se puede encontrar en el Apartado 5.1.4 del Documento 5.1. Cálculos. La ecuación que se debe introducir en el software, para analizar un sistema de suspensión tradicional es la siguiente:

$$\tau = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cdot \cos \alpha - X_T \cdot \sin \alpha)|}{\sqrt{L_1^2 + 2L_1 \cdot (Y_T \cdot \sin \alpha + X_T \cdot \cos \alpha) + X_T^2 + Y_T^2}} \cdot \frac{1}{L \cdot \cos \alpha} \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

Aunque se ha desarrollado la fórmula, no se va a utilizar posteriormente, ya que el objeto de este estudio es el de diseñar una suspensión con sistema de bieletas, aunque sí que servirá para poder desarrollar posteriormente la ecuación que le corresponde a ese sistema, algo más compleja.

3.6.1.2.2 Estudio de Velocidades

En este caso se estudian las velocidades de los puntos C y P de la siguiente Figura 3.84 respecto al punto O. Las velocidades lineales de esos puntos están relacionadas con su distancia respecto al punto O y la velocidad angular de la barra (Basculante).

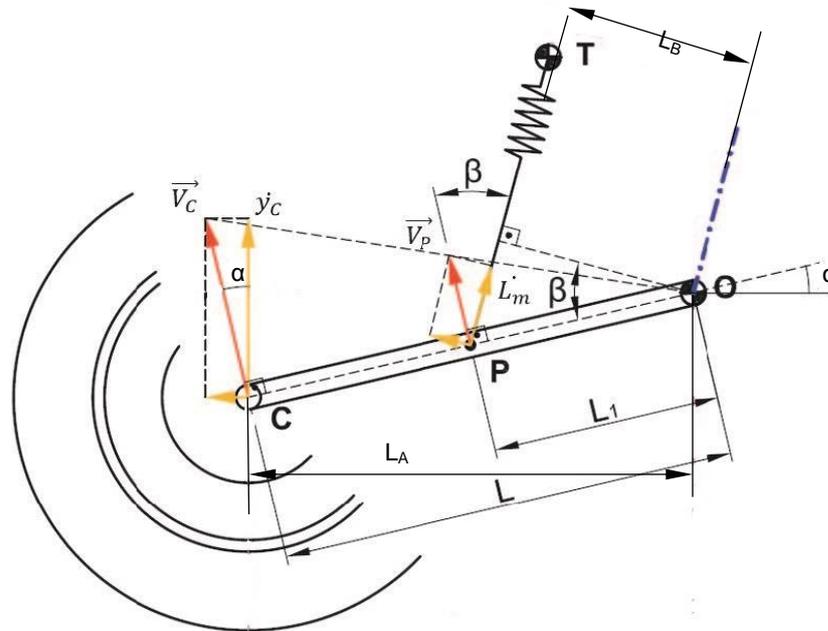


Figura 3.84. Velocidades en la suspensión tradicional.

Tras analizar la figura anterior se pueden obtener las velocidades anteriormente mencionados:

$$\vec{V}_C = \dot{\alpha} \cdot \bar{L} \quad (\text{Ecuación 3.16})$$

$$\vec{V}_P = \dot{\alpha} \cdot \bar{L}_1 \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

En el caso de la velocidad del punto C, se descompone en sus componentes horizontal y vertical. Para la componente vertical se puede deducir la siguiente expresión:

$$\dot{y}_c = \vec{V}_C \cdot \cos \alpha = (\dot{\alpha} \cdot \bar{L}) \cdot \cos \alpha = \dot{\alpha} \cdot L_A \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

Para el punto P, descompondremos su velocidad en dirección paralela y perpendicular al resorte, de donde se deduce que la componente en dirección del resorte es:

$$\dot{L}_m = \vec{V}_C \cdot \cos \beta = (\dot{\alpha} \cdot \bar{L}_1) \cdot \cos \beta = \dot{\alpha} \cdot L_B \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

Tras deducir las ecuaciones anteriores y ver la relación que tienen con la ecuación obtenida, del análisis estático se deduce lo siguiente:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} = \frac{\dot{\alpha} \cdot L_B}{\dot{\alpha} \cdot L_A} = \frac{L_B}{L_A}$$

Tal y como se puede observar, la relación de velocidades debería tener el mismo valor tras hacer un análisis tanto con el estudio de fuerzas como con el estudio de velocidades.

La ventaja de hacer un estudio de velocidades con respecto al estudio de fuerzas es que a la hora de obtener las curvas del software, no se precisa una ecuación larga que dependa de muchas coordenadas. La desventaja consta en que cuando se realiza un análisis estático para obtener las cargas que son necesarias para el diseño mecánico, no puede saberse si la suspensión está en la situación que le corresponde en las curvas de rigidez/fuerza

3.6.1.3 Análisis del sistema de suspensión Full-Floater

Tal y como se ha demostrado en los apartados anteriores, la rigidez reducida de la suspensión depende de la Relación de Velocidades, τ , y su valor depende exclusivamente de la configuración geométrica de la suspensión, por lo tanto en el sistema Full-Floater que se estudia a continuación dicha Relación de Velocidades que se puede observar al final del análisis es diferente de la relación obtenida para el sistema tradicional anteriormente analizado.

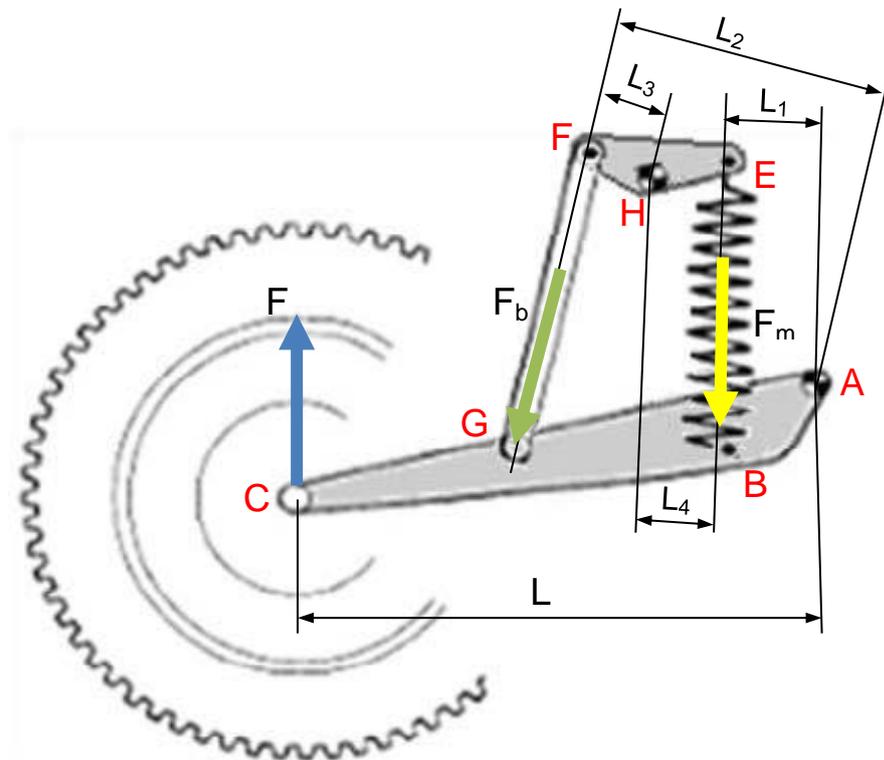


Figura 3.85. Suspensión Full-Floater

Al igual que en la suspensión tradicional, para la suspensión con sistema de bieletas hay dos formas de obtener la ecuación de la relación de velocidades: encontrando la relación entre la fuerza ejercida sobre la rueda y la subsiguiente fuerza producida en el resorte, o encontrando la relación entre las velocidades con la que sube la rueda y con la que se comprime el resorte.

3.6.1.3.1 Estudio de Fuerzas

Para la geometría del sistema Full-Floater, que se puede observar en la Figura 3.85, y teniendo en cuenta las reacciones y fuerzas que aparecen en los puntos de apoyo, utilizando la Ecuación 3.14, se hace un sumatorio de momentos respecto del

punto A, punto respecto del cual gira el basculante. Como se puede ver, el procedimiento es similar al realizado en el estudio de la suspensión tradicional.

$$\sum \vec{M}_A = 0$$

Particularizando esta ecuación para el caso del basculante, cuyos parámetros necesarios aparecen representados en la siguiente Figura 3.86, y teniendo en cuenta las distancias desde el punto A a los puntos de aplicación de dichas fuerzas, se puede deducir lo siguiente:

$$-F \cdot L + F_m \cdot L_1 + F_b \cdot L_2 = 0$$

Despejando F , se obtiene la siguiente expresión:

$$F = \frac{F_m \cdot L_1 + F_b \cdot L_2}{L} \quad (\text{Ecuación 3.20})$$

Dónde:

- L : Es la distancia horizontal entre los punto A y C.
- L_1 : Es la mínima distancia entre el punto A y el resorte.
- L_2 : Es la mínima distancia entre el punto A y la bieleta.
- F : Es la fuerza vertical ejercida en el eje de la rueda trasera durante la marcha de la motocicleta.
- F_b : Es la reacción en el punto G de unión entre la bieleta y el basculante.
- F_m : Es la reacción en el punto B de unión entre el resorte y el basculante, cuyo valor es el mismo que el muelle produce al comprimirse.

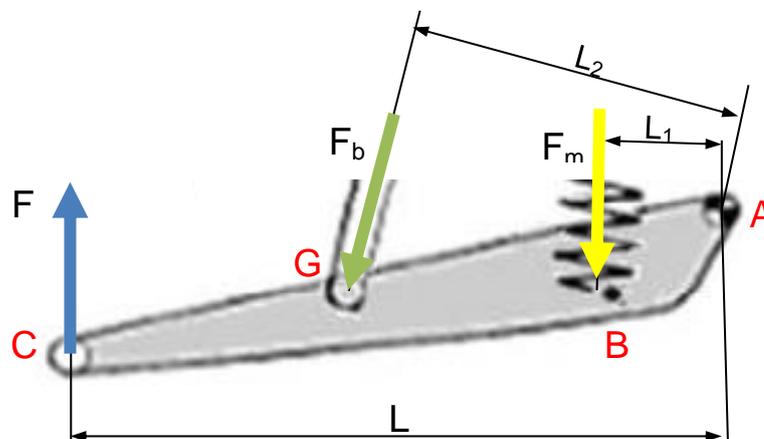


Figura 3.86. Sistema de fuerzas sobre el Basculante.

Mientras que la reacción en G (F) y B (F_m) sí que son de interés (por que más adelante se hace un sumatorio de momentos en el balancín y se relacionan ambas partes), la reacción en el punto A no lo es, por eso se toman momentos respecto a ese punto.

Para obtener una segunda ecuación, y así poder sustituir la fuerza F_b de la Ecuación 3.20 por la fuerza del resorte F_m y en consecuencia obtener una relación directa entre las fuerzas F y F_m , se debe estudiar el equilibrio de fuerzas en el balancín, de la manera que aparece en la Figura 3.87.

En este caso las fuerzas que se tienen en cuenta son las acciones que aparecen en los puntos F y E, ya que se toman momentos respecto del punto H, y se deduce lo siguiente:

$$F_m \cdot L_4 - F_b \cdot L_3 = 0$$

De donde se despeja F_b y se obtiene la siguiente ecuación:

$$F_b = F_m \cdot \frac{L_4}{L_3} \quad (\text{Ecuación 3.21})$$

Dónde:

- L_3 : Es la mínima distancia entre el punto H y la bieleta.
- L_4 : Es la mínima distancia entre el punto H y el resorte.

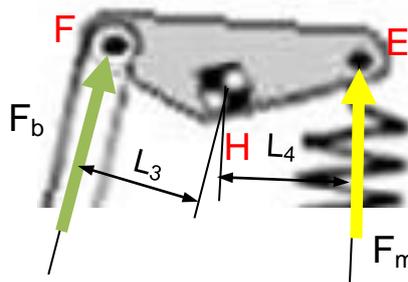


Figura 3.87. Sistema de fuerzas sobre el Balancín.

Consecuentemente, uniendo la Ecuación 3.20 y la Ecuación 3.21 se llega a la ecuación final en la que la fuerza que se ejerce sobre la rueda es igual a la fuerza elástica del muelle por una relación de distancias.

$$F = F_m \cdot \frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \quad (\text{Ecuación 3.22})$$

Anteriormente, cuando se han estudiado las fuerzas del sistema tradicional, se ha observado que la fuerza vertical aplicada sobre la rueda (F) y la fuerza ejercida por la unidad del resorte (F_m) están relacionadas por un coeficiente, que se ha nombrado ya varias veces como Relación de Velocidades. Esta vez no es diferente, ya que la fracción que multiplica a la fuerza de compresión del muelle corresponde a la relación de velocidades para la alternativa Full-Floater que, también se denomina como Motion Ratio, relación entre la velocidad vertical de la rueda y la velocidad del muelle. Dicho esto, se puede definir la expresión de la ecuación:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} = \frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

Tomando la ecuación anterior, se puede definir la ecuación que sirve para calcular la rigidez reducida en cada posición de la alternativa del estudio.

$$k_r = k \cdot \left(\frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \right)^2 \quad (\text{Ecuación 3.24})$$

A continuación se estudian las velocidades, y al final se debe comprobar cómo la expresión de la Relación de Velocidades, será la misma que en el caso que se acaba de analizar.

3.6.1.3.2 Estudio de Velocidades

Al igual que en el caso de la suspensión tradicional, se puede obtener la ecuación de la Relación de Velocidades analizando las velocidades de los puntos del mecanismo y relacionando dichas velocidades entre sí, habiendo considerado la velocidad angular del basculante y las distancias entre los puntos del sistema, como conocidos.

Para ello, tal y como aparece en la figura 3.XX, se definen los siguientes ángulos:

- α : Angulo formado entre la línea que une los puntos A y B y la línea que corresponde a la distancia mínima (la distancia de la línea perpendicular al resorte) entre el resorte (línea que une los puntos B y E) y el punto A.
- β : Angulo formado entre la línea que une los puntos H y E y la línea que corresponde a la distancia mínima entre el resorte y el punto H.
- γ : Angulo formado entre la bieleta (línea que une los punto F y G) y la línea que une los puntos A y G.
- δ : Angulo formado entre la bieleta y la línea que une los puntos H y F.
- θ : Angulo formado entre la línea AC y la línea horizontal.

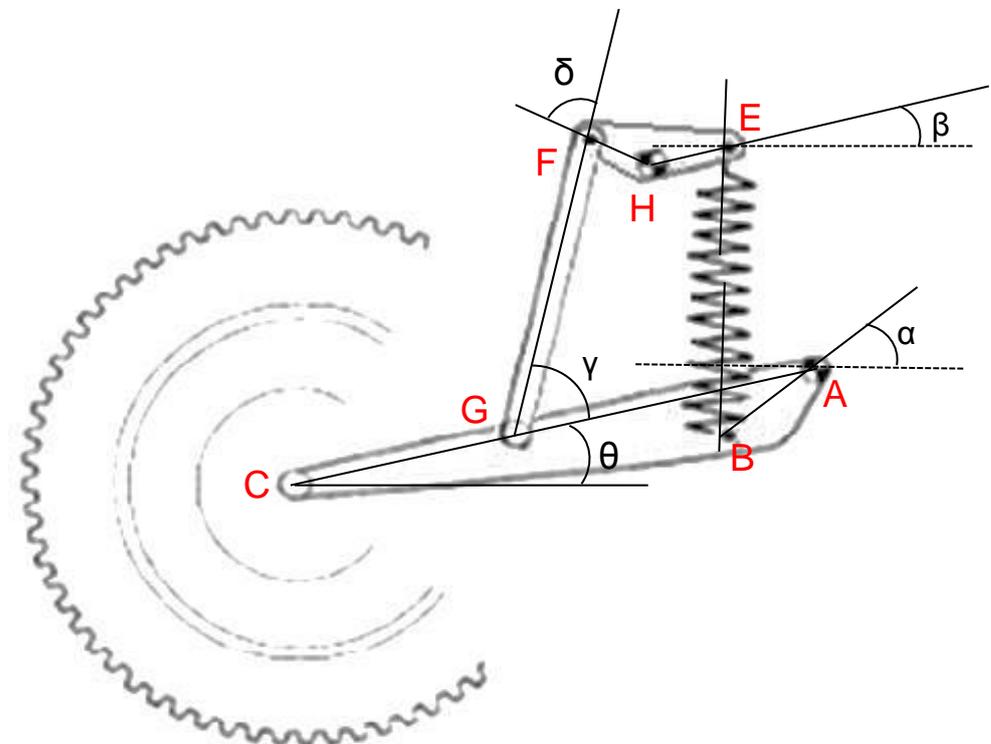


Figura 3.88. Ángulos necesarios para la definición de las velocidades y su relación.

Para comenzar con el análisis, se calcula la velocidad en el punto B. Como lo que se quiere conseguir es la relación entre la velocidad vertical de la rueda (\dot{y}_c) y la velocidad resultante del muelle cuando este se comprime (\dot{L}_m), se debe obtener la velocidad del muelle en el punto B (\dot{L}_{m1}) para después sumársela a la velocidad del muelle en el punto E (\dot{L}_{m2}) y obtener así la velocidad resultante de compresión del muelle-resorte.

Para obtener la expresión de \dot{L}_{m1} se empieza creando una línea imaginaria entre A y B. Al multiplicar la velocidad angular de dicha línea por la distancia entre ambos puntos se obtiene la velocidad lineal que es perpendicular a esa línea llamada \vec{V}_B . El vector de la velocidad \dot{L}_{m1} debe tener la misma dirección que el eje longitudinal del muelle, al igual que \dot{L}_{m2} , y tal y como se ha mencionado anteriormente el ángulo entre \vec{V}_B y \dot{L}_{m1} se denomina α . A continuación se representan los vectores y la ecuación que le corresponde al estudio de velocidades del mismo.

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \frac{\omega \cdot \overline{AB}}{\perp \overline{AB}} \quad (\text{Ecuación 3.25})$$

$$\dot{L}_{m1} = \omega \cdot \overline{AB} \cdot \cos \alpha = \omega \cdot L_1 \quad (\text{Ecuación 3.26})$$

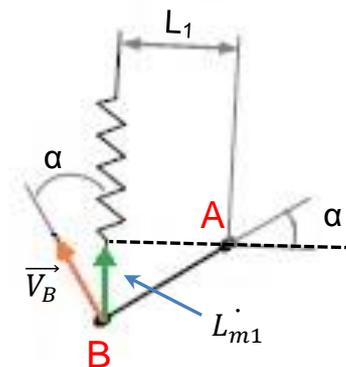


Figura 3.89. Velocidad del punto B y sus componentes.

El procedimiento a seguir para el basculante y el cálculo de \dot{L}_{m2} es muy parecido, aunque en este caso la línea imaginaria se establece entre los puntos H y E del balancín, y el ángulo entre la velocidad perpendicular a dicha línea \vec{V}_E y \dot{L}_{m2} es β :

$$\vec{V}_E = \vec{V}_H + \begin{matrix} \omega_2 \cdot \overline{HE} \\ \vec{V}_{HE} \\ \perp \overline{HE} \end{matrix} \quad (\text{Ecuación 3.27})$$

$$L_{m2} \dot{\beta} = \omega_2 \cdot \overline{HE} \cdot \cos \beta = \omega_2 \cdot L_4 \quad (\text{Ecuación 3.28})$$

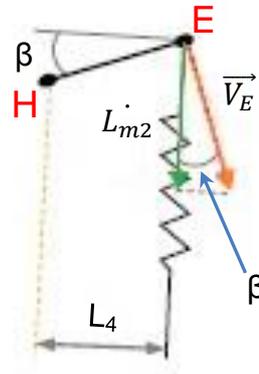


Figura 3.90. Velocidad del punto E y sus componentes.

Como el valor de la velocidad angular ω_2 es desconocida, se requiere encontrar una relación que pueda sustituir el valor de dicha velocidad por un valor de entrada que se conozca. Para relacionar la velocidad angular ω_2 con ω se debe analizar la bieleta y los puntos de sus extremos, que se conectan con los dos componentes que tienen dichas velocidades angulares.

$$\vec{V}_G = \vec{V}_A + \begin{matrix} \omega \cdot \overline{AG} \\ \vec{V}_{AG} \\ \perp \overline{AG} \end{matrix} \quad (\text{Ecuación 3.29})$$

$$\vec{V}_F = \vec{V}_H + \begin{matrix} \omega_2 \cdot \overline{HF} \\ \vec{V}_{HF} \\ \perp \overline{HF} \end{matrix} \quad (\text{Ecuación 3.30})$$

$$\begin{matrix} \omega_2 \cdot \overline{HE} \\ \vec{V}_E \\ \perp \overline{HE} \end{matrix} = \begin{matrix} \omega \cdot \overline{AG} \\ \vec{V}_A \\ \perp \overline{AG} \end{matrix} + \begin{matrix} \omega_3 \cdot \overline{GF} \\ \vec{V}_{GF} \\ \perp \overline{GF} \end{matrix} \quad (\text{Ecuación 3.31})$$

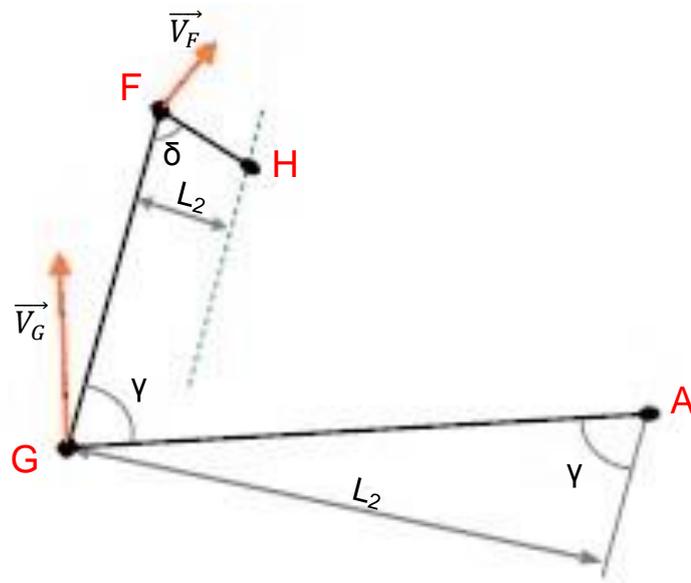


Figura 3.91. Velocidad de los puntos G y F y sus componentes.

Al observar la ecuación anterior se puede deducir que no es posible obtener el valor de \vec{V}_E ni el valor de \vec{V}_{GF} , porque no se sabe el valor de ω_2 ni el de ω_3 , sin embargo, en el análisis se puede observar que al descomponer la distancia AB por el seno del ángulo γ se obtiene la distancia mínima entre la ballesta y el punto A, por lo que se iguala si se multiplica la velocidad \vec{V}_A por el seno de γ se obtiene el componente de dicha velocidad en la dirección de la ballesta. Si se observa detalladamente, el balancín se puede observar como ocurre lo mismo que en el basculante, es decir, si se multiplica la distancia HF por el seno de δ se obtiene la distancia mínima entre la ballesta y el punto H, que es el punto respecto al que gira el balancín, por lo que se vuelve a deducir que si se multiplica \vec{V}_E por el seno de δ se obtiene el valor de dicha velocidad descompuesta en la dirección de la ballesta.

Ambos puntos de la ballesta tienen la misma velocidad en la dirección de la ballesta, por lo que se deduce lo siguiente:

$$\omega_2 \cdot HF \cdot \sin \delta = \omega \cdot AB \cdot \sin \gamma \quad (\text{Ecuación 3.32})$$

Como se puede observar en la Figura 3.91, geoméricamente se sabe que:

$$\begin{cases} HF \cdot \sin \delta = L_3 \\ AB \cdot \sin \gamma = L_2 \end{cases} \quad (\text{Ecuación 3.33})$$

De esta manera se puede relacionar ω_2 con la velocidad angular ω que se conoce, y con las distancias de la geometría que también se conocen, así que el valor o ecuación que le corresponde a ω_2 es la siguiente:

$$\omega_2 \cdot L_3 = \omega \cdot L_2 \rightarrow \omega_2 = \omega \cdot \frac{L_2}{L_3} \quad (\text{Ecuación 3.34})$$

Una vez que se calcula ω_2 se puede obtener la velocidad en la dirección del resorte, que viene dada por la suma de las dos velocidades en la dirección del resorte, suma de la Ecuación 3.26 y la Ecuación 3.28:

$$\dot{L}_m = \dot{L}_{m1} + \dot{L}_{m2} \quad (\text{Ecuación 3.35})$$

$$\dot{L}_m = \omega \cdot L_1 + \omega_2 \cdot L_4 = \omega \cdot L_1 + \left(\omega \cdot \frac{L_2}{L_3} \right) \cdot L_4$$

$$\dot{L}_m = \omega \cdot \frac{L_1 \cdot L_3 + L_2 \cdot L_4}{L_3} \quad (\text{Ecuación 3.36})$$

Como último paso, antes de llegar a relacionar las dos velocidades, queda por hallar la velocidad en el punto C, que representa la velocidad vertical en el eje de la rueda, denominado como \dot{y}_c .

$$\vec{V}_G = \vec{V}_A + \begin{matrix} \omega \cdot \overline{AG} \\ \vec{V}_{AG} \\ \perp \overline{AG} \end{matrix} \quad (\text{Ecuación 3.37})$$

$$\dot{y}_c = \omega \cdot \overline{AC} \cdot \cos \theta = \omega \cdot L \quad (\text{Ecuación 3.38})$$

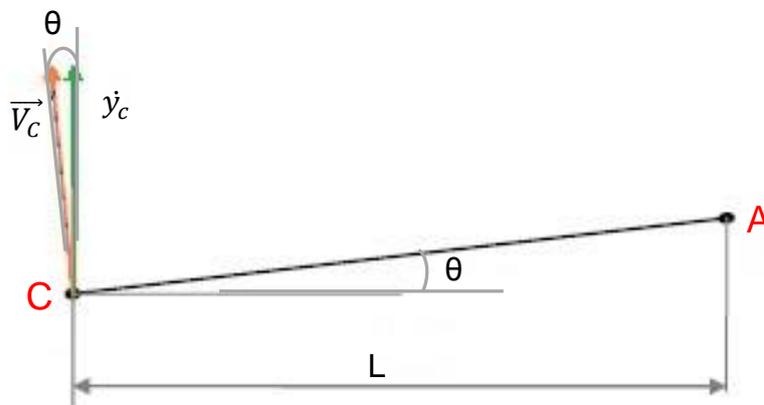


Figura 3.92. Velocidad del punto C y sus componentes.

Tras la definición lo anterior y teniendo en cuenta que la relación de velocidades viene dada por la división de la velocidad de compresión del muelle entre la velocidad vertical en el eje de la rueda, la ecuación de τ tiene la siguiente expresión, que como se puede observar es la misma que la que se obtiene en el Estudio de Fuerzas del apartado anterior:

$$\tau = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} = \frac{\omega \cdot \frac{L_1 \cdot L_3 + L_2 \cdot L_2}{L_3}}{\omega \cdot L}$$

$$\tau = \frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \quad (\text{Ecuación 3.39})$$

Luego queda totalmente demostrado. Para acabar, se pueden definir las ecuaciones de la fuerza vertical sobre el eje de la rueda y la rigidez reducida del sistema, que son exactamente iguales a la Ecuación 3.40 y la Ecuación 3.41.

$$F = F_m \cdot \frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \quad (\text{Ecuación 3.40})$$

$$k_r = k \cdot \left(\frac{L_4 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3}{L_3 \cdot L} \right)^2 \quad (\text{Ecuación 3.41})$$

3.6.1.4 Distribución de cargas en la motocicleta

La posición del centro de gravedad (CdG) es uno de los factores determinantes a la hora de establecer las cargas que absorben los distintos componentes de la motocicleta, porque se considera como el punto en el que se concentra el peso de la motocicleta junto con el del piloto, es decir, el peso total del conjunto. Su posición depende de la distribución y de la masa de los componentes individuales de la moto (motor, depósito de gasolina, tubo de escape, radiadores, ruedas, horquilla, chasis, etc.). El motor es el componente más pesado (supone aproximadamente el 25% de la masa total de la moto), por lo que su localización condiciona mucho el punto del centro de gravedad que tendrá finalmente la motocicleta con todo montado.

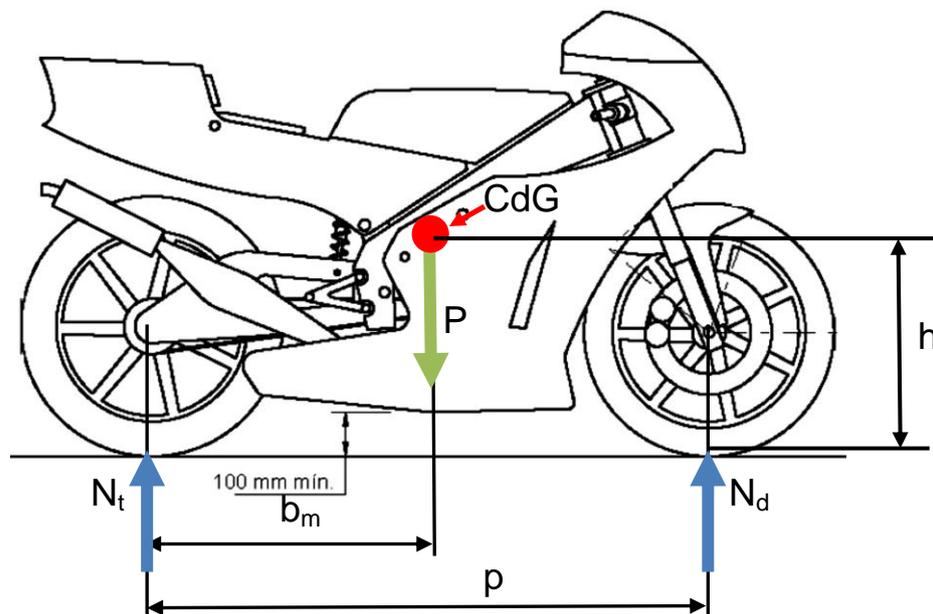


Figura 3.93. El centro de gravedad de la motocicleta y las distancias

En la distribución de las cargas de una motocicleta hay que tener en cuenta la ubicación del CdG entre los ejes de las ruedas y la ubicación vertical del CdG.

3.6.1.4.1 Ubicación longitudinal del centro de gravedad

En el caso de motocicletas de competición, la distribución de las cargas en las ruedas con la motocicleta parada es mayor en la rueda delantera que en la trasera (50-57% delantera, 43-50% trasera), por lo que a la hora de acelerar la transferencia de carga se puede hacer con más brusquedad, debido a que hay menor probabilidad de levantar la rueda delantera. También hay una transferencia mayor de potencia del motor al suelo, y además se compensa parcialmente el efecto aerodinámico “Drag” que

descarga la rueda delantera por estar ejerciendo un momento en la zona frontal por encima del CdG, lo cual es importante a velocidades elevadas. Sin embargo, con el centro de gravedad posicionado en la parte delantera, la capacidad de frenada disminuye y se corre el peligro de levantar la rueda o incluso volcar hacia delante en una parada brusca con el freno delantero, efecto que se suele ver con mucha frecuencia en la categoría de MotoGP.

Debido a todo lo anterior, para no tener carencias en la frenada ni en la aceleración, se busca una distribución de cargas 50-50%. La relación b_m/p sin piloto varía desde 0,35 hasta 0,51, así que la distancia desde el CdG hasta el eje de la rueda trasera no suele ser mayor que la mitad de la distancia entre los ejes, donde valores cercanos a este último valor corresponden a las motos de carreras. La posición del piloto traslada el centro de gravedad hacia atrás, incrementando el valor de la carga en la rueda trasera, que se disminuye el porcentaje de carga en la rueda delantera y de esa manera se consigue la distribución 50 - 50%, es decir, un valor de $b_m/p = 0,5$.

3.6.1.4.2 Ubicación vertical del centro de gravedad

La altura del CdG también es un factor a tener en cuenta, ya que la altura de dicho punto determina la transferencia de carga al acelerar y al frenar.

Cuando la motocicleta está rodando sobre una superficie lisa con una velocidad constante, idealmente se puede decir que esta no sufre ningún tipo de aceleración y deceleración, así que tanto la rueda delantera como la trasera tienen un mismo valor de reparto de peso que en el caso estático de equilibrio, pero ese valor varía en el instante que se ejerce una aceleración o deceleración, y cuanto mayor es la altura de ese punto mayor es la transferencia de carga a la rueda delantera y trasera.

Un CdG alto implica que en las situaciones con aceleraciones fuertes la rueda delantera, y en frenadas bruscas la rueda trasera, pudieran llegar a despegarse del suelo. Por otra parte, un CdG bajo traería el peligro de que la rueda trasera patinase en las aceleraciones, o que la rueda delantera patinase en las frenadas. En las motocicletas de competición se usa la relación h/p para definir esa altura, y suele tener un valor que se sitúa entre el 0,3 y el 0,4.

Además de todo lo señalado hay que tener en cuenta que a la transferencia de carga también le afecta la ubicación longitudinal del CdG. Para comprender esto se puede plantear una situación en la que tanto la aceleración como la deceleración valgan $1g(9,8m/s^2$, con el fin de facilitar el proceso de cálculo del aumento o pérdida de carga en las ruedas), y se plantea una situación de aceleración y otra de deceleración, así que tomando momentos respecto a los puntos de apoyo de la rueda delantera y la trasera, se obtienen las siguientes expresiones basadas en la Figura 3.93:

$$\begin{aligned} \text{Al frenar:} \quad N_t &= \frac{P \cdot ((p - b_m) - h)}{p} \rightarrow N_t \% = \frac{((p - b_m) - h)}{p} \\ N_d &= \frac{P \cdot (b_m + h)}{p} \rightarrow N_d \% = \frac{(b_m + h)}{p} \\ \\ \text{Al acelerar:} \quad N_t &= \frac{P \cdot ((p - b_m) + h)}{p} \rightarrow N_t \% = \frac{((p - b_m) + h)}{p} \\ N_d &= \frac{P \cdot (b_m - h)}{p} \rightarrow N_d \% = \frac{(b_m - h)}{p} \end{aligned}$$

Tras obtener estas ecuaciones se puede hacer una comprobación sencilla: Se supone una altura de valor $h = 0,5m$, y unas distancias $p = 1,5m$ y $b_m = 1m$, por lo que $p - b_m = 0,5m$. Al frenar con una deceleración de $1g$ se puede observar que la carga en la parte trasera pasa de ser un 33% a 0%, mientras que en la parte delantera pasa de ser un 66% a 100%. Al acelerar con esa misma configuración con una aceleración de $1g$ se puede observar que la carga en la rueda trasera pasa de ser del 33% de la total a el 66% de carga, mientras que en la parte delantera pasa de soportar un 66% al 33% de la carga. De igual manera se puede comprobar lo dicho anteriormente sobre la altura del CdG, ya que al sustituir un valor de $h = 0m$ en esas expresiones se puede observar que no existe transferencia de carga, el valor sería el mismo que en una situación estática de equilibrio..

Es importante remarcar que en las motocicletas la transferencia de carga es muy importante, por que posibilita una mayor potencia de frenada (ya que se frena más con la rueda delantera) y de igual manera posibilita una mayor transmisión de potencia a la rueda trasera al acelerar.

El proceso que se le aplica al caso del estudio se puede observar en el apartado de Procesamiento de datos, donde se exponen distintas situaciones en las que se calculan las cargas que soporta la rueda trasera.

3.6.1.5 La importancia de los grados de libertad y su efecto en las uniones entre los componentes

La cantidad de grados de libertad de un sistema en el espacio se puede obtener con la ecuación de KUTZBACH-GRÜBLER, con la que determinando la cantidad de elementos de un sistema y los grados de libertad que están restringidos en las uniones se puede obtener la cantidad de grados de libertad (GDL) de un sistema en el espacio

Los grados de libertad en la suspensión según se establecen más adelante, tienen una importancia decisiva en la práctica. Con esto se pretende indicar que en la práctica al unir el resorte y la bieleta por sus dos extremos, cada uno con el basculante y el balancín usando rotulas o rodamiento puede afectar mucho, pero sobre el papel elegir un elemento de unión u otro no afecta.

En la práctica, conseguir que los planos longitudinales de simetría del balancín y del basculante estén es muy difícil sino imposible. En el caso de incluir rodamientos en todas las uniones que hay entre componentes, estos funcionarían adecuadamente en el plano, pero debido al descentramiento entre los planos mencionados, los componentes estarían trabajando fuera del plano a flexión. Después de haberse determinado el problema principal, aparece la cuestión de que como los componentes están flexionando fuera del plano, para lo cual no se diseñan, puede que el balancín se esté llevando la peor parte, por ser menos rígido que el resto de los componentes fuera del plano, con lo que este podría colapsar y con él todo el sistema.

Por esa razón se determina que un sistema como el del estudio debe tener al menos tres grados de libertad, que corresponden al giro del resorte, al giro de la bieleta al giro del basculante respecto a la unión con el chasis. Para ello se colocan rotulas en las uniones entre el resorte y bieleta con el balancín y el basculante. Esta decisión de poner elementos esféricos en las uniones se suele tomar habitualmente en muchos mecanismos por la misma razón, para evitar la transmisión de esfuerzos que no

colaboran en el funcionamiento del sistema, de hecho hacen justo lo contrario, y además acortan la vida útil de los componentes.

Los rodamientos se emplean porque a menudo la moto se topa con curvas en las que es necesario inclinarse, rueda por pavimentos bacheados y sufre otros fenómenos, pero al final todos ellos lo que hacen es cambiar el reparto de peso, y eso provoca que el basculante gire, y a la vez también gira el balancín. Estos elementos pueden funcionar bien radial y axialmente, pero en el sistema solo deben trabajar con cargas radiales.

Por otro lado, las rótulas radiales son elementos que tienen un aro interior con un diámetro exterior convexo redondeado y un aro exterior con una superficie interior redondeada pero cóncava. Su diseño las hace particularmente apropiadas para disposiciones que han de soportar movimientos de alineación entre el eje y el alojamiento, o que han de permitir movimientos oscilantes o inclinaciones recurrentes a velocidades de deslizamiento relativamente bajas. Por lo tanto, son la elección ideal para que la flexión lateral del basculante no afecte al funcionamiento de la suspensión y las cargas a las que están sometidas tanto la bieleta como el balancín se mantengan en el plano del mecanismo, pudiendo despreñar los momentos flectores y torsores que puedan aparecer.

3.6.1.6 Rigidez del basculante

El basculante, aparte de servir como soporte para la rueda y de diversos elementos, es parte sustancial del sistema global de suspensión, siendo sus características mecánicas de gran importancia en determinadas situaciones.

3.6.1.6.1 Suspensión lateral

Cuando alcanzamos un bache, estando inclinados en mitad de una curva, la fuerza del bache es más o menos vertical. Sólo una componente de esta fuerza actuará en línea con la suspensión y el resto actuará perpendicular o lateralmente con respecto a la motocicleta. La Figura 3.94 muestra el caso de una curva con un ángulo de inclinación de 45 grados. No sólo los baches producen este efecto, ya que una motocicleta siempre está sujeta a diversas perturbaciones, que al inclinarse producen continuas variaciones de la fuerza que existe entre el neumático y la carretera. Ya hemos visto que esta variación de carga va en detrimento de la tracción y por lo tanto este es un aspecto sumamente importante en el ámbito de la competición.

Conforme los neumáticos (y por tanto la velocidad de paso por curva) han ido mejorando a lo largo de los años, este problema ha ido cobrando mayor importancia, también debido a que la potencia ha ido aumentando. Para transmitir la potencia de forma efectiva, los neumáticos tienen que mantener un buen contacto con el suelo, esto se consigue haciendo que la fuerza de contacto del neumático con el suelo tenga la mínima variación posible.

La rigidez lateral del chasis no tiene un valor óptimo generalizado, de hecho cada piloto tiene sus gustos, por lo que hay pilotos que se sienten más cómodos con un chasis que dispone de una gran rigidez lateral y se comporta como una roca, mientras que otros pilotos prefieren una suspensión que flexiona más. Hay que decir que, aunque no existe una regla general, para un rendimiento óptimo algunas pruebas realizadas en laboratorios indican que cuando se le permite una cierta flexión lateral al basculante la variación de la fuerza en el neumático se reduce. Como ya se ha comentado, es un efecto que cada vez se investiga más para controlar mejor los efectos de las fuerzas laterales.

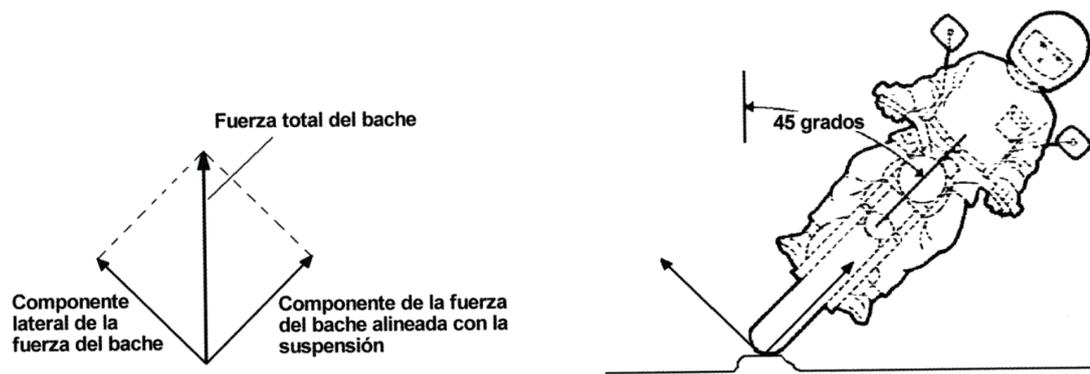


Figura 3.94. Motocicleta en una curva sobre un bache. [Pag. 6-42, MOTOCICLETAS Comportamiento dinámico y diseño del chasis, Tony Foale, David Sánchez, 2003]

Con un ángulo de inclinación de 45 grados, la fuerza vertical generada por un bache se puede descomponer en dos fuerzas iguales, una en línea con el movimiento de la suspensión y otra perpendicular a ella. Esto implica que la suspensión sólo absorbe parte de la fuerza producida en el bache y por lo tanto, la componente lateral tendría que ser absorbida por el chasis, transmitida a través del basculante.

Como se ha visto, cuando pasamos sobre un bache con la moto inclinada, el amortiguador experimenta un movimiento considerablemente menor del que tendría si la moto estuviera vertical. Esto reduce en gran medida la energía que disipan los amortiguadores. Para contrarrestar este efecto necesitamos llevar a cabo una serie de acciones concretas que maximicen el desplazamiento de la suspensión, algunas de estas acciones serían las siguientes:

- Utilizar muelles más blandos - pero esto está comprometido con otros aspectos de la suspensión, como absorber los baches cuando la moto circula derecha, el hundimiento y el squat que se producen al frenar y al acelerar, etc.
- Reducir la masa no suspendida. Generalmente esto suele ser beneficioso en la gran mayoría de aspectos en los que trabaja la suspensión.
- Descolgarse más al tomar las curvas. Esto hará que la moto y por tanto la suspensión trabaje más vertical.
- Disminuir la altura del CdG. Sin embargo, esta demanda entra en conflicto con otros factores ya vistos anteriormente.

Una vez que hayamos ajustado estos parámetros para conseguir el máximo movimiento de la suspensión, y por tanto el máximo amortiguamiento, existen unas pocas formas más para aumentar el amortiguamiento total.

- Aumentar el amortiguamiento. Una sugerencia obvia pero que implica que los neumáticos trabajen a mayor temperatura.
- Amortiguadores ajustables dinámicamente.
- Introducir amortiguamiento lateral. Esto se podría conseguir permitiendo un grado óptimo de flexión estructural lateral. Necesitamos considerar cómo tendríamos que construir los elementos estructurales para maximizar su amortiguamiento inherente.

Por lo tanto, y dadas las restricciones que impone la organización de MotoStudent, la opción más factible es la de diseñar un basculante con una determinada capacidad de flexión lateral para que así, en unión con el sistema muelle-amortiguador, el conjunto se pueda comportar de una forma óptima para transmitir la máxima potencia en curvas y aumentar la velocidad de paso por las mismas. Esto implicaría la construcción del basculante con una rigidez lateral máxima para que se pueda comportar de la forma descrita.

El cálculo de la rigidez lateral se obtiene con la relación entre la fuerza aplicada lateralmente sobre el eje de la rueda y la deformación lateral del basculante, de manera que:

$$K_{Lat} = \frac{F_{Lat}}{\delta_{Lat}} [kN/mm]$$

3.6.1.6.2 Rigidez Torsional

Siguiendo con el caso anteriormente descrito, hay ciertos efectos dinámicos que se producen sobre la rueda y el basculante que también se deben tener en cuenta.

Por una parte está el efecto ejercido por aquellas resultantes que pasan por el CdG, como son el peso del conjunto moto+piloto y la fuerza centrífuga que aparece al estar girando en una curva. Estas fuerzas ejercerán un momento torsor sobre la rueda, que éste a su vez se lo transmitirá al basculante. De todas formas hay que tener en

cuenta que este efecto varía en función de la posición que toma cada piloto a la hora de trazar una curva, lo cual provoca el movimiento del centro de gravedad, de manera que la resultante total puede no pasar por el plano de simetría de la motocicleta y eso crea un momento torsor sobre el basculante.

Por otra parte, también hay que tener en cuenta el contacto del neumático con el suelo. Tal y como se representa en la Figura 3.95, al tomar una curva con un determinado ángulo de inclinación, el punto de contacto del neumático con el suelo, deja de ser el punto perteneciente al plano de simetría del neumático y de la moto. Por lo tanto, al no pasar la reacción normal, que el suelo ejerce sobre la motocicleta por el CdG, ejercerá otro momento torsor, que se sumará al anteriormente descrito.

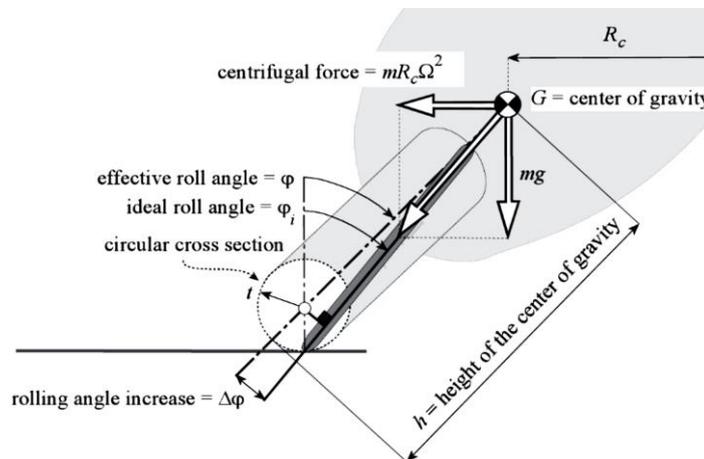


Figura 3.95. Perfil de la motocicleta inclinada. [Pag. 107, Motorcycle Dynamics, Vittore Cossalter]

El basculante tiene que tener cierta flexibilidad para absorber los efectos producidos por los momentos torsores generados, pero a su vez tiene que ser lo suficientemente rígido como para mantener la rueda en su posición y no provocar efectos peores que los que está soportando la moto en esta situación. Por lo tanto, a la hora de diseñar el basculante tendremos que trabajar dentro de un intervalo admisible de valores para la rigidez torsional del mismo.

El cálculo de la rigidez a torsión se basa en la relación entre el momento torsor, aplicado en el eje de la rueda, y el ángulo girado por este respecto a la posición inicial.

$$K_t = \frac{M_T}{\theta_T} \text{ [kNmm/}^\circ\text{]}$$

3.6.1.6.3 Rigidez longitudinal

Al igual que para los dos casos anteriores existen otros efectos que afectan al basculante en la dirección longitudinal de la motocicleta. El basculante es el elemento que empuja a la moto para provocar su avance, y cualquier aceleración de la moto sin perder tracción provoca que el basculante se comprima. Si el punto geométrico del eje de rueda trasera acelera, por compresión del basculante la componente en dirección de éste se transmite al chasis por medio del eje basculante. Para que la transmisión de potencia sea lo más eficiente posible, el basculante debe ser lo más rígido posible para que no se deforme y pueda trasladar el empuje correctamente.

De forma similar, en el caso de las frenadas, el efecto buscado sería el mismo. Lo deseable es que el basculante transmita la fuerza de frenada que ejerce la rueda de una forma efectiva, y por ello nos interesa que la rigidez longitudinal del basculante sea alta, para que la energía absorbida por el mismo sea mínima en su deformación.

El cálculo de la rigidez longitudinal del basculante no difiere mucho del cálculo realizado para la rigidez lateral, pero en este caso tanto la carga como las deformaciones provocadas tienen la dirección longitudinal:

$$K_{Long} = \frac{F_{Long}}{\delta_{Long}} [kN/mm]$$

3.6.1.6.4 Rigidez a flexión

En términos muy similares se puede hablar de la rigidez del basculante en cuanto a flexión. En el plano longitudinal de la motocicleta, las irregularidades de la carretera las tiene que absorber la suspensión, así como la parte correspondiente de la masa no suspendida. Por lo tanto, en cuanto a flexión, la rigidez ha de ser lo más alta posible. El momento flector que se crea aparece debido a las ya mencionadas cargas verticales, cuando la moto pasa por encima de un bache o un resalte de la carretera. El valor de estas fuerzas es muy elevado, por lo que el basculante de la moto debe de ser lo suficientemente rígido para evitar deformaciones demasiado elevadas.

El método para calcular la rigidez es parecido al que se utiliza para calcular la rigidez longitudinal y lateral, pero en este caso tanto la dirección de la fuerza como la de la deformación es vertical en el eje de la rueda:

$$K_{Flex} = \frac{F_{Flex}}{\delta_{Flex}} [kN/mm]$$

3.6.1.7 Introducción al Método de Elementos Finitos

Tradicionalmente el proceso de desarrollo de un producto se ha basado en un “intuitivo” diseño conceptual e innumerables ensayos en prototipos, con poca labor de Ingeniería, por lo que el comportamiento real del producto con distintas cargas no se conoce hasta bien entrada la fase de ensayos en prototipo. Como el comportamiento de los prototipos se obtiene de los ensayos, la inversión necesaria es muy elevada, además, hay un gran hueco entre el conocimiento del producto y el desarrollo del mismo durante la mayor parte del tiempo comprendido entre el diseño conceptual y la salida al mercado del producto. Al seguir este procedimiento muchos optaban por realizar unos modelos muy sobredimensionados con los que normalmente hacían falta menos ensayos, mientras que otros hacían un modelo sin sobredimensionar que en la realidad no funcionaba demasiado bien y requería una cuantiosa inversión.

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia, ya que permite resolver casos que este modelo moderno de proceso de desarrollo de un producto trata de minimizar ese hueco existente entre los análisis con prototipos y por MEF, para así reducir gastos de los análisis experimentales, tiempo de desarrollo y generar productos mejores. La herramienta para ello es el análisis por ordenador, que permite entender el comportamiento del producto con mayor rapidez, menos coste y más versatilidad (se pueden estudiar más casos de carga, probar diseños alternativos, etc.).

Hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales, y esta circunstancia obligaba a seguir el proceso descrito en el primer párrafo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método

aproximado de cálculo, debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo que uno de los últimos prototipos obtenidos con el método más antiguo.

El método de los elementos finitos es un método de aproximación de problemas continuos, de tal forma que:

- El cuerpo que por su naturaleza es continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes en los elementos de primer grado.
- La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por ensamblaje de los elementos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.
- El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas funciones de interpolación o funciones de forma.
- Cuando las formas de los cuerpos son complejas los elementos se dividen en elementos con nodos intermedios, para que la suma de todos esos elementos que antes formaban uno solo, tenga una forma más aproximada a la del cuerpo del modelo.

El Método de Elementos Finitos, por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo, y en este punto se establece si esa discretización es de primer o grado superior. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.

Los programas de EF tienen una librería de elementos entre los cuales se debe elegir a la hora de discretizar el medio continuo, en función del tipo de medio que se tenga, simplificaciones que se realicen y precisión que se quiera obtener en el análisis.

Los elementos que suelen hallarse en las librerías son: Líneas, superficies y sólidos, y dentro de cada uno de esos tres grupos hay más elementos, algunos de los cuales se encuentran en la Figura de la imagen inferior

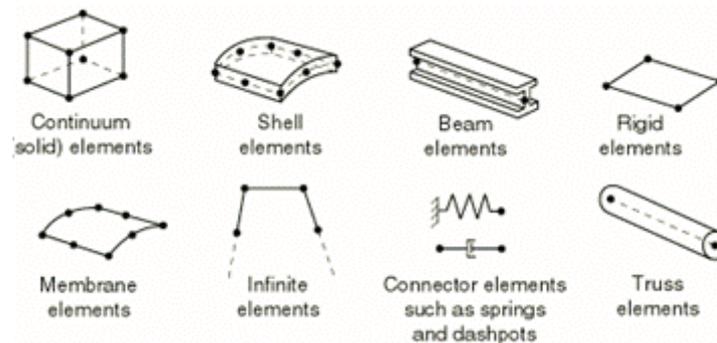


Figura 3.96. Algunos de los elementos disponibles para discretizar los modelos.

Tal y como ya se ha mencionado los elementos lineales contienen nodos en los vértices de los mismos, y los elementos de orden superior (cuadráticos, cúbicos...) también tienen nodos en los lados (en la Figura 3.96 se puede observar el elemento cascara y de membrana). Cuanto mayor sea el orden de un elemento, mayor será la precisión del resultado obtenido, aumentando también el coste computacional del análisis.

La interpolación es un elemento clave del MEF, puesto que es a través de las funciones de interpolación que los programas calculan la solución, a partir de los valores de la solución aproximada en un determinado punto partiendo de la solución de todos los nodos cercanos a ese punto que disponen de una solución. Las funciones de interpolación de los nodos ($N^i(\{x\}) = \text{funcion de interpolacion en el nodo } i$) están definidas únicamente para el elemento, y son nulas en el exterior de dicho elemento. Estas funciones tienen que cumplir determinadas condiciones: debe valer 1 en cada nudo "i" y 0 en los restantes nudos, es decir, si en un triángulo se quisiera averiguar la solución aproximada en su centro el valor de la función de interpolación sería $N^i = 1/3$. Son funciones polinómicas, donde el orden o grado de dichas funciones de interpolación, coincide con el orden del elemento con el que se ha mallado el sólido continuo. Por lo tanto, a mayor orden en los elementos seleccionados para mallar el sólido, mayor grado de las funciones de interpolación y por consiguiente se obtendrá una mayor precisión en la solución. En la siguiente imagen se puede observar el cambio que supone en la malla el orden de las funciones de interpolación en elementos

tridimensionales, empezando desde una interpolación lineal (a la izquierda), pasando por una interpolación cuadrática (en el centro) y acabando con una interpolación cúbica.

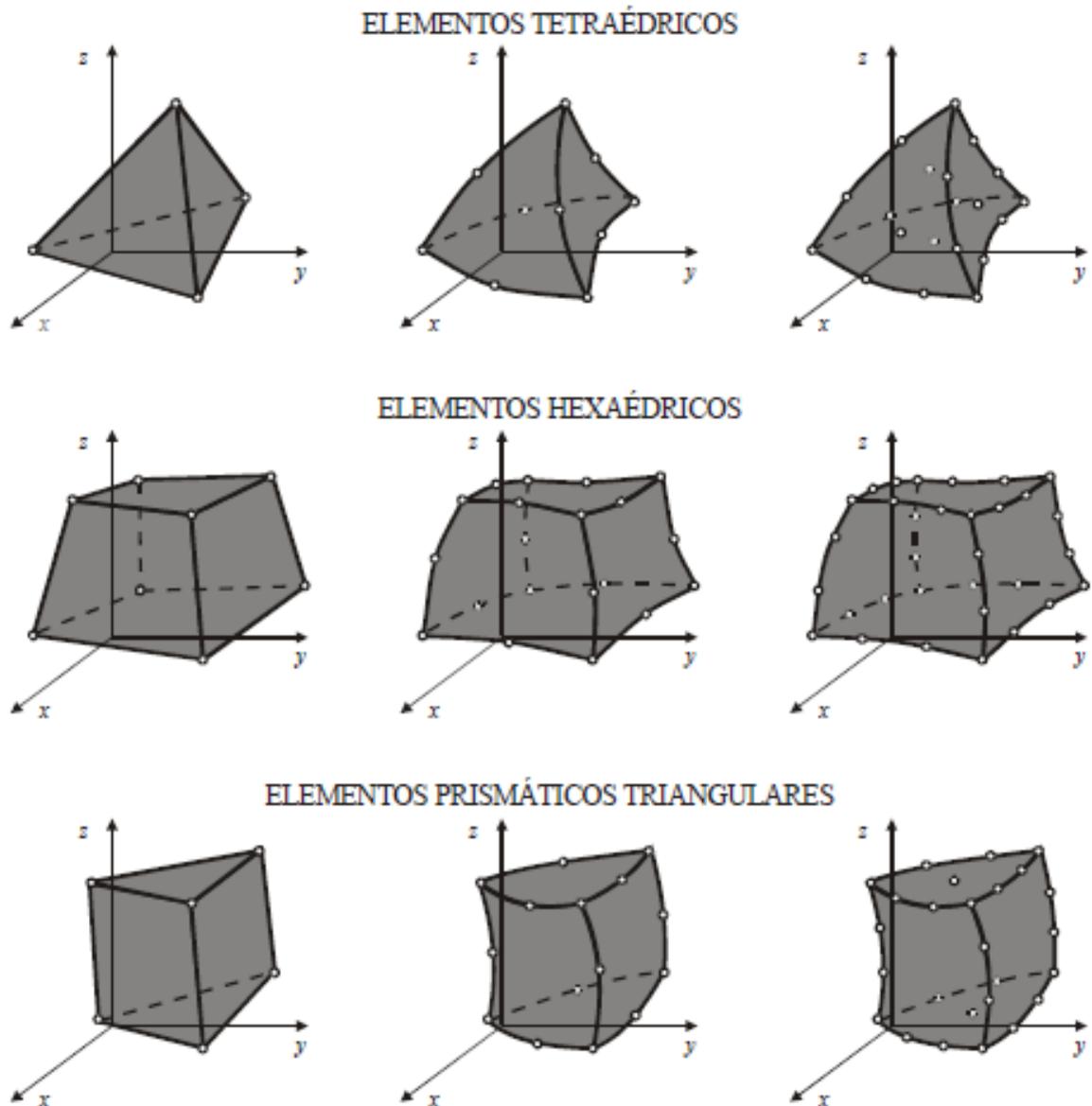


Figura 3.97. Familias de elementos tridimensionales y distintos órdenes de las funciones de interpolación.

Los conceptos descritos en esta introducción son los necesarios para comprender el funcionamiento del módulo “Simulate” del PTC Creo. El procedimiento que se ha seguido se puede observar al final del apartado (Marco metodológico).

3.6.2 Marco metodológico

Cada estudio requiere un determinado procedimiento a seguir, desde que se inicia hasta que se obtiene el resultado final y se consigue su objeto. La metodología general a seguir en los estudios empieza con la familiarización en el tema del estudio y termina con la definición y comprobación de los resultados obtenidos.

Los puntos principales que se han seguido en nuestro estudio han sido los siguientes:

1. Inmersión en el tema del estudio y en los aspectos que lo rodean.
2. Análisis de los datos iniciales y requerimientos técnicos.
3. Iniciación en las herramientas de cálculo y diseño disponibles.
4. Análisis del sistema: Rigidez Reducida y Fuerzas.
5. Estudio, definición y validación del mecanismo propuesto.
6. Investigación de las uniones entre las piezas y selección de los elementos de dichas uniones.
7. Análisis de las solicitaciones para los análisis por MEF.
8. Diseño y modelización del Balancín por MEF.
9. Diseño/Modelización de la Bieleta por MEF con análisis de pandeo y verificación de la regulación del sistema.
10. Diseño/Modelización preliminar a resistencia del Basculante por MEF y análisis de rigideces.
11. Montaje virtual de todo el sistema, con los modelos definitivos y demás elementos necesarios.
12. Comprobación final del comportamiento del sistema y su regulación.

1. Inmersión en el tema del estudio y en los aspectos que lo rodean: La metodología del presente estudio comienza con la necesidad de comprender lo básico sobre la estructura y el comportamiento motocicletas. Es preciso entender todos los aspectos que se han definido en el apartado de Antecedentes, ya que no es aconsejable diseñar un sistema de suspensión trasera de motocicleta sin antes comprender su interacción con los demás elementos de la motocicleta que, aunque tengan poco que ver con el objeto del estudio, ayudan a prever situaciones o comportamientos que podrían producirse, afectado por los cambios en su diseño, los cuales no se pueden comprender sin dichos conocimientos básicos.

2. Análisis de datos los iniciales y requerimientos técnicos: Estos datos son imprescindibles, en este caso se ofrecen por la organización de MotoStudent y por el equipo de la ETSI, y su fiel cumplimiento es uno de los objetos del estudio. Si no se cumplieran esos requerimientos, la organización de MotoStudent no permitirá usar el sistema en una competición, y probablemente el sistema no se podría instalar en el chasis del equipo de la ETSI o su comportamiento resultaría inadecuado.

3. Iniciación en las herramientas de cálculo y diseño disponibles: Ha sido necesario identificar las herramientas de las que se disponen e iniciarse a ellas hasta alcanzar el grado de destreza adecuado. En este caso se ha utilizado el PTC Creo; dominar el programa ha resultado imprescindible, ya que la mayor parte de lo que ha sido preciso diseñar y analizar en este estudio se ha hecho con este programa.

4. Análisis del sistema: Rigidez Reducida y Fuerzas: Tras haber realizado la inmersión en el tema de estudio, el funcionamiento del sistema es suficientemente conocido, habiendo sido necesario desarrollar las ecuaciones del sistema para obtener la Rigidez Reducida y las Fuerzas. Con estas ecuaciones se puede comprender aún mejor el funcionamiento del sistema y el comportamiento que tiene al cambiar los parámetros de las ecuaciones.

5. Estudio, definición y validación del mecanismo propuesto: Ha sido preciso obtener las ecuaciones antes de analizar el sistema, ya que las ecuaciones se pueden insertar en el módulo Mecanismo del PTC Creo. Al hacer esto se han podido obtener las curvas de la Rigidez Reducida y Fuerza vertical sobre la rueda, en función de su movimiento vertical, las cuales se han analizado y se han modificado los parámetros del mecanismo, hasta que finalmente dichas curvas han cumplido los requerimientos. También se hubieran podido obtener los datos necesarios en el PTC Creo para después exportar las curvas con el Excel, pero hubiera resultado más tedioso y los resultados son los mismos.

6. Investigación de las uniones entre las piezas y selección de los elementos de dichas uniones: Tras obtener la configuración final del mecanismo se han analizado las cargas radiales que aparecen en las uniones. Estas cargas se obtienen para la situación más desfavorable a la que se enfrentara la motocicleta durante su rodaje en el circuito. Tras obtener las cargas se siguen los pasos indicados en los catálogos empleados.

7. Análisis de cargas de entrada para los análisis por MEF: Para realizar los análisis por MEF se han introducido las cargas en las distintas posiciones del sistema, ya que la dirección de dichas cargas impone que las piezas trabajen de forma distinta. Los valores de las cargas en los elementos se han obtenido tras introducir esfuerzos con distintos valores en dirección vertical sobre el eje de la rueda. Los valores máximos y mínimos han obtenido tras analizar los requerimientos técnicos, siendo el valor de las cargas intermedias de libre elección.

8. Diseño y modelización del Balancín por MEF: El diseño básico e inicial del balancín se determina al definir la geometría del mecanismo, el cual se toma de referencia para dimensionar el balancín en lo referente a espesores, tipo de material y forma. La modelización del balancín se realiza por MEF, empleando el modulo Simulate del PTC Creo.

9. Diseño/Modelización de la Bieleta por MEF con análisis de pandeo y verificación de la regulación del sistema: El procedimiento es básicamente el mismo que en el balancín, pero en este caso la Bieleta también se ha analizado a pandeo, investigando asimismo el efecto de la regulación de la longitud de la Bieleta.

10. Diseño/Modelización preliminar a resistencia del Basculante por MEF y análisis de rigideces: El basculante sufre más restricciones técnicas y el análisis de las frecuencias naturales es muy importante. Solo se ha realizado un análisis preliminar de este componente de la suspensión, de forma que resista las tensiones y cumpla con los requerimientos técnicos de rigidez, pero no se han tenido en cuenta algunos aspectos imprescindibles para su fabricación y montaje en el chasis.

11. Montaje virtual de todo el sistema, con los modelos definitivos y demás elementos necesarios: Para ello se ha optado por emplear el programa Autodesk Inventor Professional 2014, que también ha servido para dibujar los planos.

12. Comprobación final del comportamiento del sistema y su regulación: Tras definir el rango de movimiento angular que le corresponde al basculante en el punto del análisis del mecanismo, se ha comprobado que tras unir todas las piezas el movimiento es coherente, y que al regular la longitud de la bieleta el comportamiento resultante es el mismo que se había especificado anteriormente.

3.6.3 Técnicas y métodos

En este apartado se explican los procedimientos que se siguen en el transcurso del estudio de todos los apartados que requieran de cálculos o el uso de programas informáticos. Estos procedimientos son necesarios para obtener el resultado final del modelo de la suspensión, y se complementan con el procesamiento de los datos y resultados, que se obtienen tras seguir los siguientes procedimientos.

Los procedimientos explicados son:

- Obtención de cargas de entrada en el sistema.
- Obtención de curvas de rigidez y fuerza sobre la rueda.
- Estudio de cargas en las uniones entre piezas.
- Análisis de pandeo en la bieleta.
- Estudio de las rigideces del basculante.
- Análisis por elementos finitos de las piezas.

Los datos de partida, a tener en cuenta, han sido definidos por la organización de MotoStudent y el equipo de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Bilbao, y quedan especificados en el apartado 3.3. Especificaciones Técnicas.

3.6.3.1 Solicitaciones del sistema

Para realizar las comprobaciones del mecanismo, la elección de los elementos de las uniones y el diseño a resistencia de las piezas se obtienen las solicitaciones en las siguientes dos situaciones:

- **Situación de equilibrio estático:** En esta posición la motocicleta está parada, con el piloto encima, y los puntos de contacto con el suelo son sus ruedas. Se debe tener en cuenta que en esta posición la distribución de carga sobre las ruedas es del 50-50%. Teniendo ese valor se puede calcular las solicitaciones en la rueda trasera.
- **Situación más desfavorable:** En este caso situación la motocicleta se encuentra en la situación que se cree será la más desfavorable en la práctica. Con la carga que se obtiene de esta situación se comprueba que el amortiguador no llega a su tope, y valdrá como referencia para

sobredimensionarla mínimamente y dimensionar las piezas del sistema, más adelante.

Para la obtención de las cargas verticales, respecto al plano de movimiento, sobre el eje de la rueda se plantean los sumatorios de momentos y fuerzas oportunos. El cálculo de las cargas aparece en el apartado de Procesamiento de Datos junto con los datos de partida que ha ofrecido el equipo de la ETSI.

3.6.3.2 Curvas de rigidez reducida y fuerza sobre la rueda

Para obtener las curvas que servirán para validar los modelos se ha utilizado el software PTC Creo. Tal y como se ha explicado en el apartado anterior (Marco Teórico) las distancias entre los distintos componentes que forman el sistema determinan la relación de velocidades. En este apartado se expone el procedimiento resumido que se ha seguido para obtener las curvas mencionadas, y en el Anexo de los Cálculos esta explicado con detalle todo el procedimiento seguido.

Antes de comenzar con la modelización en 3D de los componentes de la suspensión, cuando se ha iniciado con el estudio inicial del sistema, se han creado piezas simples con las que hacer un estudio del mecanismo, y con los datos obtenidos de ese estudio se han creado las curvas que más tarde se han comparado y se ha optado por la mejor opción. El modelo que se ha creado es el que se puede observar en la siguiente Figura 3.98. Ese sistema está compuesto por elementos que tienen una conexión que en el software se llama "Pin", y es necesaria para poder hacer un análisis del mecanismo.

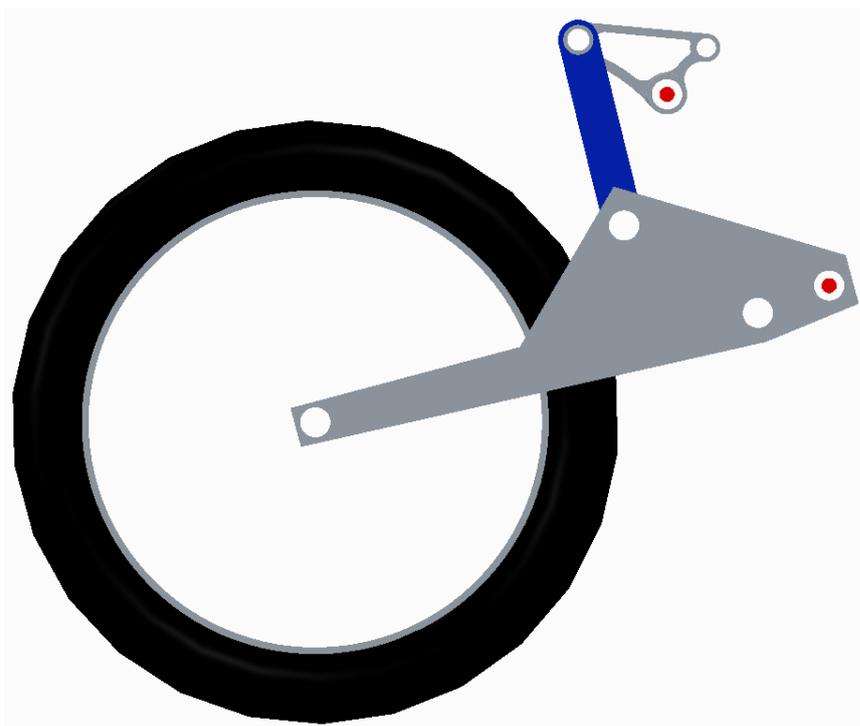


Figura 3.98. Modelo simplificado para analizar el mecanismo.

Dentro del programa existe un módulo de análisis de Mecanismos. Al entrar en ese modulo se puede realizar lo siguiente:

- **Crear un muelle:** Se sitúa entre el balancín y el basculante con los parámetros especificados por la organización de MotoStudent. La longitud del muelle es un parámetro importante a tener en cuenta, para comprobar si tiene la longitud adecuada, en este caso 268mm, se puede optar por crear un círculo en el punto de anclaje del basculante, el cual tiene un radio del mismo valor que la longitud del muelle. Con este sistema se puede observar aproximadamente si, tras realizar cualquier cambio, podría montarse la unidad resorte amortiguador.
- **Situar un motor cinemático:** Cuando se está realizando el análisis cinemático del sistema, resulta necesario establecer un actuador en el sistema. El motor cinemático tiene la función de actuador, el cual en esta ocasión, se coloca en la unión Basculante-Chasis, con la referencia de los planos horizontales y el superior del basculante, con una velocidad de $-1^{\circ}/s$ (por la dirección del eje). Con este motor también se puede realizar un análisis dinámico, de hecho resulta necesario, pues se quiere obtener la curva de las Fuerzas verticales sobre la rueda, y tal y como se ha podido ver en el apartado del Marco teórico, esa fuerza está directamente relacionada con la fuerza del resorte.

- **Especificar los valores entre los que girar el Basculante:** En este caso, en la posición inicial el basculante está situado a 15° por debajo de la horizontal, tal y como se puede observar en la imagen anterior. El límite superior se ha establecido en 4° por debajo de la horizontal, así que la suspensión tiene un recorrido de 11° . Este valor del límite superior se ha determinado tras varios análisis para distintos modelos. Para el modelo definitivo, si el recorrido superase los 11° , el recorrido del amortiguador sería mayor de 50mm.
- **Crear el análisis:** En este caso, como se requiere obtener el valor de la fuerza en la rueda, es necesario obtener la fuerza del muelle, así que resulta necesario un Análisis Dinámico. En los parámetros del análisis se puede controlar el tiempo del análisis, en este caso debe ser de 11 segundos, si no el programa avisaría de que no puede proseguir con el análisis debido a que ha superado los 4° .
- **Parámetros a especificar antes del análisis:** Antes de ejecutar el análisis se deben especificar los parámetros, cuyos valores quieres obtener. Con esos parámetros se obtiene la relación de velocidades:
 - Obtenida con velocidades:
 - Velocidad vertical del eje de la rueda.
 - Velocidad de compresión del muelle.
 - Obtenida con geometría:
 - Coordenadas X e Y de los puntos B, E, F y G, respecto a sistema de coordenadas en la unión entre el basculante y el chasis, por lo que las coordenadas que corresponden al punto A son (0, 0). Con los valores de esos parámetros se pueden obtener las distancias L1 y L2.
 - Coordenadas X e Y de los puntos B, E, F y G respecto a sistema de coordenadas en la unión entre el balancín y el chasis, por lo que las coordenadas que corresponden al punto H son (0, 0). Con los valores de esos parámetros se pueden obtener las distancias L3 y L4.
 - Angulo del Basculante. Con este ángulo, conociendo que la distancia entre la unión basculante-chasis y el eje de la rueda es de 525mm, se puede obtener la distancia L.
 - Posición vertical del eje de la rueda. En la realidad la rueda no se mueve verticalmente, sino el chasis, así que lo que sube en vertical la

rueda en el análisis es lo mismo que lo que bajaría en vertical la unión Basculante-Chasis en la realidad.

- Junto con los parámetros anteriores se debe especificar que obtenga el valor de la carga neta en el muelle
- Introducir manualmente las ecuaciones para obtener la rigidez reducida y la fuerza vertical en la rueda, en función de los parámetros que recopile a lo largo del tiempo.
- Obtener los gráficos en función del tiempo (que vale lo mismo que el ángulo del basculante) u otro parámetro especificado, por ejemplo: Posición vertical de la rueda o la longitud del muelle.

Tal y como se ha explicado en el apartado del Marco Teórico, lo más complicado es obtener la relación de velocidades, ya que el valor de la rigidez reducida y el de la fuerza vertical en la rueda trasera, se pueden obtener con las ecuaciones $k_r = k \cdot \tau^2$ y $F = F_m \cdot \tau$ respectivamente. El valor de la rigidez del muelle es fijo y el de la carga neta del muelle la puede determinar el software, por lo que la mayoría de los parámetros que se especifican solo son precisos para obtener la relación de velocidades.

3.6.3.3 Estudio de cargas en las uniones entre piezas

Para poder elegir los componentes de las uniones lo fundamental es averiguar qué tipo de componente se deben colocar en las uniones. La importancia que tiene elegir entre una rotula o un rodamiento de bolas aparece explicada en el Marco Teórico.

Después de determinar el tipo de unión, es preciso determinar el valor de las cargas en las uniones. Para determinar esas cargas lo primero, e imprescindible, es analizar las cargas externas a las que está sometido el sistema, ya que la motocicleta puede tener el piloto montado, puede estar descendiendo una pendiente o subiéndola u otros casos. Para la elección de los rodamientos, al igual que en el resto de los casos, se escoge la situación más desfavorable para el sistema. El análisis de las situaciones y como procesar los datos ofrecidos por el equipo de la ETSI, se puede observar en el apartado de Procesamiento de datos.

Para obtener las cargas en las uniones se utiliza el módulo de Mecanismos del software PTC Creo. Lo que se debe especificar dentro de dicho modulo es parecido a

lo que se ha especificado para obtener las curvas del punto anterior, pero en este caso, el tipo de análisis y los parámetros cuyos valores se quieren obtener cambiar con el avance del tiempo, y el motor cinemático se sustituye por una fuerza. Más detalladamente, lo que difiere este análisis, con respecto al anterior es:

- **Aplicar fuerzas verticales en la rueda:** En vez de un motor cinemático, en este caso se colocan las cargas en vertical en el eje de la rueda, de valor constante. Para ellos en el programa lo único que se debe hacer es seleccionar el eje de aplicación de la fuerza, especificar su valor y su dirección.
- **Creación del análisis:** El análisis a especificar es de tipo Estático y se selecciona la carga aplicada anteriormente, ya que interesa las cargas en las uniones para una determinada situación de carga.
- **Parámetros a especificar antes del análisis:** Los parámetros que se especifican para este caso son:
 - Cargas radiales en los puntos A, F, G, y H.
 - Carga neta del muelle. Este valor se considera como la carga radial en el punto E y B, aunque como el amortiguador lleva una rotula el punto B no es objeto de análisis.

Tras ejecutar el análisis, el programa devolverá los resultados en Newtons (N), que posteriormente serán necesarios para la elección.

Para elegir los rodamientos y las rotulas, lo primero que se hace es determinar el tipo de rodamiento entre los que se han señalado en el apartado de Estudio de Alternativas. Junto con el tipo de rodamiento y rotulas, es necesario especificar el tipo de cargas que deberán soportar.

El procedimiento matemático que se debe seguir, está especificado en los catálogos de SKF para ambos. Tras seguir dicho procedimiento se escogen los más apropiados para el caso. Las operaciones que se aplican a los datos que se obtienen se pueden observar en el siguiente apartado.

3.6.3.4 Análisis de pandeo en la bieleta

Antes de comenzar a realizar el análisis mediante el método de elementos finitos, la bieleta requiere un análisis de pandeo debido a su gran longitud, análisis que no resulta necesario para las otras dos alternativas con bieletas (Pro-Link y Uni-Track), ya que en sus casos son más cortas, por lo que las horquillas también lo son, y resulta suficiente con realizar un análisis de elementos finitos.

El objetivo de este análisis es determinar el espesor mínimo que deben tener las orejas de la bieleta. Para poder obtener dicho valor se puede utilizar el Método Omega (ω), el cual se suele emplearse en las estructuras metálicas.

Para poder obtener dicho espesor, se precisa de los siguientes datos o propiedades:

- **El material:** La resistencia que corresponde al límite elástico afecta sensitivamente al valor del espesor, porque las tensiones de la horquilla no deben superar la tensión de del límite elástico.
- **La longitud de pandeo:** En función de cómo esté unida la oreja en sus extremos este valor cambiara.
- **La anchura de la sección de la oreja.**
- **El valor de la carga axial:** El valor de la carga es la mitad de la total, porque hay dos orejas.
- **La colocación de la carga:** Aunque se podría considerar un caso de flexo-compresión, se ha optado por analizar el caso como si fuera de compresión pura.

Una explicación breve del procedimiento sería la siguiente: Para llevar a cabo el cálculo del espesor primero se deben especificar los valores de todas las propiedades anteriores. Después se procede a calcular el coeficiente de pandeo " ω ", tras obtener el radio de giro, la esbeltez y la tensión de Euler. Posteriormente se calcula el valor de dicho espesor y por último se comprueba que con dicho espesor el valor de la esbeltez se encuentra dentro de unos límites, fuera de los cuales, el método utilizado perdería su validez y sería preciso buscar otro.

Todas las operaciones que se deben realizar se pueden observar en el apartado de procesamiento de datos.

3.6.3.5 Estudio de las rigideces del basculante

Tal y como se ha mencionado anteriormente, el basculante debe cumplir unos requerimientos de rigidez que se establecen en los requerimientos técnicos anteriormente definidos. Antes de proceder con el estudio y análisis del basculante por el Método de Elementos Finitos, hay que definir las restricciones y cargas que se van a aplicar, para poder calcular posteriormente el valor de las distintas rigideces y validar el diseño del basculante.

Para el cálculo de las rigideces se definen las siguientes cargas y restricciones en el módulo Simulate del PTC Creo:

- Se restringen todos los movimientos en los agujeros de las orejas que contienen los rodamientos de unión al chasis (empotramiento).
- Se asigna material (aluminio) y se especifica un valor máximo de malla, con una dimensión máxima de elemento que sea comprensible, ni muy pequeño ni demasiado grande, cerca de los 5mm.
- Se añade un elemento Viga (Beam) con el que se simula el eje de la rueda (ya que este elemento aparte de proporcionar rigidez al basculante también sirve para el cálculo posterior de la rigidez a torsión) y se rigidiza la unión de dicho elemento con el basculante (Rigid Link), simulando un comportamiento lo más realista posible.
- Las cargas se introducen en la zona del eje de la rueda en distintas direcciones, ya que es el lugar al cual se transmiten las cargas de la ruedas. Para explicar cómo introducir las cargas se usan los datos del estudio como ejemplo. El valor de las cargas varía en función del análisis que se va a realizar:
 - **Rigidez lateral:** Para el caso que acompaña se indica que la rigidez lateral no debe ser mayor que 0,9kN/mm, es decir, que lateralmente, al introducir por ejemplo una carga de 1kN, el basculante se debe deformar más de 1,1111mm. Siguiendo con el ejemplo, para simularlo se introducen 0,5kN en cada lado del Basculante, repartidos en la arista del hueco donde va alojado el eje de la rueda. Esto provocara que la carga total sea de 1kN.

- **Rigidez longitudinal:** En este caso las especificaciones técnicas definen un valor mínimo de 30kN/mm, por lo que al introducir la misma carga que para la situación anterior, es decir, 1kN, en la dirección longitudinal el basculante no se deberá deformar más de 0,033333mm longitudinalmente. Por ello se introducen 0,5kN en cada lado, que se puede repartir por la zona interna del agujero (el cual es necesario para introducir el eje de la rueda) o sobre un punto situado exactamente en el centro del agujero, o incluso aplicarlo en las superficies internas y externas de ambos lados del basculante en una pequeña zona, siendo así aún más realista, aunque no resulta necesario añadir esta complicación. La carga total es por lo tanto 1kN.
- **Rigidez a flexión:**, Para facilitar el cálculo de la rigidez una vez se haga el análisis es conveniente introducir una carga vertical de 1kN repartida en los extremos del eje de la rueda, es decir, una carga de 0,5kN en cada lado, repartido sobre la superficie horizontal del agujero dedicado al eje de la rueda trasera, aunque también se puede aplicar en un punto que este en el centro del agujero. En este caso las especificaciones técnicas no definen un valor máximo o mínimo de rigidez a flexión, aunque es aconsejable que la rigidez a flexión resulte lo más alta posible.
- **Rigidez torsional:** Tal y como se ha explicado en el Marco Teórico no existe un valor óptimo para la rigidez torsional, sino que suele ser el piloto el que lo define en función de su forma de conducción. En vez de especificarse un valor máximo o mínimo, se especifican unos valores aconsejables entre los cuales se encuentra el comportamiento óptimo del basculante. Al aplicar un momento sobre el eje de la rueda, dicho eje debe girar como mucho un valor comprendido entre 1° y 0,625°. Para averiguar el ángulo se introducen cargas puntuales en los extremos del elemento Viga, uno hacia arriba y otro hacia abajo, de manera que el momento generado en el centro del elemento Viga sea de 1kNm. El momento generado en el centro de la viga vendría dado por:

$$\sum M = F \cdot \frac{d}{2} + F \cdot \frac{d}{2} = F \cdot d = 1kNm$$

Dónde:

- F : Valor de la fuerza aplicada en cada lado del basculante.
- d : Distancia entre los lados del basculante, especificada por requerimientos de espacio que tienen los elementos montados en el eje trasero

En este caso los requerimientos técnicos especifican que la rigidez torsional debe estar en un rango comprendido entre $1\text{kN}\cdot\text{mm}/^\circ$ y $1,6\text{kN}\cdot\text{mm}/^\circ$, probablemente porque en ese rango de rigideces es más cómodo conducir la motocicleta.

En la siguiente Figura 3.99 se pueden observar todas las cargas introducidas en los lugares nombrados con distintos colores:

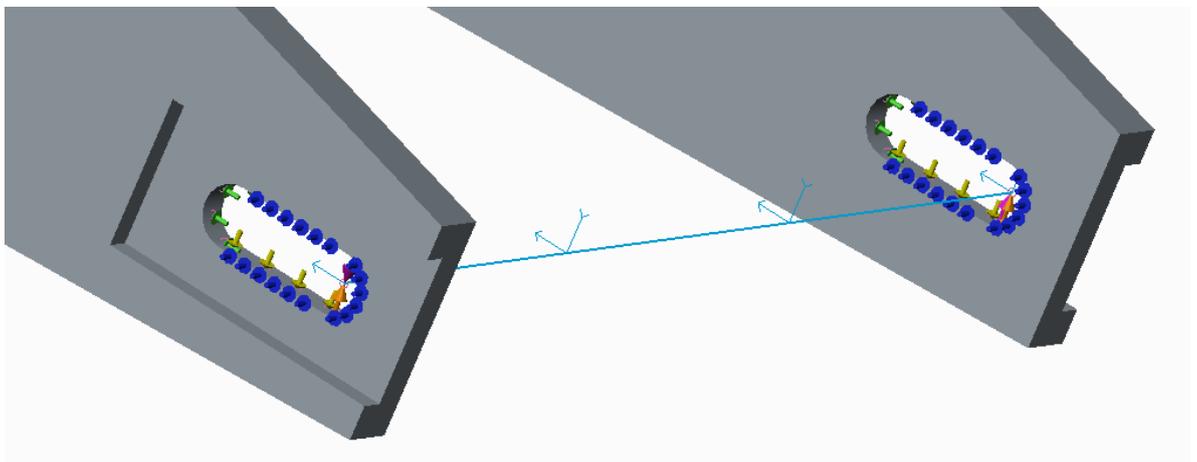


Figura 3.99. Cargas aplicadas en el basculante.

Hay que tener en cuenta que, cuando la motocicleta este rodando, los extremos del eje de la rueda trasera tendrán una tuerca que probablemente estará fuertemente apretada contra las caras interiores y exteriores de ambos lados del basculante, por lo que las cargas se transmitirán a través de las superficies de contacto de esas tuercas.

El procedimiento para la verificación de los resultados obtenidos en el PTC Creo se puede observar en el apartado de Procesamiento de datos.

3.6.3.6 Análisis por elementos finitos de las piezas

Para realizar el análisis por MEF se ha utilizado el modulo "Simulate", que lleva incorporado el software PTC Creo. Tal y como se ha mencionado anteriormente, con ese programa también se ha realizado el análisis del mecanismo.

Para realizar el análisis por MEF del sistema lo primero que ha sido necesario, ha sido el comenzar con un diseño preliminar de las piezas que forman el conjunto de la suspensión trasera. Las cotas principales y que caracterizan el comportamiento que el sistema debería tener, se obtienen tras analizar el mecanismo y validar las curvas de Rigidez Reducida y de Fuerza vertical sobre la rueda, sin embargo, los espesores que las piezas, el diámetro de los agujeros en las uniones, la cantidad de material, el tipo de material y la forma general no se determinan al analizar el mecanismo, son propiedades que se definen de manera preliminar y que según avanzan los análisis se varían, hasta llegar al diseño óptimo.

Con el análisis por MEF se busca que las piezas del conjunto sean válidas a resistencia y en el caso del basculante también se han analizado las rigideces, aunque en el caso del basculante se considera como un diseño preliminar, ya que no se han tenido en cuenta varios condicionantes que se definen en el apartado de Resultados y conclusiones.

A continuación se definen todos los datos que se deben tener en cuenta para la realización este análisis y las razones que justifican la toma de decisiones.

3.6.3.6.1 Materiales

Para realizar el análisis con el programa lo primero que es preciso consiste en asignar el material que tiene cada pieza. Esto es muy importante, ya que con ello se determinan las propiedades que tendrá el modelo y respecto a las cuales los resultados varían mucho.

El programa contiene una librería con pocos materiales para seleccionar y, aunque se pueden crear materiales personalizados el análisis exhaustivo de los materiales no es objeto del proyecto, por lo que en este caso se analizan las alternativas que ofrece el software y que están descritas en el apartado de Análisis de alternativas. Lo que se debe elegir es un material que pueda soportar las tensiones que

se requieran y que sea lo más ligero posible, por lo que en la mayor parte de las piezas se ha decidido asignar una aleación de Aluminio.

Otro aspecto importante que se debe tener en cuenta es la linealidad o no-linealidad de los materiales. Por defecto, todos los materiales de la base de datos están definidos de manera que tienen un comportamiento lineal. La razón para que esto sea así es que aunque hay materiales ya predefinidos a elegir, estos materiales no tienen especificadas las tensiones del límite elástico y rotura que todos los materiales deben tener, solo están especificadas las propiedades más básicas que posibilitan la simulación del comportamiento del material. Como tampoco es objeto del estudio no se han realizado análisis no-lineales, aunque la razón real es que no resulta necesario analizar la plastificación de las piezas, ya que ninguna debe sobrepasar la tensión de del límite elástico del material, de todas formas la interpretación del análisis se realiza en el apartado de Análisis de datos más adelante.

3.6.3.6.2 Cargas

Las cargas son otro de los puntos principales a tener en cuenta, sobretodo porque el programa interpreta las cargas que se introducen de una forma determinada, y si no se conoce cómo interpreta esas cargas es posible que se introduzcan de forma errónea, lo cual conllevaría unos resultados inadecuados. Inevitablemente, el efecto de la aplicación de las cargas de una forma u otra, es tan importante que requiere un análisis exhaustivo.

- **Cargas importadas:** El programa ofrece la posibilidad de exportar las cargas directamente desde el módulo de análisis de mecanismos, pero hay que tener cuidado con esta función y la manera en la que exporta las cargas. Cuando el programa exporta las cargas las sitúa sobre un punto, de manera que al importarlas al módulo de simulación es imprescindible editar la carga y seleccionar la opción con la que proyecta la carga sobre la superficie. Para redistribuir la carga sobre la superficie, como si estuviera en contacto con una pieza circunferencial o “Bearing Load”, se cambia la distribución a “Total Bearing Load At Point” y después se seleccionan las superficies cilíndricas de los agujeros, de forma que quedaría como en la figura siguiente:

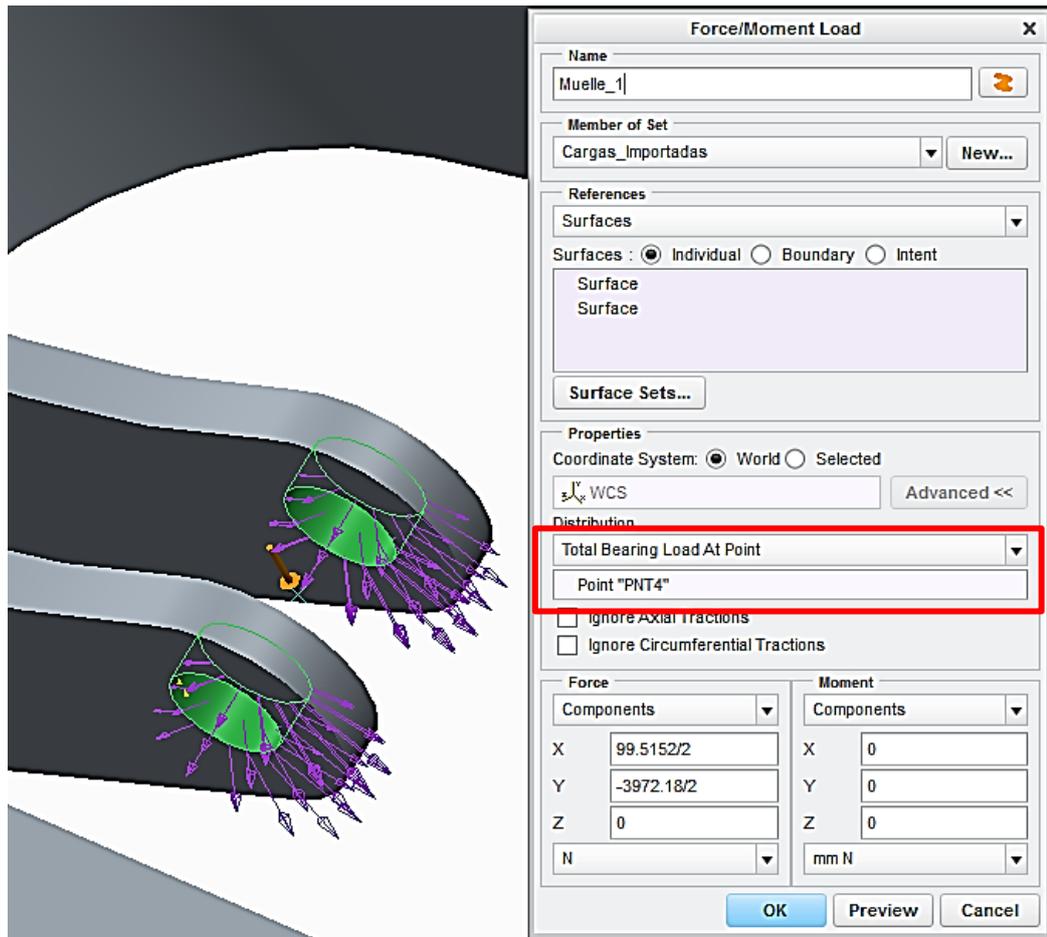


Figura 3.100. Cambio de distribución de las cargas a tipo "Bearing".

Como las uniones tienen agujeros, las superficies son cilíndricas y, al seleccionar el agujero de una de las orejas, el programa selecciona automáticamente la misma superficie en la siguiente oreja. Sobre el papel se sabe que al pasar una carga de un punto de aplicación a dos esa carga sobre las orejas debe ser la mitad en cada oreja. Pues bien, el programa no aplica la mitad de la carga en cada oreja, ya que no las diferencia, así que cuando se pulsa sobre "OK" el programa advierte con una ventana sobre este hecho, como la de la siguiente figura.

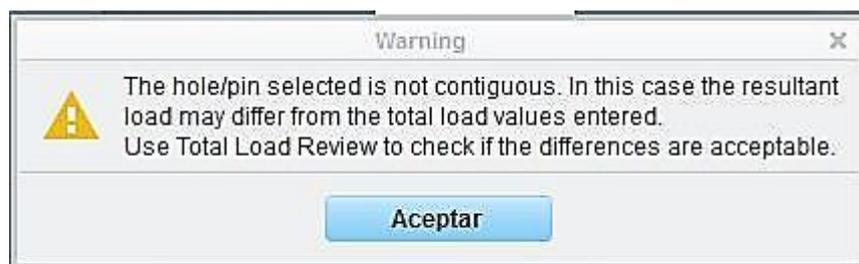


Figura 3.101. Alerta sobre la carga aplicada en las orejas.

Para solucionar ese problema, lo que se puede hacer, es reducir a la mitad la carga manualmente, lo que también se puede observar en la Figura 3.100. El mensaje seguirá apareciendo, pero las cargas estarán correctamente aplicadas.

- **Bearing Load (Cargas no importadas):** Se introducen cargas de tipo "Bearing". Al introducir las cargas en zonas donde hay dos orejas volverá a aparecer la alerta de la figura anterior, por lo que esta vez también se debe introducir manualmente la mitad de las cargas.



Figura 3.102. Distribución de carga tipo "Bearing Load" en la bieleta.

- **Force/Moment Load:** Las cargas se introducen alrededor de la zona donde se rosca la pieza con la siguiente, se introducen cargas de tipo "Force / Moment", como en este estudio el tensor de la bieleta,

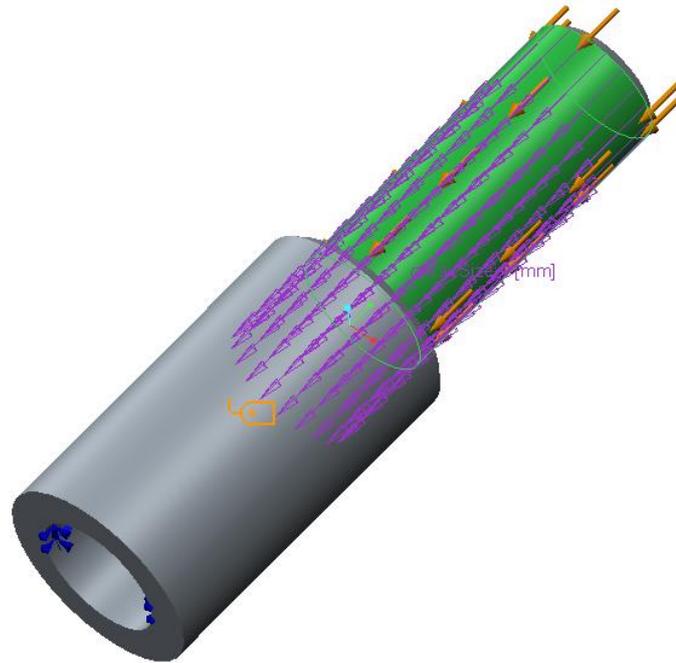


Figura 3.103. Simulación de fuerza que se ejerce en una superficie roscada.

3.6.3.6.3 Restricciones

A la hora de realizar las simulaciones por MEF, además de las cargas, tenemos que aplicar ciertas restricciones geométricas que simulen de la forma más realista posible las restricciones geométricas y de contorno con los que nos podamos encontrar en la realidad.

- **Restricción Pin:** Esta restricción, que es aplicable a superficies cilíndricas, restringe o permite determinados movimientos de desplazamiento longitudinal o rotacional de un eje imaginario. En este caso, teniendo en cuenta el tipo de elementos con los que se está trabajando, a la hora de definir este tipo de restricciones, se permite el giro del sólido respecto de dicho eje (rodamiento) pero no a lo largo del mismo.
- **Restricción de Desplazamiento:** En este caso, en la ventana donde se definen las restricciones de desplazamiento, se aplican las condiciones que sean necesarias para el sistema: Restringir movimientos lineales que en la realidad no podrían suceder y que por lo tanto no se deben permitir en el análisis. La restricción de desplazamiento se aplica en las zonas donde se cree que en la práctica un determinado desplazamiento, en una determinada dirección, no es posible.

En el caso del balancín se aplican las dos restricciones mencionados previamente. En este análisis se insertan unos anillos por dentro de los agujeros del balancín para simular los rodamientos, de forma que los resultados sean lo más parecidos posibles a la realidad. Esto exige la necesidad de evitar los desplazamientos en perpendicular respecto al plano de giro y que los rodamientos puedan girar libremente respecto al basculante, pero que no puedan deslizarse a lo largo de su eje de giro.

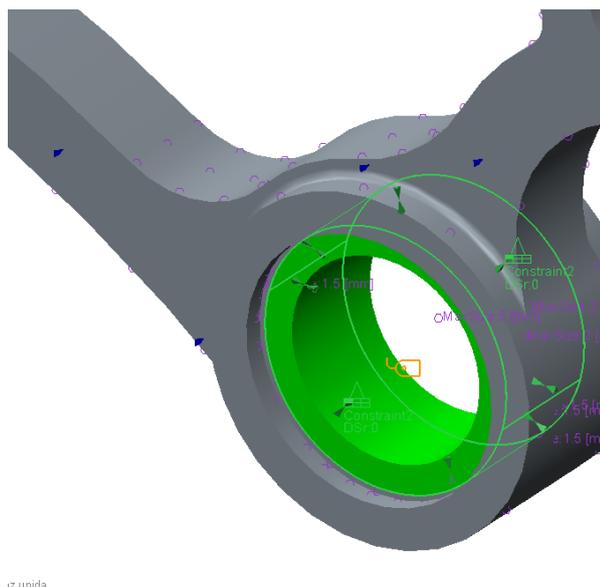


Figura 3.104. Restricciones de tipo Pin en los rodamientos (pieza verde) y de desplazamiento en el balancín.

3.6.3.6.4 Mallado

La malla es uno otro los aspectos que más importancia tiene, sino el que más, en los análisis por MEF, ya que los resultados que devuelve el programa están directamente relacionados con la bondad de la malla. Un tamaño de malla demasiado elevado daría unos resultados imprecisos. Afortunadamente el programa crea una malla bastante adecuada sin necesidad de una investigación profunda sobre la calidad de la malla generada.

- **En el mallado de los diferentes elementos sólidos:** Se utilizan las opciones por defecto que trae el programa, con varios cambios. La malla se debe aplicar en dos fases: primero se establece la malla general de los elementos para la pieza entera, y después se seleccionan las superficies es las cuales el tamaño máximo de malla requerido es mucho menor, porque en dichas zonas se

prevén problemas relacionados con la concentración de tensiones. El tamaño de la malla se establece con “AutoGEM Controls”, y la ventana donde se seleccionan las superficies o piezas, y el tamaño máximo de la malla, es como el mostrado en la siguiente figura.

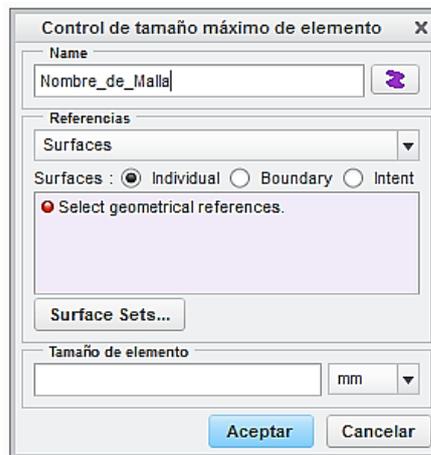


Figura 3.105. Control de malla.

- **Elementos utilizados en la malla:** En las opciones por defecto, que trae el programa a la hora de mallar sólidos en un análisis estructural, los elementos utilizados por el programa son Brick (hexaedro), Wedge (pentaedro) y Tetra (tetraedro), tal y como aparece en la siguiente figura.

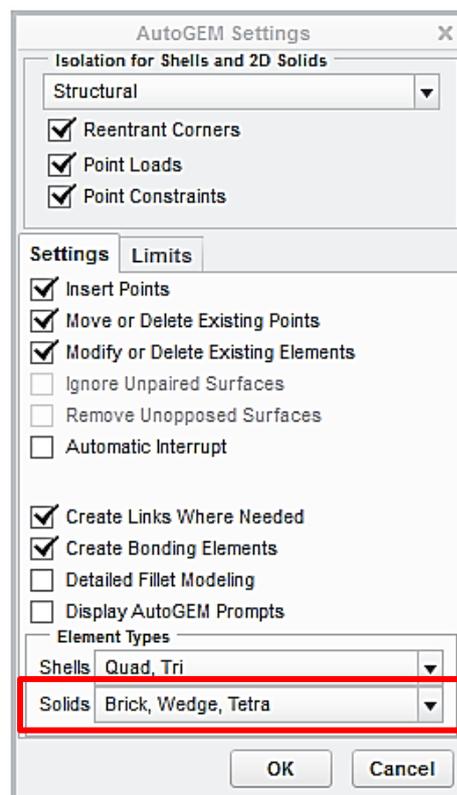


Figura 3.106. Ajustes de malla.

El programa tiende a mallar los sólidos con el elemento que más sencillo le resulta hacerlo, siendo en este caso el tetraedro (“Tetra” en el programa), el cual es el elemento más utilizado. Pero este elemento se caracteriza por tener tensión constante en todos los puntos, por lo que se considera un elemento bastante pobre a la hora de realizar los análisis, ya que no proporciona una continuidad en las mismas, y los resultados presentados pueden no ser todo lo bueno que se pudieran esperar. Más adelante veremos cómo se resuelve este problema.

3.6.3.6.5 Análisis

Tras haber definido todos los parámetros anteriores, ahora se puede definir ya el análisis. Los análisis que se definen son estáticos, y en una ventana como la siguiente se seleccionan los distintos parámetros del análisis estático.

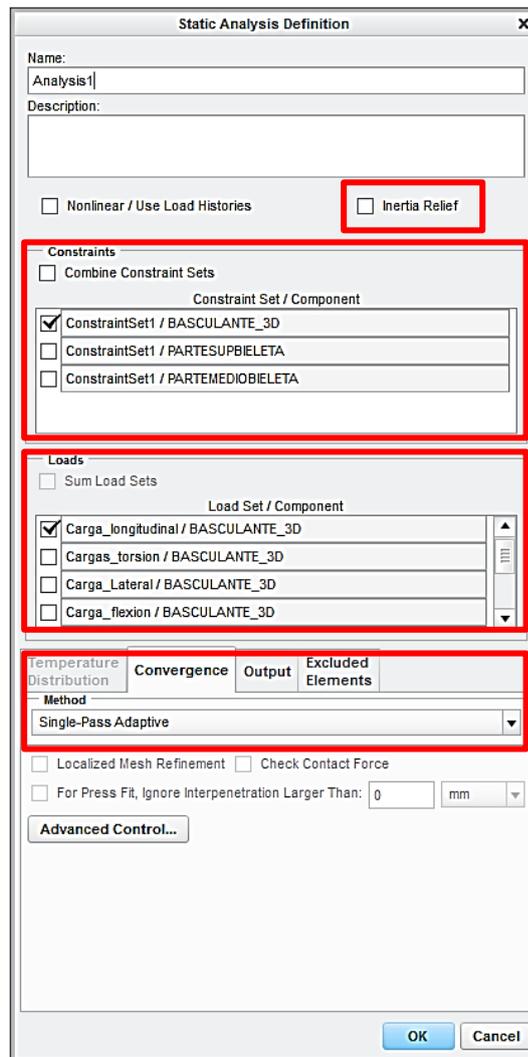


Figura 3.107. Definición de características del análisis estático.

Tal y como se puede ver en la figura anterior, el programa permite definir en la ventana las cargas (Loads) y las restricciones (Constraints) que se quieren aplicar en el análisis. Las otras dos opciones que se pueden elegir requieren de un análisis más profundo, ya que comprender su utilidad es realmente importante:

- **Inertia Relief:** Esta opción se utiliza para analizar modelos sin restricciones. Al utilizar esta opción “Creo Simulate” analiza el modelo como si estuviera flotando libremente en el espacio, sin ninguna restricción, pero con las cargas aplicadas, por lo que resulta necesario definir todas las cargas que forman parte del equilibrio de Fuerzas. Durante el análisis aplica las cargas sobre el sólido, para equilibrar las cargas que se le han introducido. A la hora de interpretar las soluciones, se debe tener en cuenta que las restricciones que aplica el programa probablemente afectaran a la solución de desplazamientos, pero no al de las tensiones, aunque las deformaciones se acercan bastante a lo que se podría esperar en la realidad. Esta opción es útil para análisis puntuales y cuando no se quieren establecer restricciones, sin embargo es conveniente no usarlo más de lo preciso.
- **Convergence Method: Single-Pass Adaptive:** Esta opción es la que está definida por defecto en los análisis estáticos. Con esta función el programa realiza un primer análisis utilizando funciones de interpolación de tercer orden, es decir, con elementos de orden cúbico. Con este primer análisis, el programa realiza una estimación del error cometido a la hora de obtener la distribución de tensiones y, utilizando dicha estimación, calcula el orden idóneo de las funciones de interpolación a utilizar para minimizar dicho error y así realizar un segundo y último análisis. De esta manera se garantiza una mayor precisión de los resultados obtenidos (siempre y cuando las condiciones de contorno estén bien definidas). En los resultados se puede observar seleccionando “P-Level” el grado de los elementos, y como se ha podido observar, en las zona de cambios de sección bruscos crean elementos incluso de orden 8 con una malla bastante fina, por lo que se deduce que hace una estimación correcta del orden de los elementos.

3.6.4 Procesamiento de datos

En este apartado se explican los procedimientos que se siguen en el transcurso del estudio, partiendo de los datos iniciales, los datos obtenidos de los programas y los resultados de las investigaciones. Estos procedimientos son los que se siguen para elegir componentes y verificar y validar las propiedades (y las piezas) del conjunto.

Los procedimientos seguidos en el procesamiento de datos son:

- Definición de cargas de entrada del sistema.
- Validación de las curvas de rigidez y fuerza sobre la rueda.
- Elección de rotulas y rodamientos.
- Análisis de pandeo en la bieleta.
- Verificación y validación de las rigideces del basculante.
- Validación de las piezas del sistema.

3.6.4.1 Definición de cargas de entrada del sistema

Tal y como se ha explicado, la posición del CdG de la motocicleta condiciona las cargas que se toman de entrada, que a su vez sirven para valorar si las curvas de rigidez reducida y de las fuerzas son válidas, y también son necesarias para hacer los análisis por MEF y valorar si las piezas de la suspensión soportan los esfuerzos.

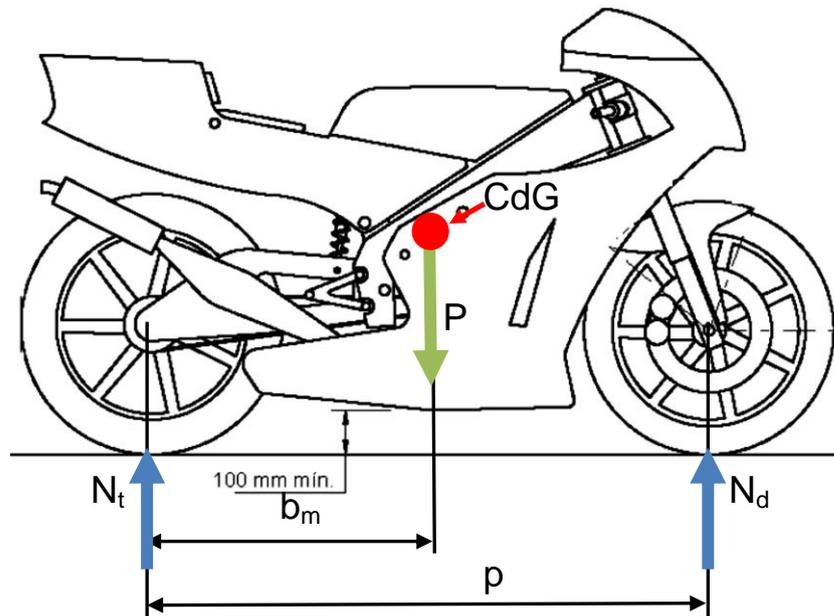
3.6.4.1.1 Cargas en posición de equilibrio

Tal y como se ha mencionado en el apartado de Técnicas y métodos, la distribución de cargas es del 50-50% entre la rueda delantera y la trasera para las motocicletas de competición por lo que, sabiendo el valor de la distancia entre ejes, se puede averiguar la distancia que debe haber desde el centro de gravedad hasta el eje de la rueda trasera y delantera, siendo su valor la mitad de la distancia entre ejes.

Por otro lado, si el conjunto de la motocicleta con piloto tiene un peso determinado, le solicitud en cada una de las ruedas corresponde a la siguiente ecuación:

$$N_d = N_t = \frac{P}{2} \quad (\text{Ecuación 3.42})$$

La siguiente figura es la misma que la Figura 3.4, con unos ligeros cambios, donde se pueden observar las cargas para la posición actual de estudio.



Por lo tanto, ya se puede definir que la carga vertical en la rueda cuando la motocicleta esta parada y en equilibrio..

3.6.4.1.2 Cargas en la situación más desfavorable

En este caso, la motocicleta no está en posición de equilibrio, sino que se plantea una situación que representa la situación más desfavorable en la que se va a encontrar el piloto en una carrera. Según el resorte-amortiguador del que se disponga, el muelle tendrá una constante lineal de rigidez (N/mm) de un valor determinado y un recorrido útil (mm) determinado, así que con esos datos se puede obtener la carga máxima que se puede aplicar sobre el resorte, con la cual este haría tope. Dicho valor de carga se calcula con la siguiente ecuación:

$$F_{m \max.} = k_m \cdot \delta_{\max.} \quad (\text{Ecuación 3.43})$$

A ese valor de fuerza no se debe llegar, y por eso se va a calcular el valor de la sollicitación que se obtendría en la situación más desfavorable sobre el eje de la rueda, el cual posteriormente se debe introducir en el PTC Creo. En estas condiciones desfavorables el piloto está acelerando a fondo en una pendiente ascendente..

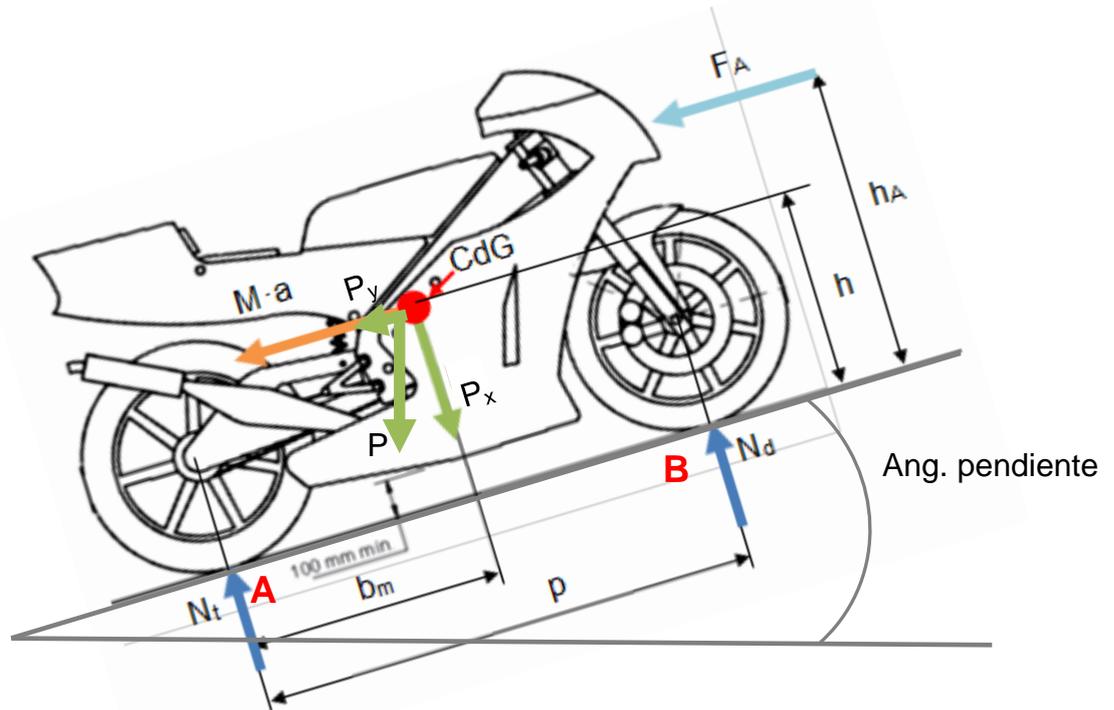


Figura 3.108. Motocicleta en la situación más desfavorable.

En la Figura 3.108 anterior se pueden observar las siguientes fuerzas:

- N_d y N_t : Fuerzas normales sobre las ruedas desde el suelo como reacción.
- F_{R1} y F_{R2} : Fuerzas de rozamiento en cada una de las ruedas, delantera y trasera respectivamente.
- F : Fuerza de reacción del suelo debido a la acción producida en la rueda trasera por el motor.
- P : Peso del conjunto y sus componentes según la dirección normal y paralela al plano en pendiente, P_x y P_y .
- $M \cdot a$: Fuerza de inercia producida al acelerar.
- F_f : Fuerza de arrastre que ejerce el aire al chocar con la parte frontal de la motocicleta.

Para resolver el problema descrito en la Figura 3.108, se toman momentos respecto del punto B, evitando así el cálculo de varias incógnitas que no son de interés.

$$\sum \vec{M}_B = 0$$

$$(M \cdot a) \cdot h + P_x \cdot h + P_y \cdot (p - b_m) - N_t \cdot p = 0$$

$$N_t = \frac{(M \cdot a) \cdot h + P_x \cdot h + P_y \cdot (p - b_m)}{p} \quad (\text{Ecuación 3.44})$$

Los datos que son necesarios para calcular esa sollicitación son:

- Distancia entre ejes p en mm.
- Valor de b/p_m .
- Valor del ángulo de la pendiente α .
- Masa_{moto+piloto} P en kg.
- Potencia del motor Pot expresado en Watts.
- Altura del CdG expresada en mm.

Para obtener el valor de la aceleración, y así poder obtener el valor de la fuerza de inercia, provocada al pasar de una situación de reposo a una en movimiento en pendiente, se necesitan las siguientes ecuaciones, los cuales nos relacionan por una parte la potencia con la fuerza ejercida y velocidad, y por otra la fuerza con la masa y aceleración:

$$P = F \cdot v \quad (\text{Ecuación 3.45})$$

$$F = m \cdot a \quad (\text{Ecuación 3.46})$$

Tras unir ambas ecuaciones se consigue la siguiente ecuación, en la cual se pueden insertar los valores que se conocen para obtener la aceleración:

$$a = \frac{P}{m \cdot v} \quad (\text{Ecuación 3.47})$$

Tras obtener el valor de la aceleración se puede volver a la Ecuación 3.44 para sustituir todos los valores, y como la altura del CdG estaba en un rango se ha decidido calcular el valor de N_t para la situación más desfavorable.

Para trabajar con mayor seguridad, y para minimizar en la medida de lo posible la aparición de sobrecargas y roturas en la suspensión, se aumenta el valor de esa sollicitación hasta un valor ligeramente mayor.

Con ese valor de la fuerza no se puede determinar si el resorte hará tope antes de conseguir esa carga sobre la rueda trasera, ya que el valor de la relación de velocidades cambia en cada posición del basculante, así que se requiere del PTC Creo para calcular la distancia comprimida en el muelle en la configuración final del sistema. Esta comprobación no tendría sentido realizarla previamente a obtener la configuración final.

3.6.4.2 Validación de las curvas de Rigidez Reducida y Fuerza

Para validar las curvas que se obtienen con el PTC Creo se deben verificar varias propiedades de estas.

Para poder validar la curva de la rigidez reducida, esta debe tener un valor de aproximadamente 20N/mm, requerimiento especificado por el equipo de la ETSI, mientras que la curva que devuelve la Fuerza vertical sobre la rueda debe tener un valor de 800N para ese mismo punto o elevación de la rueda, valor que se ha obtenido anteriormente y que representa la carga que soporta el eje trasero cuando la moto está en reposo..

La curva de la rigidez reducida debe tener una trayectoria lo más horizontal posible, con el fin de que la suspensión no se vuelva más dura, y antes de que el amortiguador llegue a los 50mm máximos de su recorrido útil, la curva debe mostrar un ascenso muy grande, lo que quiere decir que la suspensión se volverá muchísimo más dura, con el fin de que el resorte no haga tope.

Después de verificar lo anterior, se debe verificar que en la curva de la Fuerza vertical sobre la rueda, el valor sea mayor que el valor obtenido para la situación más desfavorable. Si el valor máximo de la fuerza en la curva, cuando se comprime los 50mm, es menor que el valor calculado en el apartado de Procesamiento de datos, significara que antes de llegar a la situación más desfavorable que se puede experimentar el resorte va a hacer tope, la cual no es admisible, por lo que la configuración no resultaría válida y se debería estudiar otra alternativa.

Una vez que se cumplen los puntos descritos anteriormente, se pueden considerar las curvas como válidas y se puede proseguir con el diseño de las piezas en 3D y su posterior verificación por MEF.

3.6.4.3 Elección de rotulas y rodamientos

El procedimiento básico a seguir para la elección de estos componentes está explicado brevemente en el apartado Técnicas y métodos. Aquí se explican el procedimiento a seguir con las operaciones que posibilitan la elección de los componentes.

Tal y como se ha explicado anteriormente, la cantidad de grados de libertad que debe tener el sistema afecta fundamentalmente a los elementos que se deben emplazar en las uniones. Por esa razón, es aconsejable calcular el número de Grados de Libertad de los que dispone el sistema, aunque sabiendo la cantidad de GDL que debe tener se puede actuar de modo inverso y calcular la cantidad y el tipo de las uniones.

Con la ecuación de KUTZBACH-GRÜBLER se pueden calcular los grados de libertad que tiene el sistema. Esta ecuación relaciona el número de elementos de un mecanismo con el número de uniones y su tipo.

Para calcular los grados de libertad o comprobar la cantidad de estos se usa la siguiente ecuación de KUTZBACH-GRÜBLER, la cual que se ha acordado para la ocasión (incluye uniones que restringen hasta 5GDL):

$$G = 6 \cdot (N - 1) - 5 \cdot P_I - 3 \cdot P_{III} \quad (\text{Ecuación 3.48})$$

Dónde:

- G: Número de grados de libertad
- N: Número de elementos
- P_I : Número de conexiones con 1GDL
- P_{III} : Número de conexiones con 3GDL

Teniendo en cuenta esto, se pueden calcular los GDL que tendrá el sistema. También se puede usar la ecuación de forma inversa, es decir, sabiendo la cantidad de GDL que debe tener un sistema, se puede obtener los valores de P_I y P_{III} , y después de conseguir dichos valores se deducen la cantidad de uniones y el tipo.

Tras calcular o verificar (ya que la ecuación vale para ambos) el número y el tipo de uniones que debe tener la suspensión, se puede proseguir con la elección de los elementos adecuados para las uniones.

3.6.4.3.1 Rodamientos

Tanto en el eje de giro del balancín como en el eje de giro del basculante es necesario colocar rodamientos que faciliten el giro sin ofrecer resistencia. En la práctica, es probable que los rodamientos trabajen con cargas radiales y axiales, aunque las axiales no se pueden determinar teóricamente. Esto hace que se elija un rodamiento rígido, de una hilera de bolas con obturaciones, para que esas cargas axiales que no se han calculado (en el cálculo suponer carga axial nula), pueda absorberlas el rodamiento sin problemas.

El tipo de rodamiento de bolas se escoge en función de las cargas, pero también en función de la geometría de la pieza en la que se van a emplazar. Un rodamiento se selecciona con obturaciones para impedir el paso de suciedad al interior del rodamiento, también se suelen denominar como rodamientos libres de mantenimiento, pero como se verá más adelante, no ha sido posible colocar rodamientos con obturaciones en los dos lugares mencionados.

El tipo de cálculo de rodamientos que se ha realizado es un cálculo estático y su tamaño se ha seleccionado en base a su capacidad de soportar la carga estática. Esto es porque el rodamiento no está sometido a movimientos bruscos de oscilación, sino que gira un ángulo muy pequeño (11° entre topes de la suspensión), se encuentran sometidos a unos movimientos de giro moderados y están sometidos a la carga solo durante ciertos periodos de tiempo.

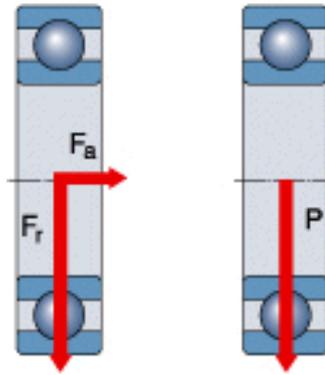


Figura 3.109. Representación de carga radial + axial o solo carga radial.

Las cargas estáticas que soportarlos componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente. Ésta se define como la carga hipotética que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento las mismas deformaciones permanentes que la carga real. Se obtienen con la siguiente ecuación general:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (\text{Ecuación 3.49})$$

Dónde:

- P_0 : Carga estática equivalente, expresada en kN.
- X_0 : Factor de carga radial del rodamiento.
- F_r : Carga radial real del rodamiento, expresada en kN.
- Y_0 : Factor de carga axial del rodamiento.
- F_a : Carga axial real del rodamiento, expresada en kN.

Según lo comentado anteriormente, es decir, que se consideran que las cargas son exclusivamente radiales, el factor de carga axial del rodamiento (Y_0) es nulo, y el factor de carga radial (X_0) es igual a la unidad. Por eso $P_0 = F_r$.

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad s_0 , el cual representa la relación entre la capacidad de carga estática C_0 y la carga estática equivalente P_0 . La capacidad de carga estática requerida (C_0) se puede calcular según la siguiente ecuación:

$$C_0 = s_0 \cdot P_0 \quad (\text{Ecuación 3.50})$$

Para obtener el valor del factor de seguridad, se puede consultar la siguiente tabla, obtenida del catálogo de SKF:

Table 11

Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads³⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use $s_0 \geq 4$.

³⁾ Where the magnitude of the shock load is not known, values of s_0 at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of s_0 can be applied.

Tabla 3.3. Valores del factor de seguridad estático s_0 .

Las cargas que se utilizaran para la elección de los rodamientos corresponden a las que se obtienen de la situación más desfavorable. Se debe tener en cuenta que el basculante tiene dos puntos de unión con el chasis, por lo que la carga obtenida en el análisis se divide por la mitad, sin embargo, el balancín es una única pieza.

Una vez se obtienen los valores de las cargas radiales (F_r) se puede calcular el valor de la capacidad de carga estática de las uniones, y con este último valor se acude a los catálogos de SKF y se selecciona el rodamiento más adecuado para cada unión. El condicionante más común para elegir el rodamiento es el tamaño máximo que puede tener el agujero de la pieza.

3.6.4.3.2 Rotulas

Las rotulas que se van a escoger se seleccionan asimismo en el catálogo de SKF. Las rotulas a escoger tendrán las siguientes características:

- **Tipo de rotula:** Las rotulas que se buscaran serán para aplicaciones de carga radial, y para evitar una supervisión constante se escogerán rotulas libres de mantenimiento.
- **Tipo de carga:** Según el catálogo de SKF las cargas en este caso son dinámicas, ya que las superficies de contacto de la rótula están en movimiento relativo.

Según el catálogo de SKF, resulta preciso calcular la duración nominal de la rótula, porque en el caso de estudio las velocidades cambian para diferentes cargas, haciendo un cálculo de la carga media para una velocidad media relativa, pero con los datos disponibles es imposible realizar ese cálculo. En vez de trabajar con cargas medias se van a emplear las cargas al completo, lo cual implica que ofrecerá un margen de seguridad.

La carga que se introduce en el eje de la rueda es la que correspondiente a la situación más desfavorable, al igual que para la elección de los rodamientos

Las rótulas radiales pueden soportar una cierta cantidad de carga axial (F_a), además de la carga radial (F_r) que actúa simultáneamente. Cuando la carga resultante es de magnitud constante, puede obtenerse la carga dinámica equivalente de la rótula a partir de la siguiente ecuación:

$$P = y \cdot F_r \quad (\text{Ecuación 3.51})$$

Dónde:

- P : Carga equivalente de la rótula, expresado en N.
- F_r : Componente radial de la carga, expresado en N.
- y : Factor que depende de la reacción de la carga axial con la radial $\frac{F_a}{F_r}$, se obtiene con un gráfico.

Como la carga axial que se ha supuesto es nula, es por lo que en el siguiente gráfico el valor de entrada en el eje horizontal $\frac{F_a}{F_r} = 0$, y se puede obtener el valor y :

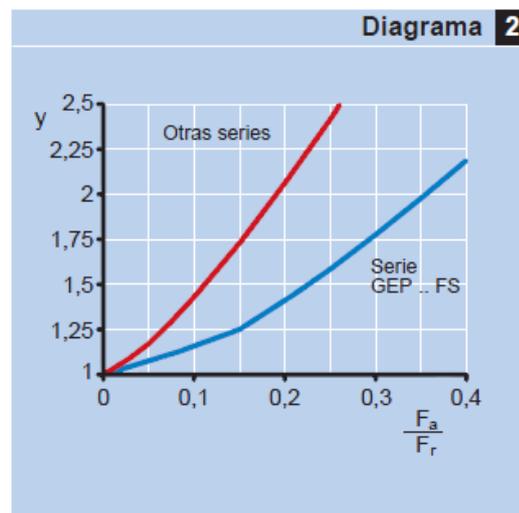


Figura 3.110. Diagrama $y = f\left(\frac{F_a}{F_r}\right)$ para rótulas libres de mantenimiento.

El valor de y es igual a 1 por lo que, con lo que se conoce hasta ahora y teniendo el valor de las cargas radiales, se pueden calcular las cargas dinámicas equivalentes de las rotulas.

Para determinar el tamaño necesario de la rótula se emplean los valores guía de la Relación de carga (C/P) presentados en la siguiente tabla, para obtener la Capacidad de carga dinámica necesaria (C).

Tabla 3	
Rótulas/cabezas de articulación con combinación de superficie de contacto	Relación de carga C/P
Acer/acero	2
Acer/bronce	2
Acer/compuesto bronce sinterizado	1,6
Acer/tejido PTFE	1,75
Acer/poliamida reforzada con fibra de vidrio	
GAC .. F	1,25
GX .. F	1,25
GEP .. FS	1,6
GEC .. FSA	1,6
Cabezas de articulación	1,25

Figura 3.111. Relación de carga C/P .

Con el fin de no duplicar el valor de la carga equivalente en las rotulas, se ha optado por la combinación de superficies de contacto “Acer/Compuesto bronce sinterizado”, cuyo valor es 1,6. Con este valor se puede calcular la capacidad de carga dinámica necesaria (C), puesto que anteriormente ya se han calculado los valores de las cargas dinámicas equivalentes.

Tras conocer esos valores se pueden seleccionar las rotulas adecuadas en el catálogo de SKF, las cuales se han elegido en función de su localización y con el objetivo de que tengan el menor diámetro exterior posible, ya que cuando mayor sea el diámetro externo de la rotulas, mayor será el agujero que deberá existir en las distintas piezas.

3.6.4.4 Análisis de pandeo en la bieleta

El objetivo de analizar el pandeo de esta pieza es el de determinar la superficie mínima que deben tener todas las secciones de las orejas que transmiten la carga axial hasta la base de la U.

Aunque las bieletas pueden tener distintas formas, el diseño más habitual consiste en una horquilla, además de un tensor que se instala cuando la suspensión que se diseña va a ser regulable. Cuando la horquilla de la bieleta da la sensación de ser demasiado larga es aconsejable hacer un análisis de pandeo.

En un análisis como el que nos ocupa, lo primero que se determina es el valor de la carga. Hay que tener en cuenta que el valor del esfuerzo que debe soportar/transmitir cada oreja de la horquilla, es la mitad del valor total de la carga radial que se obtiene en la unión. Para obtener el valor de la carga radial en la unión con la bieleta se introduce el valor de la sollicitación para la situación más desfavorable a la que se enfrentará el sistema.

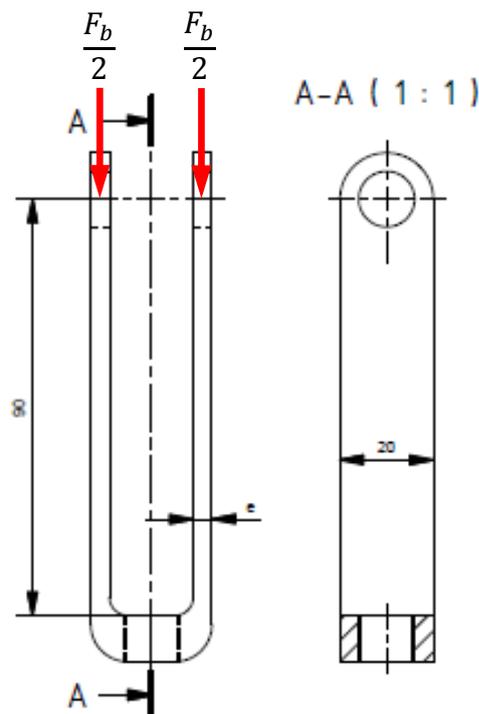


Figura 3.112. Medidas de la bieleta y la carga representada en las orejas.

Para llevar a cabo el análisis se han supuesto las siguientes hipótesis:

- Las orejas de la bieleta pueden ser de sección variable a lo largo de ellas. Esto puede suponer la necesidad de un análisis en profundidad, porque si se

quisiera refinar y ajustar la cantidad de material, para reducir el peso de la bieleta, la superficie de todas las secciones de la bieleta sería sencillo mantenerla, pero en el análisis matemático del pandeo los distintos datos no se pueden dejar en función del valor de la superficie. Resulta necesario especificar la anchura de una sección de las orejas y con ese dato se obtendrá el valor mínimo del espesor que deberá tener esa sección rectangular.

- Aunque la longitud total de la bieleta es de 100 [mm] no se considera tal longitud para averiguar el espesor mencionado, sino que se utilizara una longitud $L=90$ [mm], que es la longitud de la oreja desde el punto en el que se aplica la fuerza axial hasta el redondeo de la parte inferior de la U.
- En los agujeros de las orejas habría una carga axial y un momento flector en un caso real, pero ese momento flector sería tan pequeño que no va a tener en consideración.
- En un caso real, considerar la oreja como una columna empotrada en su base y la parte superior sería lo correcto, ya que en la zona superior de la oreja hay un tornillo (porque la rótula se monta en el balancín). En ese caso la longitud crítica de pandeo L_k sería la mitad que la longitud L . Sin embargo, como no se ha exigido la reducción del peso óptima, se va a tomar una longitud crítica de pandeo $L_k = L$, sobredimensionando así el espesor mínimo.

$$L_k = L \quad (\text{Ecuación 3.52})$$

Con todo lo mencionado anteriormente, el estudio se realizara según lo representado en la siguiente figura:

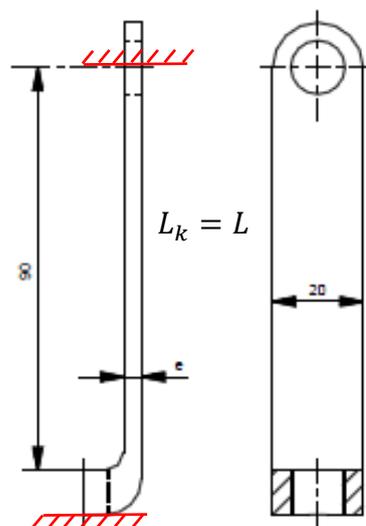


Figura 3.113. Datos para estudiar el pandeo de la bieleta.

Se han buscado varios métodos para obtener el espesor de la oreja, pero finalmente se ha escogido el método ω , el cual se suele emplear en las estructuras metálicas. Con este método, dado que solo se va a considerar la carga axial, se multiplica la tensión nominal de trabajo de la columna por un coeficiente denominado coeficiente de pandeo ω , superior a la unidad, de forma que el producto resultante de dicha operación sea inferior al límite elástico o la tensión de diseño del material. Dicho esto, en el límite antes de producirse el pandeo de la oreja se debe cumplir:

$$\omega \cdot \frac{N}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{Ecuación 3.53})$$

Dónde:

- σ_{adm} : Tensión de límite elástico del material $\sigma_{adm} = \sigma_e$ [MPa].
- N : Fuerza de compresión en la orejeta. $N = \frac{F_b}{2}$ [N].
- A : Área de la sección. $A = e \cdot a$ [mm²].
- ω : Coeficiente de pandeo. Se analizará a continuación.

Para calcular el coeficiente de pandeo se podría optar por realizar ensayos de prueba-error, pero se va a usar una expresión para calcular dicho coeficiente en función de la tensión del límite elástico del material y la tensión normal crítica de pandeo o Euler. El coeficiente tendrá la siguiente expresión:

$$\omega = \left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{\sigma_e}{\sigma_{Euler}}\right) + \sqrt{\left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{\sigma_e}{\sigma_{Euler}}\right)^2 - \frac{\sigma_e}{\sigma_{Euler}}} \quad (\text{Ecuación 3.54})$$

Dónde:

- σ_e : Es la tensión del límite elástico del material 0,2%. $\sigma_e = \sigma_{adm}$ [MPa]
- σ_{Euler} : Es la tensión normal crítica de pandeo, también llamada tensión de Euler:

$$\sigma_{Euler} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (\text{Ecuación 3.55})$$

Dónde:

- E : Módulo de elasticidad del material o módulo de Young. [N/mm²].
- λ : Esbeltez del elemento, relaciona la longitud de pandeo y el radio de giro:

$$\lambda = \frac{L_k}{i} \quad (\text{Ecuación 3.56})$$

Dónde:

- L_k : Longitud de pandeo $L_k = L$ [mm].
- i : Radio de giro:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (\text{Ecuación 3.57})$$

Dónde:

- A : Superficie de la sección. $A = a \cdot e$ [mm²]
- I_{min} : Es el momento de inercia mínimo de la sección. En este caso la sección es un rectángulo de dimensiones “e-a”, donde “e” es la distancia pequeña de la sección, y “a” la grande. El momento de inercia mínimo es el siguiente, que corresponde al de una sección rectangular:

$$I_{min} = \frac{1}{12} \cdot a \cdot e^3 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (\text{Ecuación 3.58})$$

Teniendo en cuenta todo lo anterior, se puede proceder con el cálculo del espesor mínimo que deberían tener las orejas para una anchura de la oreja determinada. Dicho esto, se empieza con el cálculo del radio de giro. Tras obtener el valor del radio de giro se prosigue con el cálculo de la esbeltez y después se introduce su valor en la ecuación con la que se obtiene la tensión de Euler. Después de obtener la expresión de la tensión de Euler en función del espesor se puede sustituir en la ecuación con la que se obtiene el la expresión del coeficiente de pandeo con todas las incógnitas salvo el valor “e” del espesor.

Para obtener el valor del espesor, basta con sustituir lo que corresponde en la Ecuación 3.53 y despejar “e” de dicha ecuación, cuyo resultado corresponde al mínimo espesor que las orejas de la horquilla deben tener: Si el espesor fuera inferior a ese valor, se correría el riesgo de que en la situación más desfavorable la horquilla pandease.

Por último, para confirmar que el valor del espesor mínimo que deben tener las orejas es correcto se debe comprobar que el valor de la esbeltez está dentro de unos límites, $20 < \lambda \leq 250$. La comprobación se hace sustituyendo los valores de los que se dispone en la Ecuación 3.56.

3.6.4.5 Verificación y validación de las rigideces del Basculante

La verificación de las rigideces del basculante consiste básicamente en comprobar las deformaciones que devuelve el PTC Creo en su módulo Simulate.

Tras realizar los análisis estáticos, especificando en cada análisis cada tipo de carga, se comprueban las deformaciones y los ángulos de la siguiente manera:

- **Rigidez lateral:** Se observa la deformación lateral del basculante. La comprobación que se debe hacer tras obtener el valor de la deformación en la zona del eje de la rueda se realiza de la siguiente manera:

$$K_{lateral} = \frac{1 \text{ kN}}{\text{def. lateral en mm}} < 0,9 \text{ kN/mm}$$

- **Rigidez longitudinal:** Se observa la deformación longitudinal del basculante. La comprobación que se debe hacer en este caso es la siguiente expresión:

$$K_{longitudinal} = \frac{1 \text{ kN}}{\text{def. longitudinal en mm}} > 30 \text{ kN/mm}$$

- **Rigidez a flexión:** Se observa la deformación vertical en la zona del eje de la rueda. La comprobación, en este caso, debe ser la siguiente:

$$K_{flexion} = \frac{1 \text{ kN}}{\text{def. vertical en mm}}$$

- **Rigidez a torsión:** En este caso no hay que comprobar la deformación, porque al tener una viga el programa da la opción de visualizar el giro que esta ha sufrido. La comprobación a hacer es la siguiente:

$$1 \text{ kNmm/}^\circ < K_{torsion} = \frac{1 \text{ kNmm}}{\text{angulo girado por la viga en grados}} < 1,6 \text{ kNmm/}^\circ$$

Cabe destacar que las rigideces más complicadas de cumplir son las laterales y las de torsión, porque al intentar que lateralmente el basculante no sea demasiado rígido se obtiene un basculante más endeble y la rigidez a torsión disminuye. Si a este problema se le suma la condición de no superar los 5kg de peso del basculante, conseguir que se cumplan todas las rigideces es complejo.

3.6.4.6 Validación de las piezas del sistema

Los requerimientos en lo que se refiere al diseño a resistencia no están especificados, pero las normas básicas para validar las piezas, tras observar los resultados de los análisis realizados con el PTC Creo, se basan en lo siguiente:

- **Tensiones:** La comprobación que se debe hacer en relación a las tensiones, es que no se superen las tensiones del límite elástico del material. Tal y como se ha dicho en el apartado de Técnicas y métodos en los análisis se define un material con un comportamiento lineal, lo que quiere decir que los resultados no tienen en cuenta las plastificaciones, así que las tensiones máximas admisibles deben ser aquellas que no superen los valores de tensión del límite elástico del material, con una excepción: es más que probable que los análisis en sus resultados enseñen una tensiones máximas muy por encima de la tensión del límite elástico. Esas tensiones corresponden a lugares localizados en los que hay un cambio de sección brusco, lo que provoca un aumento puntual de tensiones. Esos aumentos puntuales pueden provocar pequeñas plastificaciones en la realidad, o incluso puede que el programa no lo haya calculado del todo bien, por lo que son aceptables si son zonas muy concentradas. Si en los resultados de los análisis, las tensiones que aparecen en una zona amplia de las piezas superan la tensión del límite elástico, el análisis no se puede tomar por válido, y si por el contrario las tensiones son muy bajas se puede optar por dos opciones:
 - Cambiar el material por uno que tenga un límite elástico más pequeño.
 - Cambiar el espesor y la cantidad de material en las piezas.
- **Deformaciones:** En las deformaciones no hay ningún requerimiento especificado, sin embargo, es aconsejable que los desplazamientos no sean excesivos. Por lo general, cuando los resultados de tensiones de las piezas son admisibles, las deformaciones suelen ser muy pequeñas, de unas pocas décimas de milímetro.
- **P-Level:** Los resultados de los análisis que se obtienen al seleccionar esta opción corresponden al orden de los elementos que componen la malla. Esto es muy importante, porque una malla de bajo orden con unos elementos grandes seguramente va a dar buenos resultados en lo que corresponde a tensiones y deformaciones.

3.7 Resultados y conclusiones

Tras culminar todos los pasos del estudio, se ha conseguido un diseño que cumple con todos los requerimientos técnicos y, por lo tanto, se ha cumplido el objeto de este estudio. A continuación se muestra el resultado final, con todas las especificaciones que le acompañan.

3.7.1 Funcionamiento del sistema

Tras realizar un análisis exhaustivo de todas las configuraciones geométricas posibles del mecanismo, se ha obtenido un diseño de la suspensión trasera que mantiene un comportamiento progresivo.

Cuando la motocicleta está en el aire la rueda trasera no tiene ninguna sollicitación, por lo que el basculante forma 15° respecto al plano horizontal, a la vez que el resorte pregunta toda su longitud (268mm). Visto desde el lateral:

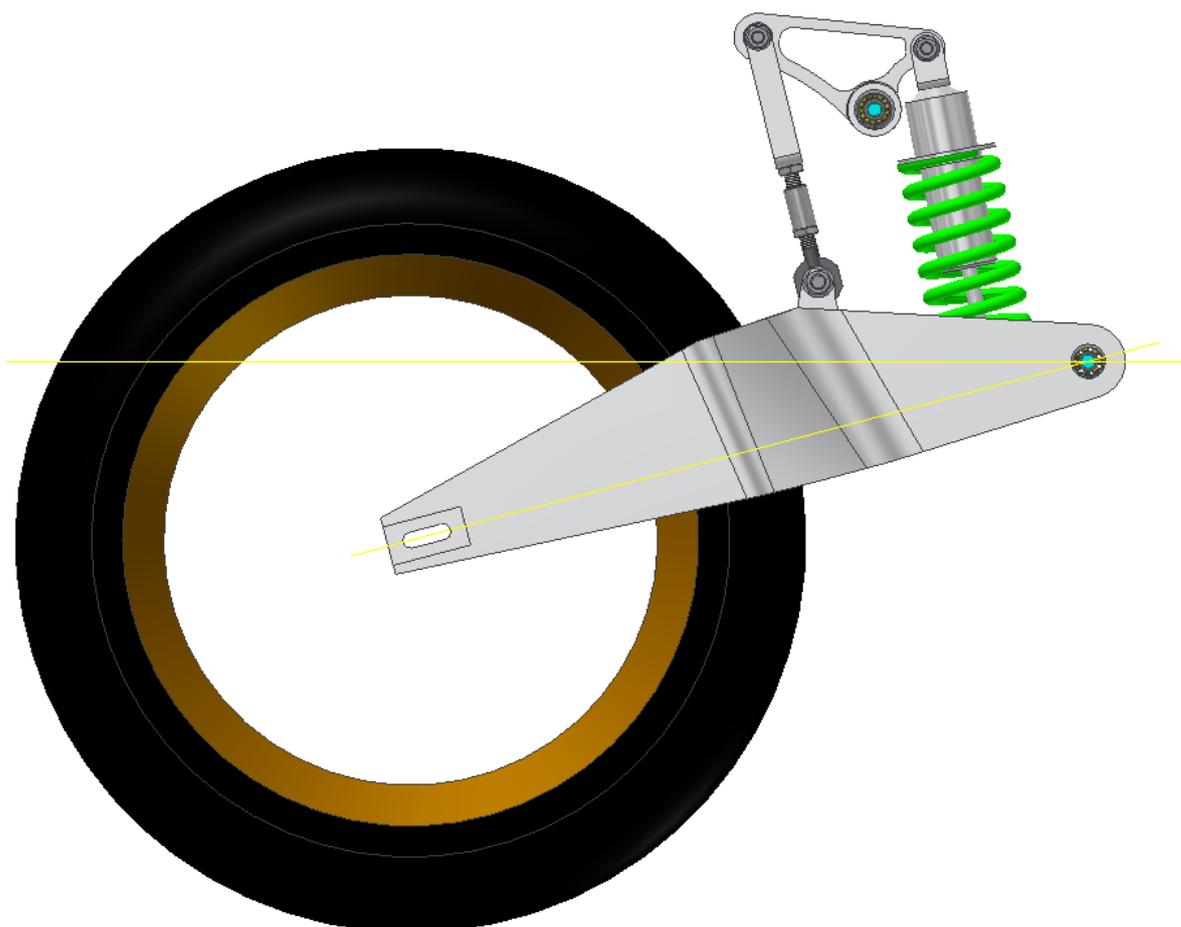


Figura 3.114. Posición de la suspensión sin sollicitaciones en la rueda.

Al apoyar el peso de la moto en el suelo y montarse el piloto, el conjunto tiene un peso aproximado de 160kg. En ese momento el basculante forma un ángulo de $10,5^\circ$ respecto al plano horizontal y la distancia entre los puntos de anclaje es de 251mm. En esta posición, la suspensión tiene una rigidez equivalente de 22N/mm. Visto desde el lateral:

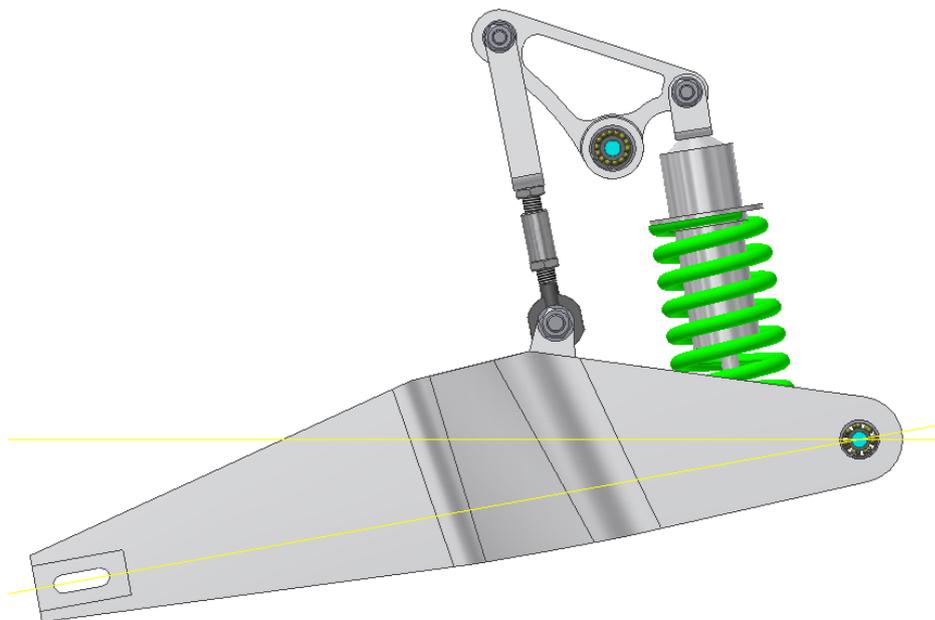


Figura 3.115. Posición de la suspensión cuando se apoya el peso de la motocicleta y el piloto sobre el suelo.

La suspensión se vuelve más dura a medida que el resorte se comprime. Desde el momento que la motocicleta se apoya en el suelo, hasta que se llega a la situación más desfavorable, la rigidez de la suspensión se duplica. Para la situación más desfavorable se había calculado que se requieren unos 2200N en la rueda trasera. Para ese momento el basculante ha recorrido $8,4^\circ$ y el amortiguador tendrá una longitud de cerca de 233mm. Visto desde el lateral:

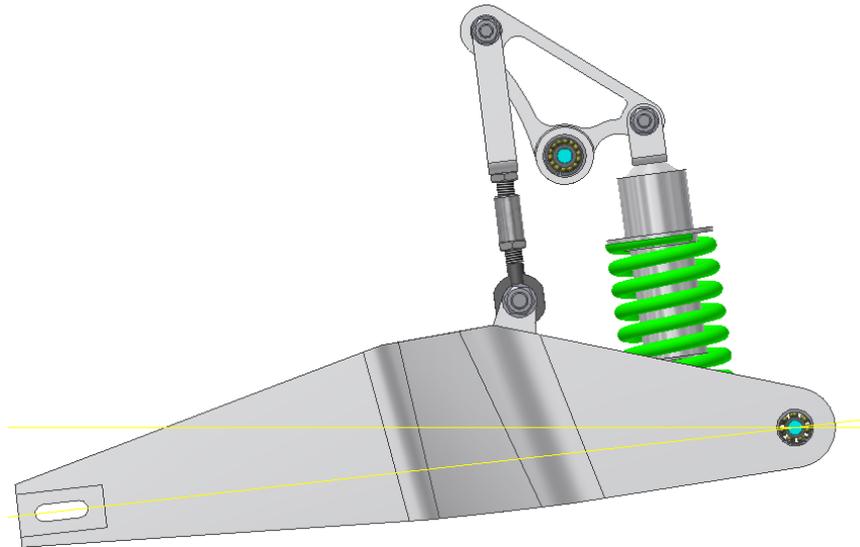


Figura 3.116. Posición de la suspensión para la situación más desfavorable posible.

Uno de los puntos a tener en cuenta, cuando se ha diseñado la suspensión, es que no haya posibilidad de que el resorte llegue a su longitud mínima. Para el diseño final la carga que haría falta en el eje trasero sería aproximadamente de 4100N, la cual es 1900N superior al valor que se supone que será el máximo al que se podría llegar. Pues bien, incluso si por alguna casualidad se superase dicho valor de la situación más desfavorable, la suspensión podría soportarlo, aunque no indefinidamente, ya que las piezas que se han calculado a resistencia se han diseñado con una sollicitación de 2500N. Para la situación en que se alcanzara el tope del resorte, el basculante habría recorrido $10,7^\circ$, lo que supone que estaría a $4,3^\circ$ respecto al plano horizontal. La vista lateral es:

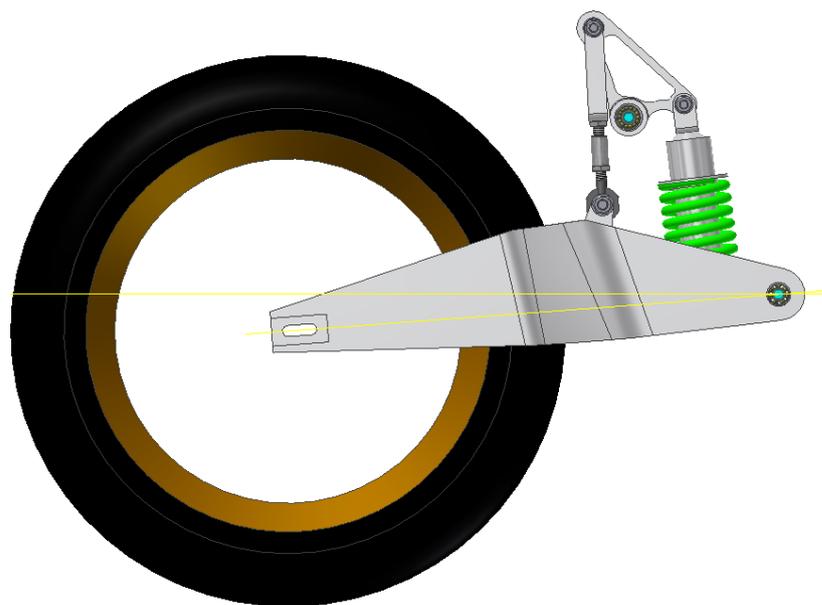


Figura 3.117. Posición de la suspensión al final del recorrido del resorte.

3.7.1.1 Rigidez Reducida

Tras numerosos análisis, se ha observado que la mayoría de las configuraciones resultan en un incremento muy rápido de la rigidez equivalente o reducida de la suspensión. Entre los objetivos a lograr en este estudio se encuentra la necesidad de que la suspensión tenga una rigidez constante, hasta que se está llegando al límite del recorrido útil del resorte (50mm). Entre todas las configuraciones, la que más se ha acercado al comportamiento requerido ha sido la última.

Tal y como se puede observar en el gráfico inferior, la rigidez reducida tiene un comportamiento progresivo a lo largo del recorrido vertical de la rueda. Anteriormente se ha mencionado que para el momento en el que se apoya en el suelo la motocicleta con el piloto, la rigidez reducida incrementa hasta los 22N/mm, lo cual significa que la rueda se ha elevado 40mm o, dicho de otra manera, el chasis ha bajado 40mm. Cuando la solicitación en el eje trasero llega al valor de la situación más desfavorable, el valor de la rigidez reducida asciende a casi 38N/mm, que sí se observa en el gráfico de la Figura 3.118, en el cual el recorrido de la rueda ha ascendido hasta los 80mm desde el punto de inicio.

Tal y como se puede observar el gráfico termina cuando el recorrido de la rueda asciende a los 96mm, lo cual quiere decir que desde la situación más desfavorable hasta la situación límite la rueda necesitaría subir menos de 2cm.

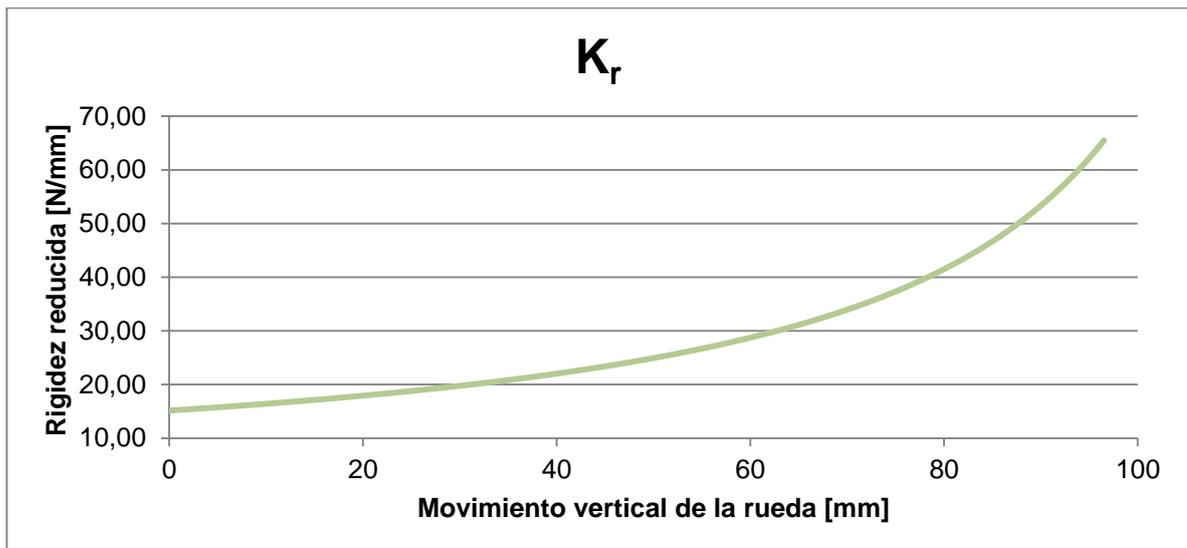


Figura 3.118. Curva de la Rigidez reducida del diseño definitivo.

3.7.1.1.1 Conclusiones

Aunque la rigidez reducida, que se ha obtenido con la motocicleta en estado de equilibrio, no es exactamente 20N/mm se acerca mucho a ese valor, además, tal y como ya se ha dicho, el gráfico presentado corresponde al mejor resultado para un ángulo inicial de 15° (posteriormente se verá como, para una longitud de la bieleta de 180mm, el comportamiento de la rigidez reducida se puede considerar como mejor, pero el ángulo inicial que forma el basculante respecto al plano horizontal no es 15°, sino 13°).

Se ha escogido, entre los resultados las dos opciones que más se han acercado a las especificaciones propuestas, siendo la opción escogida la que ofrece unas características más cercanas a las requeridas; la otra opción proporcionaba unos valores de la rigidez equivalente mucho mayores, además aparte de un recorrido vertical de la rueda menor. La comparación entre las opciones citadas se puede ver en el apartado 5.1.9 del Documentos 5.1.Calculos.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, se da por válida la curva obtenida.

3.7.1.2 Cargas del sistema

Otra de las comprobaciones a realizar es la correspondiente a la curva de los valores de la sollicitación vertical en la rueda trasera. Tal y como se ha explicado previamente en el apartado del “Marco Teórico” el valor de la fuerza en la rueda está relacionada con la fuerza en el resorte y con la relación de velocidades. Al contrario que con la rigidez reducida en el caso de la sollicitación sobre la rueda, no está relacionada con el valor cuadrático de la relación de velocidades, por lo cual el valor de la carga es progresivo, pero no resulta exponencial, solo tiene el aspecto de serlo porque el valor de la relación de velocidades multiplicada por la carga axial en el amortiguador no aumenta linealmente.

En el gráfico se puede observar todo lo comentado: Cuando la motocicleta está apoyada en el suelo, con el piloto montado sobre ella, el conjunto tiene un peso aproximado de 160kg, que se puede considerar como 1600N, y en la rueda el valor de la sollicitación es de 800N. Para esa situación se puede observar que el movimiento vertical de la rueda ha aumentado 40mm, desde la posición en la que la motocicleta está en el aire. Se puede comprobar que el valor de la sollicitación aumenta hasta un

máximo de 4100N, por lo que sobrepasa los 2500N que deberían producirse en la situación más desfavorable.

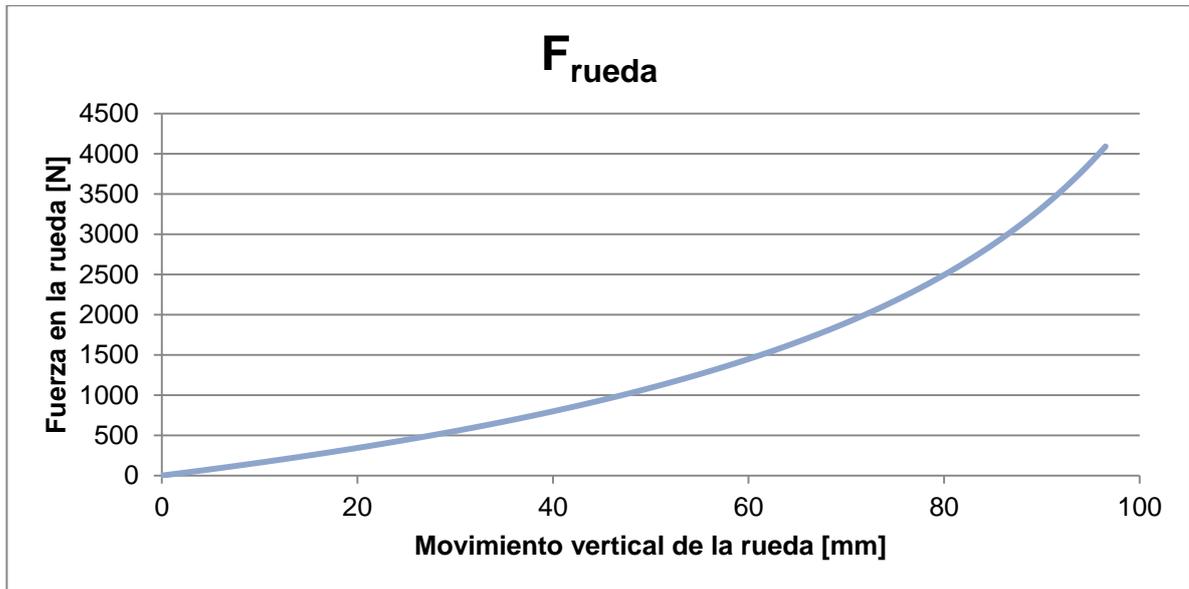


Figura 3.119. Curva de la sollicitación en la rueda trasera del diseño definitivo.

3.7.1.2.1 Conclusiones

La curva del gráfico anterior cumple con los requerimientos técnicos, siendo los valores que se obtienen adecuados. También se obtiene un margen de seguridad suficiente para evitar llegar al tope del resorte, inmediatamente después de la situación más desfavorable.

Aunque la carga máxima que se puede admitir en el eje de la rueda, es casi 2000N superior a la que se encontraría en la situación más desfavorable, el recorrido que separa ambos valores es inferior a 2cm, es decir, menos de la mitad del recorrido necesario cuando se pasa desde la posición de equilibrio a la posición más desfavorable.

Por todo lo anterior la curva del gráfico se da por válida también en este sentido.

3.7.1.3 Regulación de la suspensión

El objetivo de este proyecto es el estudio y diseño de una suspensión trasera regulable con sistema de bieletas Full-Floater. Con la regulación de la suspensión se pretende conseguir cambiar el comportamiento de la suspensión mediante un ajuste mecánico sencillo, con el cual se consiga ajustar la rigidez de la suspensión a las características de la pista y a la forma de conducir del piloto.

Para ello, se han estudiado las opciones mencionadas en el apartado del “Estudio de alternativas” [Apartado 3.5.4]. Entre ambas alternativas se ha optado por la segunda.

Dicha alternativa se basa en un sistema de regulación tradicional, muy parecido al que se emplea en los tirantes de las estructuras o en las barras de dirección de los automóviles (para controlar la convergencia o divergencia de las ruedas). Se trata de un sistema que consiste en tres piezas: Una rótula con un perno de métrica doce (M12x1,75) que se une con el basculante, una horquilla con un agujero en sus dos orejas por los cuales se introduce un perno y que une el balancín y la horquilla, y por último se encuentra el tensor, una pieza que tiene una rosca hembra a derechas por la cual se introduce la rosca de la rótula y una rosca externa (o macho) con rosca a izquierda (M12x1,75), que se rosca en el agujero inferior de la horquilla. El conjunto dispone de dos contratuercas, una rosca sobre la rótula contra el tensor a derechas y la otra rosca sobre el tensor contra la horquilla a izquierda, para evitar que se desajuste la longitud.

El parámetro a modificar es la distancia que hay entre los dos puntos de anclaje de la bieleta, la cual tiene una distancia inicial de 190mm. Como la rosca hembra del tensor y la rosca macho tienen el mismo paso (1,75mm) por cada giro de 360° que se le dé al tensor, en el sentido anti horario, la distancia entre los puntos de unión de la bieleta aumentara 3,5mm y viceversa. La distancia mínima y máxima que se puede extender la bieleta se encuentra fijada por la rosca de la rótula, la cual tiene una longitud de 28mm y, dado que la contratuerca tiene un espesor de 6mm, por lo que quedan $28-6=22$ mm útiles de recorrido disponibles. Con el objetivo de que se pueda alargar o acortar la longitud de la bieleta, y considerando que debe tener 2mm roscados, quedan libres $22-2=20$ mm, así que por la parte de la horquilla se puede alargar o acortar 10mm la bieleta y por la parte de la rótula sucede lo mismo. En total la

bieleta se puede alargar o acortar 20mm, siendo el límite máximo de su longitud 210mm y el límite mínimo 170mm.

En los siguientes gráficos se puede observar el efecto que tienen las modificaciones de dicha distancia sobre la rigidez de la suspensión y, sobre los valores de las solicitaciones que serían necesarias en la rueda, para que esta se eleve un determinada recorrido.

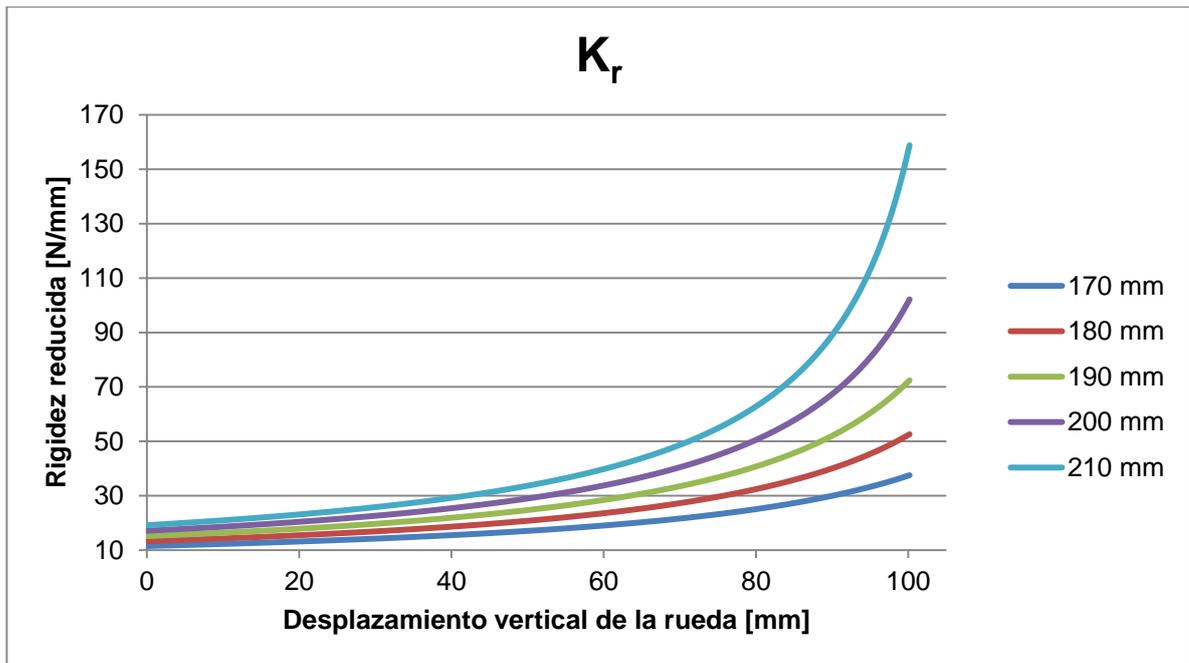


Figura 3.120. Comparativa de Rigidez reducida para distintas longitudes.

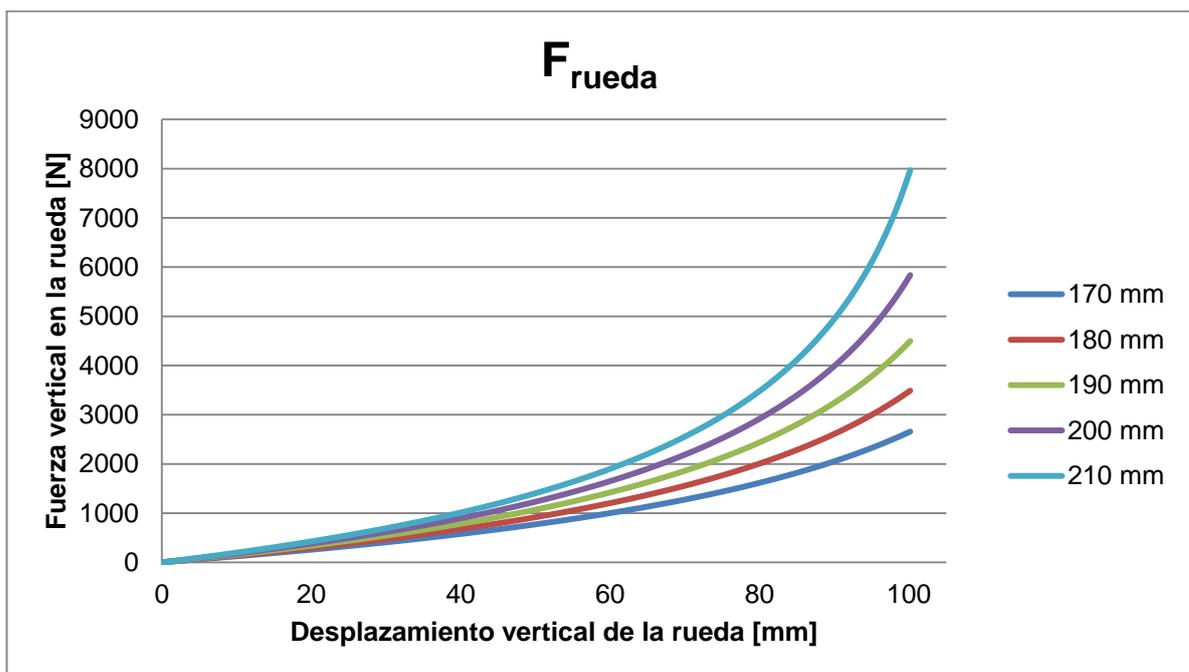


Figura 3.121. Comparativa de las solicitaciones en la rueda para distintas longitudes.

Tal y como se puede observar, el cambio de la longitud de la bieleta provoca unos cambios en el comportamiento de la suspensión muy notables. Durante el cambio de dicha longitud no es preciso ajustar ninguna otra pieza del conjunto, sin embargo, este tipo de regulación tiene la desventaja de que el ángulo de partida de la suspensión (en el aire) deja de ser 15° para una distancia distinta de 190mm, aunque el recorrido siga siendo el mismo (aproximadamente $10,7^\circ$). Para las medidas que se han expresado, en los gráficos anteriores, estos son los ángulos de partida de la suspensión:

Longitud	Angulo inicial (sin solicitaciones)	Cambio de altura del chasis-suelo respecto a la longitud de 190mm
170 mm	11°	35mm menos
180 mm	13°	18mm menos
190 mm	15°	-
200 mm	17°	18mm mas
210 mm	19°	35mm mas

Tabla 3.4. Consecuencias de la regulación de la suspensión.

Para las 5 distancias anteriormente definidas estas son las posiciones de la bieleta:



Figura 3.122. Cambio de longitud de la bieleta. De 170mm (izq.) a 210mm (dcha.).

También hay que mencionar que la primera alternativa [Ver Apartado 3.5.4. Alternativas de ajuste del comportamiento de la suspensión] también es una posibilidad real, en competición a veces se opta por piezas que tienen varios orificios y permiten modificar el punto de anclaje de las piezas para cambiar las distancias entre los elementos y por lo tanto se modifica el comportamiento de la suspensión. El problema es que cuando se decide optar por ese tipo de ajuste, los distintos puntos de anclaje están separados por unos centímetros (suele ser un ajuste más habitual en la automoción), sin embargo, en este caso la distancia que sería necesaria entre los puntos de anclaje en la balancín (donde más efecto tiene el cambiar las distancias) es de un par de milímetros, lo que provocaría que el balancín tuviese un orificio muy grande (por no haber espacio para hacer agujeros independientes) y, además de perder rigidez, es muy probable que el ajuste nunca llegara a ser el correcto.

3.7.1.3.1 Conclusiones

Teniendo en cuenta lo expuesto, y aunque este sistema de regulación de la suspensión provocan, que baje o suba la altura del CdG, se considera que la regulación es válida, ya que el comportamiento de la misma hace que sea interesante su capacidad de regulación para distintas situaciones, según las necesidades del piloto.

3.7.2 Componentes del sistema y su montaje

La suspensión está compuesta por cuatro piezas principales, de las cuales se han diseñado y modelizado tres, ya que la unidad resorte amortiguador viene definida por la organización de MotoStudent. Dichos componentes de la suspensión requieren de otros elementos para las uniones empernadas y para permitir el giro relativo entre ellos. Además, es preciso detallar las distancias que existen entre los puntos de unión de los elementos principales, siendo esto lo que caracteriza a la solución ofrecida en este estudio.

En este apartado se exponen las características de la solución tomada como definitiva, en lo que se refiere a:

- Emplazamiento de los elementos.
- Materiales seleccionados.
- Propiedades mecánicas.
- Resultados de los análisis por MEF

3.7.2.1 Emplazamiento de los elementos

Uno de los aspectos más importantes del estudio ha sido el diseñar un mecanismo que cumple con los requerimientos especificados. Dichos requerimientos se obtienen para una determinada ubicación relativa entre los elementos, lo cual requiere que unas distancias se mantengan después del montaje e instalación del sistema, de lo contrario el comportamiento del sistema distaría de lo que se ha especificado en el apartado anterior [Ver Apartado 3.7.1. Funcionamiento del sistema].

Entre las medidas del mecanismo existen dos tipos de medidas:

- **Las medidas que tiene cada pieza entre los puntos de unión.** Cumplir dichas distancias depende de la calidad del proceso de fabricación. Las piezas como el balancín, la horquilla de la bieleta y el tensor precisa de una máquina de fresar, lo que por lo general resulta en una obtención de unas tolerancias aceptables, sin embargo, el basculante definitivo para la las medidas que se exponen a continuación, probablemente requerirá ser soldado, proceso que lo hace propenso a tener peores tolerancias, si no es realizado por maquinas o

personal cualificado. Las distancias fundamentales que se deben cumplir, para el correcto funcionamiento del sistema en el balancín, la bieleta y el basculante son las siguientes:

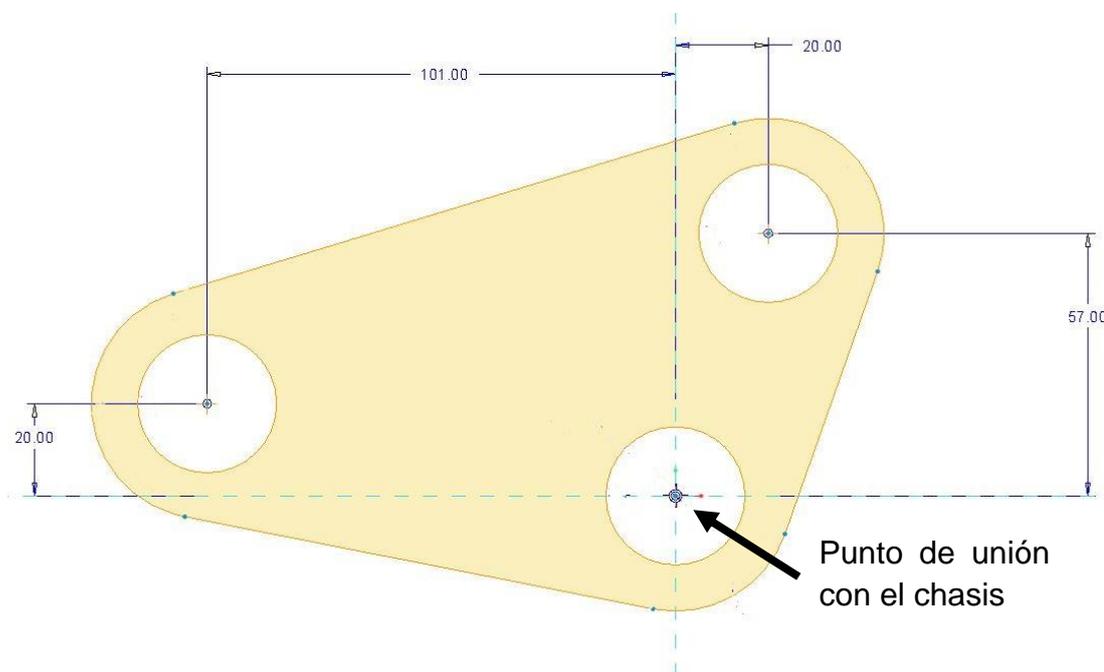


Figura 3.123. Cotas principales del balancín.

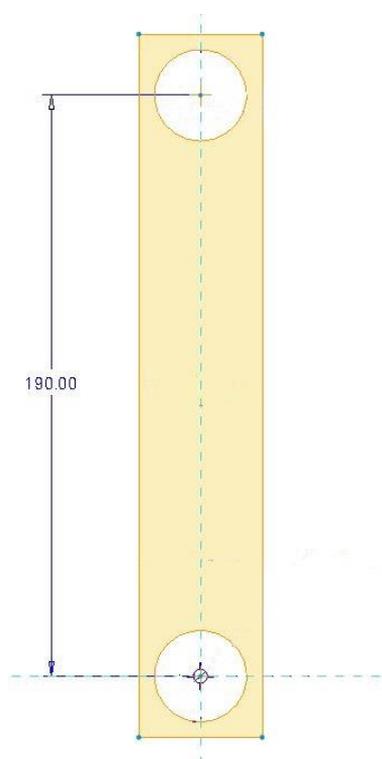


Figura 3.124. Distancia entre puntos de unión superior e inferior de la bieleta.

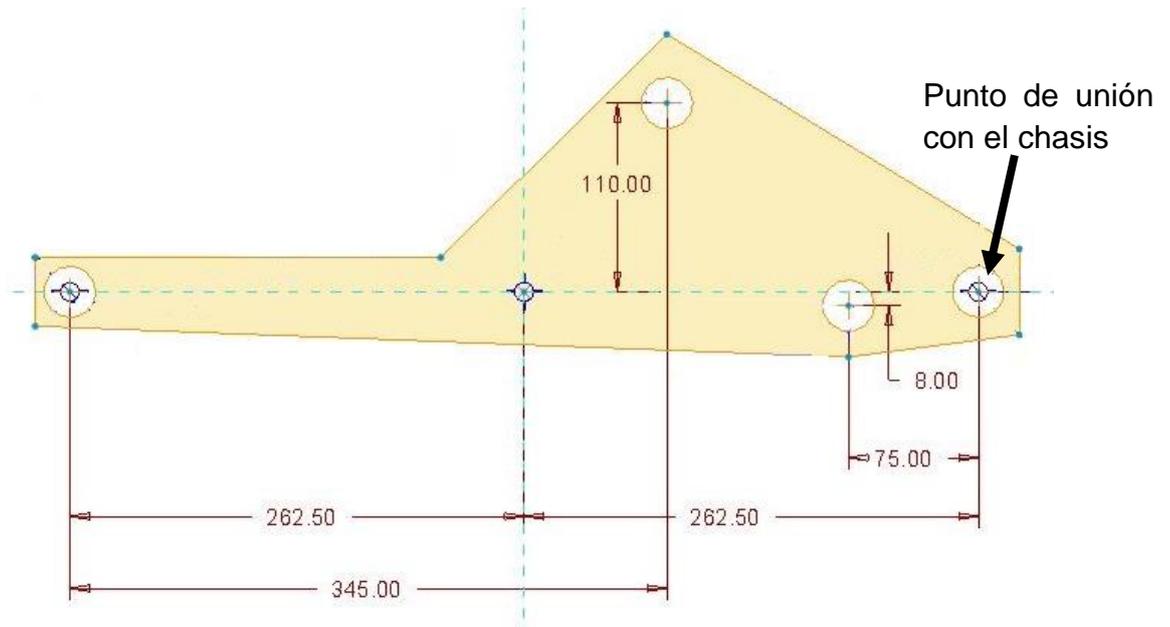


Figura 3.125. Cotas principales del basculante.

- Las medidas entre los puntos de unión al chasis.** El cumplimiento de estas distancias es crítico, y depende de la fabricación y el diseño del chasis. Para la solución adoptada los puntos de anclaje al chasis (puntos azules que se pueden ver en la Figura 3.114), tienen unas distancias constantes entre ellos, es decir, que se supone que el chasis es lo suficientemente rígido como para que las distancias sean constantes. Dado que el chasis suele ser multi-tubular y soldado manualmente, el comportamiento del sistema depende de la calidad de las soldaduras y de la rigidez del chasis. La distancia que debe existir entre los puntos o ejes del chasis son:

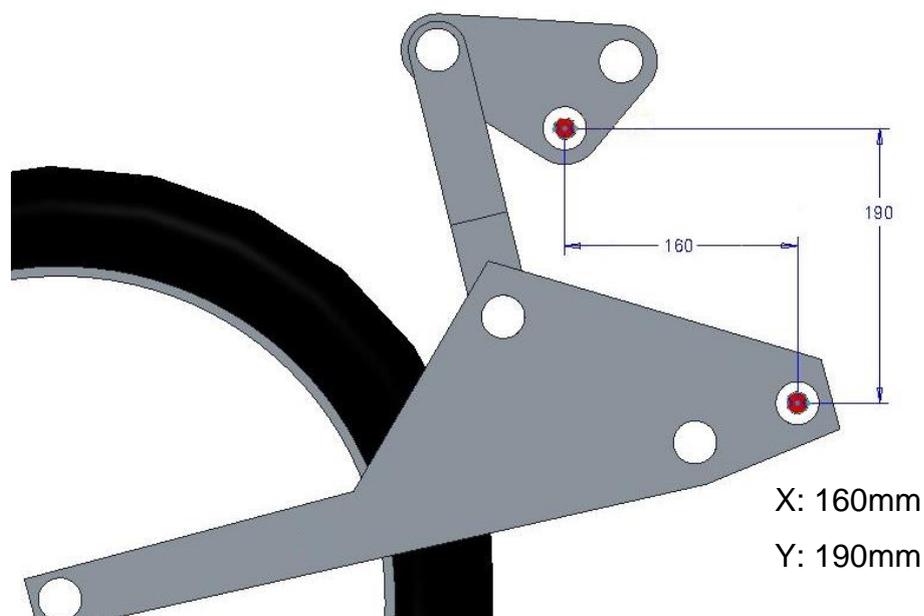


Figura 3.126. Distancias entre puntos o ejes del chasis.

3.7.2.2 Balancín

El balancín es la pieza que se sitúa en la parte superior del sistema, y es la que le proporciona al mecanismo el nombre que lo caracteriza. Aunque se trata de una suspensión con sistema por bieletas, la pieza más importante es el balancín. Lo cual no quiere decir que el resto de las piezas no sean importantes, pero el cambio de comportamiento que provoca la introducción de una modificación en una de las cotas del balancín, aunque solo sea un milímetro, ocurre con ninguna otra del resto de las piezas,

Ha sido uno de los elementos que más ha modificado desde la propuesta inicial hasta la solución final. Al ser una pieza delicada, la cual debe funcionar a la perfección frente a todas las sollicitaciones, resulta ser la pieza que necesita de un estudio más realista posible, siendo por ello que se han simulado incluso los anillos externos de la rótula y los rodamientos.

Debido a su tamaño reducido, al comenzarse con el diseño se han encontrado problemas de interferencias relacionados con la unidad del amortiguador, ya que en la posición inicial la botella del amortiguador colisionaba con el balancín. Teniendo en cuenta esto, se ha tenido que escoger un rodamiento de doble ranura, para que el diámetro externo necesario en el punto de unión con el chasis sea menor y el amortiguador no colisione en ningún momento con el balancín.



Figura 3.127. Diseño final del balancín.

3.7.2.2.1 Material

El material que se ha escogido para el balancín es el Aluminio 6061-T6. El aluminio 6061 es un material muy conocido, que tiene unas características mecánicas y físicas idóneas, y por tanto resulta ideal para la elaboración de piezas mecanizadas con calidad y para trabajos que requieran buen acabado superficial. Posee excelente resistencia a la corrosión, además de facilidad de soldadura y una resistencia similar a la del acero, y todo ello con una densidad mucho menor que la de este.

El tipo de aluminio seleccionado sufre un tratamiento denominado T6, lo cual se traduce en una mejora de sus propiedades mecánicas, debido a un tratamiento térmico de solución, temple y maduración artificial. Las propiedades mecánicas y físicas que le corresponden figuran en las siguientes tablas, en las cuales se puede apreciar que los valores cambian en función del tratamiento

Estado	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2, N/mm ²	Alargamiento A 5,65%	Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	Dureza Brinell (HB)
0	125	55	27	120	85	30
T4	235	140	21	180	150	65
T6	310	270	14	190	190	95

Tabla 3.5. Propiedades mecánicas del Aluminio 6061 después de tratarlos.

Módulo elástico N/mm ²	Peso específico g/cm ³	Intervalo de fusión °C	Coefficiente de dilatación lineal 1/10 ⁶ K	Conductividad térmica W/m K	Resistividad eléctrica a 20°C - $\mu\Omega$ cm	Conductividad eléctrica % IACS	Potencial de disolución V
70,000	2,70	580-650	23,3	T4-155	T4-4,3	T4-40	-0,83
				T6-166	T6-4,0	T6-43	

Tabla 3.6. Propiedades físicas del Aluminio 6061-T4 y 6061-T6.

Se ha escogido este aluminio frente al 5083, ya que sus propiedades mecánicas son mucho mejores.

3.7.2.2 Propiedades mecánicas

Tal y como se ha mencionado previamente, el balancín es un elemento que pivota respecto a un eje del chasis y se une con el amortiguador y el balancín en los otros dos puntos de unión, por lo que su movimiento consiste en un giro respecto al eje del chasis, al igual que sucede con el basculante.

Para realizar los análisis por MEF, se han empleado las cargas de los tres puntos mencionados, siendo cada carga de distinta dirección y magnitud. Al iniciar los análisis de MEF se han hecho unas pruebas para comparar los resultados que se obtienen sin ninguna restricción, usando la opción "Inertia Relief", y con restricciones de tipo "Pin" en el punto de giro respecto al chasis. Los resultados que se han observado son muy similares, de hecho los que se han obtenido con "Inertia Relief" parecen incluso más realistas, por lo cual el resto de los análisis se han ejecutado con esa opción activada.

Tras realizar varios análisis con distintos valores de cargas, los cuales corresponden a posiciones distintas de la suspensión, se han obtenido los resultados que se pueden observar en las figuras siguientes.

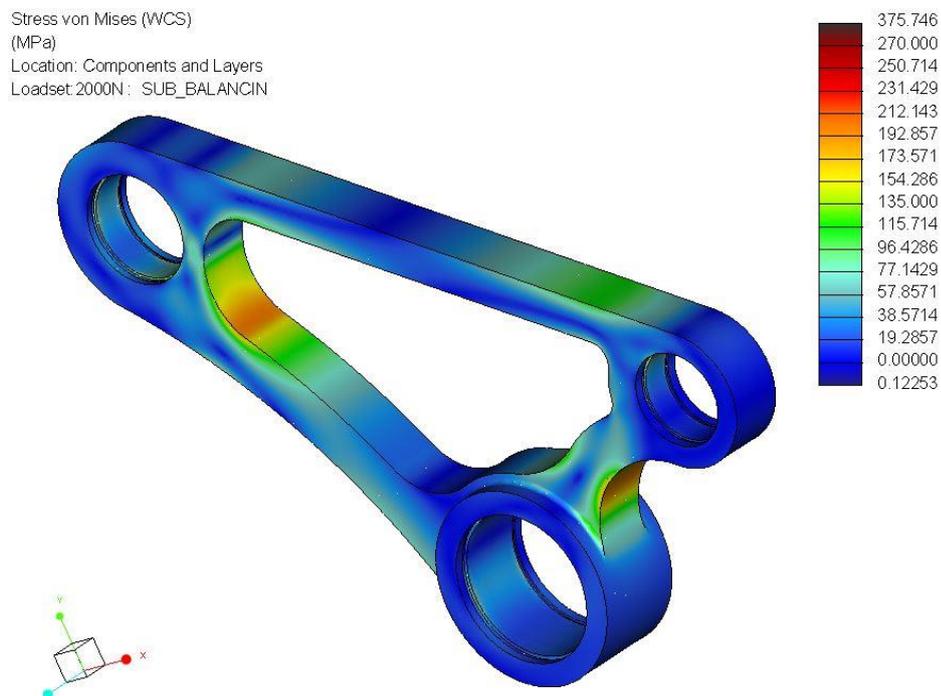


Figura 3.128. Distribución de tensiones de Von Misses para una sollicitación en la rueda de 2000N.

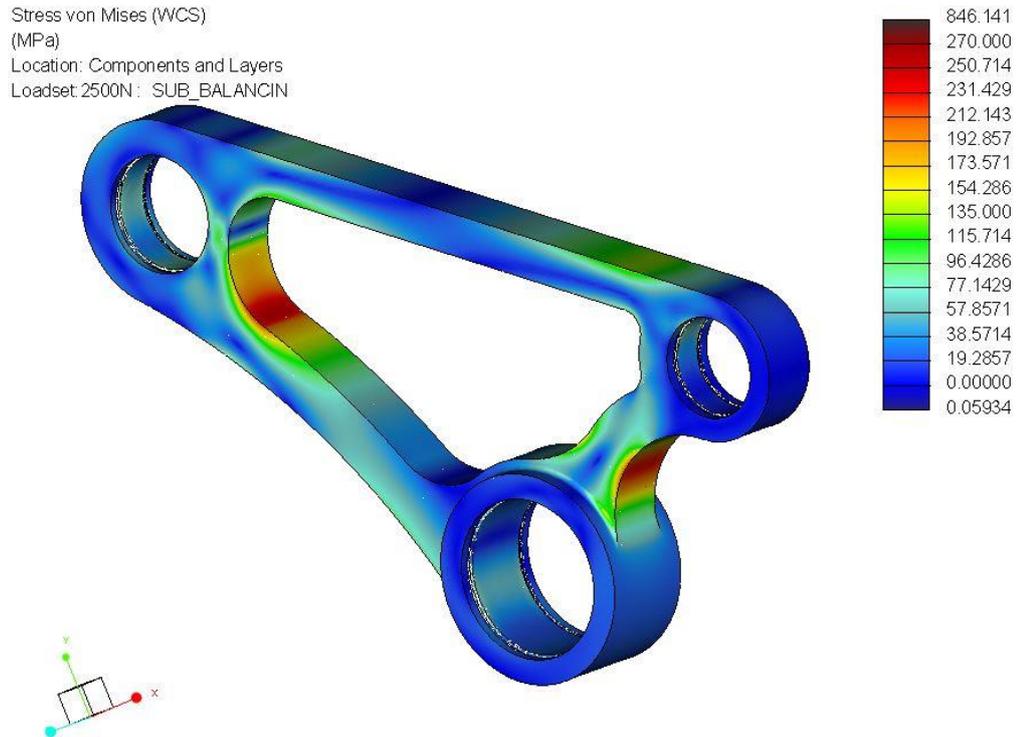


Figura 3.129. Distribución de tensiones de Von Mises para una sollicitación en la rueda de 2500N.

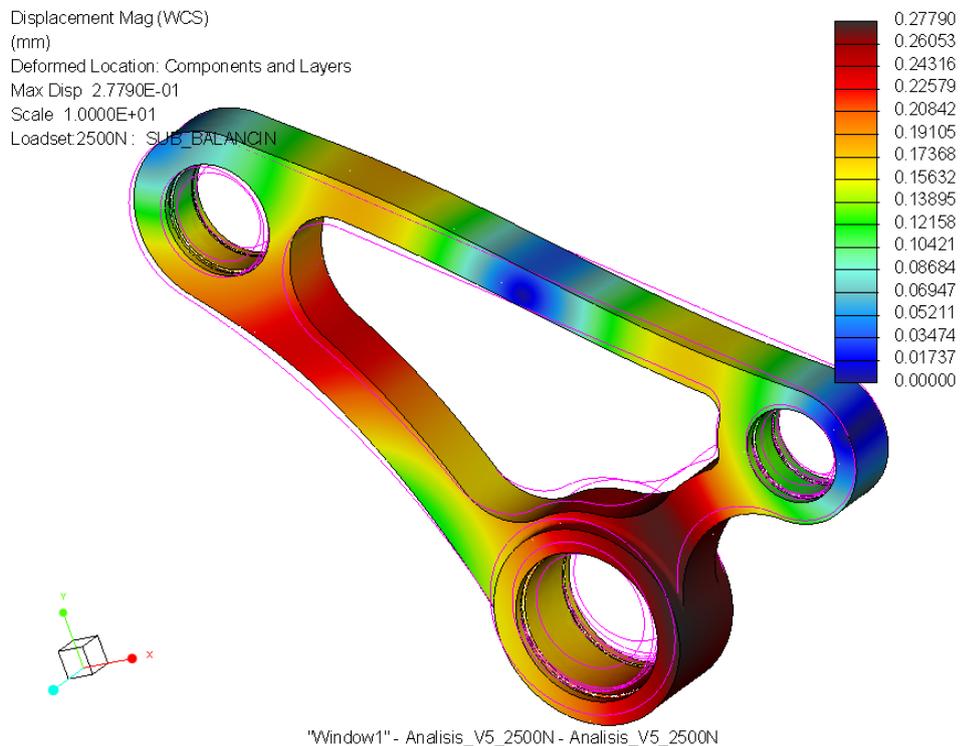


Figura 3.130. Deformación del Balancín para la sollicitación de 2500N.

Todos los análisis se han realizado para un valor máximo de la malla de 5mm, con un refinamiento de 1,5 milímetros, como máximo, en zonas problemáticas en las cuales se puedan prever problemas de concentración de tensiones. El tipo de análisis

que se ha ejecutado corresponde al estático, con la opción “Single-Pass Adaptative” e “Inertia Relief”, para los análisis que le corresponden.

Tal y como se puede observar en las figuras anteriores, la pieza trabaja cuando la solicitud en la rueda es de 2000N y también cuando la motocicleta está en la situación más desfavorable. Las mayores tensiones se han dado para este último caso, aunque el valor más alto que se ha obtenido no alcanza los 250MPa (246MPa), valor que se encuentra por debajo del límite del límite elástico del material, por lo que su resistencia es admisible. Los valores de las tensiones tan altas, que se pueden apreciar a las figuras, corresponden a las zonas de los anillos de retención, pero son zonas muy pequeñas, además, la malla no se ha adaptado para esas zonas, por lo que han salido esas tensiones que no tienen mayor importancia.

En lo que respecta a las deformaciones, el mayor valor obtenido es de 0,2779mm, insignificante. Por tanto solo se muestran los resultados de las deformaciones del último análisis, ya que para los análisis con unos valores de carga menores las deformaciones obtenidas han sido todavía, menores, aunque al estar trabajando más a flexión se pudiera esperar lo contrario.

Los resultados de los distintos análisis, la malla o el orden de los elementos se puede observar con mayor detalle en el apartado 5.1.10.1 del 5.1. Cálculos.

3.7.2.2.3 Elementos de las uniones

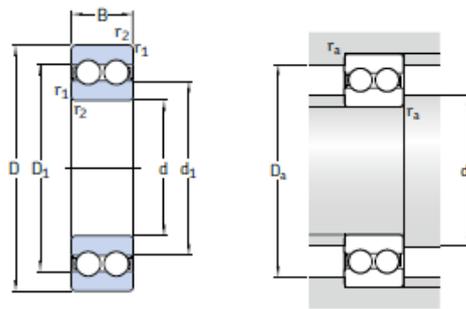
El balancín tiene tres puntos de unión, y cada uno de ellos requiere distintos elementos, la mayoría normalizados. Las uniones existentes y los elementos que les corresponden son:

- Unión Balancín-Chasis:
 - Rodamiento
 - Clip de seguridad por cada lado
- Unión Balancín-Bieleta y Balancín-Amortiguador:
 - Rotula
 - Clip de seguridad por cada lado

3.7.2.2.3.1 Rodamiento

Para el caso del balancín, al seleccionar un rodamiento de ranura única, se ha observado que el amortiguador colisiona con el balancín antes de llegar a la posición inicial, así que se ha tenido que buscar un rodamiento de doble ranura que sea compatible.

Tras barajar varias opciones se ha llegado a la opción óptima, que corresponde a un rodamiento doble, por lo que no está sellado. Los datos del rodamiento escogido para el balancín son los siguientes:



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			C	C ₀	P _u	r/min		kg	-
10	30	14	9,23	5,2	0,224	40 000	22 000	0,049	4200 ATN9

Dimensions				Abutment and fillet dimensions			Calculation factor	
d	d ₁	D ₁	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a max.	r _a max.	k _r	f ₀
mm				mm			-	
10	16,7	23,3	0,6	14,2	25,8	0,6	0,05	12

Tabla 3.7. Datos del rodamiento del balancín.

$$\text{Rodamiento 4200 ATN9} \left\{ \begin{array}{l} C_0 = 5,2 \text{ kN} \\ C = 9,23 \text{ kN} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 30 \text{ mm} \\ B = 14 \text{ mm} \\ d_{a \text{ min}} = 14,2 \text{ mm} \\ D_{a \text{ max}} = 25,8 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Después de obtener estos datos se pueden escoger los clips de seguridad, los cuales serán necesarios para poder asegurar que el rodamiento no se saldrá del balancín, ya que aunque esta insertado a presión, asegurar el rodamiento es necesario, y el método más sencillo es el de poner un anillo de seguridad DIN 472 a cada lado del balancín.

Estos son los datos de los anillos que se han escogido para colocar en el balancín:

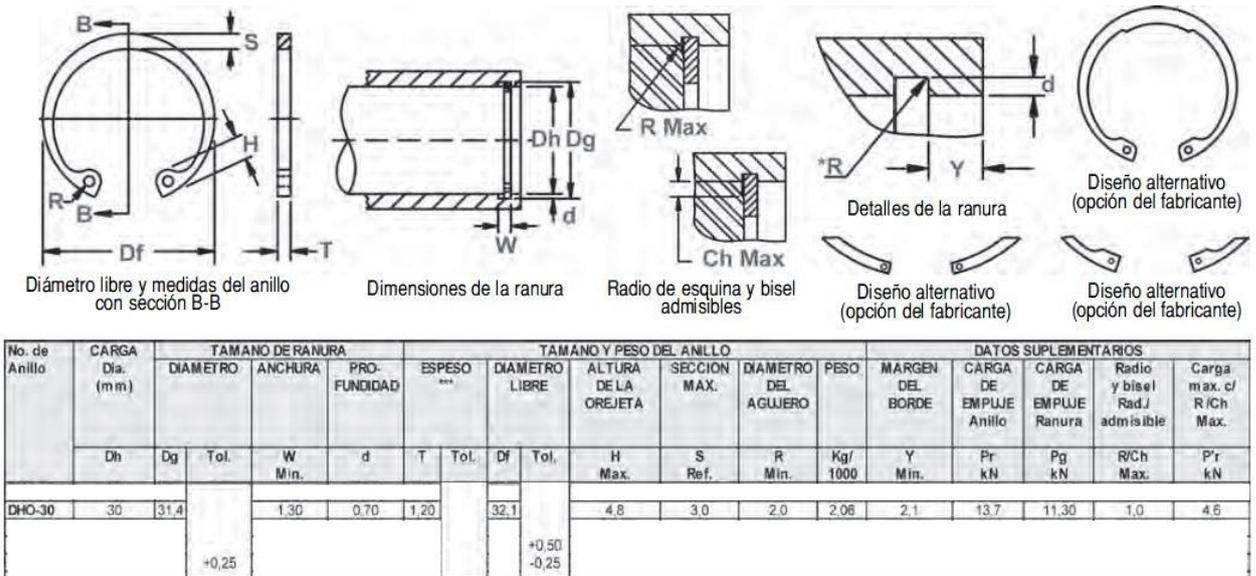


Tabla 3.8. Datos de los anillos RotorClip a colocar en el balancín.

$$Anillo\ elástico\ DHO - 30 \left\{ \begin{array}{l} Dh = 30\ mm \\ W = 1,3\ mm \\ T = 1,2\ mm \\ Dg = 31,4\ mm \end{array} \right.$$

3.7.2.2.3.2Rótulas

Las rótulas seleccionadas pertenecen al grupo de las rotulas libres de mantenimiento. Tal y como se ha expresado en los cálculos las rotulas escogidas son rotulas que tienen una superficie de contacto acero/compuesto de bronce sinterizado por lo que, además de poder escoger unas rotulas de un tamaño más reducido, también evitas la necesidad de lubricación.

La rotula que estará situada en el balancín en la unión con la unidad resorte-amortiguador tiene las siguientes características:

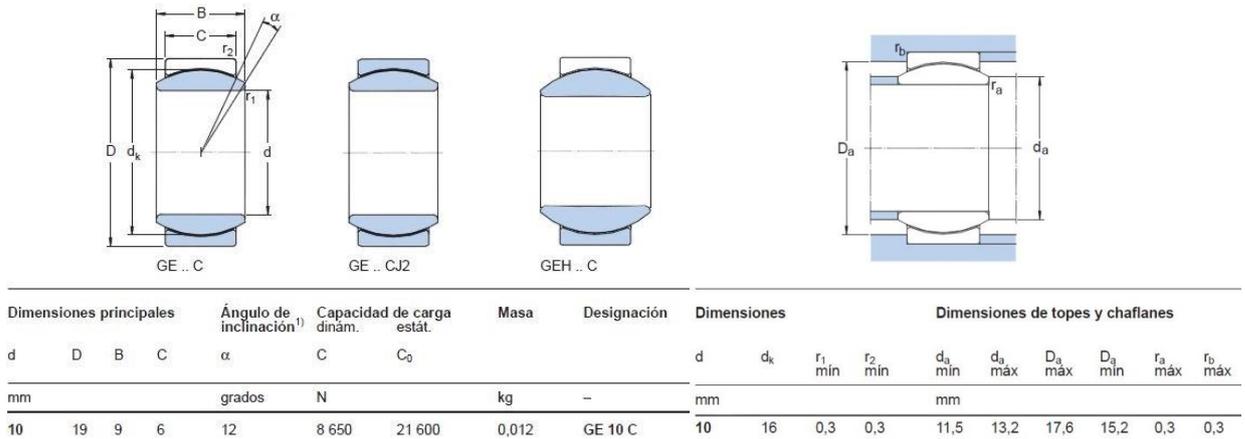


Tabla 3.9. Datos de la rótula de la unión balancín-amortiguador.

$$\text{Rotula GE 10 C} \begin{cases} C = 8650 \text{ N} \\ C_0 = 21600 \text{ N} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 19 \text{ mm} \\ B = 9 \text{ mm} \end{cases} \begin{cases} d_a \text{ mín} = 11,5 \text{ mm} \\ d_a \text{ máx} = 13,2 \text{ mm} \\ D_a \text{ mín} = 15,2 \text{ mm} \\ D_a \text{ máx} = 17,6 \text{ mm} \\ C = 6 \text{ mm} \end{cases}$$

En el caso de las rotulas no es posible montar los anillos de seguridad similares a los que se han escogido para los rodamientos, ya que los salientes que tienen dichos anillos internos interfieren con la propia rótula. Por eso se ha seleccionado un anillo interno que no tenga ese problema. La marca Smalley dispone de unos anillos de seguridad internos que cumplen la misma función que los que se han empleado en los rodamientos, con el inconveniente de que al no tener los salientes internos el cambio de las rotulas puede resultar más complejo. Los anillos de seguridad que se sitúan en las ranuras del balancín, en los laterales de la rótula, son los siguientes:

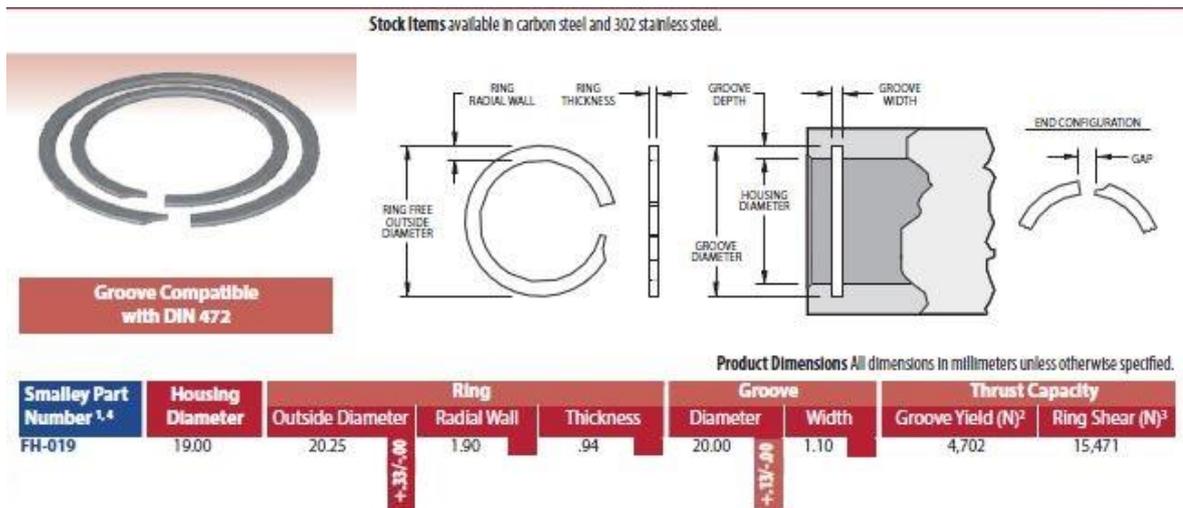


Tabla 3.10. Datos de los anillos Smalley FH-019 a colocar en el balancín, en la unión con el amortiguador.

$$\text{Anillo elastico Smalley FH - 019} \left\{ \begin{array}{l} Dh = 19 \text{ mm} \\ W = 1,1 \text{ mm} \\ T = 0,94 \text{ mm} \\ Dg = 20,0 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Las rotulas que estarán situadas en la unión Balancín-Bieleta y en la unión Basculante-Bieleta tienen las siguientes características, respectivamente:

Dimensiones principales				Ángulo de inclinación ¹⁾	Capacidad de carga		Masa	Designación	
d	D	B	C	α	C	C_0			
mm				grados	N		kg	-	
10	22	12	7	18	11 400	28 500	0,020	GEH 10 C	
Dimensiones				Dimensiones de topes y chaflanes					
d	d_k	r_1 mín	r_2 mín	d_a mín	d_a máx	D_a máx	D_a mín	r_a máx	r_b máx
mm				mm					
10	18	0,3	0,3	11,6	13,4	20,6	17,1	0,3	0,3

Tabla 3.11. Datos de la rótula de la unión bieleta-balancín.

$$\text{Rotula GEH 10 C} \left\{ \begin{array}{l} C = 11400 \text{ N} \\ C_0 = 28500 \text{ N} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 22 \text{ mm} \\ B = 12 \text{ mm} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} d_a \text{ mín} = 11,6 \text{ mm} \\ d_a \text{ máx} = 13,4 \text{ mm} \\ D_a \text{ mín} = 17,1 \text{ mm} \\ D_a \text{ máx} = 20,6 \text{ mm} \\ C = 7 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Al igual que en el caso anterior, también se han escogido anillos de seguridad de Smalley. Los anillos de seguridad que se colocan en las ranuras del balancín, en los laterales de la rótula, son los siguientes:

Smalley Part Number ^{1,4}	Housing Diameter	Ring			Groove		Thrust Capacity	
		Outside Diameter	Radial Wall	Thickness	Diameter	Width	Groove Yield (N) ²	Ring Shear (N) ³
FH-022	22.00	23.22	1.90	.94	23.00	1.10	5,445	17,913

Tabla 3.12. Datos de los anillos Smalley FH-022 a colocar en el balancín, en la unión con la bieleta.

$$\text{Anillo elastico Smalley FH - 022} \left\{ \begin{array}{l} Dh = 22 \text{ mm} \\ W = 1,1 \text{ mm} \\ T = 0.94 \text{ mm} \\ Dg = 23,0 \text{ mm} \end{array} \right.$$

3.7.2.3 Bieleta

La bieleta es el elemento que se encuentra situado entre el balancín y el basculante, y se compone de tres piezas desmontables: la cabeza de articulación inferior, el tensor y la horquilla. La razón de tener estas tres piezas es que son precisas para regular la suspensión, según la que se puede apreciar en el apartado 3.7.1.3. Regulación de la suspensión.

El conjunto de las tres piezas trabaja a compresión y, al contrario que en el caso del balancín, para este elemento no se han requerido demasiados análisis por MEF. Las piezas que se han analizado son el tensor y la horquilla, ambas a compresión y sin usar Inertia Relief, es decir, en ambos casos se han aplicado restricciones en el interior de la rosca y se ha introducido la carga vertical alrededor de la rosca a izquierdas del tensor y en los agujeros de la parte superior de la horquilla (la mitad de la carga en cada uno) para realizar los análisis de la horquilla.

La regulación de la bieleta consiste en hacer girar el tensor mientras que la cabeza de la articulación y la horquilla están montadas. La razón de haber elegido una rosca a derecha en la parte inferior y a izquierdas en la parte superior es porque el tensor trabaja como lo hacen los tensores que se emplean en las estructuras con cables. Al girar el tensor en el sentido anti horario el tensor se desenrosca respecto a la cabeza de la articulación y respecto a la horquilla, algo que no hubiese sucedido si ambas roscas fueran a derechas, ya que al desenroscarse de la cabeza de la articulación el tensor se roscaría sobre la horquilla, y como el paso de ambas roscas es el mismo la longitud del conjunto de la bieleta no cambiaría.

La bieleta puede tener una longitud entre los 170mm y 210mm, siendo 190mm el punto de partida. La variación de la longitud y el efecto que tienen en el comportamiento de la suspensión quedan explicados detalladamente en el apartado 3.7.1.3. Regulación de la suspensión. Para evitar que el sistema se desajuste con el cambio constante del valor de las sollicitaciones, se han ubicado dos contratueras, una que se rosca sobre la cabeza de la articulación y la otra sobre el tensor, para que ejerzan presión contra el tensor y la horquilla, respectivamente.

Un detalle a tener en cuenta respecto a los cálculos, es que demuestra que con una longitud roscada de 1,5mm la rosca ya soportaría la carga, y aunque la distancia

mínima que se ha especificado es de 2mm, sigue pareciendo ajustada para soportar 5600N. Esta situación de riesgo solo se da en la situación en la que la longitud es de 210mm, o dicho de otra manera, tras girar 5,7 veces el tensor en sentido anti horario respecto al punto de partida.



Figura 3.131. Diseño definitivo de la bieleta para su posición neutral: Longitud de 190mm.

3.7.2.3.1 Materiales

En este caso los materiales que se han escogido son el aluminio 6061-T6 para la horquilla y Acero S235JR para el tensor.

En el caso de la horquilla se trata de una pieza a mecanizar con un espesor de 4mm y una anchura de las orejas de 20mm, además de los acuerdos redondeados que aparecen en la parte inferior de las orejas. Debido a los bajos valores de tensión que se obtienen y al tamaño que tiene, se ha decidido no usar el acero, y aunque tiene una rosca a izquierdas en la parte inferior, los cálculos de la longitud mínima roscada [Ver Apartado 5.1.6 del Documento 5.1 Cálculos] indican que es un material válido para el propósito de la regulación de la suspensión.

En el caso del tensor se ha seleccionado el aluminio S235JR, debido a que la dureza superficial del acero es mayor que la del aluminio, y al tener rosca interna y

externa se ha decidido que conviene usar este material, además, su tamaño no es demasiado grande, por lo que la alta densidad del material no tiene demasiada importancia en comparación con la seguridad que ofrece.

Las propiedades mecánicas de ambos materiales son las siguientes:

Características Físicas y Mecánicas	Acero 235JR (A37b)	Aluminio 6061-T6
Peso Específico (gr/cm ³)	7,85	2,7
Punto de Fusión (°C)	1535	575-650
Coefficiente de Dilatación Térmica Lineal (10 ⁻⁶ °C ⁻¹)	11	23,6
Resistividad Eléctrica (microhmios-cm ² /cm)	19	4
Resistencia a Tracción (N/mm ²)	330	310
Límite Elástico 0,2 (N/mm ²)	240-360	270
Módulo de Elasticidad (N/mm ²)	200.000	69.500

Tabla 3.13. Propiedades físicas y mecánicas del Acero S235JR y aluminio 6061-T6.

3.7.2.3.2 Propiedades mecánicas

Tras realizar los análisis oportunos, se ha observado que tanto la horquilla como el tensor trabajan de forma adecuada a compresión, en la situación más desfavorable. Tal y como se puede observar en las figuras adjuntas, bajo las tensiones que se obtienen, en casi todas las zonas de ambas piezas, no superan los 100MPa, valor que dista mucho del valor que corresponde a la tensión del límite elástico de los materiales escogidos para ambos materiales.

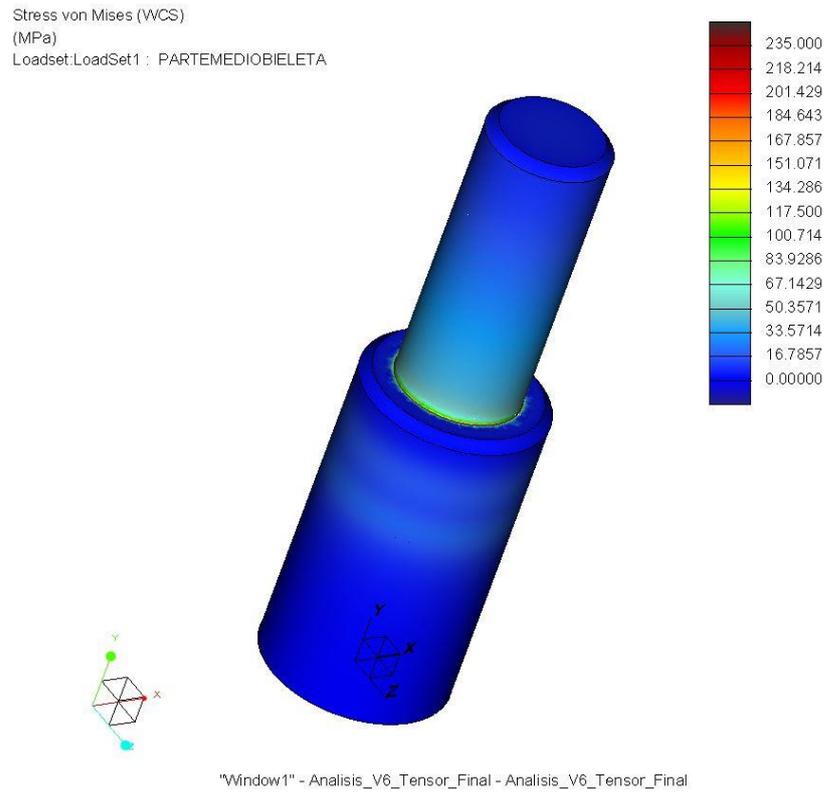


Figura 3.132. Distribución de tensiones de Von Mises en el tensor.

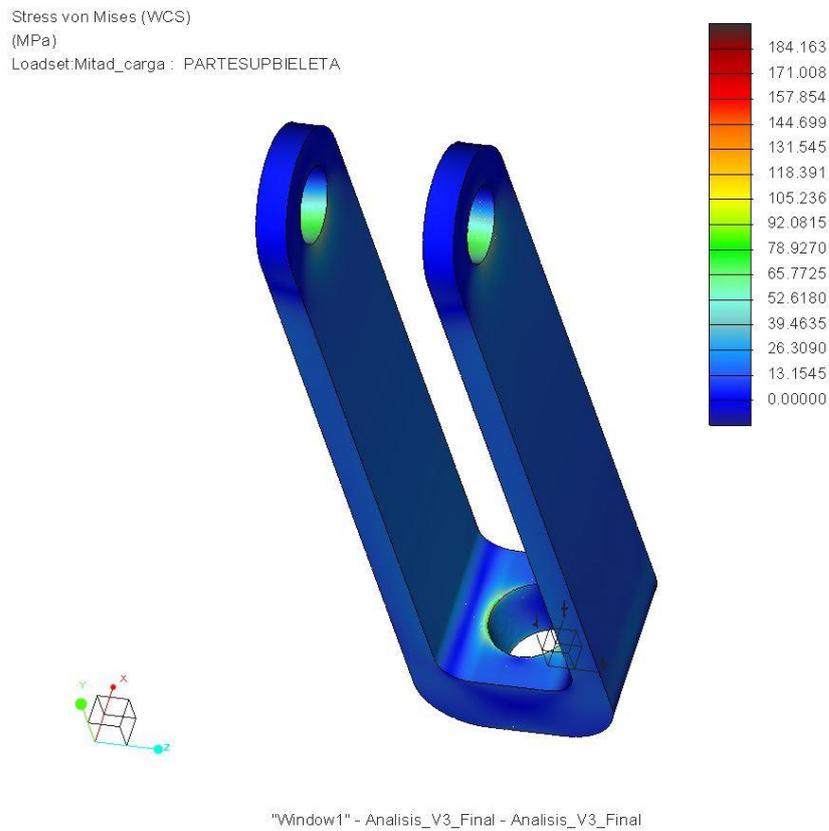


Figura 3.133. Distribución de tensiones de Von Mises en la horquilla.

Las restricciones geométricas de la horquilla vienen fijadas por el espesor mínimo, tal y como se especifica en el análisis de pandeo en la bieleta. En este caso, dicho espesor tiene un valor de 4mm, aunque el valor mínimo es de 3mm, y por debajo de ese espesor puede producirse el fallo por pandeo. Ese milímetro extra que se ha sumado, sirve para aumentar la seguridad de que la pieza no fallará.

El análisis de pandeo se puede ver en el capítulo 5.1.7 del documento 5.1. Cálculos. Debe de tenerse en cuenta que en los cálculos también ha habido un sobredimensionamiento, ya que se considera que las orejas funcionan como una barra biapoyada, cuando en realidad su comportamiento se parece más al de una barra biempotrada. En la Figura 3.135 y Figura 3.136 se puede observar la deformación que tendría la horquilla, la cual ha sido exagerada para la ocasión, porque según los análisis la deformación máxima es de 0,027mm.

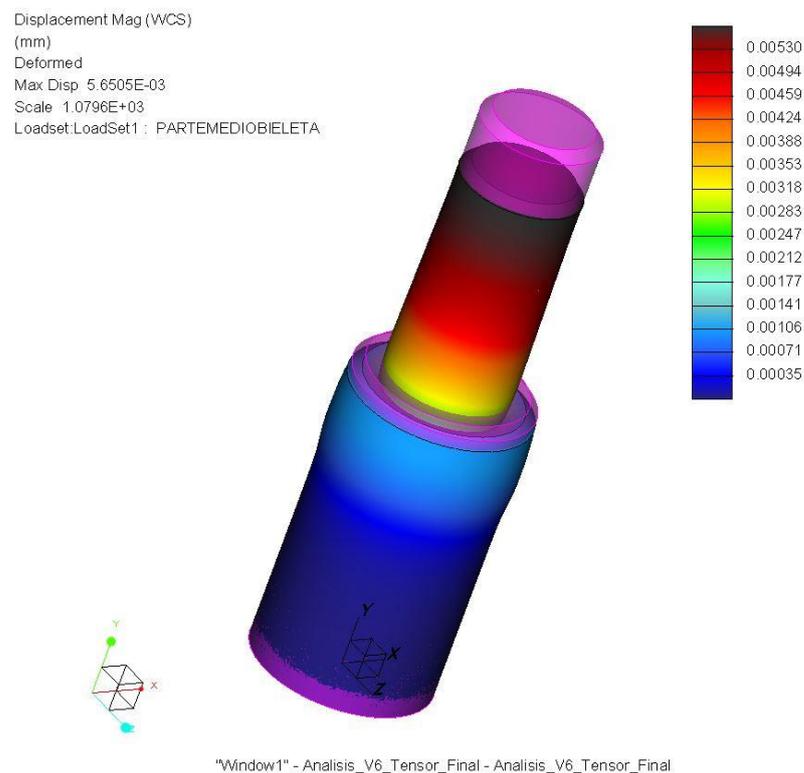
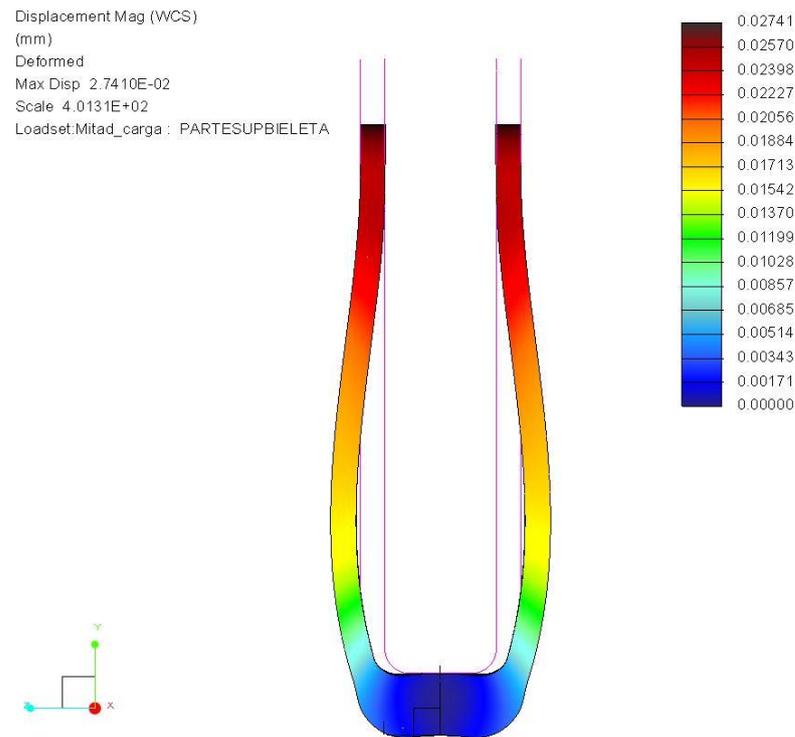
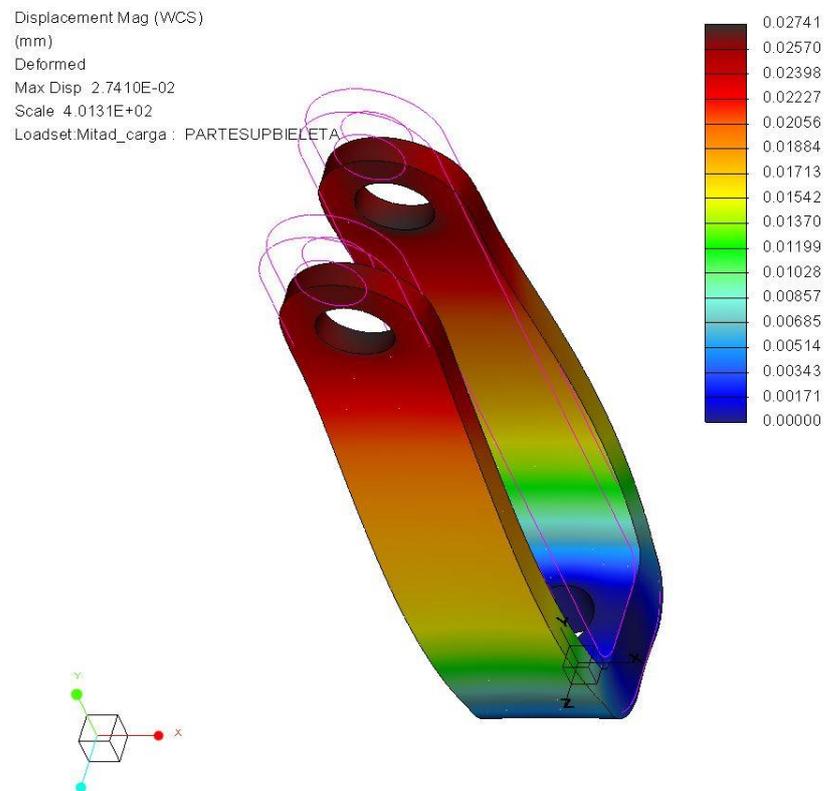


Figura 3.134. Deformaciones (sobredimensionadas) en el tensor.



"Window2" - Analisis_V3_Final - Analisis_V3_Final

Figura 3.135. Vista frontal de la deformación debida a la carga de compresión en los agujeros se la parte superior.



"Window2" - Analisis_V3_Final - Analisis_V3_Final

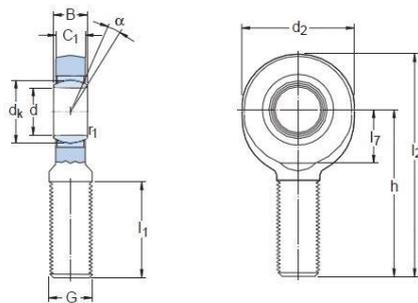
Figura 3.136. Deformación debida a la carga de compresión en los agujeros se la parte superior.

Teniendo en cuenta los resultados de las deformaciones y tensiones obtenidas, además de los resultados obtenidos para la regulación del sistema y los obtenidos del análisis de pandeo, se dan por válidas las características mecánicas y funcionales de la bieleta. A continuación se exponen los elementos normalizados que se han seleccionado.

3.7.2.3.3 Elementos de las uniones y contratuercas

Los elementos normalizados que corresponden a la bieleta son: la cabeza de la articulación inferior, la contratuerca roscada sobre dicha rotula a derechas y la contratuerca roscada sobre el tensor con rosca a izquierdas

La rotula que se ha seleccionado, para la parte inferior de la bieleta, tiene una rosca a derechas, e ira insertada en un tensor que tendrá el otro extremo con una rosca a izquierdas. Se trata de una cabeza de articulación libre de mantenimiento, por lo que no requiere lubricación ni un mantenimiento constante.



Dimensiones principales				Ángulo de inclinación	Capacidad de carga		Masa	Designaciones		dk	l1 min	l2 máx	l7 min	r1 min
d	d2 máx	G 6g	B C1 máx	α	dinám. C	estát. C0		rosca a derechas	rosca a izquierdas					
mm				grados	N		kg	-						
12	35	M 12	10 8,5	54	10	11 400 24 500	0,078	SA 12 C	SAL 12 C	18	28	73	17	0,3

Tabla 3.14. Datos de la rótula de la unión bieleta-basculante.

$$\text{Rotula SA 12 C} \left\{ \begin{array}{l} C = 1000 \text{ N} \\ C_0 = 24500 \text{ N} \\ d = 12 \text{ mm} \\ G = M 12 \text{ mm} \\ B = 10 \text{ mm} \\ C_1 = 8,5 \text{ mm} \\ d_{2 \text{ máx}} = 35 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} C_{1 \text{ máx}} = 8,5 \text{ mm} \\ h = 54 \text{ mm} \\ d_k = 18 \text{ mm} \\ I_{1 \text{ min}} = 11,5 \text{ mm} \\ I_{2 \text{ máx}} = 13,2 \text{ mm} \\ I_{7 \text{ min}} = 15,2 \text{ mm} \\ r_{1 \text{ min}} = 17,6 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Las contratuerzas escogidas son ambas de métrica doce (M12), con un paso de 1,75mm. Se trata de tuercas hexagonales bajas, según DIN 936 (o ISO 4035). Tal y como ya se ha mencionado, una de ellas tiene rosca a derechas y la otra a izquierdas (denominada como “LH” en los catálogos), y ambas tienen el mismo espesor, 6mm

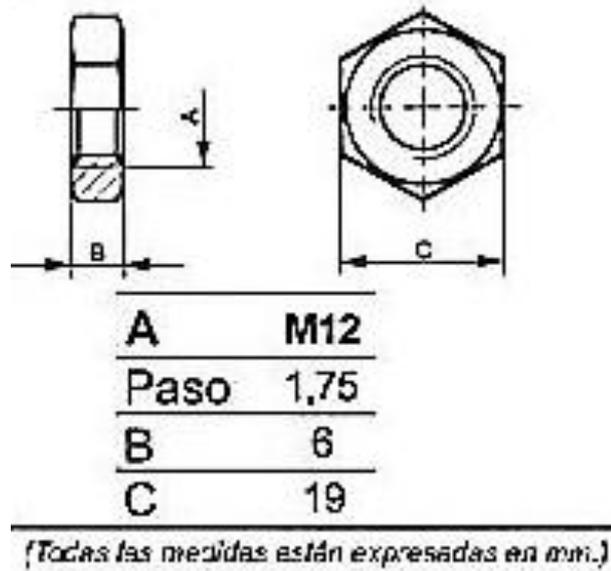


Figura 3.137. DIN 936 (ISO 4035).

3.7.2.4 Basculante (Prediseño)

Al formar parte de la suspensión, se ha realizado un diseño preliminar del basculante, para cumplir unas determinadas características. En el estudio de un basculante, como se puede observar a continuación, se deben tener en cuenta variados factores, por lo cual sólo esa pieza requiere un estudio independiente.

Al ser la base sobre la que se montan todos los componentes de la suspensión, la pieza que transmite las cargas desde la rueda hasta el amortiguador, debe cumplir unos requerimientos de rigidez estrictos. Además de la rigidez, se tiene que tratar de aligerarlo lo más posible, cumpliendo siempre con las necesidades de resistencia marcadas por el material y, además al tratar de no interferir con ninguna pieza, como por ejemplo la cadena. Es necesario un análisis en detalle de los modos y frecuencias, y su respectiva comparación con las frecuencias de las cargas que se dan en la realidad y que excitan cada modo, para posteriormente mejorar (si fuera preciso) los valores de la frecuencia natural para los diferentes modos.

El prediseño que se ha realizado del basculante cumple con los requerimientos del mecanismo, de masa (no supera los 5kg establecidos) y de rigideces, aunque, no se han tenido en cuenta elementos como la cadena, que podría interferir con el basculante, y aunque se ha hecho un análisis de modos y frecuencias no hay forma de conocer si las frecuencias naturales son válidas, porque no se tienen datos sobre la frecuencia de las solicitaciones.

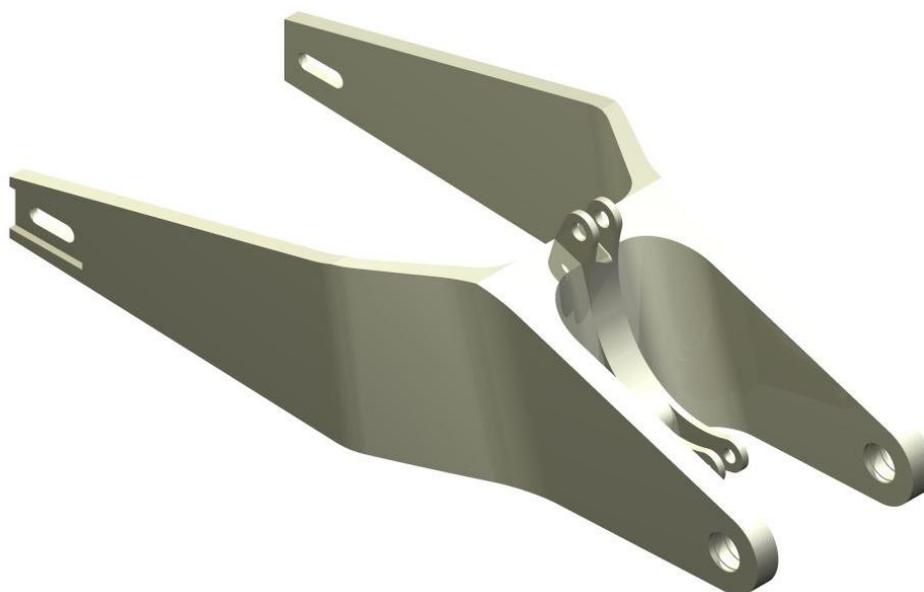


Figura 3.138. Pre-diseño final del basculante.

3.7.2.4.1 Materiales

El material que se ha seleccionado para el prediseño del basculante es el aluminio 6061-T6, por las propiedades mecánicas que tiene y por su baja densidad.

3.7.2.4.2 Resultados de los análisis por MEF

En el caso del basculante todas sus propiedades mecánicas se han obtenido tras realizar el análisis por MEF mediante el PTC Creo. Se han realizado tres tipos de análisis: el primer análisis que se ha ejecutado es el de las rigideces, después se ha realizado un análisis estático para comprobar las tensiones en los puntos de unión con el amortiguador y la bieleta, y por último se ha realizado un análisis de modos y frecuencias.

El tamaño máximo de los elementos de la malla que se ha fijado es de 5mm, aunque, al igual que en los análisis anteriores, el programa ha tendido a poner elementos de tercer orden o superior, por lo que se deduce que se ha adaptado bien a las formas de la pieza

3.7.2.4.2.1 Rigideces

Las rigideces que se han analizado corresponden a la lateral, longitudinal, a flexión y a torsión. Los valores de las rigideces que se han obtenido, así como las cargas, se estudian en el apartado 5.1.8 del Documento 5.1. Cálculos. Los valores de las rigideces se obtienen con los desplazamientos que se pueden ver en la Figura 3.139, Figura 3.140, Figura 3.142 y Figura 3.141. Los valores de las rigideces obtenidas han sido los siguientes:

$$\text{Rigidez Lateral} \quad \delta_{Lat.} = \frac{1 \text{ kN}}{1,116 \text{ mm}} = 0,896 \text{ kN/mm} < 0,9 \text{ kN/mm}$$

$$\text{Rigidez Longitudinal} \quad \delta_{Long.} = \frac{1 \text{ kN}}{0,01036 \text{ mm}} = 96,525 \text{ kN/mm} > 30 \text{ kN/mm}$$

$$\text{Rigidez a Flexión} \quad \delta_{Flex.} = \frac{1 \text{ kN}}{0,36464 \text{ mm}} = 2,7424 \text{ kN/mm}$$

$$\text{Rigidez Torsional} \quad 1 \text{ kNmm/}^\circ < \delta_{Tors} = \frac{1 \text{ kNmm}}{0,96^\circ} = 1,0417 \text{ kNmm/}^\circ < 1,5 \text{ kNmm/}^\circ$$

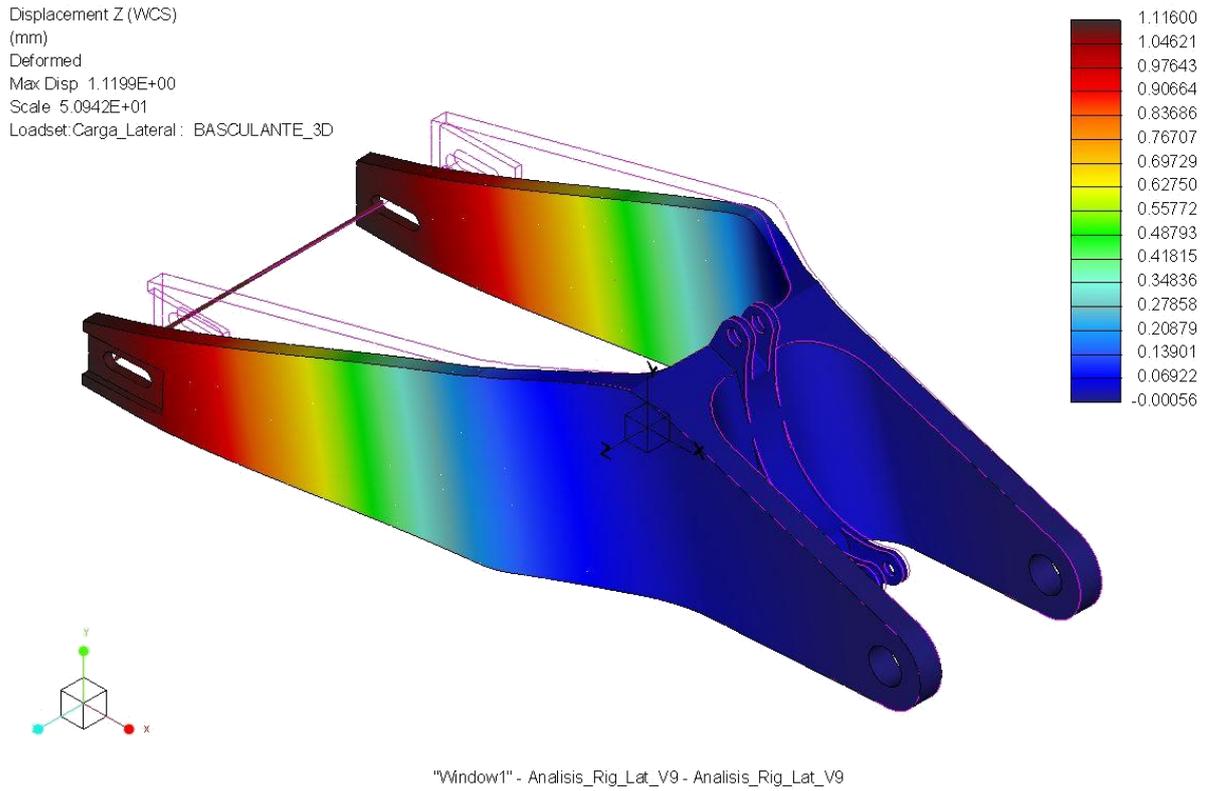


Figura 3.139. Desplazamientos para el cálculo de la rigidez lateral.

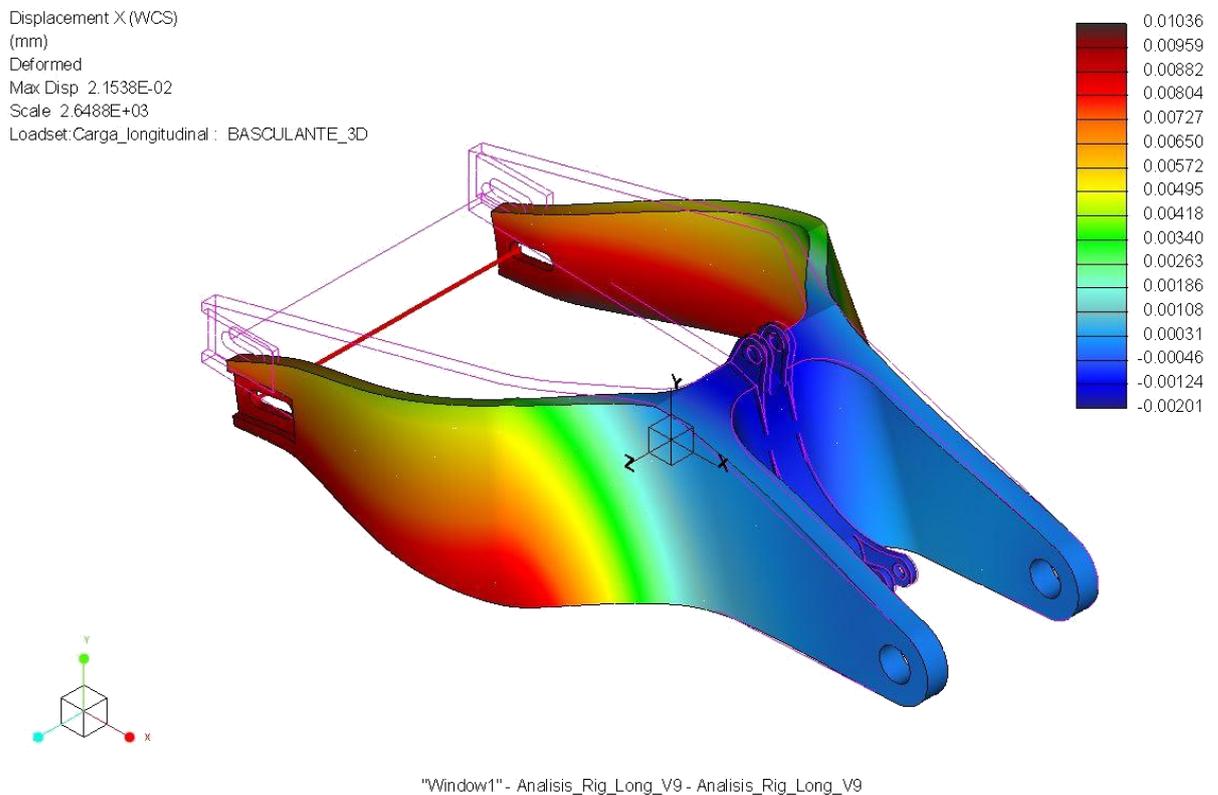


Figura 3.140. Desplazamientos para el cálculo de la rigidez longitudinal.

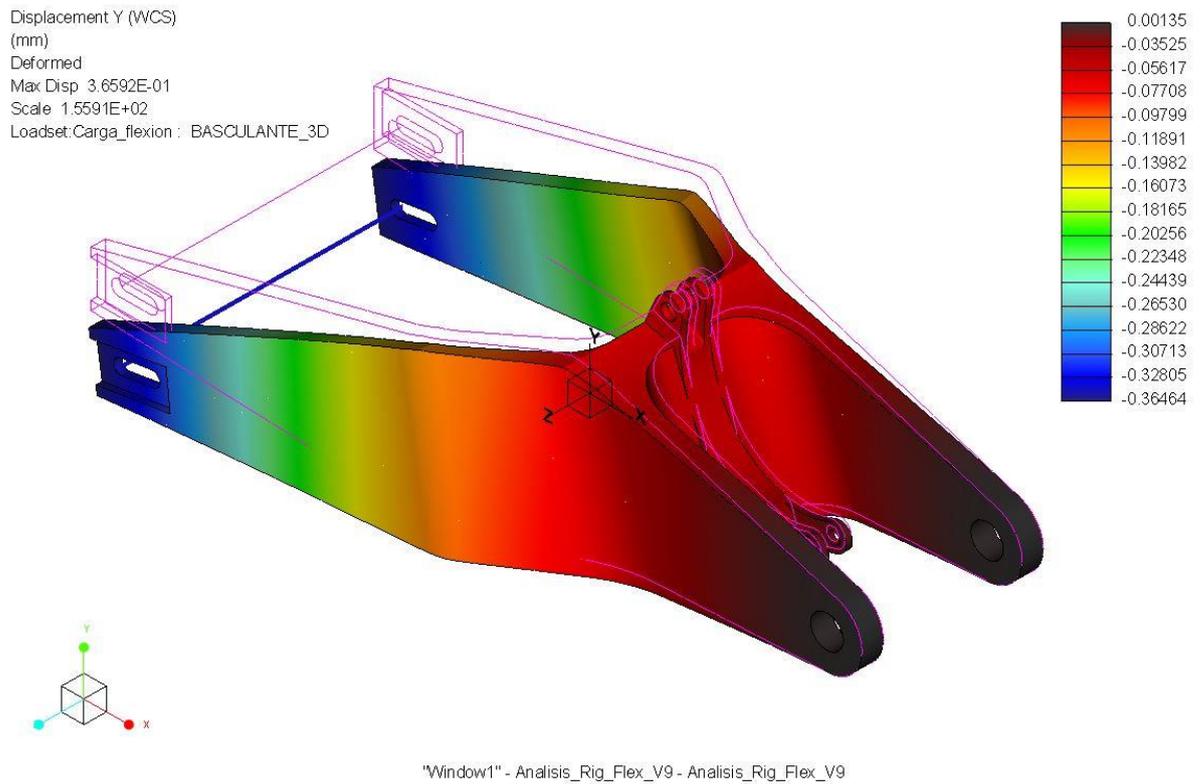


Figura 3.141. Desplazamientos para el cálculo de la rigidez a flexión.

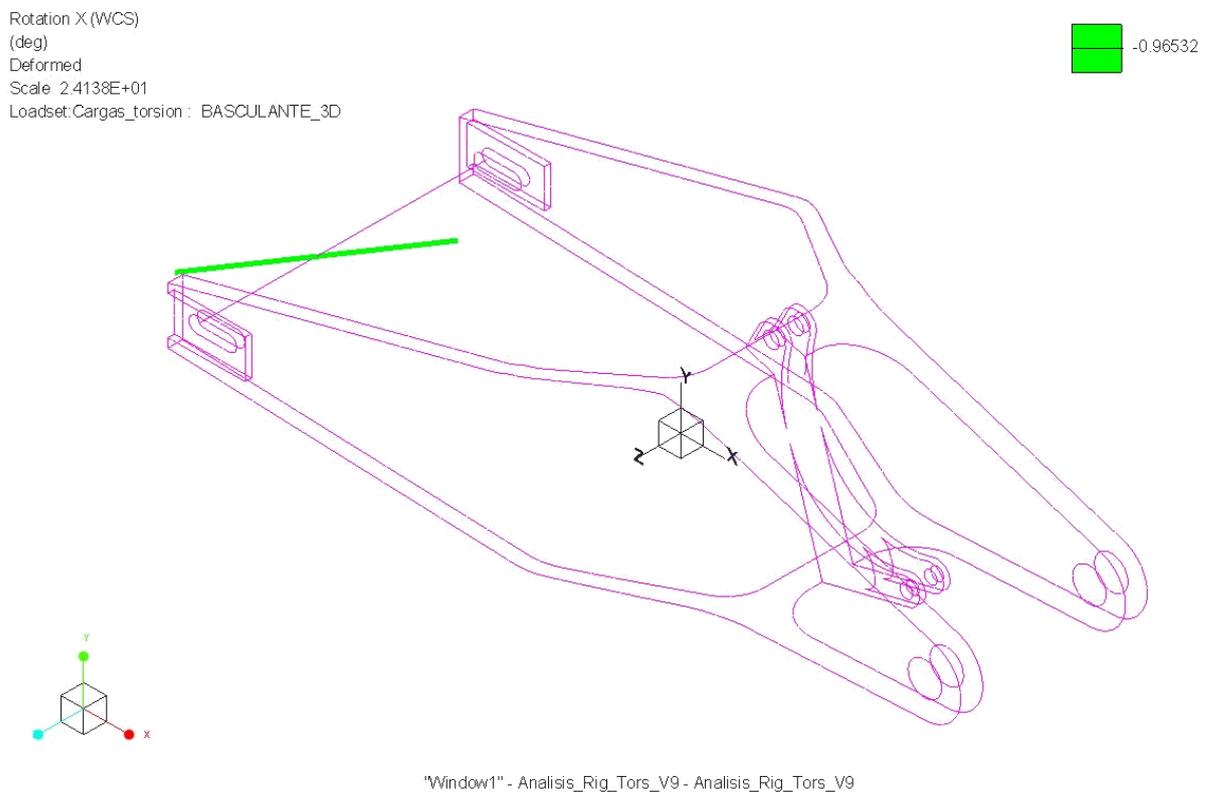


Figura 3.142. Giro del eje trasero para el cálculo de la rigidez a torsión.

3.7.2.4.2 Anclajes

Tras realizar el análisis anterior, se ha realizado otro análisis estático, para comprobar que los anclajes son válidos. Después de haber realizado varios análisis por MEF con distintos espesores, se ha llegado a la conclusión de que un espesor de 5mm es adecuado. Al realizar los análisis con espesores menores se ha observado un incremento sustancial de las tensiones en esa zona, pero al poner un espesor de 4mm se ha observado que dichas tensiones han disminuido mucho, hasta unos valores aceptables. Sin embargo, se ha decidido emplear un espesor de 5mm, ya que el aumento de peso es insignificante, frente a lo mucho que disminuyen las tensiones.

Para realizar el estudio existe la posibilidad de usar restricciones en la zona del eje de la rueda y en la zona de unión con el chasis, o no insertar restricciones y usar la opción "Inertia Relief". Se ha optado por la segunda opción, debido a que los resultados son parecidos y además se introducen todas las cargas. Los valores de las tensiones obtenidas no superan los 60MPa y el mayor desplazamiento es de 0,27mm (aunque con esta opción no se pueden considerar del todo fiables)

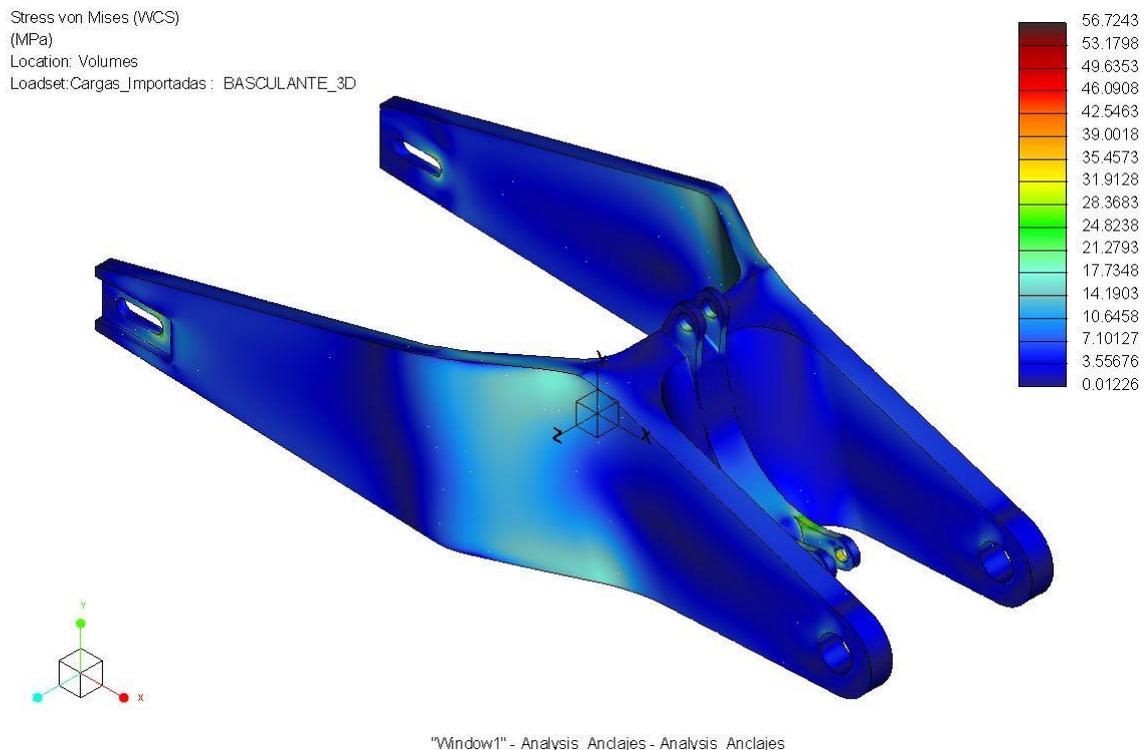


Figura 3.143. Tensiones calculadas con "Inertia Relief"

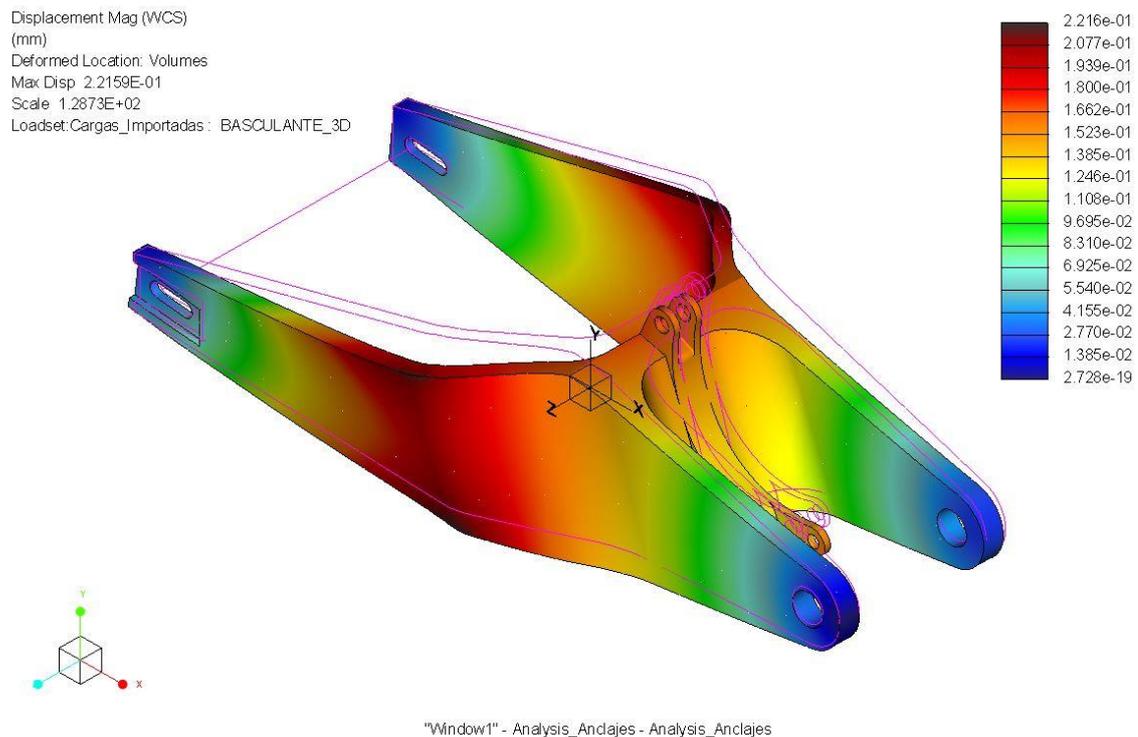


Figura 3.144. Deformaciones calculadas con "Inertia Relief"

3.7.2.4.2.3 Análisis modal

Para realizar el análisis modal se ha introducido el basculante en el PTC Creo y se ha creado un "Modal Analysis", en el cual se ha especificado los primeros 5 modos. Los resultados obtenidos muestran unas frecuencias, que en condiciones normales, se podrían considerar bajas, pero como no se saben las frecuencias de las solicitaciones no es posible comprobar si el basculante tiene unas propiedades aceptables. Para los primeros dos modos la frecuencia que les corresponde es cercana a los 18Hz, para el tercero y el cuarto la frecuencia es cercana a los 50Hz y para el quinto modo la frecuencia se acerca a los 100Hz.

Los modos y sus frecuencias se pueden apreciar en la figuras inferiores, donde se puede observar que los primeros cuatro modos coinciden con los comportamientos analizados para la obtención de las rigideces.

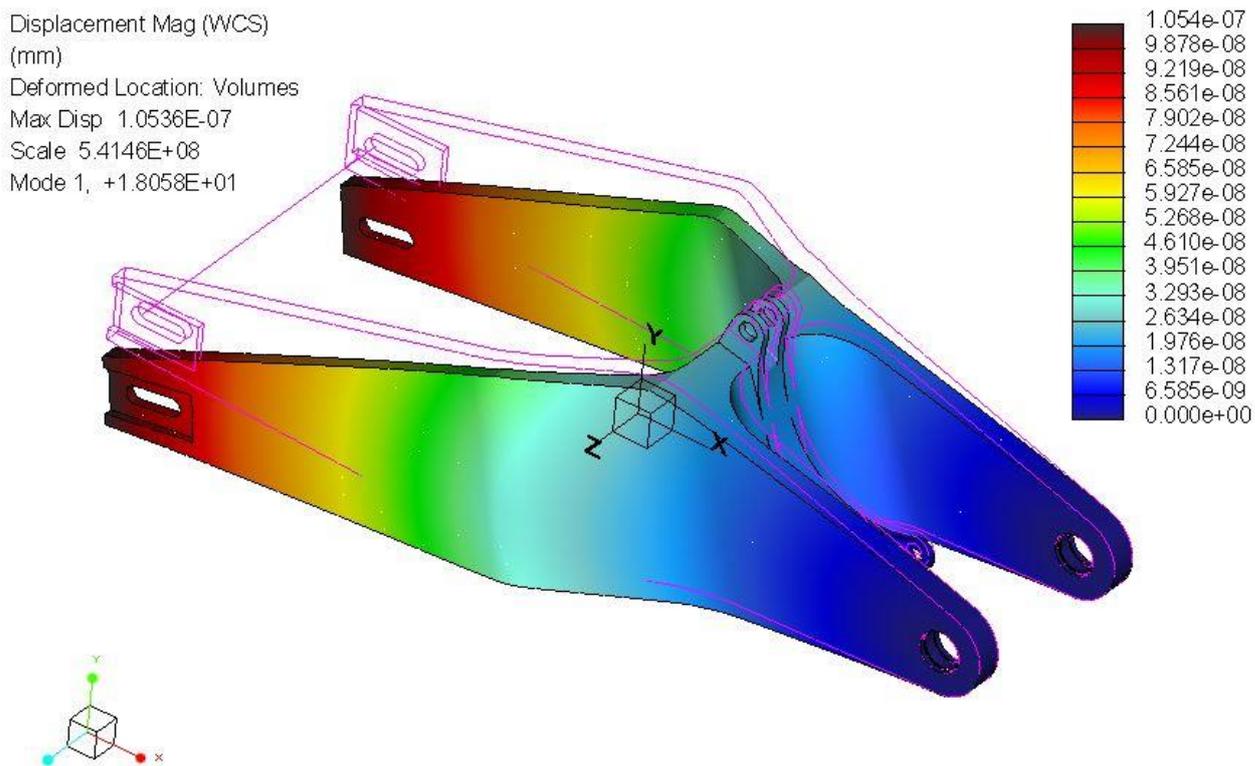


Figura 3.145. Modo 1.

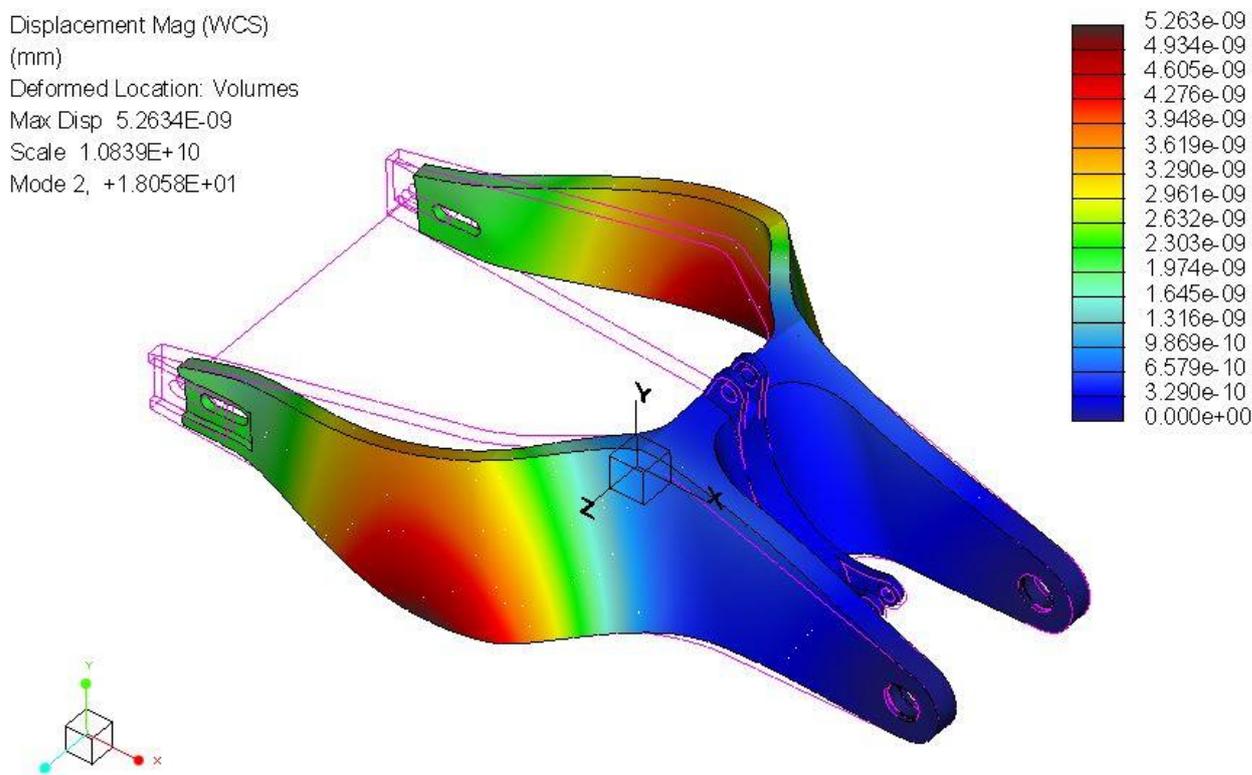


Figura 3.146. Modo 2.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Deformed Location: Volumes
Max Disp 1.3907E-07
Scale 4.1021E+08
Mode 3, +4.9777E+01

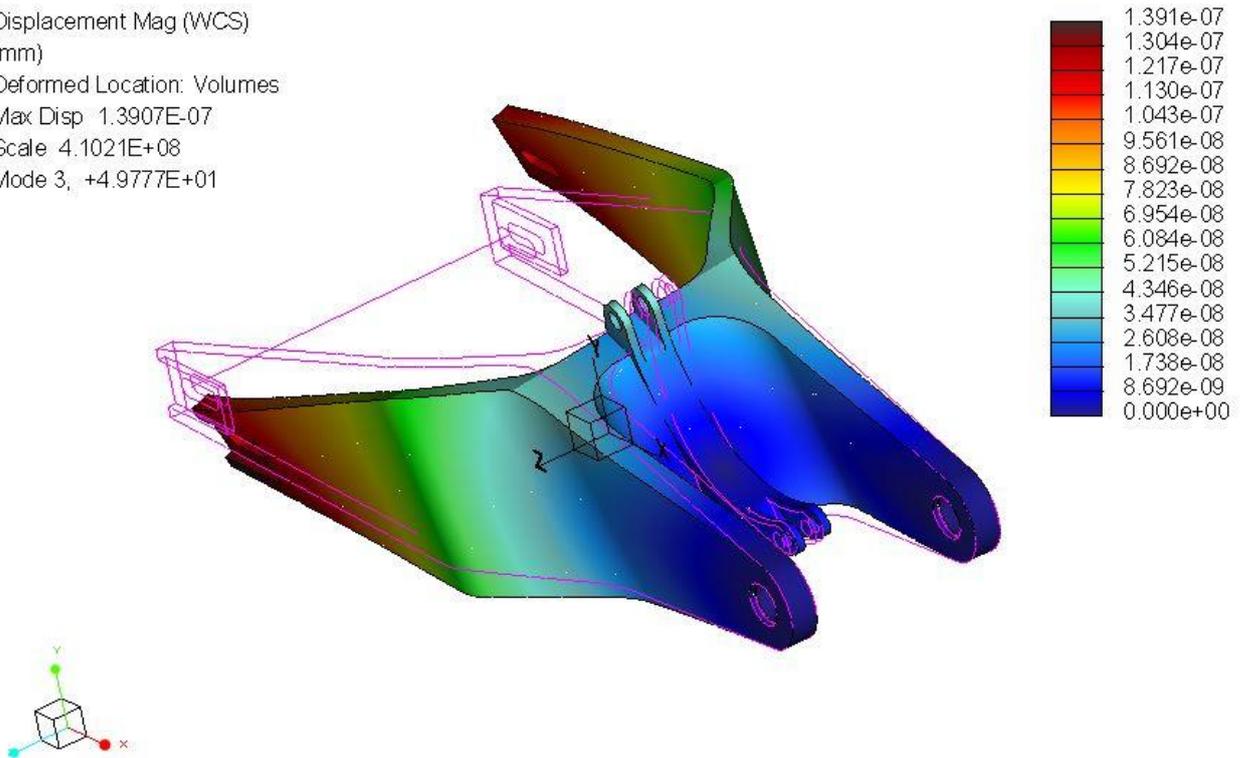


Figura 3.147. Modo 3.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Deformed Location: Volumes
Max Disp 8.3978E-08
Scale 6.7935E+08
Mode 4, +4.9777E+01

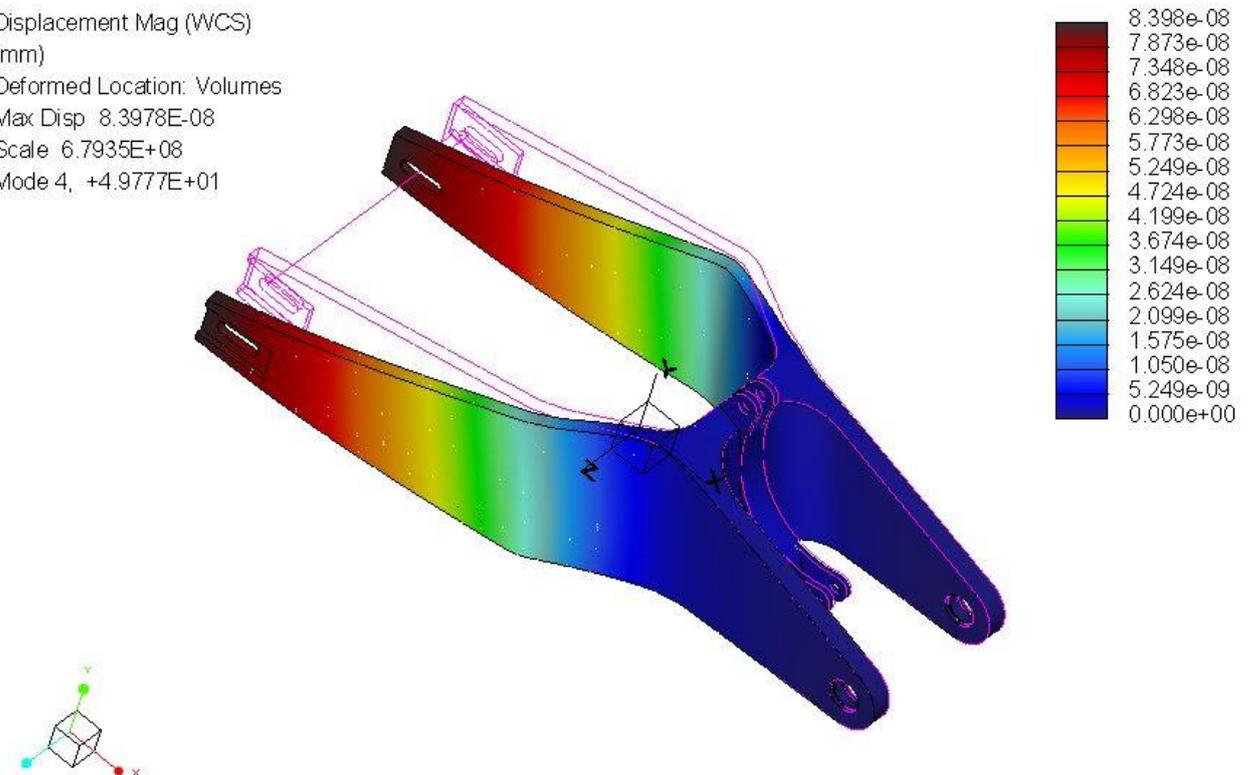


Figura 3.148. Modo 4.

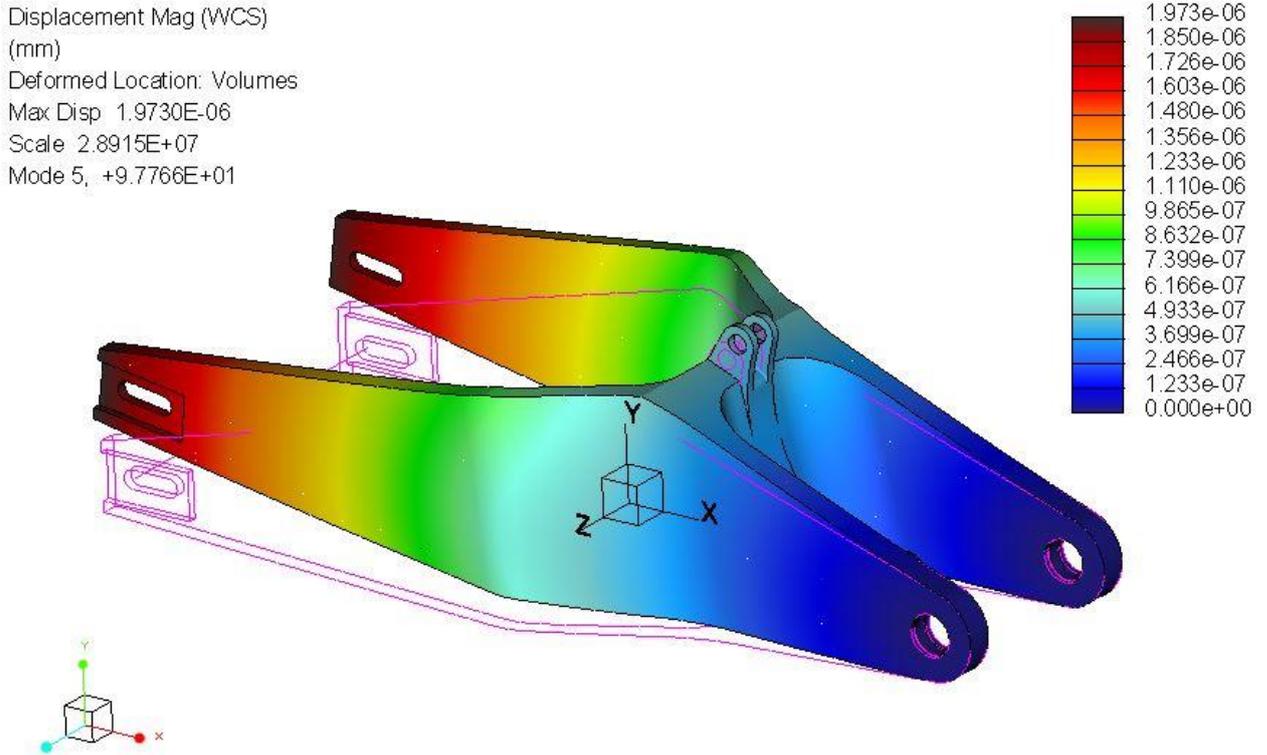
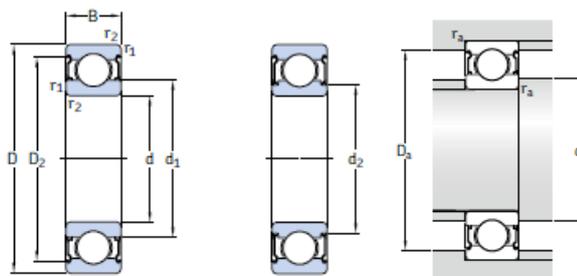


Figura 3.149. Modo 5

3.7.2.4.3 Rodamiento de la unión Basculante-Chasis

Aunque se trata de un prediseño y no se conoce el diámetro interno del eje del chasis se ha seleccionado un rodamiento válido para las cargas, y del tipo sellado, por lo que no requiere mantenimiento. Al igual que para el caso del rodamiento del balancín, este también tiene un diámetro interno de 10mm. Además del rodamiento también se han escogido 4 clips de seguridad, para asegurar la fijación de los rodamientos

Los datos de los rodamientos escogidos para el basculante son los siguientes:



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁾		Bearing capped on both sides
mm			kN		kN	r/min		kg	-
10	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	34 000	0,019	* 6000-2RSL

Dimensions					Abutment and fillet dimensions			
d	d ₁	d ₂	D ₂	r _{1,2}	d _a	d _a	D _a	r _a
	~	~	~	min.	min.	max.	max.	max.
mm					mm			
10	-	13	22,6	0,3	12	12,5	24	0,3

Tabla 3.15. Datos del rodamiento del basculante.

$$\text{Rodamiento } 6000 - 2RSL \left\{ \begin{array}{l} C_0 = 1,96 \text{ kN} \\ C = 4,75 \text{ kN} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 26 \text{ mm} \\ B = 8 \text{ mm} \\ d_{a \text{ min}} = 12 \text{ mm} \\ d_{a \text{ max}} = 24 \text{ mm} \end{array} \right.$$

En este caso los datos de los anillos que se han escogido para colocar en el basculante son los siguientes:

No. de Anillo	CARGA Dia. (mm)		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					
			DIAMETRO		ANCHURA	PRO-FUNDIDAD	ESPESO		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel Rad./admisible
	Dh	Dg	Tol.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	Kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	P'r kN
DHO-26	26	27,2	+0,21	1,30	0,60	1,20	-0,06	27,9	+0,42 -0,21	4,7	2,8	2,0	1,60	1,8	13,8	8,40	1,0	4,6

Tabla 3.16. Datos de los anillos RotorClip a colocar en el basculante.

$$\text{Anillo elastico DHO} - 26 \left\{ \begin{array}{l} Dh = 26 \text{ mm} \\ W = 1,3 \text{ mm} \\ T = 1,2 \text{ mm} \\ Dg = 27,2 \text{ mm} \end{array} \right.$$

3.7.2.5 Otros elementos de las conexiones

Para las uniones entre los elementos se ha optado por el sistema tradicional con elementos roscados junto con rotulas y rodamientos, dependiendo de las uniones.

Todas las uniones entre las piezas disponen de los siguientes elementos:

- Tornillo.
- Tuerca.
- Arandelas por ambos lados de la pieza.
- Casquillos que posibilitan la separación y centrado de las piezas.
- Elementos que posibilitan el giro relativo entre piezas, ya sea usando rotulas o rodamientos.

De los elementos nombrados en la lista anterior aún no se han definido los casquillos, los tornillos, las arandelas y las tuercas.

3.7.2.5.1 Casquillos

La función de los casquillos es la de asegurar que las piezas no tienen holgura en la dirección del perno de cada unión, es decir, su función es la de mantener lo más centradas posibles las piezas.

Estos casquillos se han colocado en algunas piezas por necesidad, como es el caso de la unión del resorte con el balancín:



Figura 3.150. Casquillos de bronce en la unión Amortiguador-Balancín

En el resto de los casos se han insertado casquillos para que la rótula pueda tener más movimiento fuera del plano, en caso de ser necesario para el montaje y para evitar el deslizamiento de las piezas a lo largo de los pernos.

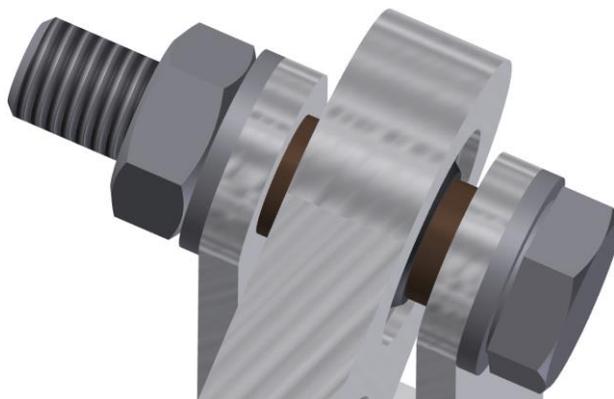


Figura 3.151. Casquillos de la unión balancín-horquilla.

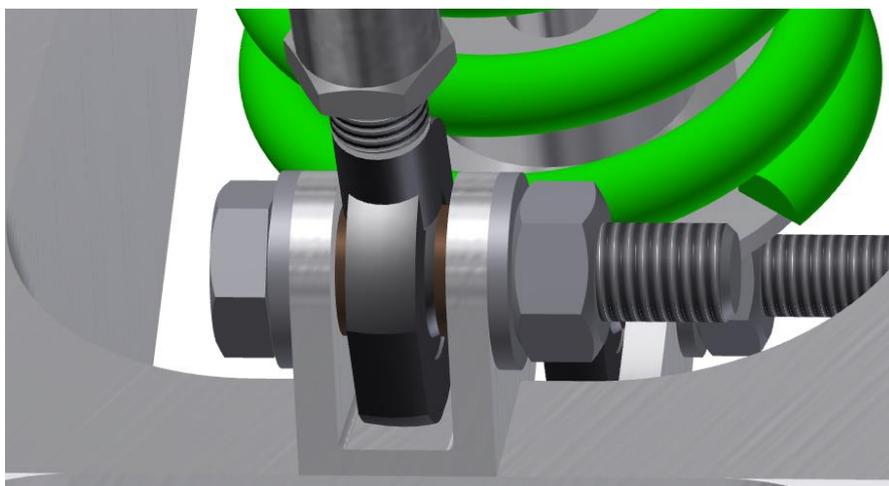


Figura 3.152. Casquillos de la unión bieleta-basculante

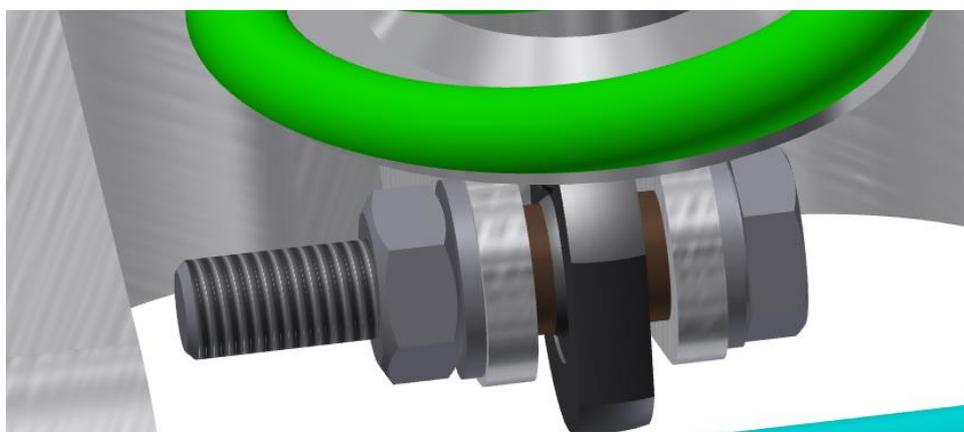


Figura 3.153. Casquillos de la unión basculante-amortiguador.

3.7.2.5.2 Tornillos

Los pernos que se han escogido son de grado 8.8, con una zona sin roscar y otra roscada para insertar la tuerca. La zona sin roscar facilita el giro relativo de las piezas.

Los pernos escogidos son de cabeza hexagonal, para facilitar su montaje con una llave de tubo, exactamente son los tornillos DIN 931, y la elección para cada unión es la de la tabla inferior:

Rosca y longitud nominal	Ubicación
M10 x 50	Balancín-Bieleta
M10 x 70	Balancín-Amortiguador
M12 x 55	Basculante-Bieleta
M10 x 55	Amortiguador-Basculante

Tabla 3.17. Tornillos DIN 931 escogidos.

3.7.2.5.3 Arandelas

Las arandelas que se han seleccionado son las DIN 125. Estas se sitúan en ambos lados de las uniones perneadas, aunque lo habitual suele ser montarlas en el lado de la rosca, para evitar dañar la superficie de la pieza. Teniendo en cuenta eso hacen falta ocho arandelas, de las cuales seis son DIN125-A10,5 para las uniones con un perno de métrica diez y dos arandelas DIN125-A13 para la unión bieleta basculante, por tener un perno de métrica doce.

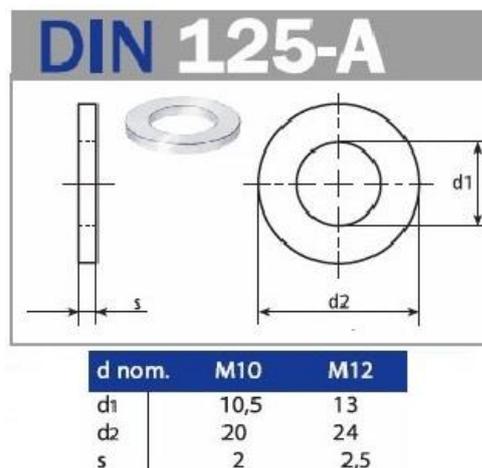


Figura 3.154. Arandelas DIN 125^a.

3.7.2.5.4 Tuercas

Las tuercas que se han seleccionado para la ocasión son las DIN 934, de las cuales han hecho falta cuatro: tres de ellas son DIN934-M10x1,5 para los pernos M10 y DIN934-M12x1,75 para el perno de M12.

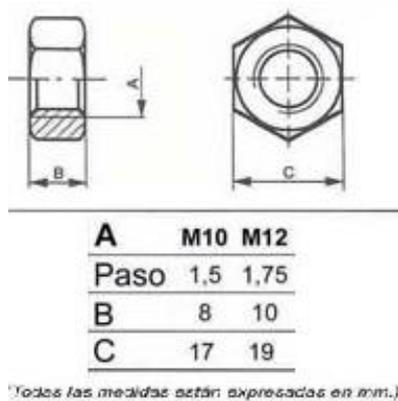


Figura 3.155. Tuercas DIN 934.

3.7.2.6 Conjunto final

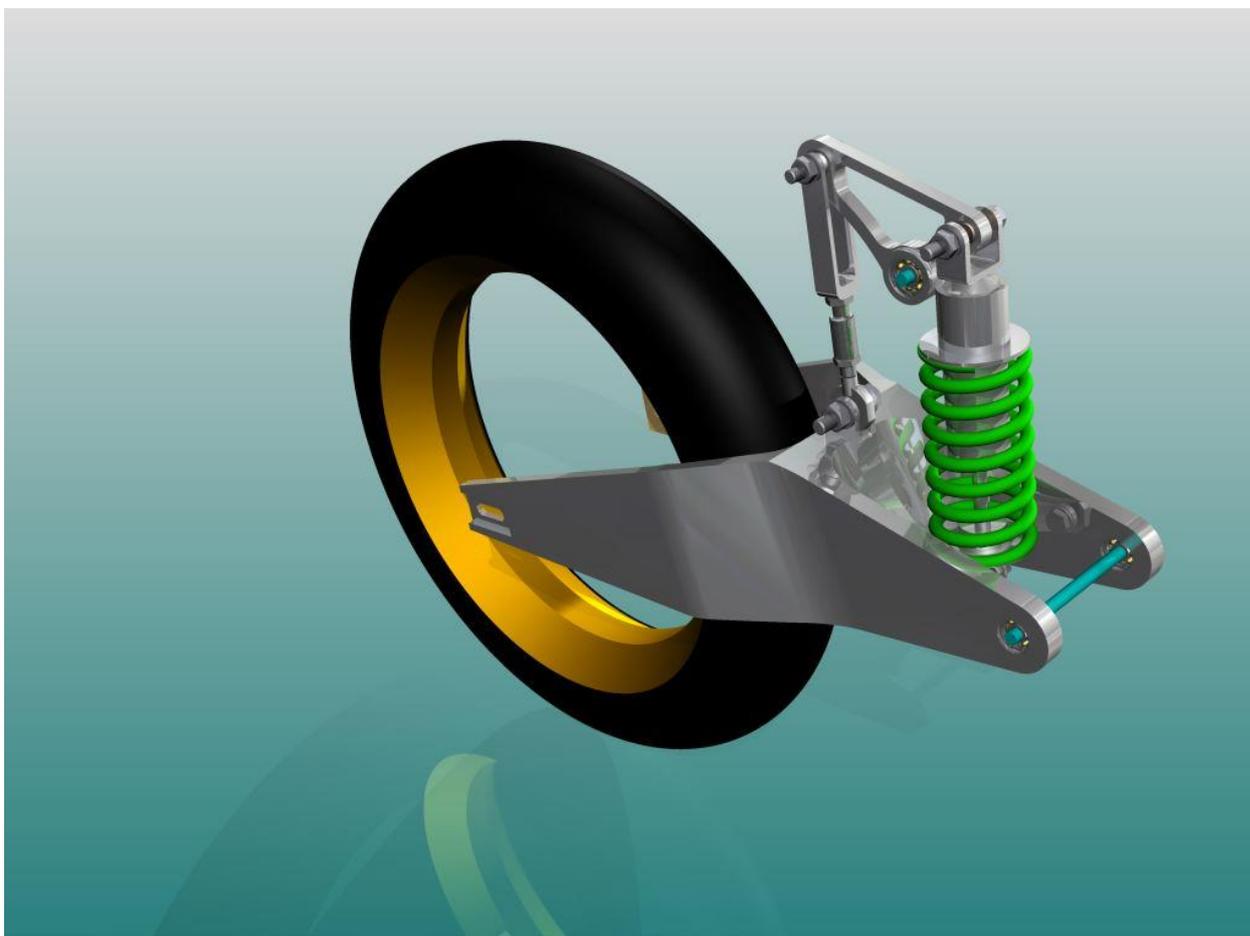


Figura 3.156. Conjunto final.

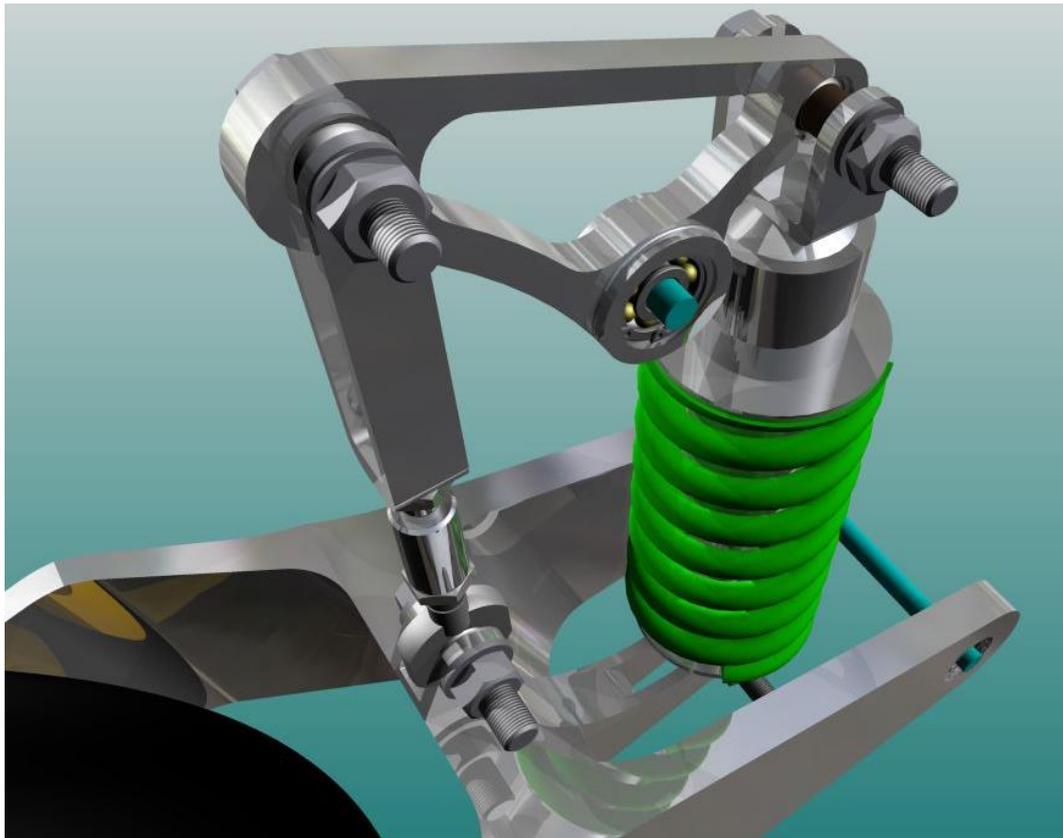


Figura 3.157. Detalle de la zona del balancín desde arriba.

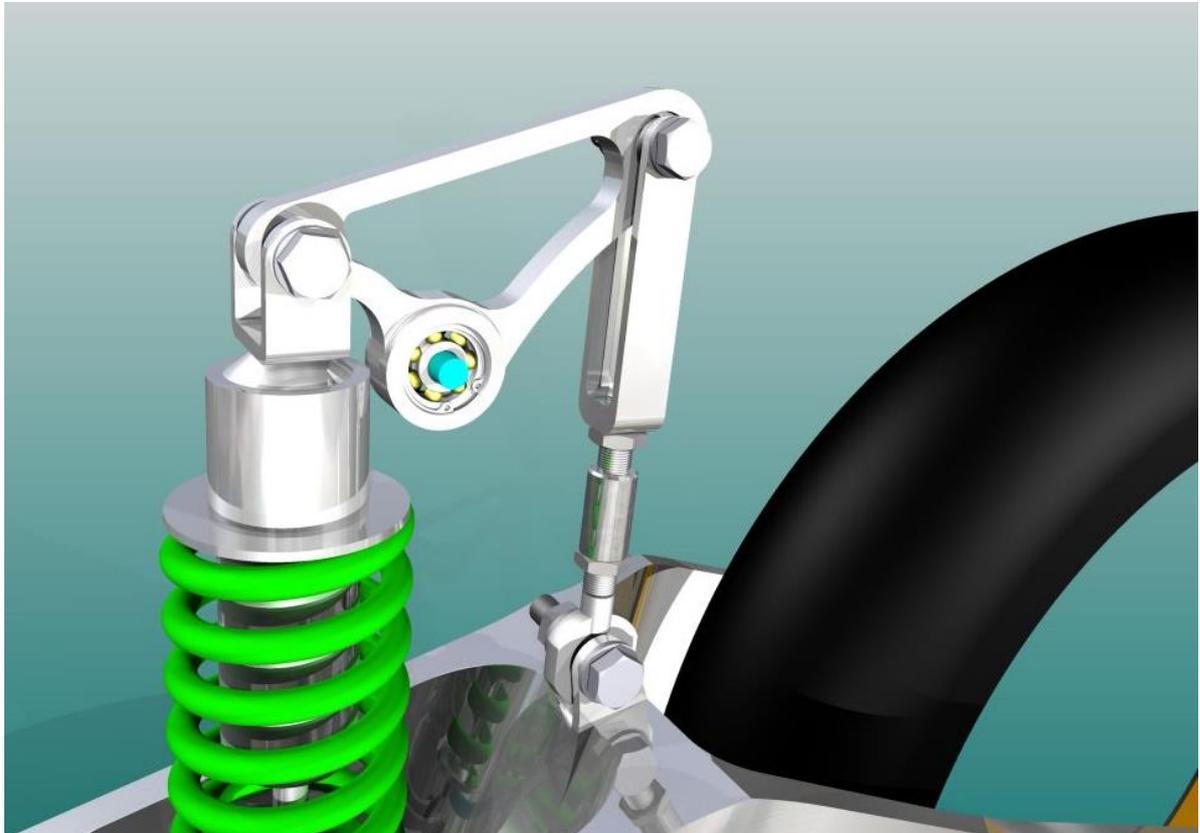


Figura 3.158. Detalle de la zona del Balancín desde el costado.

3.8 Valoraciones Generales y Líneas Futuras

3.8.1 Valoraciones generales

La realización de este estudio para el Trabajo de fin de Grado ha supuesto todo un reto por varias razones. En mi caso, tenía escasos conocimientos técnicos sobre las motocicletas, puesto que es un mundo que me era desconocido, y aunque hemos estudiado una parte concreta de la motocicleta también, ha resultado necesario conocer el resto de elementos de la motocicleta, que se interrelacionan con la suspensión trasera. En general ha resultado una labor muy interesante e instructiva.

El hecho de haber juntado en un solo trabajo una gran cantidad de los conceptos estudiados a lo largo del grado, con el objetivo de diseñar algo directamente aplicable en un caso real, ha sido emocionante y una buena forma de comprobar la aplicabilidad de esos conocimientos adquiridos a lo largo de los últimos 4 años.

En el proceso de realización del estudio se ha hecho frente a una problemática diversa, la mayoría de problemas relacionados con el software PTC Creo, un programa desconocido previamente, y el hecho de adquirir la destreza necesaria ha resultado un reto, por la falta de fuentes de información fácilmente disponibles, incluso en internet se ha encontrado poca información (comparando con otros programas como los AutoDesk o Catia). Finalmente, se ha conseguido un perfecto dominio (sino absoluta) del software, el cual ha sido idóneo para poder proyectar el mecanismo y después poder diseñar y analizar los modelos por MEF, y al final ha resultado ser incluso amigable. El resto de los retos, relacionados con conceptos sobre las motocicletas, se han podido resolver empleando diversas fuentes de información.

Hemos logrado profundizar en el mundo de las motocicletas desde un punto de vista técnico, desarrollando aquellas características prácticas y reales que se precisan en un basculante y en un sistema de suspensión. Se ha podido comprobar lo arduo que resulta el diseño del mecanismo o los modelos finales de la suspensión, debido a los grandes cambios en el comportamiento que suponen pequeñas modificaciones en casi cualquier parámetro de la suspensión.

3.8.2 Líneas futuras

Tal y como se ha mencionado en otros puntos, a lo largo de este estudio, el basculante resulta una parte fundamental de la suspensión de las motocicletas de competición. En este trabajo se ha estudiado en profundidad el mecanismo de bieletas Full-Floater, diseñando y definiendo los componentes que la forman. En cuanto al basculante, se ha realizado un prediseño general, determinando y estudiando su rigidez con el material seleccionado, aluminio 6061-T6.

Se han obtenido los primeros cinco modos y frecuencias de vibración del basculante, ya que su estudio resulta de gran importancia en relación a la estabilidad de la motocicleta y su respuesta ante las diferentes perturbaciones que pueda sufrir mientras está rodando.

Entre las líneas futuras que pudiera tener este estudio, estarían las centradas en el basculante, ya que el resto de los elementos han sido analizados en profundidad, a excepción de los materiales empleados en los mismos, sobre los que se podría profundizar mucho más. En este caso no ha sido necesario este estudio de materiales, dada la excelente relación peso/resistencia que proporcionan las piezas (aparte del basculante).

En lo que respecta al basculante, de cara al futuro, esto es lo que pensamos que se podría desarrollar:

- Estudio de los modos y frecuencias del basculante; analizarlos y comparar las frecuencias de cada modo con las de las solicitaciones que se pudieran producir mientras la motocicleta rueda, con el fin de aumentar las frecuencias de cada nodo y que se sitúen muy por encima del de las solicitaciones.
- Rediseño del basculante para que no interfiera con la cadena. No es posible saber si el prediseño actual interfiere con la cadena, en caso de que lo hiciera, evidentemente no se podría montar en la motocicleta, así que requeriría rediseñar la zona de interferencia.
- Estudio de la relación entre la rigidez lateral, la rigidez a torsión y el peso del basculante. Tal y como se puede ver, para un peso de casi 5kg (4,98kg) la rigidez lateral y la torsional están muy cerca del límite máximo establecido y, aunque se han realizado diversos análisis, no se ha encontrado manera de

reducir el peso, aumentar la rigidez a torsión y no sobrepasar la máxima rigidez lateral impuesta.

- Estudio de la unión del basculante con el chasis. Tal y como se ha mencionado, con un eje de 10mm en el chasis, en lo referente a las tensiones de cortadura, el sistema no tendría por qué tener ningún problema, sin embargo, pudieran existir otros problemas que impidieran que el eje fuera de 10mm, por lo que haría falta analizar la zona en cuestión.
- Realizar un estudio de fatiga del basculante, y de los componentes de la suspensión. Lo que se ha diseñado, realmente, se puede considerar un prototipo, pues no se ha realizado un análisis dinámico y su relación con la fatiga del material. Si en un futuro hubiera intención de fabricarlo en serie, sería un estudio imprescindible.
- Estudio del efecto producido por el tiro de la cadena en el basculante y los componentes que la conforman; el basculante tiene el centro de rotación separado del piñón del motor y, al bascular, tensa la cadena generando fuerzas que no se han considerado en este proyecto.
- Estudio de los esfuerzos generados cuando se usa el freno trasero; extremo obviado en este proyecto, por su menor uso en competición, pero que resultaría importante para un estudio completo.
- Análisis de los posibles métodos de fabricación para el basculante.

Para el resto de los elementos, se pueden realizar diversos estudios para seleccionar materiales más ligeros, para similares características mecánicas, así como analizar posibles métodos de fabricación o cambiar el sistema de regulación de la suspensión, por si el presentado no cumple con las expectativas.

