



UNIVERSIDAD DE JAÉN  
*Escuela Politécnica Superior (Jaén)*

Trabajo Fin de Máster

# ESTUDIO TÉCNICO DE ACOPLAMIENTO ELÁSTICO ENTRE LAS SUSPENSIONES DE UNA MOTOCICLETA

**Alumno/a:** Sánchez Jiménez, Jose Luis

**Tutor/a:** Prof. D. Jose Enrique Mata Bago  
Prof. D. Manuel Gonzalo Alcázar Vargas

**Dpto.:** Ingeniería Mecánica y Minera

**Febrero, 2022**



Universidad de Jaén

Escuela Politécnica Superior de Jaén

Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera

Don JOSE ENRIQUE MATA BAGO y MANUEL GONZALO ALCAZAR VARGAS tutores del Proyecto Fin de Carrera titulado: ESTUDIO TÉCNICO DE ACOPLAMIENTO ELÁSTICO ENTRE LAS SUSPENSIONES DE UNA MOTOCICLETA, que presenta JOSE LUIS SÁNCHEZ JIMÉNEZ, autoriza su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

Jaén, 14 de FEBRERO de 2022

El alumno:

JOSE LUIS SÁNCHEZ JIMÉNEZ

Los tutores:

MATA BAGO  
JOSE ENRIQUE -  
25944527K

Firmado digitalmente por  
MATA BAGO JOSE  
ENRIQUE - 25944527K  
Fecha: 2022.02.14 00:03:18  
+01'00'

ALCAZAR VARGAS  
MANUEL  
GONZALO -  
77377353V

Firmado digitalmente por  
ALCAZAR VARGAS MANUEL  
GONZALO - 77377353V  
Fecha: 2022.02.14 10:20:58  
+01'00'

JOSE ENRIQUE MATA BAGO  
MANUEL GONZALO ALCAZAR VARGAS

**Índice**

1.	Introducción	8
2.	Motivación	8
3.	Antecedentes	9
3.1.	Objetivo de la competición	10
3.2.	Etapas de la competición	10
3.3.	Reglamentación y normativa	11
3.3.1.	Reglamento técnico, suspensiones	11
3.4.	Elementos del basculante y de la suspensión trasera	12
3.4.1.	Basculante	13
3.4.2.	Muelle o resorte	14
3.4.3.	Amortiguador	14
3.4.4.	Balancín o rocker	15
3.4.5.	Bieletas	15
3.5.	Elementos de la horquilla y de la suspensión delantera	16
3.6.	Tipos de suspensión trasera	25
3.6.1.	Amortiguador conectado al chasis y al basculante	27
3.6.2.	Sistema de balancín con bieletas conectadas al basculante	28
3.6.3.	Sistema de bieletas con balancín conectado al basculante	29
3.7.	Tipos de suspensión delantera	30
3.8.	Problemas de las suspensiones tradicionales	40
3.9.	Sistema de suspensiones no convencionales del prototipo	43
3.10.	Geometría del acoplamiento entre suspensiones	46
3.10.1.	Acoplamiento elástico y su relación con la alta competición	47
3.10.2.	Limitaciones del sistema	50
4.	Planteamiento del estudio y el diseño	52

4.1. Descripción de los análisis teóricos y metodología de las simulaciones realizadas	52
4.2. Estudio de los elementos de la suspensión	53
4.2.1. Ensayos realizados a los diferentes resortes del acoplamiento	53
4.2.2. Estudio analítico y mediante simulaciones numéricas con software de tipo CAE, de la variación geométrica de los sistemas de suspensiones ante oscilaciones verticales. Representación de las curvas de rigidez equivalente.	56
4.2.2.1. Desarrollo teórico	56
4.2.2.2. Simulación numérica con programa tipo CAE	62
4.2.2.3. Geometría CAD	63
4.2.2.4. Uniones articuladas, definición de los mecanismos	64
4.2.2.5. Elementos dinámicos	65
4.2.2.6. Representación de las curvas de rigidez equivalente	70
4.3. Estudio del comportamiento estático y dinámico	75
4.3.1. Evaluación de cargas y factores de diseño	75
4.3.1.1. Frenada a Fondo	75
4.3.1.2. Aceleración máxima	75
4.3.1.3. Paso por curva	76
4.3.1.4. Fuerzas laterales	76
4.3.1.5. Test de carga estática	78
4.3.1.6. Factores de aplicación de cargas	79
4.3.2. Análisis dinámico	79
4.3.2.1. Squat y Dive	80
4.3.2.2. Aceleración máxima y situación del centro de masas	84
4.4. Cálculo estructural	86
4.4.1. Mallado de los elementos estructurales	87
4.4.1.1. Basculante Completo	87
4.4.1.2. Balancín delantero	87

4.4.2. Cálculos de tensiones y deformaciones del basculante y balancín delantero y cabezas	88
4.4.2.1. Carga horizontal progresiva	88
4.4.2.2. Carga vertical progresiva	90
4.4.2.3. Paso por curva	92
4.4.2.4. Aceleración máxima	94
5. Conclusiones	95
6. Bibliografía	96

## Índice de ilustraciones

Ilustración 1. Imagen del equipo EPS Jaén ujaenteam, Circuito de Motorland 2020 .....	9
Ilustración 2. Imagen de los prototipos que compiten en MotoStudent VI.....	10
Ilustración 3. Basculante del prototipo .....	14
Ilustración 4. Resorte de la suspensión .....	14
Ilustración 5. Amortiguador .....	15
Ilustración 6. Rocker de la suspensión trasera del prototipo.....	15
Ilustración 7. Bieleta de la suspensión trasera del prototipo .....	16
Ilustración 8. Horquilla telescópica convencional .....	16
Ilustración 9. Muelles de doble constante elástica usados en horquillas comerciales (Izquierda) y muelles con constante elástica simple usados en prototipos de competición (Derecha) .....	18
Ilustración 10. Diferencia entre precarga y “sag” en la suspensión.....	19
Ilustración 11. Amortiguador trasero con ajuste de precarga que afecta al “sag” y a la altura de la moto.....	20
Ilustración 12. Elementos hidráulicos tipo de una horquilla telescópica convencional.....	21
Ilustración 13. Comportamiento de los distintos tipos de amortiguación.....	22
Ilustración 14. Diagrama de la construcción y funcionamiento del pistón en un amortiguador. ....	23

Ilustración 15. Amortiguador con reserva externa.....	23
Ilustración 16. Variación de la curva de amortiguación con distintos ajustes internos del amortiguador.....	24
Ilustración 17. Moto Guzzi Corsa V2 (1928).....	26
Ilustración 18. Sistema de suspensión con simple o doble amortiguador .....	27
Ilustración 19. Fuerza aplicada vs Desplazamiento vertical de la rueda trasera .....	27
Ilustración 20. Sistema de suspensión con balancín superior.....	28
Ilustración 21. Fuerza aplicada vs Desplazamiento vertical de la rueda trasera .....	29
Ilustración 22. Sistema de suspensión con balancín conectado al basculante	29
Ilustración 23. Fuerza aplicada vs Desplazamiento vertical de la rueda trasera .....	30
Ilustración 24. Horquilla telescópica.....	31
Ilustración 25. Horquillas telescópicas delanteras.....	32
Ilustración 26. Avance constante (Izquierda) y real (Derecha).....	33
Ilustración 27. Avance negativo .....	33
Ilustración 28. Suspensiones por rueda empujada .....	34
Ilustración 29. Suspensión por rueda tirada.....	35
Ilustración 30. Horquilla Girder.....	35
Ilustración 31. Suspensión Hub Centre.....	36
Ilustración 32. Suspensión Ner-a-car .....	36
Ilustración 33. Suspensión Difazio .....	37
Ilustración 34. Suspensión Mead y Tomkinson (Izquierda) y Bimota Tesi (Derecha).....	37
Ilustración 35. Suspensión Elf.....	37
Ilustración 36. Suspensión tipo McPherson .....	38
Ilustración 37. Suspensión Saxon .....	38
Ilustración 38. Suspensión Telelever .....	39
Ilustración 39. Suspensión Killeen .....	39
Ilustración 40. Suspensión con eje de dirección virtual.....	40
Ilustración 41. Horquilla invertida .....	41

Ilustración 42. Horquilla convencional (Izquierda) y Suspensión con basculante (Derecha).....	41
Ilustración 43. Horquilla convencional (Izquierda) y Horquilla invertida (Derecha) .....	42
Ilustración 44. Sistema aerodinámico Ram-air.....	43
Ilustración 45. Eje de dirección Stemless.....	43
Ilustración 46. Suspensión delantera incorporada en el prototipo.....	45
Ilustración 47. Suspensión directa (Izquierda) y de bieletas simple (Derecha) .....	45
Ilustración 48. Basculante y suspensión trasera .....	46
Ilustración 49. Acoplamiento elástico entre suspensiones .....	47
Ilustración 50. Cabezas de basculante y balancín delantero .....	47
Ilustración 51. Sistema Holeshoot.....	48
Ilustración 52. Datos proporcionados por el fabricante AMC .....	54
Ilustración 53. Resorte helicoidal con carga axial .....	55
Ilustración 54. Datos obtenidos en los ensayos a compresión.....	55
Ilustración 55. Suspensiones sin acoplar .....	57
Ilustración 56. Suspensiones acopladas .....	59
Ilustración 57. Diseño 3D del prototipo en SolidWorks 2021®.....	63
Ilustración 58. Diseño 2D del prototipo en WorkingModel®.....	63
Ilustración 59. Uniones articuladas del diseño 2D.....	64
Ilustración 60. Definición del conjunto amortiguador trasero.....	66
Ilustración 61. Definición del conjunto amortiguador del acoplamiento elástico.....	66
Ilustración 62. Definición del conjunto amortiguador delantero .....	67
Ilustración 63. Definición de la fuerza vertical en rueda trasera.....	67
Ilustración 64. Definición de la fuerza vertical en la rueda delantera .....	68
Ilustración 65. Compresión del muelle (Azul) y $R_T$ (Roja) vs desplazamiento vertical de la rueda trasera .....	71
Ilustración 66. Compresión del muelle (Azul) y $R_T$ (Roja) vs desplazamiento vertical de la rueda delantera .....	71
Ilustración 67. Rigidez equivalente trasera (Azul) y rigidez equivalente delantera (Roja) vs desplazamiento vertical de las ruedas .....	72
Ilustración 68. Posición inicial (Izquierda) y final (Derecha) de la simulación de la suspensión trasera .....	73

Ilustración 69. Posición inicial (Izquierda) y final (Derecha) de la simulación de la suspensión delantera .....	73
Ilustración 70. $R_{TAC}$ del acoplamiento (Azul) y $R_{DAC}$ del acoplamiento (Roja) vs desplazamiento vertical de la rueda trasera .....	73
Ilustración 71. Rigidez equivalente de la suspensión delantera (Azul) y Rigidez equivalente de la suspensión trasera (Roja) vs desplazamiento vertical de las ruedas .....	74
Ilustración 72. Fuerzas y reacciones durante la frenada.....	75
Ilustración 73. Centro de masas en el paso por curva .....	77
Ilustración 74. Variables involucradas en el Squat.....	81
Ilustración 75. Representación de la línea de squat.....	82
Ilustración 76 . Fuerzas y reacciones durante la aceleración.....	85
Ilustración 77. Mallado del basculante .....	87
Ilustración 78. Mallado del balancín delantero .....	88
Ilustración 79. Carga horizontal progresiva sobre el balancín delantero.....	89
Ilustración 80. Carga horizontal progresiva sobre el basculante .....	89
Ilustración 81. Carga vertical progresiva sobre el balancín delantero .....	90
Ilustración 82. Carga vertical progresiva sobre el basculante .....	91
Ilustración 83. Paso por curva del balancín delantero.....	92
Ilustración 84. Paso por curva del basculante.....	93
Ilustración 85. Aceleración máxima en el basculante.....	94

## Índice de tablas

Tabla 1. Requerimientos de la competición .....	11
Tabla 2. Datos obtenidos para cada vibrador.....	55
Tabla 3. Variables del sistema involucradas .....	57
Tabla 4. Valor que adquieren las variables del prototipo .....	61
Tabla 5. Numeración y descripción de las uniones del diseño 2D .....	64
Tabla 6. Valores numéricos de las variables para la realización de la simulación .....	68
Tabla 7. Cargas utilizadas en las simulaciones estáticas .....	79
Tabla 8. Posición del centro de masas del prototipo.....	84

## 1. Introducción

El objetivo que se pretende alcanzar con la ejecución del presente proyecto consiste en la confección de un análisis cinemático y dinámico del acoplamiento entre las suspensiones de una motocicleta.

Este análisis se realizará sobre el prototipo estudiado y ejecutado por la Escuela Politécnica Superior de Jaén (EPS Jaén ujaenteam), correspondiente al concurso MotoStudent 2019/2020 en la categoría eléctrica (MotoStudent Electric), que emplea un sistema de suspensiones no convencionales.

Dicho análisis, se realiza atendiendo al proceso dinámico de compresión y extensión del sistema de suspensiones, excitado a su vez por un conjunto de oscilaciones verticales inducidas por la transferencia de pesos en frenadas y aceleraciones, así como por irregularidades de la calzada o la pista.

Tras la consecución de dicho análisis cinemático y dinámico, se procede a realizar un segundo análisis de tensiones, deformaciones y desplazamientos mediante técnicas numéricas de elementos finitos (Técnicas FEM) de los componentes estructurales principales que conforman el sistema de suspensiones.

Finalmente, se presentan las conclusiones obtenidas y una propuesta óptima de configuración de suspensiones para el prototipo en cuestión. Los programas informáticos empleados para realizar el diseño han sido Solidworks 2021®, WorkingModel®.

## 2. Motivación

Parte de la justificación de este TFM se localiza en el análisis del comportamiento de la motocicleta que diseñamos y construimos para participar en la última edición de la competición MotoStudent 2019/20. Por esta razón, y tras realizar una revisión bibliográfica, inspeccionar otros vehículos, y, sobre todo, con la ayuda del Tutor, se plantea incluir los resultados de este trabajo en el diseño y fabricación de la nueva motocicleta. En esta ocasión, como en las últimas dos ediciones, se optó por participar en la categoría eléctrica.



Ilustración 1. Imagen del equipo EPS Jaén ujaenteam, Circuito de Motorland 2020

La aspiración a fabricar un nuevo prototipo optimizado (a partir de materiales ligeros, aplicando de técnicas de optimización, etc.) que supere al de años anteriores siempre ha motivado a los integrantes del equipo a aplicar y poner los conceptos y conocimientos adquiridos a lo largo de nuestra formación académica en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

### 3. Antecedentes

La participación en la competición MotoStudent 2019/20 ha exigido al equipo la realización de diseños de sistemas mecánicos, eléctricos y electrónicos (como son: bastidor principal, sistema de almacenamiento de energía, conjunto carenado, tren trasero, etc), así como la fabricación y puesta en marcha de los mismos.

En los siguientes apartados, se expondrá el objetivo que se persigue con esta competición, su reglamentación y normativa impuesta para el evento, referida a aspectos técnicos y de diseño del prototipo. Esto permite a los equipos y al lector una mayor comprensión del marco en el que se desarrolla este proyecto.

Por último, se concluye con una breve introducción de las diferentes tipologías, generalidades y evolución de los sistemas de suspensiones, tanto comerciales como de competición, que se han empleado a lo largo de la historia del motociclismo moderno.



Ilustración 2. Imagen de los prototipos que compiten en MotoStudent VI

### 3.1. Objetivo de la competición

La competición MotoStudent, promovida por la fundación Moto Engineering Foundation (MEF), es un desafío que enfrenta a equipos universitarios de distintas universidades españolas y que también está abierto a otras universidades del resto del mundo.

Consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de motocicleta de competición completamente eléctrica, que compite en unas jornadas que se llevan a cabo en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón. Para cumplir el propósito de esta competición, cada uno de los equipos debe desarrollar y fabricar este prototipo bajo unos condicionantes técnicos y económicos fijados por la propia organización.

La competición se plantea como un reto para los estudiantes. Estos deben probar y demostrar su capacidad de diseño e innovación en un periodo de tiempo de tres semestres y aplicar de forma directa sus capacidades como ingenieros en comparación con el resto de equipos universitarios. En este caso, debido a la situación provocada por la COVID-19, este periodo de tiempo se ha visto incrementado.

### 3.2. Etapas de la competición

Los prototipos son validados tanto de forma estática como dinámica, junto a exposiciones orales, inspecciones técnicas, demostraciones dinámicas, etc. Para poder evaluar y puntuar los proyectos, la competición dispone de un proceso de selección por fases. Para que los prototipos y proyectos entren en concurso, deberán cumplir requisitos previos de resistencia mecánica, seguridad y funcionamiento.

Los equipos que superen estos requisitos competirán en la fase de proyecto (MS1), en el cual se evaluará el mismo bajo el punto de vista industrial, con atención a aspectos estéticos, técnicos y económicos.

Los prototipos que superen estas pruebas participarán en la fase de pruebas dinámicas (MS2).

Finalmente, se desarrollará una carrera en la que los participantes serán pilotos federados de copas promoción, seleccionados por los equipos participantes y aprobados por la organización.

Los niveles a superar por los equipos participantes son los siguientes:

	Excluyente	Puntuable
<b>Requisitos mínimos</b>	SI	NO
<b>Fase MS1 (Proyecto)</b>	SI	SI
<b>Fase MS2 (Seguridad)</b>	SI	NO
<b>Fase MS2 (Pruebas Dinámicas)</b>	SI	SI
<b>Fase MS2 (Carrera)</b>	SI	SI

Tabla 1. Requerimientos de la competición

Es obligatorio superar el nivel mínimo tanto en la fase MS1 como en la fase MS2, es decir, ningún equipo puede fijarse como objetivo participar en una sola de las categorías.

### 3.3. Reglamentación y normativa

A continuación, se detalla el conjunto de normas que se contemplan para la ejecución del presente proyecto, referidas a la reglamentación establecida por la organización del concurso.

#### 3.3.1. Reglamento técnico, suspensiones

El reglamento técnico de la VI Edición de la competición MotoStudent, en su última versión (*Ref.02.0219*), en el apartado de suspensiones y en particular atendiendo al sistema de suspensión trasera, lo siguiente:

“Los sistemas de suspensión son de configuración libre, a excepción de las pautas expuestas a continuación.

### **B.7.1 Aspectos generales**

B.7.1.1 Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y/o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.

B.7.1.2 Los reglajes de suspensión sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos o hidráulicos.

B.7.1.3 La Organización podrá no aceptar la participación de un prototipo cuyo sistema de suspensión se determine peligroso para su participación en las pruebas en pista.

### **B.7.2 Suspensión delantera**

B.7.2.1 Se permiten sistemas de suspensión delantera de cualquier tipo: horquilla convencional, horquilla invertida, telelever, duolever, basculante delantero, etc. Se permiten tanto sistemas comerciales como de diseño propio o modificados.

B.7.2.2 El conjunto de suspensión delantera podrá disponer de cualquier sistema de ajuste mecánico o hidráulico, como por ejemplo regulación de precarga del muelle, regulación de compresión, extensión o rebote.

### **B.7.3 Suspensión trasera**

B.7.3.1 Se permiten sistemas de suspensión trasera de cualquier tipo. Se permiten tanto sistemas comerciales como de fabricación propia o modificados.

B.7.3.2 El conjunto de suspensión trasera podrá disponer de sistemas de ajuste mecánicos o hidráulicos, tales como regulación de precarga del muelle, regulación de compresión, extensión o rebote.”

## **3.4. Elementos del basculante y de la suspensión trasera**

La función principal de la suspensión trasera es, junto con el basculante, minimizar los esfuerzos producidos por el terreno o por las fuerzas producidas por la propia motocicleta, tanto en frenada como en aceleración. Además, debe asegurar el contacto de las ruedas con el suelo en todo momento. Cualquier diseño debe tener

estos objetivos principales sin olvidar los aspectos de peso, coste y vida útil de los diferentes elementos del sistema de suspensión.

Para cada clase de motocicleta, se diseñará un tipo de suspensión, dependiendo del propósito de su uso. En el caso de una motocicleta de competición se dejarán a un lado los parámetros de comodidad para centrarse en los de máximas prestaciones. Estas prestaciones se podrían definir como:

- Tracción máxima de la rueda trasera
- Máxima sensibilidad de los conjuntos muelle-amortiguador para absorber las irregularidades de la pista
- Control del cabeceo y hundimiento de la motocicleta

Sea cual sea el tipo de motocicleta, la suspensión de la misma está formada por los siguientes elementos básicos: basculante, muelle y amortiguador. Las diferentes formas de unir estos elementos, logrando distintos comportamientos, se llevan a cabo con el balancín y las bieletas.

#### **3.4.1. Basculante**

El basculante de una motocicleta se define como el elemento que controla la posición de la rueda trasera, asegurando su alineación con el bastidor y la transmisión de potencia. Todo ello mientras permite el movimiento de la suspensión. Este cuerpo deberá transmitir todos los esfuerzos al chasis, producidos por la cadena de la moto al girar sobre el piñón y aportar el momento de giro a la rueda trasera. Además, es el soporte para los demás elementos de la suspensión, como el muelle amortiguador, el balancín y las bieletas.

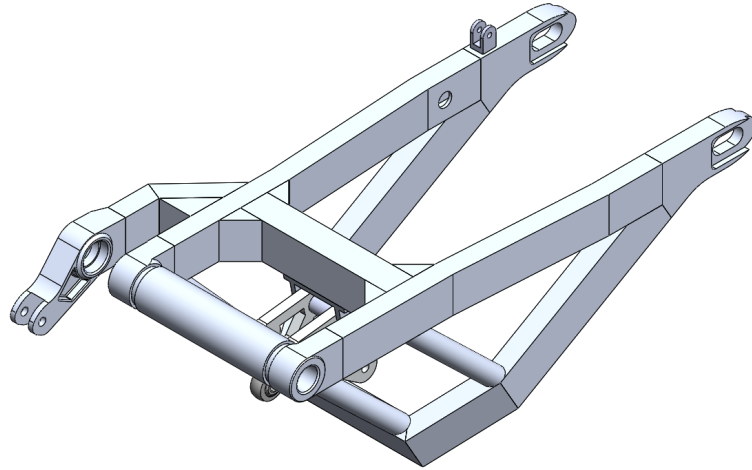


Ilustración 3. Basculante del prototipo

### 3.4.2. Muelle o resorte

En el caso del resorte de una motocicleta, podemos definirlo como aquel elemento que almacena energía elástica de manera temporal en función de su grado elástico. Este grado elástico está definido por la fuerza ( $F$ ) y la carrera del resorte ( $f$ ) mediante la expresión  $C = F/f$ .

La fuerza referida a un resorte viene dada por la expresión  $F_k = K \cdot x(t)$ , mientras su energía de deformación será  $U = \frac{1}{2} \cdot K \cdot x^2(t)$ , ambas funciones son dependientes del tiempo.



Ilustración 4. Resorte de la suspensión

Este elemento, junto con el amortiguador, será estudiado en detalle en apartados posteriores.

### 3.4.3. Amortiguador

Un amortiguador es aquel elemento que convierte la energía en calor mediante la fricción viscosa del fluido del amortiguador. En las motocicletas modernas nos

encontramos suspensiones que permiten la regulación de la precarga, permitiendo un mayor ajuste de las mismas. La fuerza del amortiguamiento viscoso está definida por  $F_c = c \cdot d_x(t)$ .



Ilustración 5. Amortiguador

#### 3.4.4. Balancín o rocker

El balancín es el elemento de conexión ternario de la suspensión trasera de una motocicleta. Esta conexión puede ser entre el chasis, el amortiguador y las bieletas o entre el basculante, el amortiguador y las bieletas. El dimensionamiento de este elemento, así como de las bieletas define el comportamiento de la suspensión junto con el muelle-amortiguador.

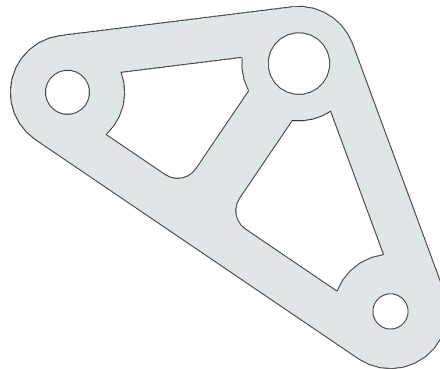


Ilustración 6. Rocker de la suspensión trasera del prototipo

#### 3.4.5. Bieletas

Las bieletas son las uniones entre dos elementos de la suspensión de la motocicleta, siendo estos elementos diferentes según el tipo de suspensión. La longitud de las bieletas es un parámetro clave en la progresividad y relación de desplazamientos que se producen en la suspensión.

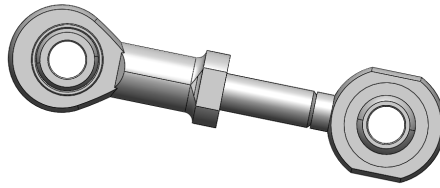


Ilustración 7. Bieleta de la suspensión trasera del prototipo

### 3.5. Elementos de la horquilla y de la suspensión delantera

En una motocicleta es imposible concebir el sistema de dirección sin el de suspensión y viceversa. Las horquillas tradicionales disponen de un muelle interior y de un sistema hidráulico formado por una barra fija a la parte inferior de la botella de la horquilla, sobre la que normalmente se sujeta el muelle, que se apoya en el otro extremo en la parte superior de la barra. En este punto, es importante destacar que en el diseño de una suspensión/dirección de motocicleta existen cinco parámetros básicos de actuación:

- Muelle
- Amortiguador
- Características del neumático
- Relación entre masas suspendidas y masas no suspendidas
- Geometrías de la suspensión

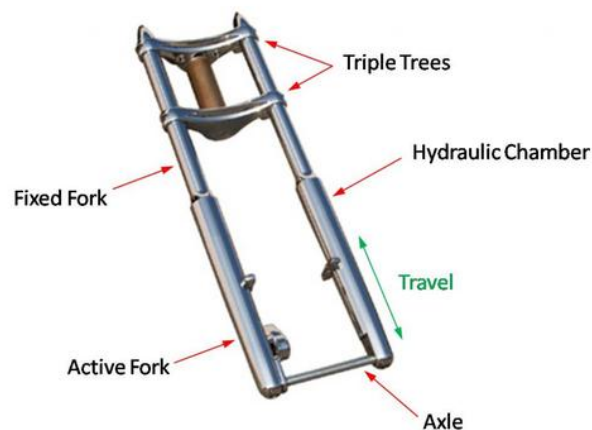


Ilustración 8. Horquilla telescópica convencional

En un primer momento la irregularidad del suelo es absorbida por la deformación del neumático, es por esto que a nivel técnico el neumático también es considerado como parte de la amortiguación.

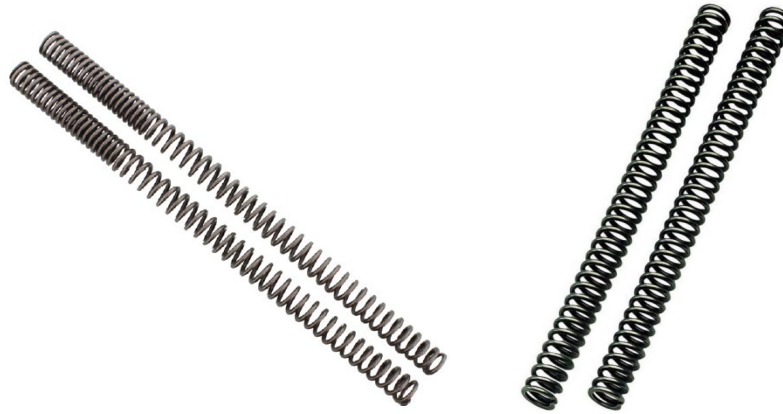
En cuanto al neumático, no había posibilidad de elección, ya que la organización provee de neumáticos a los competidores. Mientras que, para el diseño del muelle amortiguador; se decidió elegir un conjunto comercial convenientemente redimensionado para adecuarlo a su nuevo uso, tanto por la participación en una competición de velocidad en circuito, como –más importante aún- por la distinta cinemática del tren delantero de suspensión. Esta remodelación alcanza tanto al resorte elástico, sustituido por otro de diseño propio con distintas características:

- Constante elástica, progresividad y peso.
- Parte hidráulica, con modificación de tipo y volumen de aceite y del freno hidráulico a extensión, para adaptarlo a un menor recorrido y mayor constante de amortiguación, dada la notable diferencia en la relación de movimiento entre los dos sistemas.

Por ello, que los requerimientos de funcionamiento de estos componentes se perfilaron como uno más de los puntos de partida impuestos al diseño de la suspensión.

Una vez comprimido el neumático, la fuerza ejercida comprime a su vez el muelle de la suspensión. Cuando el obstáculo es sobrepasado, la fuerza ejercida disminuye y el muelle tiende a recuperar su longitud original, liberando la energía y empujando de nuevo a la rueda hacia el suelo, para no perder el contacto.

Los muelles más comunes están hechos de acero. Pueden tener graduación (pitch) constante (cada espiral es igual a la anterior y a la siguiente) o tener graduación distinta para ser progresivas. Es habitual encontrar que, en los extremos, las espirales se tocan, trabajando como una masa continua e incrementando la constante elástica del resorte. Como norma general, si el espesor del muelle es constante, a menor es la distancia entre espirales mayor es su constante elástica. En vehículos antiguos no es raro encontrar que esta constante se aumentaba sobreponiendo más de un muelle.



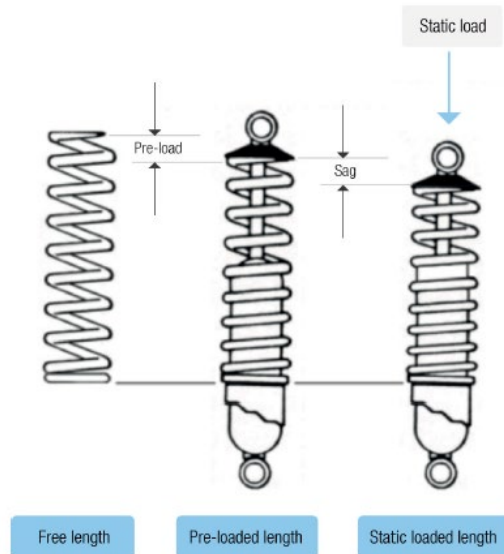
**Ilustración 9. Muelles de doble constante elástica usados en horquillas comerciales (Izquierda) y muelles con constante elástica simple usados en prototipos de competición (Derecha)**

Una alternativa al uso de acero es el titanio. El titanio presenta el doble de flexibilidad que el acero y pesa menos del doble por el mismo tamaño. En teoría, esto debería resultar en un muelle cuatro veces más ligero para hacer la misma función.

En realidad, se necesita que la graduación sea casi el doble para que las espirales asienten correctamente cuando se comprimen, así que el muelle acaba siendo más bien un 50% más ligero. En competición se han usado, pero hay normativas que los prohíben, y el coste es muy superior.

Otros de los factores que se deben mencionar son la precarga, caída ("sag") y altura de la suspensión. La caída o "sag" es la compresión que ocurre cuando se aplica la carga estática de la moto y piloto, con todo el equipamiento puesto. La ilustración 10 muestra el sag del muelle, aunque el término "sag" también se usa como sag de la moto y no solo del muelle. Cuando se mide, es normal escoger puntos relativamente aleatorios en la moto, siempre y cuando sean precisos y constantes (siempre se debe usar el mismo método). La altura desde este punto hasta el suelo, cuando la moto soporta solo la carga estática se conoce como altura de la moto. La diferencia entre este punto, y el mismo punto, pero con la suspensión completamente extendida se conoce como sag o caída.

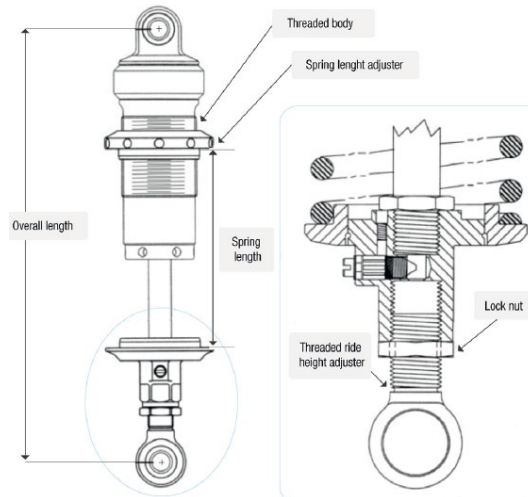
Cuando un muelle se monta en el amortiguador, normalmente ya tiene algo de compresión, aunque el amortiguador este totalmente extendido, esto se conoce como precarga. Esta precarga se puede expresar como compresión lineal del muelle o como la carga necesaria para producir dicha compresión. La precarga es la diferencia entre la longitud natural del muelle y su longitud cuando está instalado.



**Ilustración 10. Diferencia entre precarga y “sag” en la suspensión.**

Antes de la era actual de MotoGP, era común precargar mucho la suspensión intentando que su funcionamiento fuera más lineal o predecible. En realidad, con esto solo se apantallaban ciertos problemas que hoy en día ya se han solucionado, como amortiguadores poco eficientes o sistemas de suspensión sin suficiente rigidez. Haciendo esto, la suspensión es menos efectiva cuando hay perturbaciones en la calzada, y no hace nada cuando hay agujeros. Hoy en día, la filosofía es muy distinta, y el uso de sistemas pivotados y triangulados, amortiguadores tecnológicamente mucho más eficientes y resortes más “blandos”, permiten que la suspensión sea efectiva en todas las circunstancias. (Araneza Borja, 2010)

Como norma general, un buen punto de partida es que 1/3 del recorrido de la rueda pueda ser para extensión (“sag” estático) y 2/3 para compresión.



**Ilustración 11. Amortiguador trasero con ajuste de precarga que afecta al “sag” y a la altura de la moto.**

Un amortiguador es, básicamente, un disipador de energía. El movimiento del amortiguador genera resistencia mecánica, pero al contrario que un muelle, el amortiguador no tiene la tendencia natural a volver a su posición inicial. Por lo tanto, un amortiguador requiere de un esfuerzo en su desplazamiento, que se traduce en la generación de calor.

Esta disipación de energía es necesaria para prevenir oscilaciones no controladas en la suspensión.

Cuando se introduce un amortiguador, este absorberá idealmente casi toda la energía acumulada, y la oscilación se reducirá con el tiempo o eliminará del todo, dependiendo de la configuración del amortiguador. Cuando el amortiguador absorbe la energía, esta se transforma en calor. En motos de enduro o motocross no es excepcional que el amortiguador se sobrecaliente. El calor generado, también variará las características posteriores del amortiguador, puesto que el aceite que se encuentra en su interior cambiará de viscosidad. Esto se intenta eliminar con un buen diseño general y el uso eficiente de materiales.

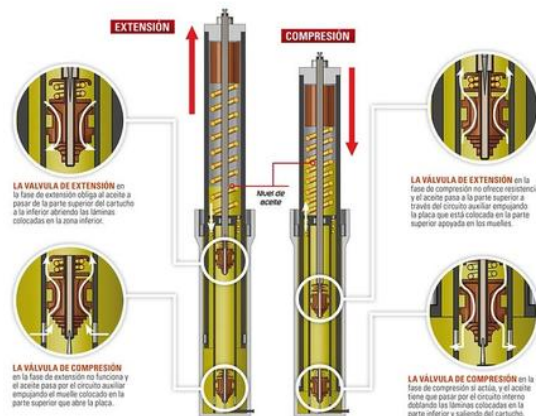
Como componente cuya función es absorber energía, la especificación del amortiguador debería corresponder a la energía que tiene que disipar. Esto depende mucho del muelle seleccionado, la masa de la moto y el tipo de uso que se le dará.

Antes de que se usaran amortiguadores hidráulicos, los amortiguadores funcionaban por fricción mecánica, con resultados exactamente opuestos a los ideales. Se requerirá mucha energía para que el amortiguador empezara a moverse,

cosa que se traducía en poca eficiencia al pasar sobre irregularidades pequeñas, generando oscilaciones. Por el contrario, los amortiguadores hidráulicos empiezan a moverse con facilidad, y cuesta más desplazarlos cuando las velocidades de actuación son altas. Los materiales que se usan en su interior también son importantes, puesto que las juntas de goma generan fricción. (Torres Pastor, 2013)

En su formato más sencillo, un amortiguador hidráulico consta de un pistón que se mueve en el interior de un cilindro lleno de aceite. En la cabeza del pistón, suele haber agujeros para permitir que el fluido se mueva de un lado a otro. En un amortiguador, normalmente hay dos tipos de amortiguación, viscosa e hidrodinámica.

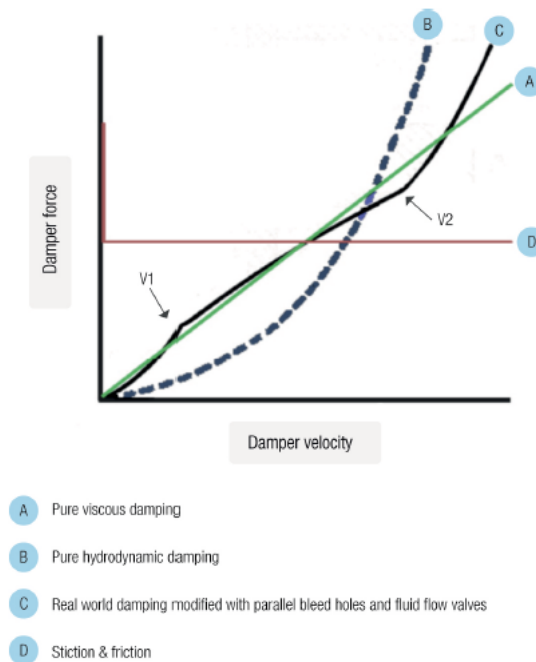
La amortiguación viscosa aparece debido al efecto cizalla en el fluido por la fuerza generada, y es proporcional a la velocidad del movimiento del amortiguador. La amortiguación hidrodinámica es proporcional al cuadrado de la velocidad de amortiguación, también conocida como amortiguación cuadrática, y es producto de la transferencia de masa del fluido dentro del amortiguador. Estas características se consiguen y controlan con la geometría de los orificios en el pistón.



**Ilustración 12. Elementos hidráulicos tipo de una horquilla telescópica convencional**

En la práctica, los amortiguadores están contruidos de tal manera que se fuerza el paso de un fluido por orificios pequeños en el pistón. Con tal de reducir el exceso de fuerzas a altas velocidades, los orificios han de ser más grandes, y añadir algún tipo de válvula para controlar el caudal del fluido y que sólo se abra a altas velocidades. Esto se soluciona con un conjunto de “bleed holes” o agujeros de purgado en los laterales del pistón. En esencia, lo que se hace es variar el diseño

mecánico del amortiguador para que el comportamiento sea lo más parecido posible al de la amortiguación viscosa ideal, como muestra la Ilustración 13.



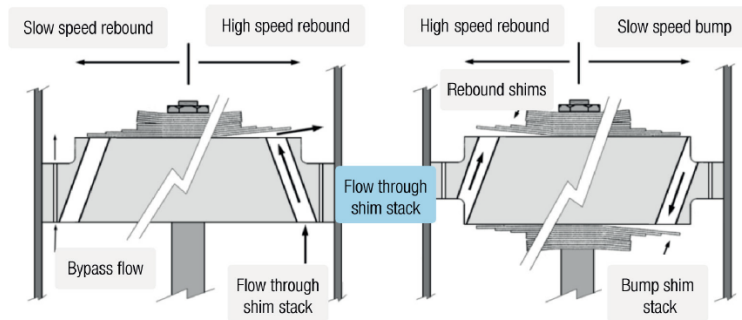
**Ilustración 13. Comportamiento de los distintos tipos de amortiguación.**

En la ilustración anterior, la zona entre V1 y V2 está controlada por la válvula mencionada anteriormente, y después de V2, la válvula está completamente abierta, y, por lo tanto, la forma de la curva es mucho más parecida a la de un amortiguador puramente hidrodinámico.

La amortiguación a baja velocidad (V1), se controla con las propiedades y diseño del circuito que “bypassa” el pistón. Normalmente, y especialmente en competición, el bote/golpe y rebote tienen ajustes independientes para controlarlos independientemente.

Cuando la velocidad del pistón aumenta, la caída de presión a lo largo de los dos costados del pistón aumenta hasta un nivel en que las arandelas de compensación o calzos se deforman dejando pasar fluido. Estos calzos, permiten el paso de un caudal superior con velocidades de amortiguación altas, regulando la fuerza de amortiguación entre V1 y V2. El grosor, tipo y distribución de estas arandelas de compensación se puede ajustar dependiendo de las necesidades de cada sistema. Su espesor, diámetro y número controlará la forma de la curva de esfuerzo/velocidad, y también se pueden instalar con precarga.

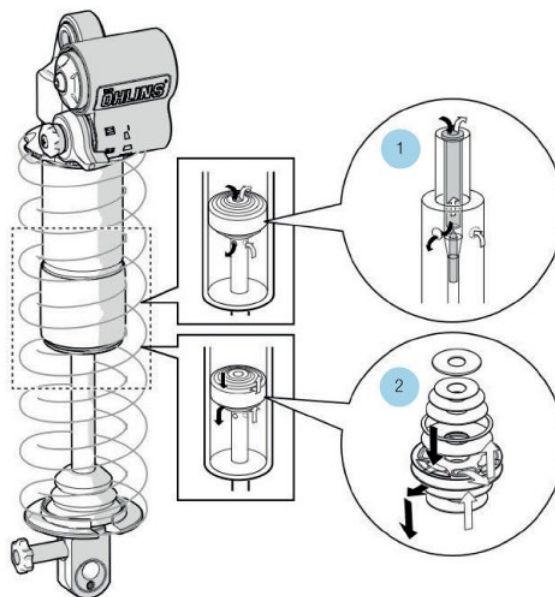
Cuando las arandelas de compensación se abren completamente, la amortiguación vuelve a depender del cuadrado de la velocidad, zona V2.



**Ilustración 14. Diagrama de la construcción y funcionamiento del pistón en un amortiguador.**

La ilustración anterior muestra una construcción general de la zona del pistón en un amortiguador. A velocidades reducidas, el flujo de líquido pasa por los orificios de baipás, pero conforme la velocidad se incrementa, la presión fuerza a que las arandelas de compensación se flexionen y el líquido empiece a fluir por los orificios más grandes. A la derecha, se muestra cómo este tipo de construcción también se usa para el rebote o retorno del pistón.

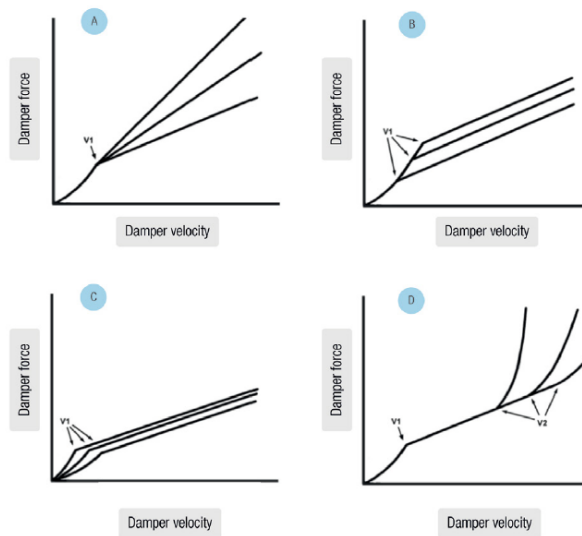
Cuando un amortiguador presenta una reserva externa, como en la ilustración 15, normalmente tienen válvulas para controlar el rebote. La ventaja principal de sacar las válvulas del cuerpo del amortiguador es la simplicidad mecánica.



**Ilustración 15. Amortiguador con reserva externa**

La forma de la curva de amortiguación puede variarse considerablemente depende de los ajustes internos del amortiguador, como muestra la ilustración 16:

- La pendiente de la curva después de  $V_1$  aumenta con el espesor de las arandelas de compensación.
- Más precarga en las arandelas retrasa y prolonga el baipás de fluido después de  $V_1$ .
- Ajuste a velocidades reducidas con baipás paralelos.
- Variación del área de flujo de los orificios de baipás.



**Ilustración 16. Variación de la curva de amortiguación con distintos ajustes internos del amortiguador.**

Como ya se ha mencionado anteriormente, el amortiguador principalmente se dedica a absorber energía cinética y convertirla en calor, así que no es de sorprender que la temperatura sea un problema. También hay que tener en cuenta que los movimientos “explosivos” y sostenidos del amortiguador no solo generan calor, sino que también pueden producir cavitación en el fluido, resultando en un fallo relativamente grave en el comportamiento del amortiguador.

Para evitar esto, muchos amortiguadores llevan un sistema de gas separado por membranas del líquido, cuya función es compensar cambios bruscos de presión dentro del amortiguador, así como de mantener las juntas internas presurizadas.

También debemos mencionar la masa suspendida y no suspendida. Es importante entender que es la masa suspendida y su diferencia con la no suspendida, puesto que tiene efectos dramáticos en la dinámica de la moto. En términos generales,

la masa suspendida es la masa que está por encima de la suspensión. Para una moto, se compone de toda la moto menos el de las ruedas, frenos y parte de los componentes de la suspensión, que forman parte de la masa no suspendida.

Como norma general, la masa no suspendida de la suspensión se encuentra entre  $1/6$  y  $1/3$  de la masa total de ese sistema. El problema principal no es la distribución de masas suspendida y no suspendida en una situación estática, si no en la situación dinámica. Por ejemplo, cuando una moto tiene la rueda delantera completamente levantada, solo tendría masa no suspendida en la parte trasera de la moto, y la rueda delantera pasa a formar parte de la masa suspendida.

Como norma general, lo que se intenta es maximizar la ratio entre masa suspendida y no suspendida, reduciendo así cualquier efecto que la no suspendida pueda ocasionar. No obstante, y principalmente en motos comerciales, se necesita cierto componente de masa no suspendida para que el paso por irregularidades sea más "cómodo". Este aspecto es difícil de conseguir en motocicletas ligeras. (Burguera, 2017)

### **3.6. Tipos de suspensión trasera**

Desde la invención del automóvil en el año 1885, cuando Wilhelm Maybach y Gottlieb Daimler instalaron un motor de combustión interna a un cuadro y cuatro ruedas de madera, la forma de los medios de transporte y, en especial, de la motocicleta y de su suspensión, ha evolucionado considerablemente. La solución en la que una estructura única que soporte, y una, todos los elementos de la motocicleta, se mejoró al separar por una parte el chasis, soporte del motor y del eje delantero, y el brazo trasero o basculante, unido a la rueda trasera. Esta solución, patentada por Moto Guzzi en 1928, triangulaba el basculante y le permitía pivotar al realizar la unión entre el chasis y el basculante con un cojinete. Actualmente todas las suspensiones están basadas en esta solución, con diferentes configuraciones de sus elementos.



**Ilustración 17. Moto Guzzi Corsa V2 (1928)**

En la década de los años 70, Kawasaki desarrolló un nuevo sistema de suspensión para la carrera de resistencia Godier-Genoud. La marca japonesa diseñó un basculante en forma de triángulo totalmente rígido que pivotaba sobre la unión con el chasis y al que se estaba conectada una manivela que ejercía un segundo contacto con el chasis.

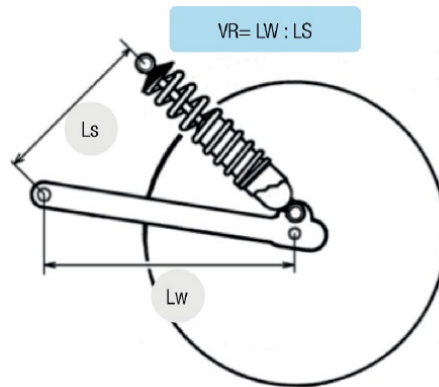
Basándose en esta solución, se han desarrollado los actuales sistemas de suspensión, como son el sistema ProLink de Honda, Full Floater de Suzuki o Uni Track de Kawasaki.

Tal y como se ha explicado, la tendencia actual es desarrollar un basculante con un sistema de suspensión mediante un amortiguador y un sistema de balancín y bieletas. Este sistema ha demostrado ser el más eficiente, debido a su gran comportamiento en cualquier ámbito.

Nos centraremos ahora en los tres sistemas de suspensión principales, sus partes y comportamiento.

### 3.6.1. Amortiguador conectado al chasis y al basculante

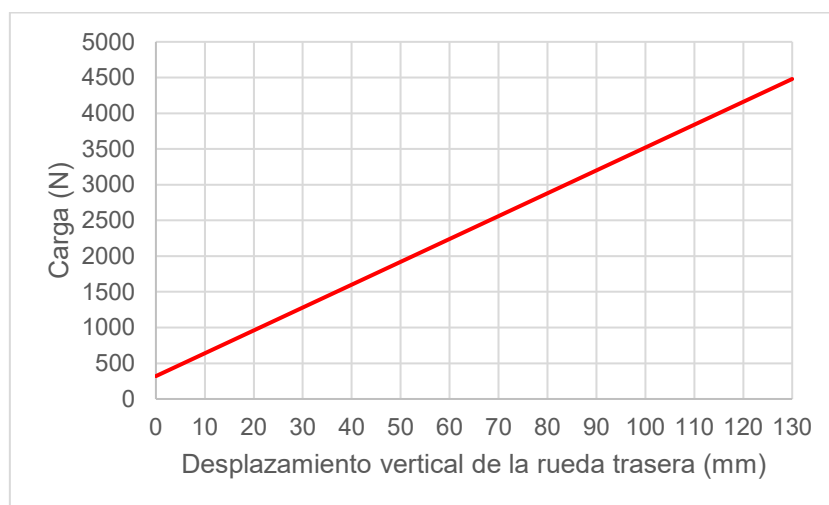
Este sistema de amortiguación está definido por uno o dos amortiguadores en paralelo, conectados directamente entre el chasis o sub-chasis y a la parte trasera del basculante.



**Ilustración 18. Sistema de suspensión con simple o doble amortiguador**

Su comportamiento se basa en que la velocidad de un amortiguador inclinado es la ratio de la distancia entre el eje del amortiguador y el punto pivote del basculante  $L_s$ , y la distancia horizontal entre los dos puntos del basculante  $L_w$ . Es decir que la ratio VR es  $L_w/L_s$ .

Cuando la suspensión se comprime, VR disminuye y, por lo tanto, la fuerza en la suspensión tiene mayor efecto sobre la rueda. Como se puede intuir, este sistema de suspensión no tiene un comportamiento completamente progresivo o regresivo.



**Ilustración 19. Fuerza aplicada vs Desplazamiento vertical de la rueda trasera**

Estudiando un caso con unos valores estándar de amortiguación podemos ver la linealidad en el comportamiento de esta suspensión. La evolución del movimiento vertical de la rueda (eje horizontal) al introducir un esfuerzo en el muelle o en la rueda (eje vertical) es una recta, lo cual demuestra la ausencia de progresividad de este sistema y una respuesta directa en el comportamiento del mismo. (Foale, 2002)

Estos sistemas se pueden encontrar en motocicletas clásicas, caracterizados por ser modelos simples.

### 3.6.2. Sistema de balancín con bieletas conectadas al basculante

El siguiente sistema viene marcado por un elemento ternario, el balancín, que une las dos bieletas en paralelo. Éstas a su vez están conectadas a ambos brazos del basculante. Por último, el amortiguador conecta el balancín y el basculante en su parte central.

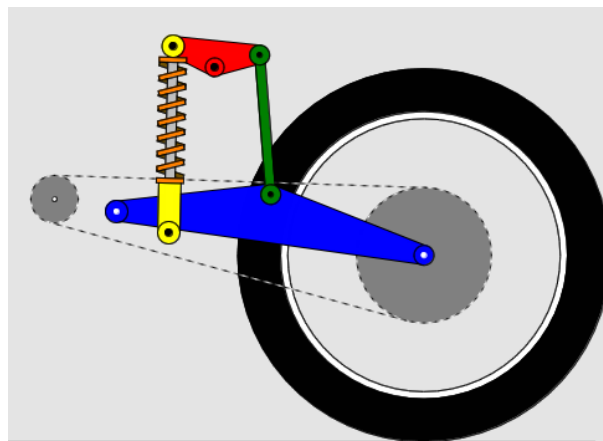


Ilustración 20. Sistema de suspensión con balancín superior

Mediante la incorporación del balancín, las fuerzas se ven distribuidas a través de los tres elementos. El comportamiento obtenido con este sistema de suspensión es progresivo, produciéndose una curva en la que la rigidez elástica aumenta conforme aumenta la deformación, esto significa que, para un determinado aumento en la compresión, pongamos 1 mm, habría que incrementar la fuerza aplicada cada vez en mayor cantidad.

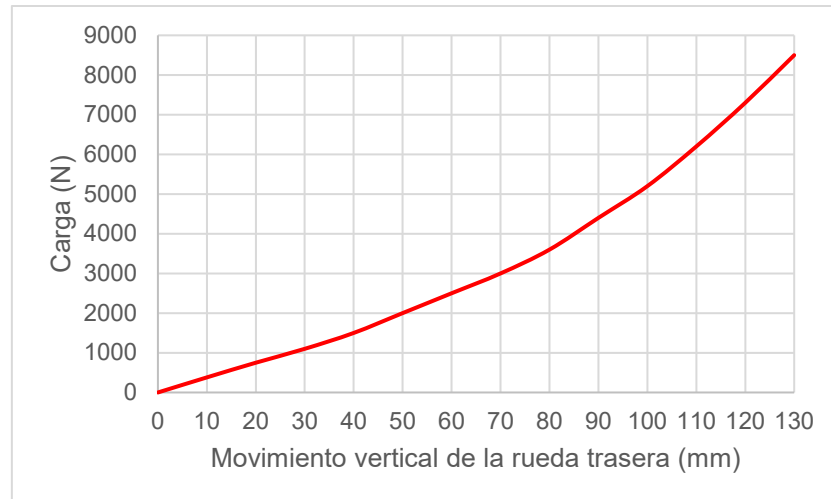


Ilustración 21. Fuerza aplicada vs Desplazamiento vertical de la rueda trasera

Este tipo de suspensión es utilizado por gran parte de las motocicletas actuales de gran cilindrada, tanto las motocicletas gran turismo como las destinadas a rodar en circuito.

### 3.6.3. Sistema de bieletas con balancín conectado al basculante

El último sistema de amortiguación que describiremos es aquel en el que el balancín está conectado al basculante, a diferencia del anterior que estaba conectado al chasis. Nos encontramos con una bieleta central, o dos bieletas gemelas en paralelo, que conectan el balancín al chasis y un amortiguador en posición vertical o con una pequeña inclinación, unido al chasis.

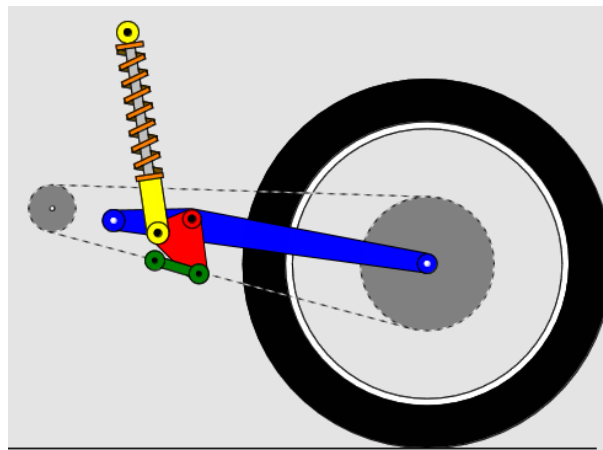
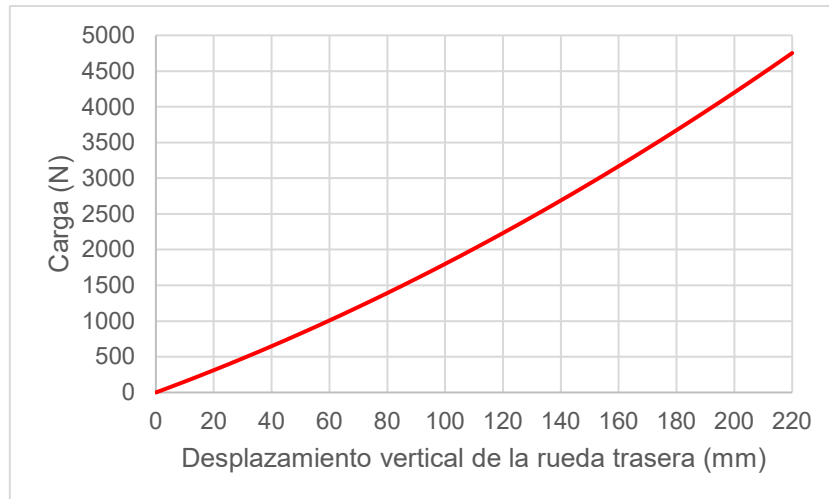


Ilustración 22. Sistema de suspensión con balancín conectado al basculante

El diseño de los links traseros puede ser de gran complejidad, y cada sistema puede tener muchos tipos y geometrías distintas dependiendo de la moto, piloto, condiciones atmosféricas, etc.



**Ilustración 23. Fuerza aplicada vs Desplazamiento vertical de la rueda trasera**

El sistema de suspensión descrito es utilizado en la mayoría de motocicletas de media y gran cilindrada, así como en motocicletas de Cross, destinadas a la conducción por terrenos irregulares. (Chacartegui García, 2017)

### **3.7. Tipos de suspensión delantera**

Todos estos sistemas de suspensión/dirección tienen la característica de que se instalan y giran alrededor de una pipa de dirección. La ilustración 24 muestra cómo cualquier flexión lateral de las barras de la horquilla permite que la huella de contacto del neumático se desplace, alejándose del eje de dirección. Este desalineamiento puede provocar vibraciones o aumentar seriamente su magnitud, tanto en carreteras con buen firme, circulando a una velocidad determinada, como circulando a cualquier velocidad sobre una superficie con perturbaciones.

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 elevadas que se transmiten a un robusto y pesado chasis.

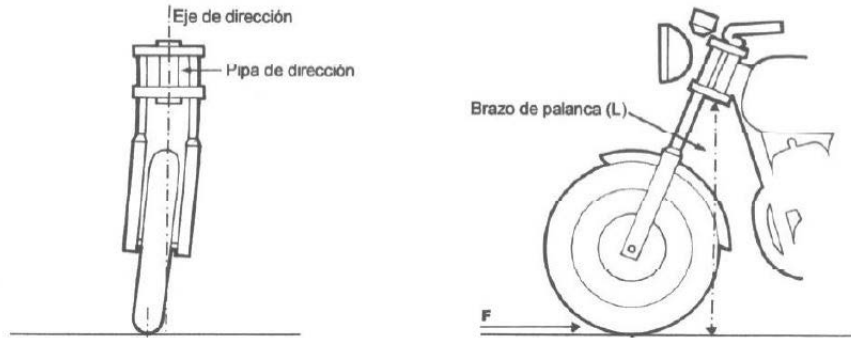


Ilustración 24. Horquilla telescópica

El uso de la horquilla telescópica es prácticamente universal en todas las motocicletas, excepto en algunos “Scooter” y pequeñas motos utilitarias. 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. El motivo principal por el cual la horquilla telescópica es la suspensión delantera más importante, se debe al miedo colectivo que existe en los departamentos de marketing de los principales fabricantes a que el aficionado no acepte un cambio de apariencia estética del tren delantero, aunque también existen otros factores a su favor y es, por ejemplo, el largo periodo de desarrollo y evolución que posee, con el que no pueden competir otros de los diseños alternativos.

Ahora se consideran algunos de 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.

- Las barras se pueden mover de forma independiente, excepto por el efecto de refuerzo del eje de la rueda en la parte inferior.
- Si se consideran las cargas y los brazos de palanca que soportan, las barras tienen un diámetro muy pequeño (normalmente de unos 32-38 mm).
- Este tipo de horquillas suelen estar sometidas a un gran hundimiento en las frenadas.
- Debido al ángulo de avance, 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.



**Ilustración 25. Horquillas telescópicas delanteras**

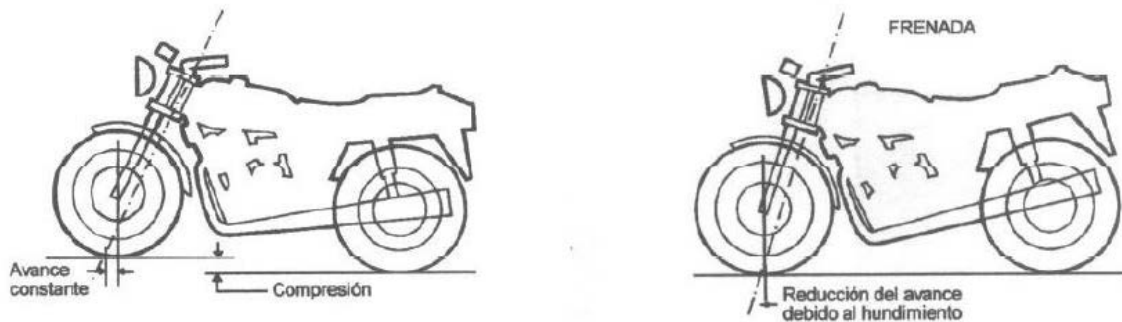
Estas características se unen al hecho de que una horquilla es relativamente flexible en casi todas las direcciones, y como se ha dicho anteriormente, la flexión lateral puede empeorar la estabilidad.

En las fases de frenada, las horquillas telescópicas se hunden, y aunque este efecto se atribuye únicamente a la transferencia de masas hacia la parte delantera, para un ángulo de lanzamiento normal, existe otro factor que es componente de la fuerza de frenado que tiende a comprimir la horquilla.

Cuando se frena, el ángulo de avance hace que parte de la fuerza de frenada esté compensada por un incremento de la fuerza del muelle. De tal forma, tanto la compresión del muelle como el hundimiento, tienen un valor mayor que el debido solamente a la transferencia de masas. Cabe destacar que, en frenadas pronunciadas, la carga sobre la suspensión puede llegar al triple que en el caso de la carga estática. (Cossalter, Doria, & Lot, Optimum Suspension Design for Motorcycle Braking, 2000)

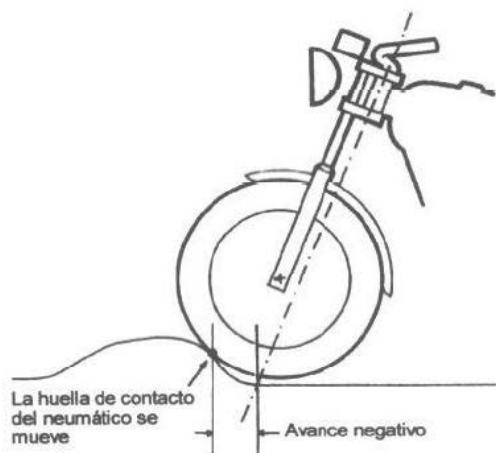
En horquillas telescópicas se suele decir que, el avance, permanece constante a lo largo de toda la trayectoria que describe la moto, pero si esto realmente fuera así, supondría que el avance constante es algo deseable (cosa que no es cierta) y, en segundo lugar, que no existe ninguna variación en la 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 viene representado en la figura 25, donde se observan todas las condiciones necesarias para que el avance pueda permanecer constante al

comprimirse la horquilla (izquierda). A la derecha, se muestra la reducción del avance debido al hundimiento de la parte delantera al frenar. (Vilaplana Ragüés, 2015)



**Ilustración 26. Avance constante (izquierda) y real (Derecha)**

La horquilla normalmente se comprime debido a que, o 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 una perturbación en la calzada, provocando que la huella de contacto se desplace hacia delante, reduciendo de esta forma el avance, pudiendo incluso llegar a hacerse negativo.



**Ilustración 27. Avance negativo**

Conforme la rueda se desplaza por la irregularidad, el avance, primero vuelve a su valor estático y luego, se hace mayor conforme la huella de contacto se desplaza hacia atrás, volviendo a recuperar su valor inicial sólo cuando la rueda recupera el nivel de la calzada. Con lo expuesto anteriormente, es difícil suponer que una horquilla telescópica (o de cualquier otro tipo) pueda mantener el avance constante.

A parte de la suspensión mediante horquilla telescópica, existen otros sistemas de suspensión.

• **Suspensiones por rueda empujada:** En líneas generales, consiste en una estructura tubular, o de acero estampado, que conecta la columna de dirección con los brazos articulados, y que incorporan anclajes para los amortiguadores. Los brazos articulados pueden ser independientes o tener forma de “U” alrededor de la parte trasera de la rueda. Los beneficios de este tipo de suspensión dependen en gran medida de la calidad del diseño de la misma. En algunos aspectos, una suspensión por rueda empujada que presente un buen diseño, puede tener ciertos beneficios sobre la horquilla telescópica, por ejemplo, se puede conseguir una mayor rigidez, que beneficiará la estabilidad y un mejor control.

También tendrá una mayor sensibilidad ante pequeñas irregularidades debido a una disminución del rozamiento estático y será posible realizar un diseño para cualquier grado de “anti-dive” o hundimiento ante frenadas. Debido a la trayectoria que sigue la rueda, que es curvilínea, estas horquillas no son adecuadas para los movimientos de las motocicletas.

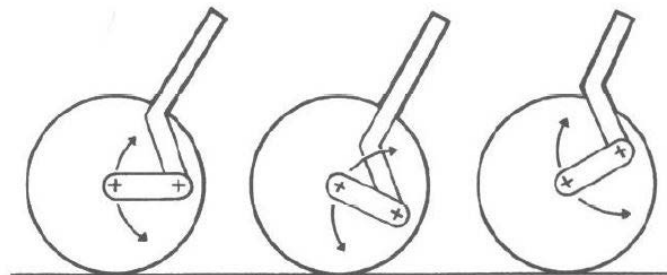


Ilustración 28. Suspensiones por rueda empujada

• **Suspensión por rueda tirada:** 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 inercia superior en torno al eje de dirección, ya que la mayor parte de la masa está relativamente lejos del mismo.

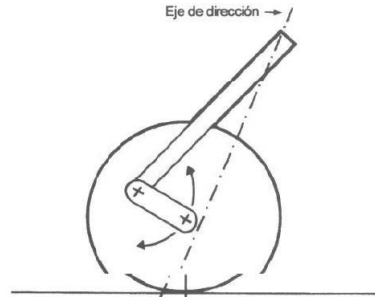


Ilustración 29. Suspensión por rueda tirada

• **Horquillas Girder:** En su momento, el uso de este tipo de suspensión fue casi tan amplio como el que hoy poseen las horquillas telescópicas hoy en día. Estructuralmente, son muy recomendables si se realiza un buen diseño, pero su comportamiento se encontraba limitado por los amortiguadores de fricción que se instalaban, muy toscos si se comparan con los amortiguadores hidráulicos que se usan en la actualidad. Las articulaciones que permitían el movimiento de la suspensión eran muy cortas y sólo permitían pequeños movimientos de la suspensión.

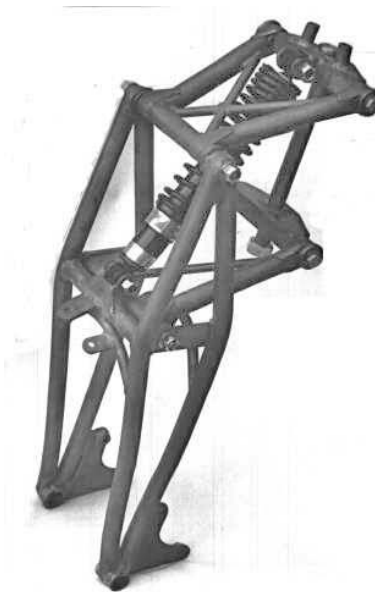
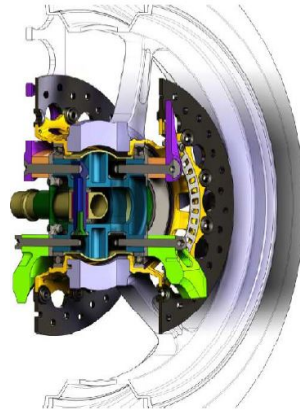


Ilustración 30. Horquilla Girder

- Otras alternativas menos comunes se pueden dividir en tres familias, tipo hub center, tipo McPherson y sistemas con eje de dirección virtual:
  - **Tipo hub center:** Este tipo de suspensión tiene el anclaje principal y el sistema de dirección montado en el interior del buje de la rueda.



**Ilustración 31. Suspensión Hub Centre**

- Ner-a-Car: Este es un ejemplo de sistema hub-center que dispone de un “basculante” delantero que soporta un eje de dirección inclinado en el centro de la rueda. La rueda gira alrededor del eje de dirección y el brazo oscilante del interior del buje está conectado mediante otro miembro a un brazo algo más largo, situado en la parte inferior de la columna de dirección, de forma que existe cierta relación de transmisión en el giro de la dirección.



**Ilustración 32. Suspensión Ner-a-car**

- Difazio: Este es el modelo más conocido de sistemas hub-center.



Ilustración 33. Suspensión Difazio

A partir de este diseño, surgieron otros como el sistema “Mead y Tomkinson” o el de “Bimota Tesi”.

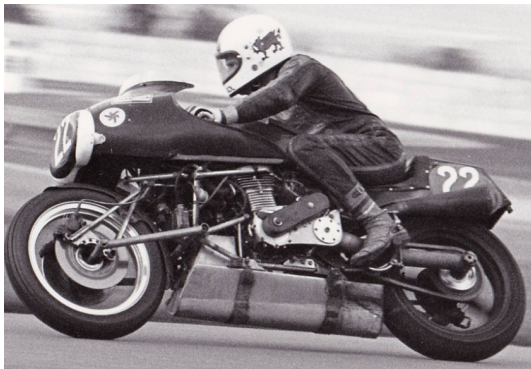


Ilustración 34. Suspensión Mead y Tomkinson (Izquierda) y Bimota Tesi (Derecha)

- Doble brazo articulado: Este sistema es parecido al de doble brazo utilizado en automóviles. Existen diferentes modelos basados en este sistema. Entre ellos: Elf, Hossack, Fior, Foale, etc.

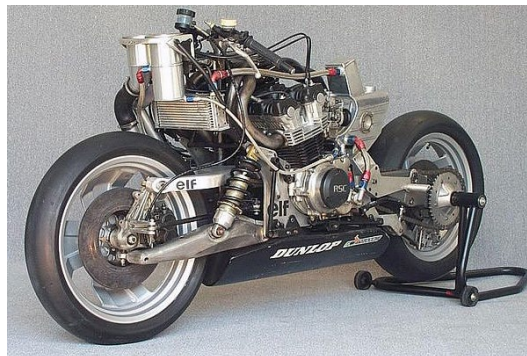


Ilustración 35. Suspensión Elf

- Tipo McPherson: Estas suspensiones se caracterizan por ser muy compactas y ligeras.



**Ilustración 36. Suspensión tipo McPherson**

- Saxon/Motad: Es una adaptación del sistema McPherson. Solo utiliza un brazo oscilante y un punto fijo en la parte superior de la horquilla. La rueda está sujeta mediante dos guías longitudinales, similares a las de una horquilla telescópica, aunque la función de la suspensión se lleva a cabo externamente por medio de un amortiguador separado.



**Ilustración 37. Suspensión Saxon**

- Telelever de BMW: Sistema muy similar al Saxon/Motad. Un brazo oscilante con forma de "A" se ancla a las botellas justo por encima de la rueda. Existe una pieza muy similar a la tija superior de una horquilla telescópica convencional que se monta en una pipa de dirección falsa a través de un rodamiento flotante.



Ilustración 38. Suspensión Telelever

- **Killeen:** También pertenece a la familia de sistemas McPherson. Es muy parecida a la Saxon y a la BMW, excepto en que el brazo oscilante está montado a la altura del eje de la rueda, en lugar de estar montado por encima de la misma.



Ilustración 39. Suspensión Killeen

- **Sistema con eje de dirección virtual:** Este es un sistema en el que el eje instantáneo de la dirección queda definido por el centro virtual de un sistema de cuatro barras. Esto proporciona un movimiento de la dirección tal que conforme la rueda gire, el eje de dirección se mueve lateralmente, y a la vez, se produce un pequeño movimiento longitudinal. (Labiano Mezquíriz, 2016)

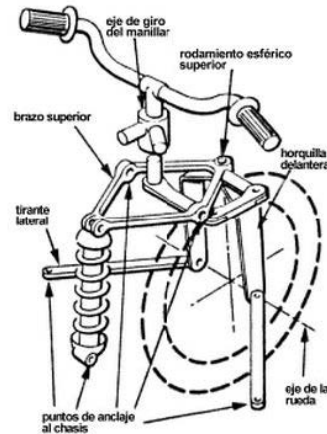


Ilustración 40. Suspensión con eje de dirección virtual

### 3.8. Problemas de las suspensiones tradicionales

Antes de plantear el diseño del sistema de suspensiones, se procede a destacar los problemas que tradicionalmente ha ido arrastrando la suspensión delantera convencional, a pesar de su gran éxito comercial.

**Flexibilidad de las botellas y barras:** Uno de los grandes problemas a los que deben de hacer frente las horquillas es su flexibilidad. Este problema radica en su concepción: al tratarse de elementos tan esbeltos, resulta muy complicado rigidizarlos. Sin embargo, como ya se ha comentado, la flexibilidad solo resulta favorable cuando se trata de flexibilidad lateral. Pero, por su diseño, las horquillas poseen flexibilidad en todas direcciones, lo que perjudica al comportamiento de la motocicleta. En casi todas las situaciones de trabajo de la suspensión se producen fuerzas perpendiculares a la dirección de trabajo de la horquilla. Esto supone la existencia de rozamientos entre los distintos componentes que endurecen la respuesta de la suspensión, especialmente frente a pequeños baches.

Simplificando el conjunto, se puede decir que las horquillas telescópicas y el chasis forman una viga empotrada, de lo que se deduce que los máximos esfuerzos tienen lugar en las tijas. Para intentar mejorar la rigidez en este punto, surgieron las horquillas invertidas, que se anclan al chasis por su zona más gruesa, además de para disminuir la masa no suspendida del conjunto.



Ilustración 41. Horquilla invertida

**Rigidez y pares de fuerza en su anclaje al chasis:** Como se ha mencionado anteriormente, debido a su gran longitud y a su esquema de viga en voladizo, las cargas sobre ellas producen unos enormes esfuerzos sobre el anclaje en el chasis. Esto hace necesario sobredimensionar el chasis en su parte superior, aumentando el peso del conjunto, de la masa suspendida y elevando el centro de gravedad de la motocicleta.

En la ilustración 42, aparece una comparativa entre dos suspensiones delanteras, la horquilla convencional, y otra con una suspensión delantera mediante basculante. Se puede apreciar cómo, en la zona de la dirección, la motocicleta con horquilla convencional tiene un chasis mucho más voluminoso, mientras que la motocicleta con suspensión alternativa es mucho más ligera en esa zona.

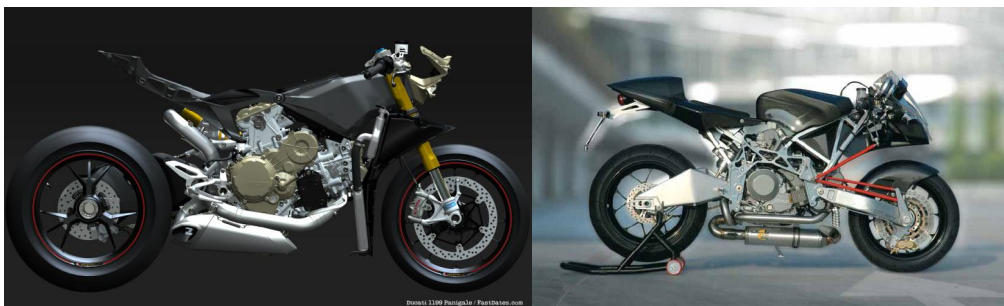


Ilustración 42. Horquilla convencional (Izquierda) y Suspensión con basculante (Derecha)

**Movimiento independiente de las barras:** Relativo también a la rigidez del conjunto, cada una de las dos botellas del conjunto de la suspensión puede moverse de manera independiente.

Con el uso de horquillas convencionales, con las botellas en la parte inferior, este problema se intenta resolver con un puente que una ambas botellas, pero en el caso de las horquillas invertidas, éste puente no es posible.

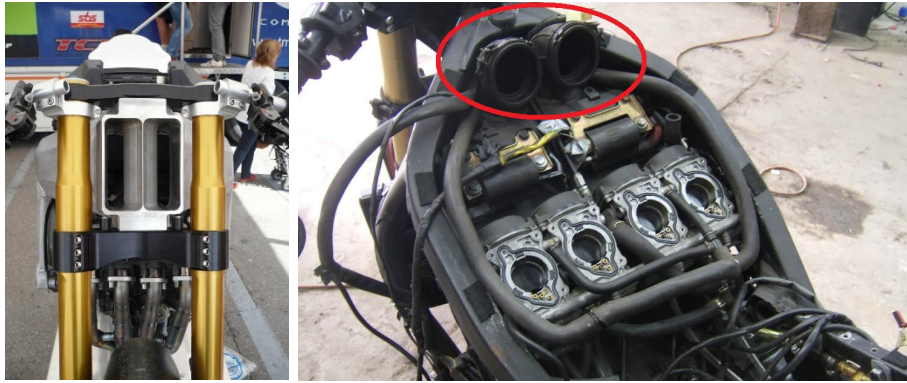
Para contrarrestar este problema, las horquillas invertidas tienen que recurrir a ejes de rueda cada vez mayores y más rígidos. Lo que supone elevar la masa no suspendida del conjunto.



Ilustración 43. Horquilla convencional (Izquierda) y Horquilla invertida (Derecha)

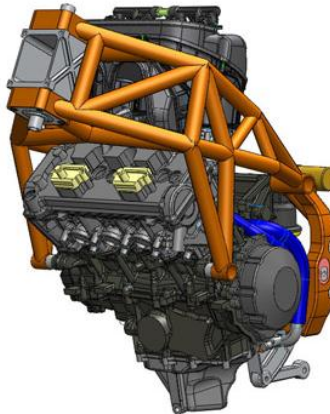
**Hundimiento o “Dive” en la frenada:** Otro de los problemas de las horquillas, ya mencionado anteriormente, es el gran hundimiento al que están sometidas durante las fases de frenada. Esto supone una gestión de las irregularidades de manera menos eficaz, puesto que tienen un menor recorrido y corren el riesgo de colapsar.

**Problemas con el “Ram-air”:** Con la proliferación de las admisiones mediante “Ram-Air”, o turbina de impacto, surgió otro problema relacionado con las suspensiones por horquillas. De cara al rendimiento del motor, el punto óptimo para localizar la entrada de aire de la admisión resulta ser el frontal de la motocicleta, esto supone que el conducto de aire se ve obligado a pasar por la zona en la que se localiza el eje de dirección. De manera que hay que dividir el conducto en dos partes para poder sortear el eje de dirección, lo que empeora el rendimiento del proceso de admisión.



**Ilustración 44. Sistema aerodinámico Ram-air**

La otra opción consiste en eliminar el eje de dirección de la motocicleta, en lo que se conoce como pipa de dirección “stemless”, y apoyar la tija superior e inferior en dos rodamientos, dejando espacio libre al paso de aire. Aunque aerodinámicamente sea una buena opción, en la práctica, no hay muchas motocicletas que decanten por esta solución.



**Ilustración 45. Eje de dirección Stemless**

En resumen, la suspensión por horquillas convencionales plantea una serie de problemas, muchos de ellos debido a la propia concepción del sistema. Con el diseño de este conjunto de suspensiones alternativas, se pretenden eliminar muchos de los inconvenientes mencionados con anterioridad. (de la Fuente Castroverde, 2012)

### **3.9. Sistema de suspensiones no convencionales del prototipo**

La definición de las constantes elásticas de suspensión requiere la anterior elección del tipo de sistema y su geometría básica. El equipo de EPS-Jaén, como en sus cuatro anteriores participaciones en MotoStudent, utiliza sistemas de suspensión no convencionales.

**Suspensión delantera:** El estándar actual consiste de una horquilla telescópica empotrada al chasis a través de las dos tijas unidas al eje de dirección, ya sea con el eje de rueda acoplado a las botellas con barras unidas a las tijas, o en posición invertida.

Aunque sus inconvenientes teóricos debido a la alta carga de flexión, tanto en rigidez como en resistencia, han sido descritos en apartados anteriores, su uso actual es universal.

El equipo EPS-Jaén incorpora el sistema de horquilla telescópica articulada al chasis, tanto desde la parte superior de las barras como desde las botellas, tipo McPherson para motocicleta, que ha venido utilizando en sus cuatro anteriores participaciones en esta competición con excelentes resultados.

Con otra geometría se consigue un comportamiento dinámico superior al de la horquilla convencional. Además de su geometría, la versión realizada por el equipo se distingue por su mayor sencillez, bajo coste y facilidad de fabricación. Se utilizan equipos y accesorios estándar de fácil adquisición y gran fiabilidad:

- Horquilla convencional de Honda CBR 250 R de 2011.
- Dos rótulas esféricas para articulación de tijas al bastidor, de ATV Yamaha Kodiak

Para la adaptación de esta horquilla telescópica a la nueva suspensión, hay que tener presente el distinto valor de la relación cinemática de movimientos (Motion Ratio) y el diferente efecto dinámico a la frenada (Pro-Dive).

En este diseño destaca un Motion ratio menor que el de la horquilla convencional y un efecto Anti-Dive prácticamente nulo frente a un Pro-Dive muy acusado en la original.

Estas diferencias, junto con la distinta masa y uso de la motocicleta, determinan la utilización de un resorte elástico distinto (y amortiguación). El muelle debe ser lineal (no progresivo) y más ligero que el original, determinando un comportamiento a bombeo vertical blando y uniforme, con un reducido cabeceo en frenada (Dive).

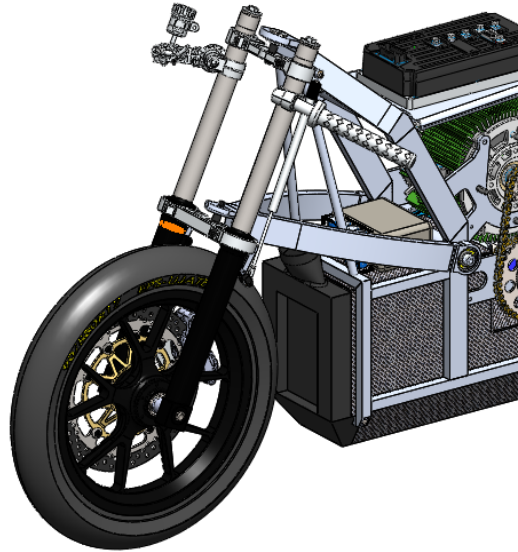


Ilustración 46. Suspensión delantera incorporada en el prototipo

**Suspensión trasera:** Las siguientes ilustraciones muestran los sistemas de suspensión actuales mono-amortiguador más utilizados: El de accionamiento directo y el de bieletas simple.



Ilustración 47. Suspensión directa (Izquierda) y de bieletas simple (Derecha)

Aunque en anteriores prototipos, EPS-Jaén ha utilizado ambos sistemas y también una variante de full-floater con accionamiento el amortiguador mediante bieletas por ambos extremos, en esta edición se decidió por un inédito Pro-link. El cambio se debe al compromiso adoptado en la disposición del contenedor de baterías.

Para contener la distancia entre ejes resultó un basculante trasero corto, con poco espacio para el conjunto amortiguador.

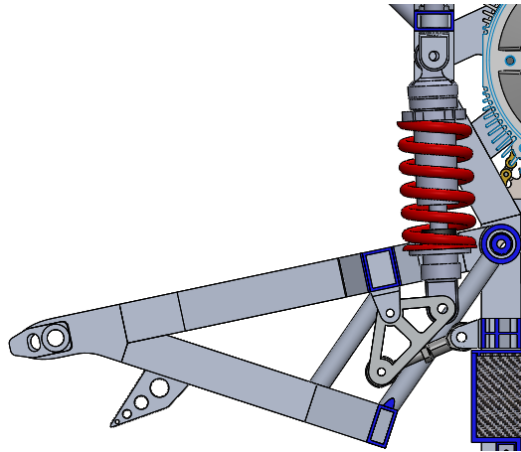


Ilustración 48. Basculante y suspensión trasera

Otro aspecto fundamental en el diseño de una suspensión trasera, es el movimiento de “squat” o hundimiento trasero al acelerar. Efecto que depende del radio del piñón motriz, la relación de transmisión, de la longitud e inclinación del basculante y de la posición del centro de gravedad. Este efecto se describirá en mayor profundidad en capítulos posteriores.

Por regla general, en competición, se persigue un efecto anti-squat del 100%, que evita ese hundimiento trasero y otorga mayor inmediatez al acelerar, aunque no evita la extensión de la suspensión delantera. Esto eleva el centro de masas y favorece el levantamiento de rueda delantera. Como el efecto depende, de la inclinación del basculante, el paso por irregularidades produce alguna inestabilidad en el movimiento y la tracción. En el caso de EPS-Jaén, el efecto anti-squat perseguido es menor, asumiendo algo de cabeceo al acelerar, que se controla con el acoplamiento elástico entre las suspensiones.

### 3.10. Geometría del acoplamiento entre suspensiones

En este apartado se presenta el sistema para acoplar las suspensiones del prototipo, diseñado y fabricado por el equipo EPS-Jaén, con el que el prototipo de motocicleta de competición (MS VI) que participó en la pasada edición del concurso Motostudent. Como se advierte en las ilustraciones siguientes, se trata de un mecanismo implementado en el lateral del prototipo entre las suspensiones del mismo, formado por las cabezas del basculante y el balancín delantero, y las respectivas fijaciones del mecanismo a estas cabezas.

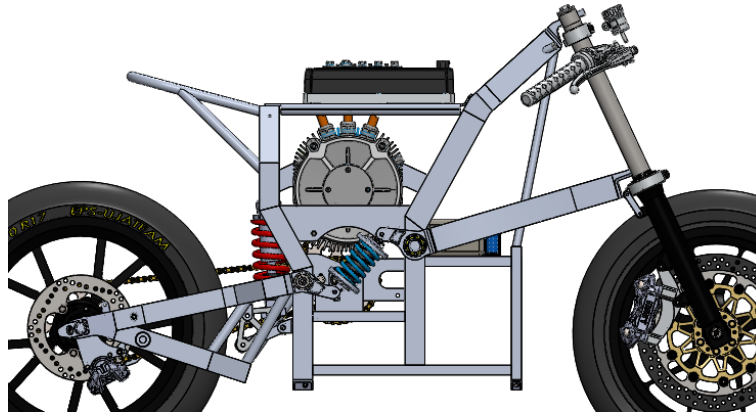


Ilustración 49. Acoplamiento elástico entre suspensiones

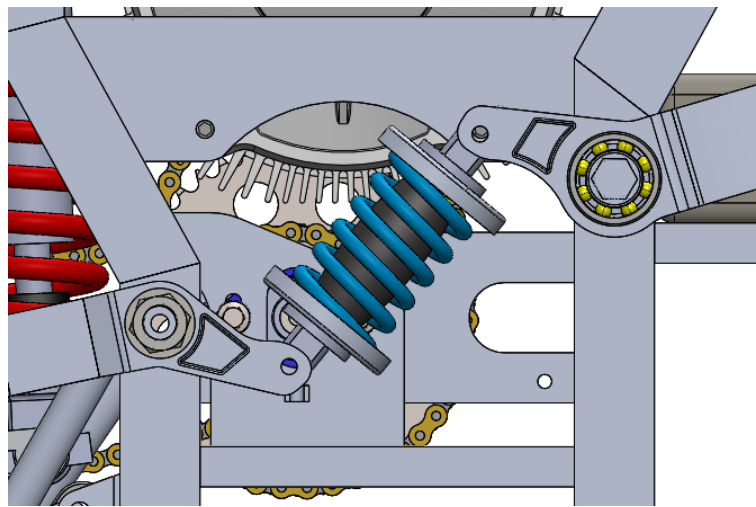


Ilustración 50. Cabezas de basculante y balancín delantero

### 3.10.1. Acoplamiento elástico y su relación con la alta competición

En la actualidad, en la alta competición, cada temporada se observan modificaciones de carácter técnico en los prototipos para evitar perder espacio en una frenada, ganarlo en una aceleración o en cualquier curva.

Una de las últimas modificaciones cuyo uso se ha extendido en competición es el denominado “Holshot”. Este dispositivo se centra en disminuir el hundimiento del tren trasero, y la extensión del delantero, en la fase de aceleración, para realizar una salida más estable.

En el caso del prototipo que el EPS Jaén ha desarrollado, se ha comprobado que tanto el “squat”, como el “dive”, son factores clave en el comportamiento dinámico del mismo.

Centrándonos en este tipo de movimientos descritos anteriormente, podemos asemejarlos a los que se producen en un automóvil y se intentan paliar con las denominadas barras estabilizadoras. En las curvas, se produce una transferencia de carga que tiende a inclinar el vehículo hacia el exterior de la curva. Para evitarlo, se instala una barra estabilizadora, la cual trabaja cuando la suspensión del lado exterior se comprime y la del interior se extiende. Esto se consigue conectando las suspensiones de ambos lados mediante una barra de torsión. Cuando el vehículo se inclina, los brazos torsionan la barra.

Para definir y explicar el sistema denominado Holeshot, se debe explicar primero el origen de su nombre y en qué se basa técnicamente: Holeshot es la denominación que hace referencia al piloto, en motocross, que llega primero a la primera curva.

El sistema Holeshot se utiliza para realizar la salida de carrera más rápida, utilizando un centro de gravedad o centro de masas más adecuado para poder realizar una aceleración más estable. En una aceleración muy brusca, sobre todo si es desde parado, la motocicleta tiende a levantar la rueda delantera en exceso. Esto es debido a la transferencia de carga de un neumático a otro.



**Ilustración 51. Sistema Holeshot**

En los sistemas de suspensión convencionales, en cualquier motocicleta, al frenar o al acelerar, la carga en uno de los neumáticos se reduce mientras que la del otro aumenta. La carga transferida varía de una moto a otra, pero lo que siempre se cumple es que la carga vertical total que soportan ambos neumáticos es siempre la misma en condiciones estables.

Al tener las motocicletas el centro de gravedad relativamente alto en comparación con la distancia entre ejes, el efecto de la transferencia de carga es mucho mayor que la que sufren otro tipo de vehículos.

Para minimizar este efecto tan influyente en carrera, se puede variar el centro de gravedad, reduciendo su altura a través de dos cambios geométricos:

- Disminuyendo la altura de la horquilla delantera, estrangulando su recorrido para que no se extienda en la aceleración.
- Reduciendo la altura de la suspensión trasera en el momento de la salida, aunque esta última opción es, tecnológicamente hablando, más complicada de realizar.

Una vez definido el efecto o sistema Holeshot, se debe explicar las razones de por qué existe. En primer lugar, la geometría ideal de una moto de competición es variable, es decir, en situaciones diferentes en pista (aceleración, frenada, paso por curva...), la geometría ideal en unas ocasiones será lo más baja posible (frenada o aceleración), en otras ocasiones será lo más alta posible (paso por curva).

La geometría variable, se consigue con la postura del piloto, es decir, la masa (peso) del piloto, pero también por las posiciones de los ejes de cada rueda, es decir, por la posición de las suspensiones y la distancia entre ejes.

Este sistema se basa en la unión o acoplamiento de ambas suspensiones, la delantera y la trasera, mediante un tercer conjunto muelle-amortiguador. Se debe hacer hincapié en que este acoplamiento es factible, debido al sistema de horquilla telescópica articulada al chasis tipo McPherson que incorpora el prototipo. Este acoplamiento, se puede asemejar a la barra estabilizadora que incorporan los vehículos para controlar el movimiento de “balanceo”.

Este tercer amortiguador, se encuentra situado entre el eje del balancín de la suspensión delantera y el eje del basculante. Con la incorporación de sendos apoyos, tanto en el basculante, como en el balancín, se consigue el acoplamiento entre ambas suspensiones que se desea.

Con este acoplamiento, cuando la suspensión trasera se comprime, o lo que es lo mismo, el basculante se eleva, este tracciona el muelle del acoplamiento produciendo una compresión de la suspensión delantera a través del balancín. En el caso contrario, al comprimirse la suspensión delantera, el balancín comprime el muelle del acoplamiento, lo que se traduce en una compresión de la suspensión trasera. Por

lo tanto, lo que se consigue con este acoplamiento, es un efecto similar al que se pretende conseguir con el sistema Holeshot aunque con amplias diferencias.

Una de las diferencias más notable es que este sistema es continuo, a diferencia del sistema Holeshot que se utiliza únicamente en la salida de carrera. Con esta continuidad, conseguimos este efecto no solo en la salida, sino en cada una de las situaciones más relevantes que se producen en pista, tales como llegada y salida de curva o aceleración en rectas. Por eso es más conveniente asemejar este tipo de acoplamiento con la barra estabilizadora que incorporan la mayor parte de los automóviles.

Esto se traduce en un control de la posición horizontal del centro de gravedad, con los consiguientes beneficios que esto produce en el comportamiento dinámico. A parte de esta disminución del centro de gravedad, al comprimirse ambas suspensiones, se pueden realizar una frenada y una aceleración más homogéneas y controladas al reducirse la pérdida de adherencia de los neumáticos, ya que el prototipo se comprimiría como un conjunto, sin la compresión de una de las suspensiones y la extensión de la otra, como ocurre en los modelos de suspensión tradicionales.

### **3.10.2. Limitaciones del sistema**

Tras analizar las ventajas que proporciona este sistema, se debe proceder a inspeccionar las diferentes fallas o errores que podrían derivar del mismo. A continuación, se presentan algunos de los principales factores que restringen el diseño del mecanismo asomándose a las fronteras de su aplicación y a los límites de su fiabilidad:

**Limitaciones del conjunto muelle-amortiguador:** Son aquellas limitaciones que vienen dadas por normativa. El comité de competición limita el uso de amortiguadores activos que incluyan cualquier tipo de ayudas electrónicas embebidas. El resto de la configuración es de libre disposición, valorándose aspectos como la selección del muelle o la elección de la precarga a través de roscados en el cuerpo del amortiguador.

**Limitaciones geométricas:** Como limitación espacial, el sistema parte de una gran libertad a la hora de seleccionar la geometría de la configuración. Demasiados

parámetros abiertos a priori que, aunque una ventaja inicial, supone una complicación computacional a la hora de obtener un resultado óptimo. No obstante, la materialización de los diseños de basculante y chasis, así como la posición del motor y sus ejes, van reduciendo la zona de búsqueda a un campo cada vez menor en un proceso de diseño iterativo. Se ha de establecer un orden de prioridad ante los posibles conflictos entre piezas en el cual se determine que parte debe modificarse primero. En cualquier caso, se persigue potenciar la compacidad y simetría.

**Limitaciones del modelo:** Las limitaciones del modelo competen más a los aspectos de aplicación y fiabilidad. A la hora de llevar a cabo el diseño de un simulador no han de perderse de vista los errores que se arrastran a lo largo del proceso completo. Los mismos métodos que permiten la validación del sistema pueden ser los responsables de insertar dichos errores, partiendo del preciso instante en que se realiza el ensayo de laboratorio. Habrán de tenerse en cuenta por ello, fallos introducidos por el instrumental a la hora de tomar medidas experimentales.

Los experimentos se producen en unas condiciones muy controladas y no en circulación real. Existirán errores de simulación debido a que no se tienen en cuenta efectos como el rozamiento y la pérdida de energía cinética en cada uno de los pares cinemáticos, ya que estos son realmente difíciles de cuantificar y generan en sí mismos trabajos completos o errores derivados de la simplificación de las fuerzas que entran en el mecanismo. Además, se ha de decir que este modelo estudiado excluye en sus cálculos la influencia del neumático. Este es un elemento de capital importancia en la absorción de las irregularidades del terreno y su no inclusión generará divergencias con la realidad del vehículo.

Así mismo, se omiten en el trabajo cálculos de modos de vibración o números explícitos sobre el comportamiento a fatiga de las piezas.

**Fallas Mecánicas:** Si nos centramos en los posibles fallos mecánicos, estos radican en el muelle intermedio entre las suspensiones y su anclaje. Basándonos en los posibles daños que pueden sufrir los componentes de la suspensión, podemos identificar el desgaste por el uso, problemas en el montaje, como por ejemplo un par de apriete incorrecto o un material de montaje inadecuado. Una sobrecarga frecuente

o una carga excesiva, provocaría la fisura o deformación del casquillo de goma, con la consecuente merma de seguridad en conducción y frenado.

En lo referente a los elementos que conforman el sistema, debemos tener en cuenta la rótula del balancín, ya que la junta esférica es el punto de pivote que une el balancín a la horquilla delantera. Estas piezas absorben parte del impacto de los movimientos de la suspensión y giran con el movimiento del manillar, siendo un elemento que provocaría un fallo grave en el prototipo. Del mismo modo, también debemos centrarnos en el basculante y el balancín. Estos elementos, y sus ejes, son los que soportan gran parte de la carga, junto a las suspensiones, de las frenadas y aceleraciones del prototipo. Por lo tanto, el estudio de su comportamiento y resistencia debe ser minucioso.

**Limitaciones Dinámicas:** El comportamiento dinámico del prototipo es otro de los factores que puede verse mermado por una mala configuración de las suspensiones. Al realizar la unión entre las suspensiones, se produce un aumento de la rigidez de las mismas. Este endurecimiento, se vuelve contraproducente ante irregularidades del terreno, por lo tanto, se debería de reducir la rigidez de ambas suspensiones para alcanzar un comportamiento óptimo.

## **4. Planteamiento del estudio y el diseño**

### **4.1. Descripción de los análisis teóricos y metodología de las simulaciones realizadas**

Para desarrollar un diseño de las suspensiones, atendiendo a los componentes ofrecidos por la organización del evento, se han realizado una serie de estudios analíticos y simulaciones numéricas mediante software de tipo CAE. Estos estudios han servido para comprender el comportamiento cinemático y dinámico, así como estructural, de los sistemas de suspensión no convencional de una motocicleta de competición.

Los objetivos y características mecánicas que se pretenden alcanzar tras la culminación de un diseño de suspensiones son: ajuste de la constante de rigidez equivalente para mejorar la estabilidad y comportamiento de la motocicleta ante cualquier irregularidad u obstáculo en la calzada, aumentar la rigidez estructural del

sistema de forma que pueda resistir satisfactoriamente las sollicitaciones estáticas y dinámicas transmitidas al mismo y, finalmente, reducir al máximo los efectos de “dive” y “squat” en la frenada y aceleración, respectivamente.

Ante dichas premisas, y con el objetivo final de lograr un sistema de suspensiones optimizados, se ha optado por elaborar los siguientes análisis teóricos y simulaciones:

- Estudio analítico y mediante simulaciones numéricas con software de tipo CAE, de la variación geométrica de los sistemas de suspensiones del prototipo ante oscilaciones verticales. Culminando con la representación gráfica de la curva de rigidez equivalente y su relación de desplazamientos.
- Análisis del comportamiento de las suspensiones frente a la aceleración y frenada de la motocicleta.
- Estudio estructural, mediante técnicas tipo CAE, de los elementos y eslabones que conforman el sistema de suspensiones.

## **4.2. Estudio de los elementos de la suspensión**

### **4.2.1. Ensayos realizados a los diferentes resortes del acoplamiento**

Con el fin de conocer el comportamiento elástico de los diferentes resortes del acoplamiento, se realizaron ensayos en una máquina de compresión para obtener sus constantes elásticas. Se realizaron ensayos a tres conjuntos muelle-amortiguadores con diferentes constantes de rigidez. Con ello se buscaba una mayor versatilidad a la hora de variar el comportamiento dinámico del prototipo al poder sustituir un conjunto con una rigidez determinada por otro con una rigidez superior o inferior.

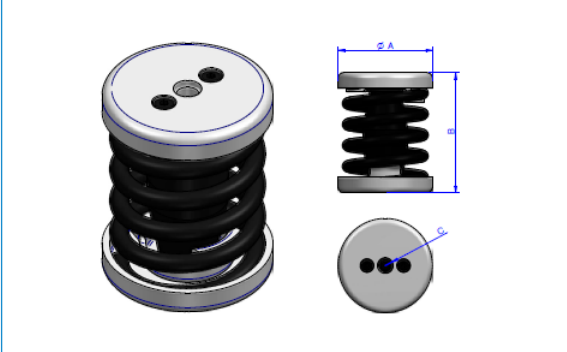
Para ello, se adquirieron tres modelos del amortiguador de muelle-caucho Vibrabsorber AMC. Estos son soportes antivibratorios que, en principio, están diseñados para aislar bajas frecuencias en equipos de aire acondicionado, ventilación o refrigeración, pero que por sus pequeñas dimensiones y su elevada rigidez se adecuaban a las prestaciones perseguidas.

En la siguiente ilustración se muestran los datos ofrecidos por el fabricante:

## 1 AMC Doble Campana

Gracias a los muelles de doble campana, usted podrá hacer el montaje de los muelles.

Vibrabsorber



Tipo	A (mm)	B (mm)	Color muelle	C (mm)	Carga máx (kg)	Peso (kg)	Código	Precio
150	75	116	BLUE	M-12	150	1,102	20309	26,77
200	75	116	WHITE	M-12	200	1,138	20310	29,33
250	75	116	BLACK	M-12	250	1,225	20320	31,94
350	75	116	CREAM	M-12	350	1,392	20330	40,37
500	90	116	LIGHT GREY	M-12	500	2,56	20340	54,72
750	90	116	GREEN	M-12	750	2,56	20350	60,34

Ilustración 52. Datos proporcionados por el fabricante AMC

Se adquirieron tres tipos de vibrabsorber:

- Tipo 200
- Tipo 250
- Tipo 350

Para comprobar los datos proporcionados por el fabricante, a parte del ensayo de compresión, se realizó el cálculo teórico de la constante de rigidez basada en la deflexión de los resortes. Las relaciones deflexión-fuerza se obtienen fácilmente mediante el teorema de Castigliano. La energía total de deformación de un resorte helicoidal está formada por una componente de torsión y una de cortante. Esta relación queda definida por la siguiente ecuación:

$$K = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N}$$

Donde:

- N = Na (Número de espiras activas)
- D (Diámetro medio de la espira)
- d (Diámetro del alambre)
- G (Módulo de elasticidad transversal)

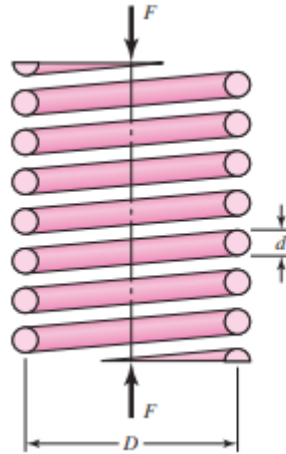


Ilustración 53. Resorte helicoidal con carga axial

Los datos obtenidos en los ensayos y las características de los vibrabsorber se pueden observar en la siguiente tabla e ilustración. Para el ensayo de compresión, se estableció una velocidad de compresión constante de 10 mm/min:

Muelle	D (mm)	d (mm)	N <sub>a</sub>	K (fórmula) (N/mm)	K (Fabricante) (N/mm)	K (Ensayo) (N/mm)
200	56,3	8,7	4	70,23	65,4	90,00
250	55,8	9,2	4	90,20	81,75	125,83
350	54,8	10,2	5	115,11	114,45	157,78

Tabla 2. Datos obtenidos para cada vibrabsorber

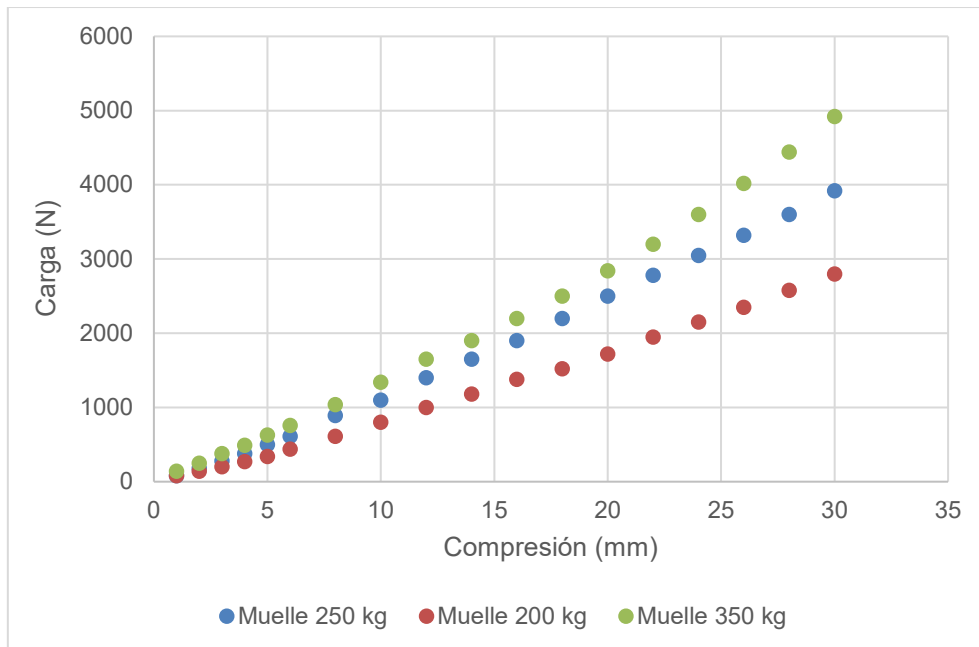


Ilustración 54. Datos obtenidos en los ensayos a compresión

A la vista de los resultados, se observa cierta discrepancia en los resultados obtenidos con los ensayos frente a los proporcionados por el fabricante y los calculados teóricamente. Estos dos últimos se asemejan entre ellos en mayor medida, pero se distancian de forma notoria a los ensayos.

Esta diferencia se le atribuye al taco de caucho que incorpora el mismo. Los datos proporcionados por el fabricante y los calculados teóricamente obvian el efecto del mismo y es por ello que los resultados no se asemejan al comportamiento real del mismo.

Si bien existen diversos modelos constitutivos para materiales viscoelásticos lineales, no es objetivo de este trabajo caracterizar el vibrador de forma exhaustiva. Esos modelos incluyen el modelo de Maxwell, el modelo de Kelvin-Voigt y el modelo de sólido viscoelástico lineal estándar que combina los dos modelos anteriores. Todos estos modelos descomponen la tensión y deformación en dos sumandos, uno que representa los efectos elásticos y otro que representa los efectos viscosos, siendo estos modelos, interpretables en términos de muelles y amortiguadores. Cada uno de estos modelos difieren en la disposición de los muelles y amortiguadores.

#### **4.2.2. Estudio analítico y mediante simulaciones numéricas con software de tipo CAE, de la variación geométrica de los sistemas de suspensiones ante oscilaciones verticales. Representación de las curvas de rigidez equivalente.**

##### **4.2.2.1. Desarrollo teórico**

Para realizar un seguimiento analítico del sistema de suspensión propuesto, se realiza el cálculo de la rigidez equivalente del sistema cuando las suspensiones se encuentran acopladas y cuando no lo están.

La rigidez rotacional de cualquier estructura viene dada por el cociente entre el momento torsor aplicado y el ángulo de rotación medido ante la aplicación de dicha carga.

$$K_{\theta} = \frac{\Delta M_c}{\Delta \varphi}$$

Para realizar este desarrollo teórico, se comienzan planteando las variables del sistema involucradas.

NOMENCLATURA	DEFINICIÓN	NOMENCLATURA	DEFINICIÓN
$R_D$	Relación de desplazamientos delantera	$F_T$	Carga de la suspensión trasera
$R_T$	Relación de desplazamientos trasera	$F_{AC}$	Carga del acoplamiento
$R'_{DAC}$	Relación de desplazamientos equivalente delantera-acoplamiento	$N_D$	Reacción delantera
$R'_{TAC}$	Relación de desplazamientos equivalente trasera-acoplamiento	$N_T$	Reacción trasera
$K_D$	Rigidez delantera	$\Delta h_T$	Variación de altura trasera
$K_T$	Rigidez trasera	$\Delta h_D$	Variación de altura delantera
$K_{AC}$	Rigidez del acoplamiento	$K'_T$	Rigidez equivalente trasera
$F_D$	Carga de la suspensión delantera	$K'_D$	Rigidez equivalente delantera
$b$	Distancia entre ejes	$\varphi$	Ángulo de rotación

Tabla 3. Variables del sistema involucradas

En el caso de que las suspensiones no se encuentren acopladas se tiene que:

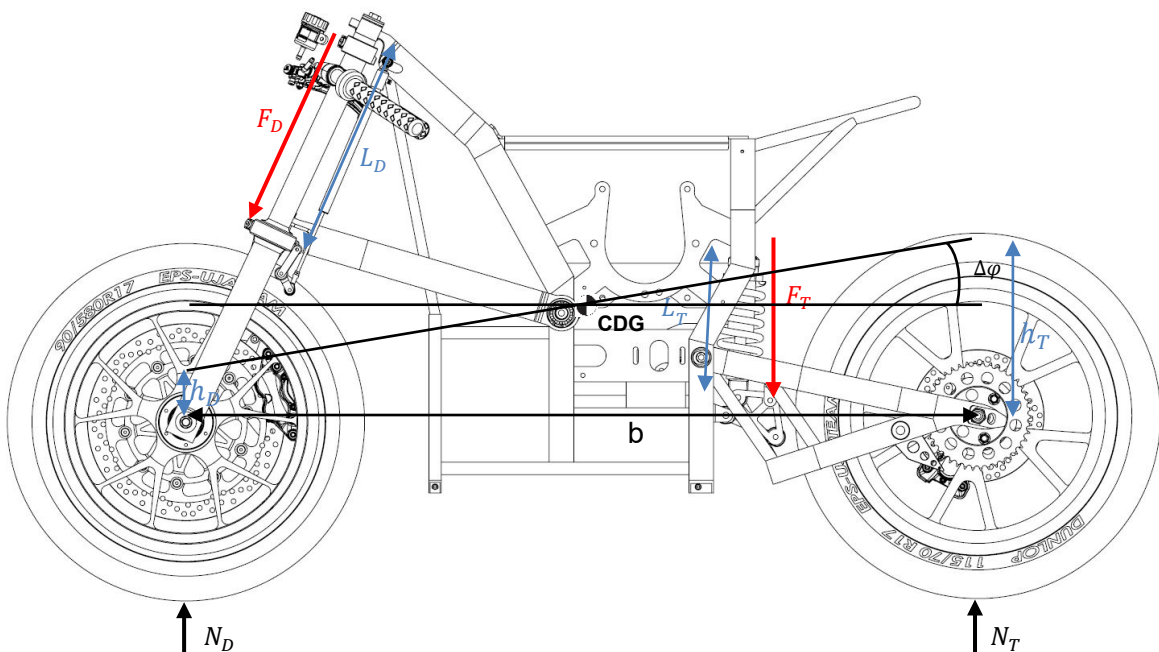


Ilustración 55. Suspensiones sin acoplar

Las reacciones en las ruedas trasera y delantera vienen definidas por:

$$N_T = F_T \cdot R_T, \text{ donde: } F_T = F_{T0} - K_T \cdot \Delta L_T = F_{T0} - K_T \cdot R_T \cdot \Delta h_T$$

$$N_D = F_D \cdot R_D, \text{ donde: } F_D = F_{D0} - K_D \cdot \Delta L_D = F_{D0} - K_D \cdot R_D \cdot \Delta h_D$$

Sustituyendo:

$$N_T = (F_{T0} - K_T \cdot R_T \cdot \Delta h_T) \cdot R_T = F_{T0} \cdot R_T - K_T \cdot R_T^2 \cdot \Delta h_T$$

$$N_D = (F_{D0} - K_D \cdot R_D \cdot \Delta h_D) \cdot R_D = F_{D0} \cdot R_D - K_D \cdot R_D^2 \cdot \Delta h_D$$

Donde  $F_{T0}$  y  $F_{D0}$  representan las precargas de las suspensiones trasera y delantera respectivamente.

$$N_T - N_{T0} = \Delta N_T = -K_T \cdot R_T^2 \cdot \Delta h_T = -K'_T \cdot \Delta h_T$$

$$N_D - N_{D0} = \Delta N_D = -K_D \cdot R_D^2 \cdot \Delta h_D = -K'_D \cdot \Delta h_D$$

El ángulo de rotación y el momento rotacional vienen definidos por:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta h_T - \Delta h_D}{b} \qquad M_c = \Delta N \cdot b$$

Por lo que la constante de rigidez rotacional al cabeceo del prototipo será:

$$K_\theta = \frac{\Delta N}{\Delta h_T - \Delta h_D} \cdot b^2$$

Sustituyendo los valores obtenidos anteriormente obtenemos la constante de rigidez rotacional al cabeceo del prototipo sin acoplamiento entre suspensiones:

$$K_{SA} = \frac{K'_T \cdot K'_D}{K'_T + K'_D} \cdot b^2$$

Para el caso en que exista acoplamiento entre las suspensiones delantera y trasera se tendría:

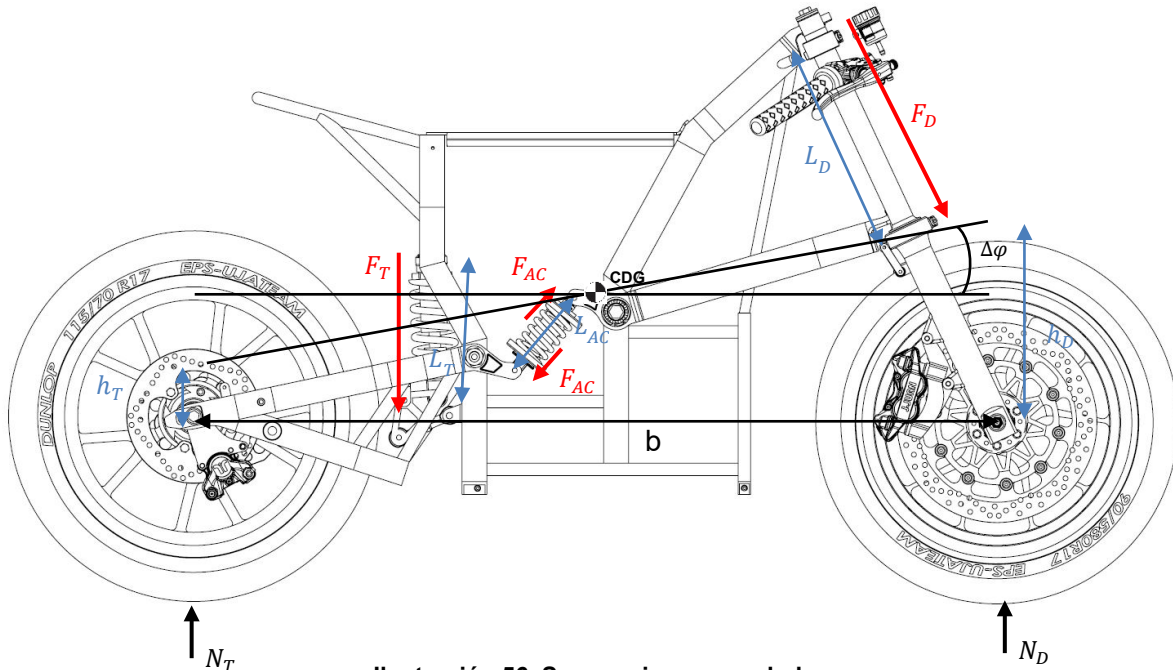


Ilustración 56. Suspensiones acopladas

Las reacciones en las ruedas trasera y delantera vienen definidas por:

$$N_T = F_T \cdot R_T - F_{AC} \cdot R'_{TAC}, \text{ donde: } F_T = F_{T0} - K_T \cdot \Delta L_T = F_{T0} + K_T \cdot R_T \cdot \Delta h_T$$

$$N_D = F_D \cdot R_D + F_{AC} \cdot R'_{DAC}, \text{ donde: } F_D = F_{D0} - K_D \cdot \Delta L_D = F_{D0} + K_D \cdot R_D \cdot \Delta h_D$$

$$F_{AC} = F_{AC0} - K_{AC} \cdot \Delta L_{AC}, \text{ donde: } \Delta L_{AC} = -\Delta h_D \cdot R'_{DAC} + \Delta h_T \cdot R'_{TAC}$$

$$F_{AC} = F_{AC0} + K_{AC} \cdot R'_{DAC} \cdot \Delta h_D - K_{AC} \cdot R'_{TAC} \cdot \Delta h_T$$

Sustituyendo, obtenemos las reacciones en las ruedas:

$$\begin{aligned} N_T &= (F_{T0} - K_T \cdot R_T \cdot \Delta h_T) \cdot R_T + (F_{AC0} - K_{AC} \cdot R'_{DAC} \cdot \Delta h_D + K_{AC} \cdot R'_{TAC} \cdot \Delta h_T) \cdot R'_{TAC} \\ &= F_{T0} \cdot R_T - F_{AC0} \cdot R'_{TAC} + (K_{AC} \cdot R'^2_{TAC} + K_T \cdot R^2_T) \cdot \Delta h_T - K_{AC} \cdot R'_{DAC} \cdot R'_{TAC} \cdot \Delta h_D \end{aligned}$$

Se puede simplificar esta ecuación si se agrupan los términos relacionados entre si:

$$N_{T0} = F_{T0} \cdot R_T - F_{AC0} \cdot R'_{TAC}$$

$$K'_T = K_{AC} \cdot R'^2_{TAC} + K_T \cdot R^2_T$$

$$K'_D = K_{AC} \cdot R'^2_{DAC} + K_D \cdot R_D^2$$

$$K'_{ACDT} = K_{AC} \cdot R'_{DAC} \cdot R'_{TAC}$$

La reacción en la rueda trasera será:

$$N_T - N_{T0} = \Delta N_T = K'_T \cdot \Delta h_T - K'_{ACDT} \cdot \Delta h_D$$

Analogamente para la rueda delantera se obtiene:

$$N_D - N_{D0} = \Delta N_D = K'_D \cdot \Delta h_D - K'_{ACDT} \cdot \Delta h_T$$

Para la obtención de la rigidez equivalente en uno de los ejes, se plantea la condición inicial en el que se produce una perturbación únicamente en uno de ellos. Por lo tanto, la reacción en el otro eje será nula. Por ejemplo, para una perturbación en el eje trasero,  $\Delta N_D = 0$ . Se obtiene entonces:

$$\Delta N_D = 0 \rightarrow K'_D \cdot \Delta h_D = K'_{ACDT} \cdot \Delta h_T \rightarrow \Delta h_D = \Delta h_T \cdot \frac{K'_{ACDT}}{K'_D}$$

$$\Delta N_T = K'_T \cdot \Delta h_T - K'_{ACDT} \cdot \Delta h_T \cdot \frac{K'_{ACDT}}{K'_D} = \Delta h_T \cdot \left( K'_T - \frac{K'^2_{ACDT}}{K'_D} \right)$$

$$K''_T = \frac{\Delta N_T}{\Delta h_T} = K'_T - \frac{K'^2_{ACDT}}{K'_D}$$

De la misma forma, se puede calcular la constante de rigidez equivalente en el eje delantero:

$$\Delta N_T = 0 \rightarrow K'_T \cdot \Delta h_T = K'_{ACDT} \cdot \Delta h_D \rightarrow \Delta h_T = \Delta h_D \cdot \frac{K'_{ACDT}}{K'_T}$$

$$\Delta N_D = K'_D \cdot \Delta h_D - K'_{ACDT} \cdot \Delta h_D \cdot \frac{K'_{ACDT}}{K'_T} = \Delta h_D \cdot \left( K'_D - \frac{K'^2_{ACDT}}{K'_T} \right)$$

$$K''_D = \frac{\Delta N_D}{\Delta h_D} = K'_D - \frac{K'^2_{ACDT}}{K'_T}$$

Si se quiere calcular ahora la rigidez rotacional al cabeceo del prototipo, se sabe que esta rigidez viene determinada por la siguiente ecuación:

$$K_{\theta} = \frac{\Delta N}{\Delta h_T - \Delta h_D} \cdot b^2$$

En este caso, la condición inicial es que la variación de la carga en e uno de los ejes es la misma que en el otro,  $\Delta N_D = -\Delta N_T$ . Sustituyendo de nuevo los valores obtenidos anteriormente obtenemos la constante de rigidez al cabeceo del prototipo con acoplamiento entre suspensiones:

$$K_{CA} = \frac{K'_D \cdot (K'_T - K'_{ACDT}) + K'_{ACDT} \cdot (K'_D - K'_{ACDT})}{K'_T + K'_D - 2 \cdot K'_{ACDT}} \cdot b^2 = \frac{K'_D \cdot K'_T - K'_{ACDT}{}^2}{K'_T + K'_D - 2 \cdot K'_{ACDT}} \cdot b^2$$

Si le asignamos los valores que se persiguen, y que serán demostrados en apartados posteriores:

NOMENCLATURA	DEFINICIÓN	NOMENCLATURA	DEFINICIÓN
$R_D$	0,9	$K'_T$	13,89 $N/mm$
$R_T$	0,33	$K'_D$	10,12 $N/mm$
$R'_{DAC}$	0,15	$K'_{ACDT}$	2,25 $N/mm$
$R'_{TAC}$	0,15	$K_{AC}$	100 $N/mm$
$K_D$	12,5 $N/mm$	$b$	1280 mm
$K_T$	125 $N/mm$		

Tabla 4. Valor que adquieren las variables del prototipo

Si comparamos ambos resultados:

$$K_{SA} = \frac{K'_T \cdot K'_D}{K'_T + K'_D} \cdot b^2 = \frac{13,89 \cdot 10,12}{13,89 + 10,12} \cdot 1280^2 = 9592 \cdot 10^3 \text{ Nmm/rad}$$

$$\cong 167 \text{ Nm/grado}$$

$$K_{CA} = \frac{K'_D \cdot K'_T - K'_{ACDT}{}^2}{K'_T + K'_D - 2 \cdot K'_{ACDT}} \cdot b^2 = \frac{10,12 \cdot 13,89 - 2,25^2}{13,89 + 10,12 - 2 \cdot 2,25} \cdot 1280^2$$

$$= 11379 \cdot 10^3 \text{ Nmm/rad} \cong 200 \text{ Nm/grado}$$

Se observa que la rigidez al cabeceo del prototipo se ve incrementada en  $30 \text{ Nm/grado}$  aproximadamente.

Una vez obtenidas las constantes de rigidez equivalentes del prototipo cuando no se incorpora el acoplamiento elástico y cuando se incorpora, en los próximos

apartados, se expone el proceso seguido hasta alcanzar las curvas de rigidez equivalente del sistema de suspensiones.

#### **4.2.2.2. Simulación numérica con programa tipo CAE**

Tras elaborar el desarrollo teórico, a partir del cual, mediante una serie de ecuaciones se ha podido calcular las constantes de rigidez del prototipo con acoplamiento entre suspensiones y sin él. A continuación, se expone la metodología empleada en la confección de las diferentes simulaciones numéricas que se han llevado a cabo para completar y contrastar el estudio analítico realizado previamente.

Mediante el software WorkingModel® se ha procurado reproducir, de forma aproximada, este proceso cinemático. Sin embargo, al igual que en el desarrollo teórico, se han tenido en cuenta una serie de consideraciones y restricciones previas, ya que este software se encuentra limitado en su proceso de cálculo. Dichas consideraciones son las siguientes:

- El modelo del sistema de suspensiones se encuentra simplificado, pues se prescinde de elementos mecánicos auxiliares como son rodamientos, casquillos, etc. Así como, los efectos dinámicos que estos pudieran llegar a producir, como son: rozamiento interno producido entre los diferentes componentes, influencia de éstos en la masa no suspendida del sistema, etc.
- Se desprecia el efecto dinámico de la transmisión secundaria.
- Se desprecian los efectos inerciales de cada elemento del mecanismo. Por ello, se puede realizar una aproximación geométrica de cada uno de ellos sin necesidad de elaborar un modelado exhaustivo, pues solo es necesario que la distancia entre cada una de las articulaciones del mecanismo sea la medida proyectada.
- La magnitud de las constantes elásticas y amortiguadoras de los conjuntos resorte-amortiguador se aproximan en base a los resultados publicados por el fabricante y a los diferentes ensayos de compresión llevados a cabo sobre dichos componentes.

#### 4.2.2.3. Geometría CAD

En primer lugar, se realizó el diseño de la geometría mediante un software de tipo CAD, como es Solidworks 2021®, partiendo de las dimensiones iniciales de los eslabones del mecanismo. Tras esto, este diseño se replica en formato 2D.

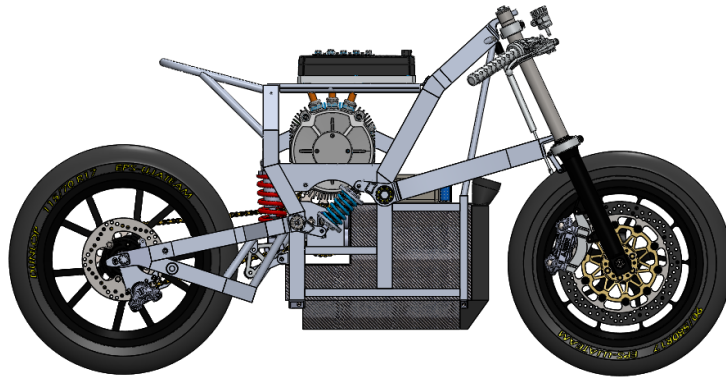


Ilustración 57. Diseño 3D del prototipo en SolidWorks 2021®

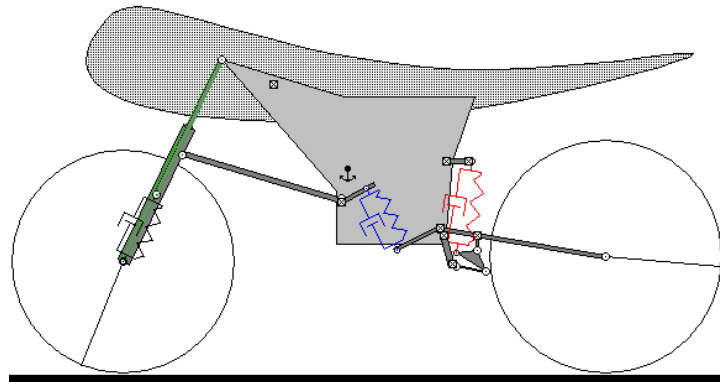


Ilustración 58. Diseño 2D del prototipo en WorkingModel®

Se advierte que, para elaborar la simulación numérica, ha sido necesario introducir y simplificar varios elementos como son las ruedas y el fijador de los mecanismos, en nuestro caso el chasis. Dado que este último elemento se emplea únicamente como fijación de las uniones articuladas 15 (chasis-basculante), 6 (Eslabón binario-chasis), 2 (Conjunto amortiguador trasero superior-Chasis), 9 (Balancín delantero-chasis) y 10 (Horquilla Delantera-Chasis) que se reflejan en la ilustración 59 y la tabla 5, no requiere de un modelado geométrico completo.

4.2.2.4. Uniones articuladas, definición de los mecanismos

Una vez importada la geometría objeto de estudio, se procede a definir las diferentes uniones articuladas que se encargan de interrelacionar los distintos elementos que conforman el conjunto del sistema de suspensiones. Dichas uniones permiten el continuo movimiento relativo entre los eslabones del prototipo.

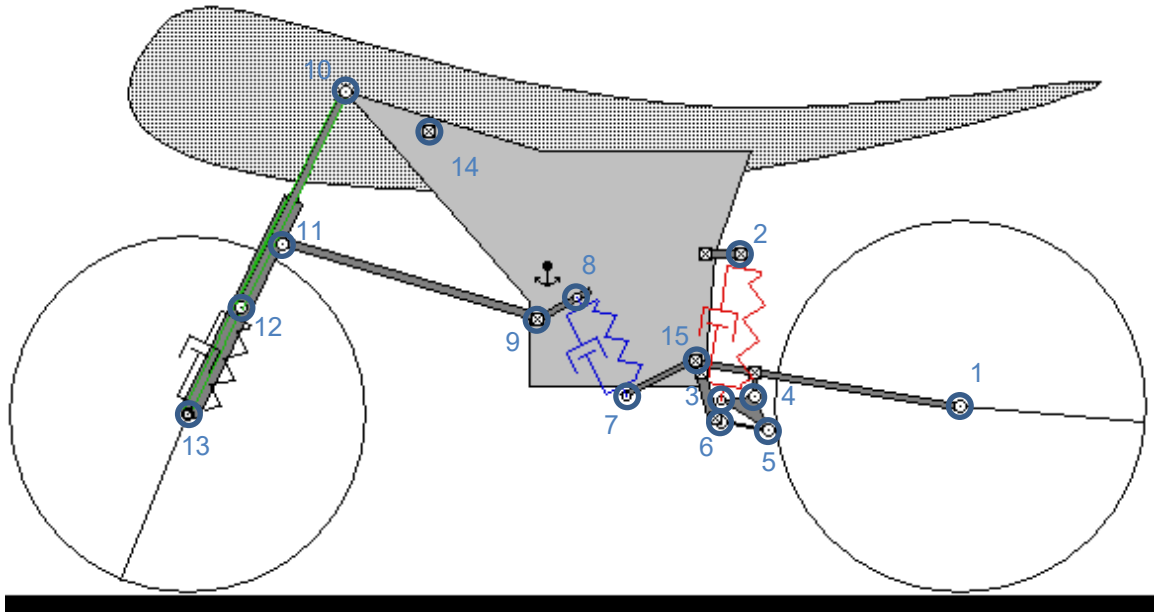


Ilustración 59. Uniones articuladas del diseño 2D

NUMERACIÓN	TIPO DE UNIÓN	ELEMENTOS
1	Unión Articulada	Basculante-Rueda trasera
2	Unión Articulada	Conjunto amortiguador trasero superior-Chasis
3	Unión Articulada	Conjunto amortiguador trasero inferior-Eslabón Ternario
4	Unión Articulada	Eslabón Ternario-Basculante
5	Unión Articulada	Eslabón Ternario-Eslabón Binario
6	Unión Articulada	Eslabón Binario-Chasis
7	Unión Articulada	Conjunto Amortiguador Acoplamiento inferior-Basculante
8	Unión Articulada	Conjunto Amortiguador Acoplamiento Superior-Balancín Delantero
9	Unión Articulada	Balancín Delantero-Chasis
10	Unión Articulada	Rótula Tija Superior (Horquilla Delantera-Chasis)
11	Unión Articulada	Rótula Tija inferior (Horquilla Delantera-Balancín)
12	Unión Articulada	Horquilla delantera superior (Botellas Horquilla-Barras Horquilla)
13	Unión Articulada	Horquilla Delantera-Rueda delantera
14	Anclaje Fijo	Carenado-Chasis
15	Unión Articulada	Chasis-Basculante
RESTO	Unión Rígida	Uniones rígidas Chasis

Tabla 5. Numeración y descripción de las uniones del diseño 2D

#### **4.2.2.5. Elementos dinámicos**

Para terminar de modelar numéricamente el sistema de suspensiones, se deben definir los conjuntos amortiguadores y las alteraciones de los mecanismos que producen la deformación de los mismos. Como se aprecia en las ilustraciones 63 y 64, para simular el paso de la motocicleta por una irregularidad u obstáculo en la superficie de rodadura, se ha definido una fuerza vertical constante en el punto de articulación 1 (véase tabla 5), correspondiente al eje de la rueda trasera y una fuerza vertical constante en el punto de articulación 13, correspondiente al eje de la rueda delantera.

Estas fuerzas no se aplicarán al mismo tiempo, si no que se realizará un estudio por separado de los efectos de cada una de ellas sobre las suspensiones delantera y trasera. Estas fuerzas verticales excitarán y generarán el movimiento de los diferentes mecanismos, provocando la deformación deseada en los amortiguadores.

Por otro lado, para definir los conjuntos amortiguadores, basta con seleccionar los puntos extremos del mismo (véanse ilustraciones 60, 61 y 62), así como las diferentes constantes de rigideces elásticas y amortiguadoras de los mismos. Dado que en la simulación numérica únicamente se requiere medir el recorrido vertical de las ruedas y la deformación correspondiente a la compresión de los amortiguadores, las masas de los diferentes eslabones del mecanismo se mantienen por defecto, pues los efectos dinámicos inerciales de éstas pueden ser despreciados al no alterar el resultado de la simulación.

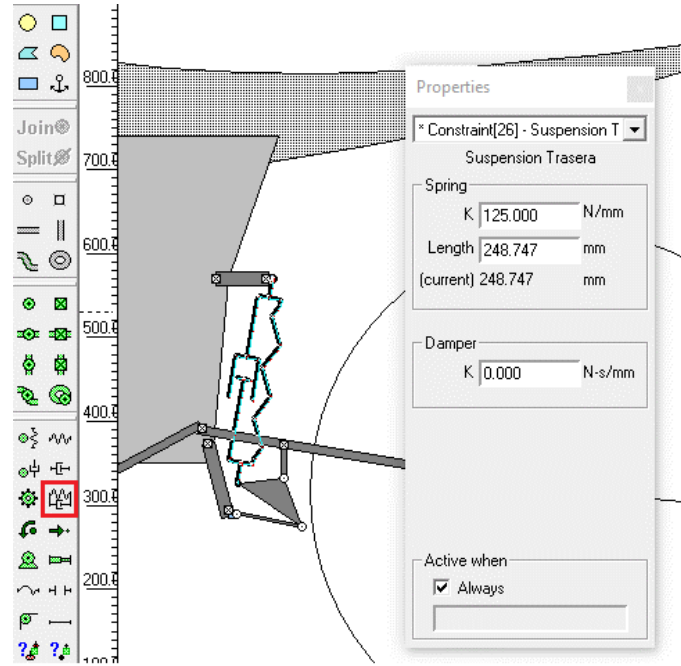


Ilustración 60. Definición del conjunto amortiguador trasero

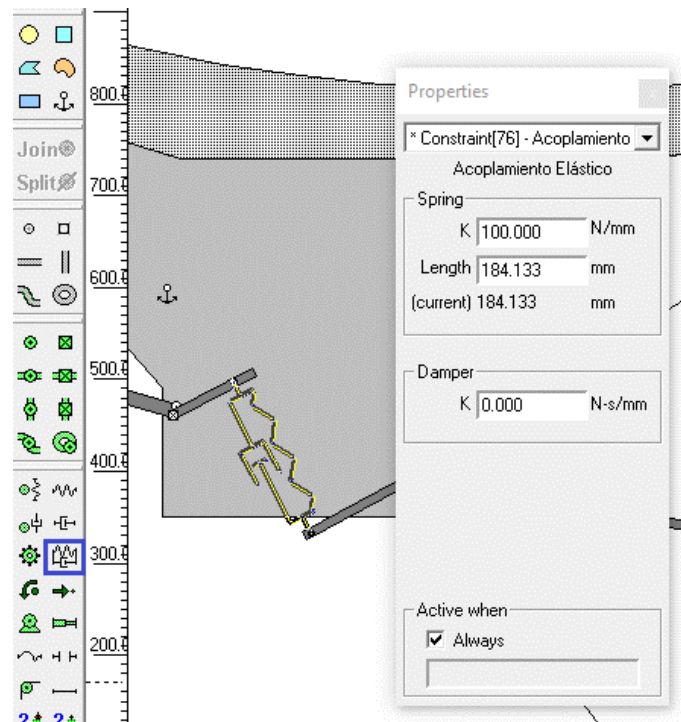


Ilustración 61. Definición del conjunto amortiguador del acoplamiento elástico

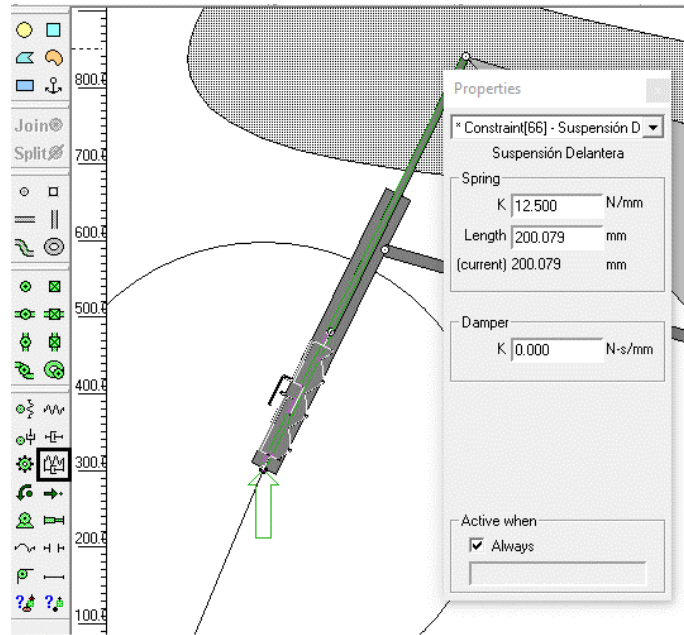


Ilustración 62. Definición del conjunto amortiguador delantero

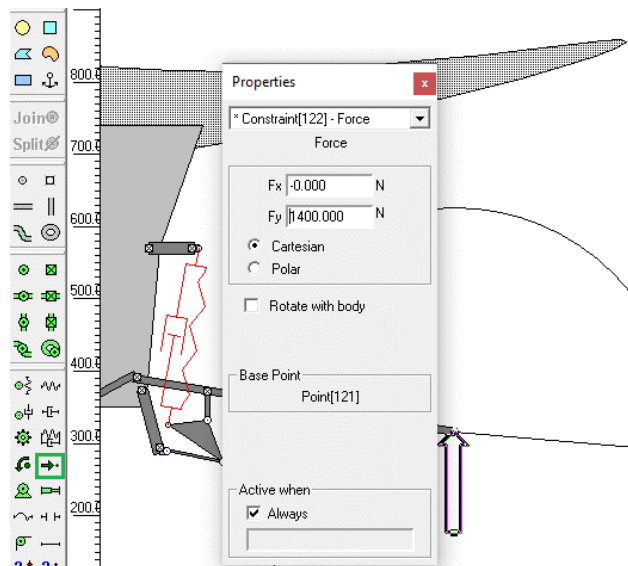


Ilustración 63. Definición de la fuerza vertical en rueda trasera

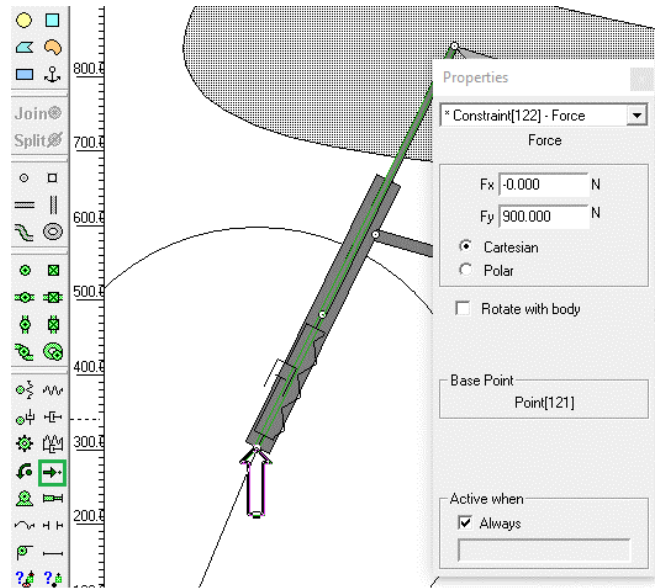


Ilustración 64. Definición de la fuerza vertical en la rueda delantera

ELEMENTO	VALORES	LUGAR DE APLICACIÓN
Suspensión Trasera	$K_T = 125 \text{ N/mm}$	Chasis – Eslabón ternario
Suspensión delantera	$K_D = 12,5 \text{ N/mm}$	Rueda delantera – Barras Horquilla
Acoplamiento Elástico	$K_{AC} = 100 \text{ N/mm}$	Cabeza Basculante – Cabeza Balancín delantero
Fuerza vertical en rueda trasera	$F_T = 1400 \text{ N}$	Eje Rueda Trasera
Fuerza vertical en rueda delantera	$F_D = 900 \text{ N}$	Eje Rueda Delantera

Tabla 6. Valores numéricos de las variables para la realización de la simulación

El valor numérico de las fuerzas verticales se establece con el objetivo de producir un desplazamiento en las ruedas delantera y trasera de 90 mm y 100 mm, respectivamente. Para la rueda delantera se tiene que:

$$F_D = \Delta L \cdot K'_D$$

Sabiendo que la constante de rigidez equivalente es:

$$K'_D = K_D \cdot R^2$$

$$F_D = \Delta L \cdot K_D \cdot R^2$$

Sabiendo que la constante de rigidez equivalente es igual a 0,9, la fuerza vertical impuesta debe ser:

$$F_D = 90 \cdot 12,5 \cdot 0,9^2 = 911,25 \text{ N} \cong 900 \text{ N}$$



De la misma forma, para la rueda trasera:

$$F_T = \Delta L \cdot K_T \cdot R^2$$

Sabiendo que la constante de rigidez equivalente es igual a 0,333, la fuerza vertical impuesta debe ser:

$$F_T = 100 \cdot 125 \cdot 0,333^2 = 1388,88 \text{ N} \cong 1400 \text{ N}$$

De esta forma, se completa el apartado de definición de las condiciones de contorno dentro de la simulación numérica. A partir de aquí, se procede a la ejecución dicha simulación y la posterior evaluación y validación de resultados, tanto analíticos como numéricos.

#### ***4.2.2.6. Representación de las curvas de rigidez equivalente***

Para el caso de la simulación numérica, el programa de cálculo numérico permite almacenar los valores de deformación de longitud de los conjuntos amortiguadores y la posición del eje de las ruedas.

En primer lugar, se realiza una simulación de las ruedas delantera y trasera, sin la incorporación del acoplamiento elástico, para certificar los valores utilizados con anterioridad y la validez del diseño de los conjuntos amortiguadores.

Para la suspensión trasera se obtiene:

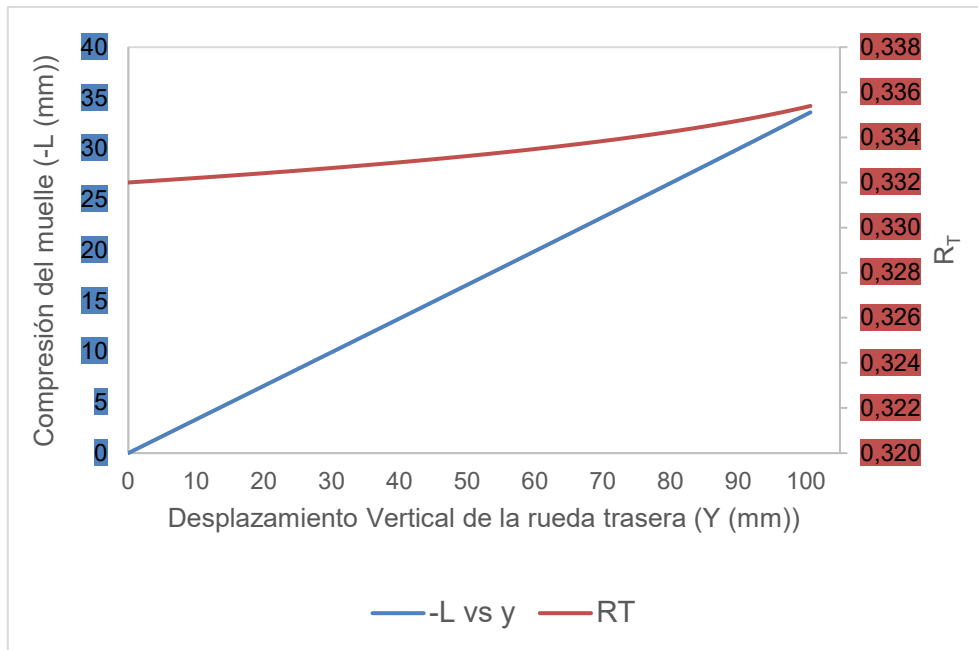


Ilustración 65. Compresión del muelle (Azul) y  $R_T$  (Roja) vs desplazamiento vertical de la rueda trasera

Para la suspensión delantera se tiene que:

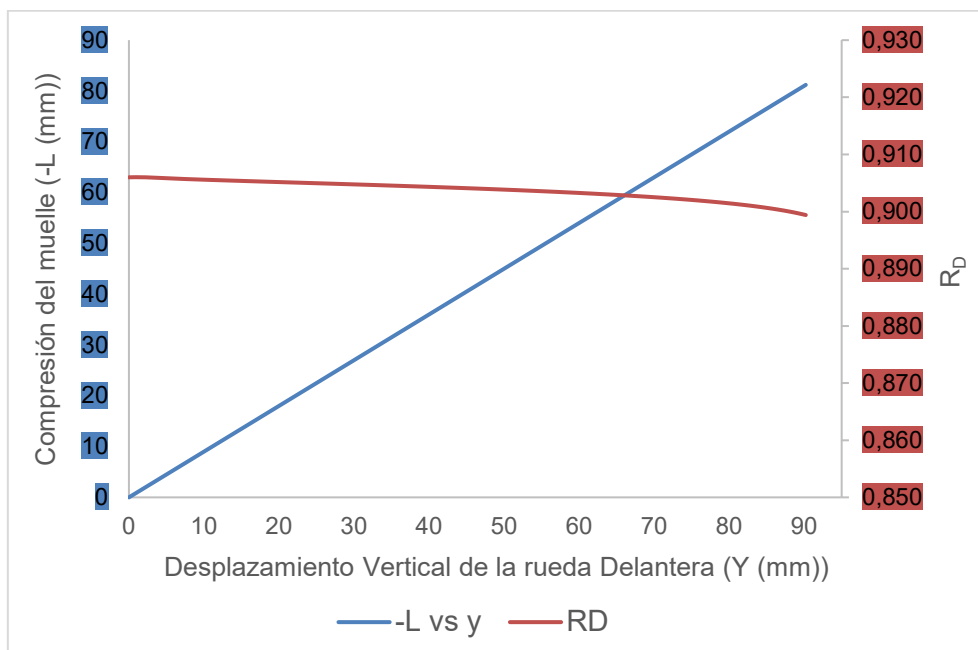
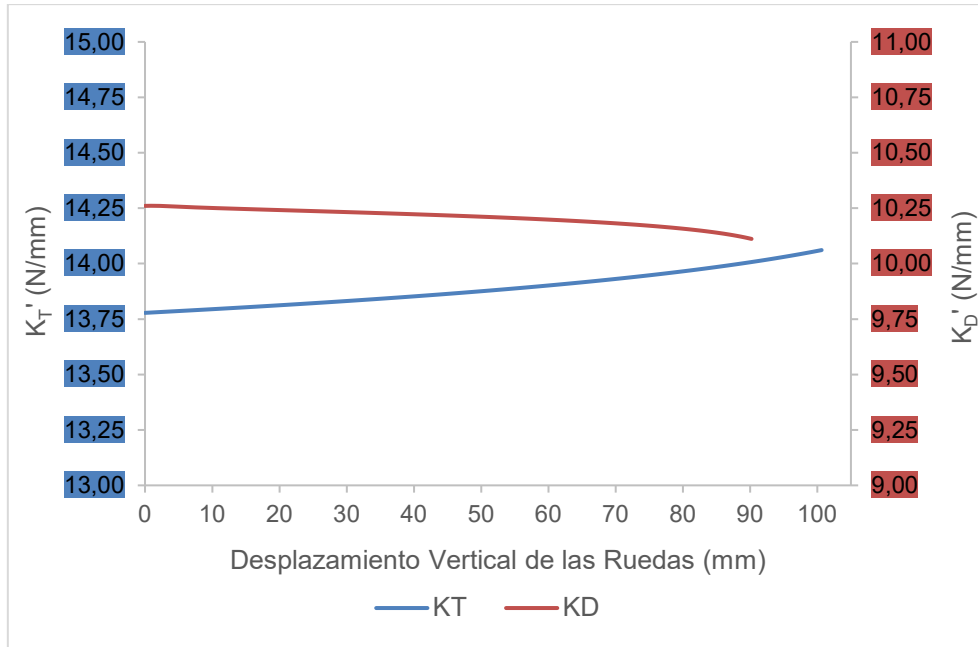


Ilustración 66. Compresión del muelle (Azul) y  $R_T$  (Roja) vs desplazamiento vertical de la rueda delantera

Se observa que, para la suspensión trasera, se cumple la relación de desplazamientos convenida en apartados anteriores  $R_T = 0,333$  ( $R_T^2 = 0,111$ ), siendo ligeramente progresiva. Esto se debe al reducido espacio libre entre la rueda y el cajón de baterías que imposibilitó el completo ajuste de acopladores triangulares de la

suspensión trasera. De la misma forma para la relación de desplazamientos de la suspensión delantera,  $R_D = 0,9$  ( $R_D^2 = 0,81$ ), se observa una muy ligera tendencia regresiva.



**Ilustración 67. Rigidez equivalente trasera (Azul) y rigidez equivalente delantera (Roja) vs desplazamiento vertical de las ruedas**

También se puede comprobar que el valor de la rigidez equivalente en la rueda delantera y trasera,  $K_D' \approx 10,2 \frac{N}{mm}$  y  $K_T' \approx 13,85 \frac{N}{mm}$ , respectivamente, confirman los valores utilizados y calculados en apartados anteriores.

A continuación, se realiza otra simulación de las ruedas delantera y trasera, esta vez, introduciendo el acoplamiento elástico entre suspensiones para comprobar la similitud de las relaciones de desplazamientos entre el acoplamiento elástico y las suspensiones. Se busca que esta relación de desplazamientos sea similar para evitar una descompensación entre las suspensiones.

Para ello, se aplica la fuerza en la rueda delantera y se restringe el movimiento de la suspensión trasera (véase ilustración 69). De esta forma, se obtendrá la relación de desplazamientos del acoplamiento elástico respecto a la suspensión delantera. De igual manera, se realizará con la suspensión trasera (véase ilustración 68), es decir, se restringe el movimiento de la suspensión delantera.

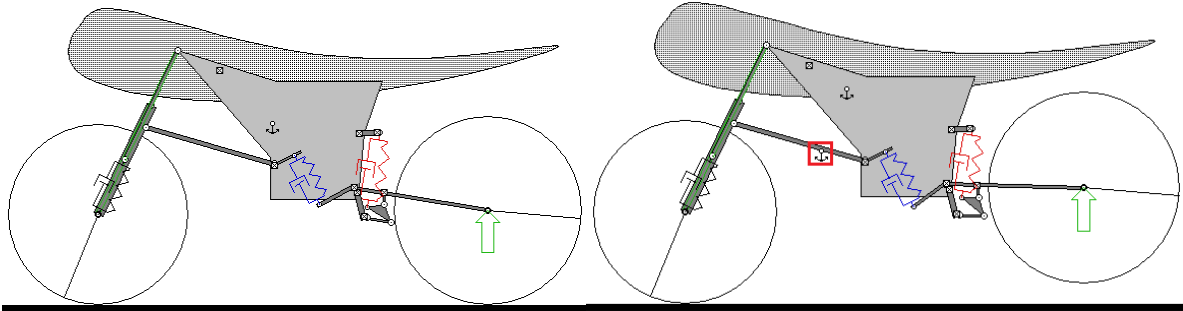


Ilustración 68. Posición inicial (Izquierda) y final (Derecha) de la simulación de la suspensión trasera

Del mismo modo se procede para la suspensión delantera:

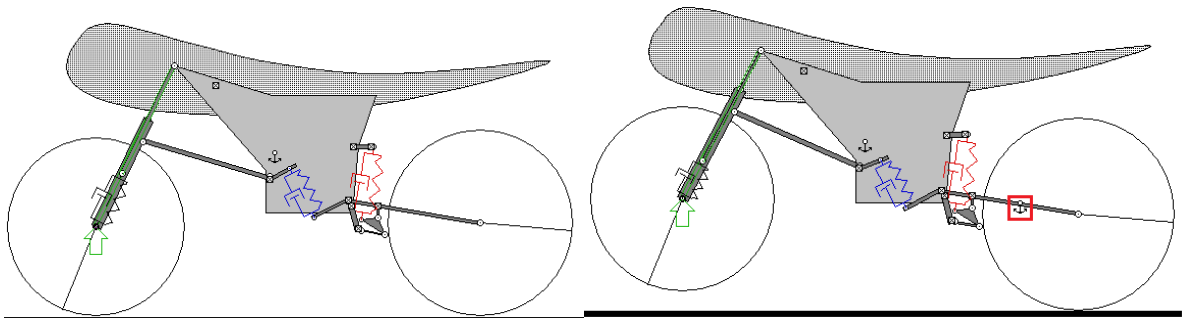


Ilustración 69. Posición inicial (Izquierda) y final (Derecha) de la simulación de la suspensión delantera

Se obtienen los siguientes resultados:

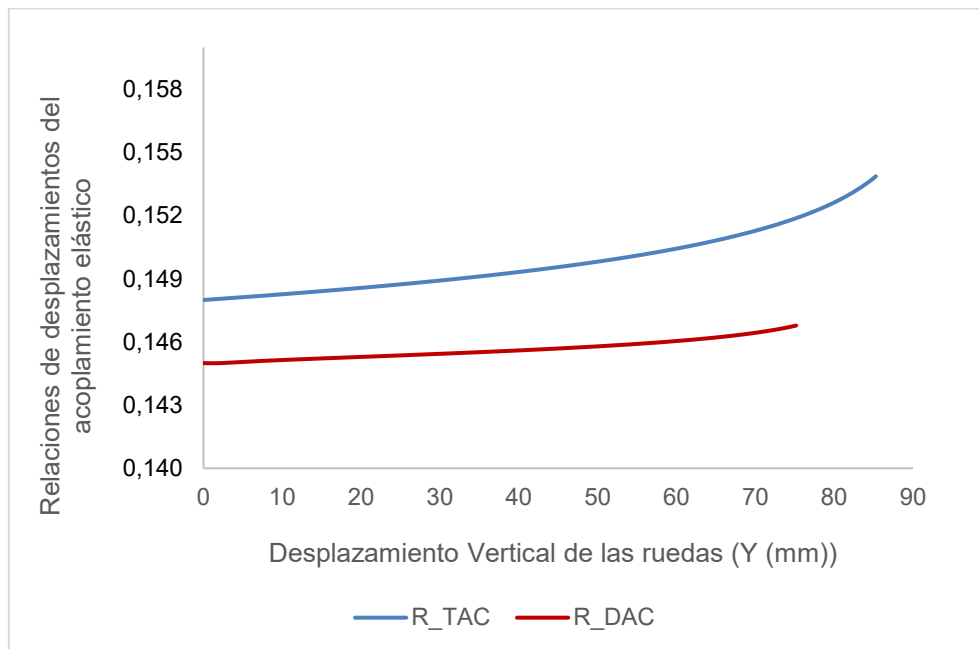
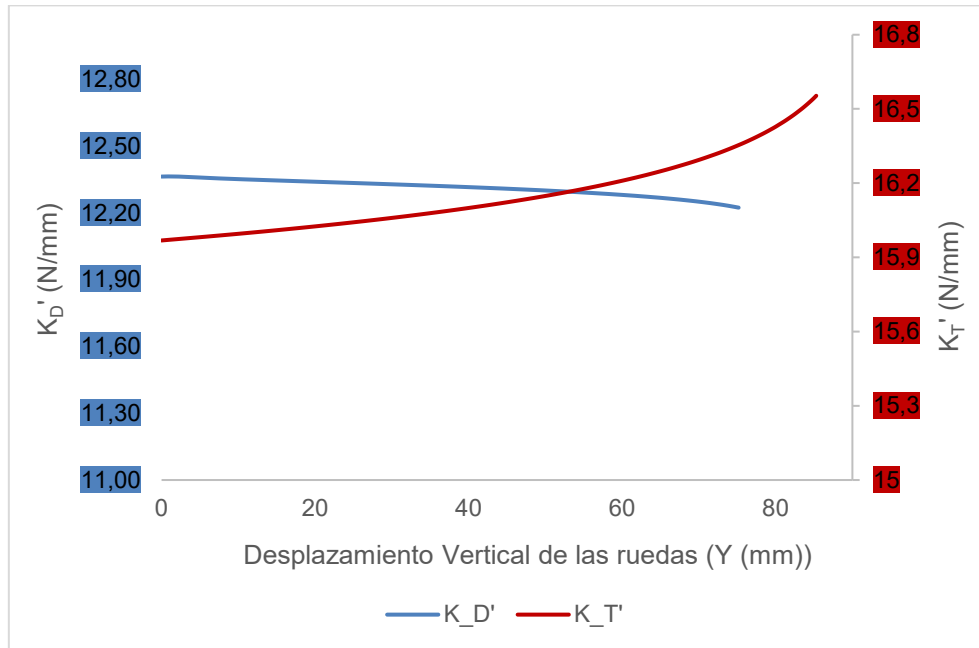


Ilustración 70.  $R_{TAC}$  del acoplamiento (Azul) y  $R_{DAC}$  del acoplamiento (Roja) vs desplazamiento vertical de la rueda trasera

De las gráficas anteriores, se deduce que la relación de desplazamientos del acoplamiento elástico respecto a la rueda delantera es de  $R_{DAC} \approx 0,146$  ( $R_{DAC}^2 \approx 0,0213$ ), y respecto a la trasera es de  $R_{TAC} \approx 0,15$  ( $R_{TAC}^2 \approx 0,0225$ ).

La rigidez equivalente para cada una de las suspensiones quedaría:



**Ilustración 71. Rigidez equivalente de la suspensión delantera (Azul) y Rigidez equivalente de la suspensión trasera (Roja) vs desplazamiento vertical de las ruedas**

Si comparamos estas constantes elásticas equivalentes con las utilizadas de forma teórica:

$$K_T' = K_{AC} \cdot R_{TAC}^2 + K_T \cdot R_T^2 = 100 \cdot 0,15^2 + 125 \cdot 0,333^2 = \mathbf{16,11 \text{ N/mm}}$$

$$K_D' = K_{AC} \cdot R_{DAC}^2 + K_D \cdot R_D^2 = 100 \cdot 0,15^2 + 12,5 \cdot 0,9^2 = \mathbf{12,37 \frac{N}{mm}}$$

Se observa que, tanto en una suspensión, como en la otra, las constantes elásticas obtenidas en las simulaciones son las convenidas en apartados anteriores.

Se advierte también que, la rigidez en cada una de las suspensiones ha aumentado, es decir, para la misma perturbación, se produce una compresión menor de las mismas. Para compensar este efecto, se deberá realizar un reglaje de las precargas de las suspensiones en el momento del montaje para obtener el comportamiento deseado.

### 4.3. Estudio del comportamiento estático y dinámico

#### 4.3.1. Evaluación de cargas y factores de diseño

##### 4.3.1.1. Frenada a Fondo

Se considera que, en condiciones de máxima frenada, la rueda trasera no apoya en el suelo, y todo el peso recae sobre la rueda delantera.

$$F_v = m \cdot g = 180 \cdot 9,81 = 1766 \text{ N}$$

La fuerza de frenado que provoca el levantamiento de la rueda trasera vendrá determinada por la altura y posición del centro de masas:

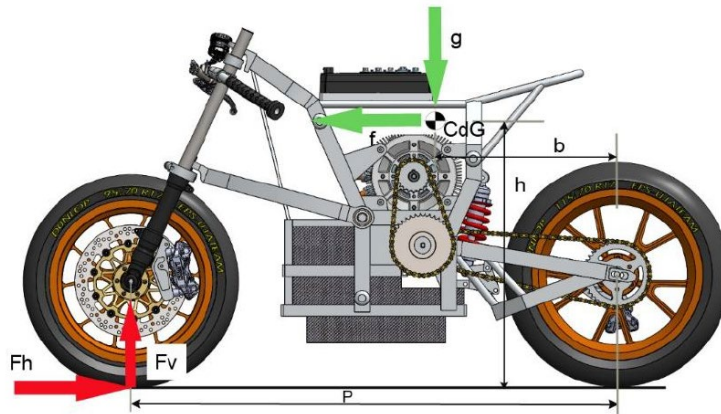


Ilustración 72. Fuerzas y reacciones durante la frenada

$$m \cdot g \cdot (p - b) = F_f \cdot h$$

En cualquier caso, el máximo posible es:

$$F_h = m \cdot g \cdot f = 180 \cdot 9,81 \cdot 1,15 = 2031 \text{ N}$$

##### 4.3.1.2. Aceleración máxima

De un modo análogo a la frenada, la aceleración máxima está controlada por el levantamiento de rueda delantera y por el deslizamiento de la rueda motriz. Ambos sucesos, vienen condicionados por la transferencia de cargas, que a su vez dependen de la posición del centro de masas y la deceleración.

En cualquier caso, podemos acotar este apartado con la máxima carga vertical en la rueda trasera, que corresponde con el peso total, suponiendo que no apoya la delantera. Y como carga horizontal la máxima adherencia:

$$F_v = 1766 \text{ N}$$

$$F_h = F_v \cdot f = 1766 \cdot 1,15 = 2031 \text{ N}$$

#### 4.3.1.3. Paso por curva

La aceleración normal a la trayectoria en el paso de curva, hace que haya que sumar vectorialmente la fuerza centrífuga al peso. La fuerza total puede ser estimada de forma simple en función del ángulo de inclinación. Se supone una inclinación máxima con la vertical de  $51,5^\circ$  que incluye el peralte de la pista.

$$F = \frac{m \cdot g}{\cos \varphi} = \frac{1766}{0,623} = 2835 \text{ N}$$

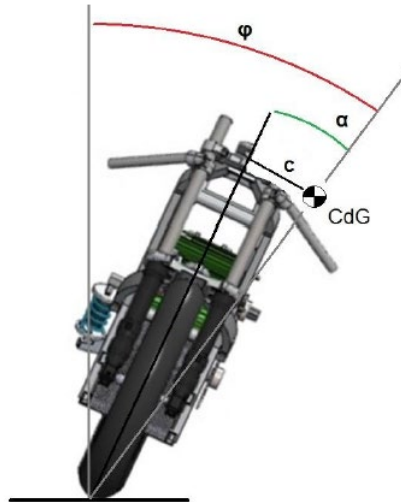
Esta fuerza, se encuentra en el plano de simetría de los neumáticos y se reparte entre las dos ruedas en función de la posición horizontal del centro de masas. Podemos suponer que, para el conjunto moto-piloto, el reparto será próximo al 50 % Resultando en cada rueda:

$$F_v = 1417,5 \text{ N}$$

#### 4.3.1.4. Fuerzas laterales

Son fuerzas perpendiculares al plano de las ruedas. En condiciones normales, estas fuerzas son pequeñas y se producen en curva, debido al desvío de las fuerzas, descritas anteriormente, del plano de simetría de las ruedas. La línea que va desde el punto de contacto del neumático al suelo, hasta el centro de masas, tiene una desviación respecto a ese plano, que se puede calcular como:

$$\Delta\alpha = \tan^{-1} \frac{c}{h}$$



**Ilustración 73. Centro de masas en el paso por curva**

Donde  $c$  es el desplazamiento lateral. Esta desviación depende del ancho de neumático, de la inclinación y de la posición del piloto. La hemos estimado para los neumáticos reglamentarios en un máximo de  $5^\circ$ .

Con esa desviación, y la fuerza total resultado del cálculo anterior, resulta una fuerza lateral en el centro de masas:

$$F_L = 2835 \cdot \sin 5^\circ = 2835 \cdot 8,7\% = 247 \text{ N}$$

Esta fuerza se reparte entre las dos ruedas según la posición del centro de masas. Haciendo la misma estimación anterior resultaría para cada rueda:

$$F_L = 123,5 \text{ N}$$

Sin embargo, circunstancias excepcionales, tales como baches o pianos tomados en plena curva, roces contra bordillos, saltos o deslizamiento en curva y nueva toma de adherencia pueden producir intensas fuerzas laterales difíciles de predecir.

Se estima, por tanto, por el “know how” del equipo en la competición, una fuerza lateral de impacto de 2000 N máximo por rueda. De lo que resulta la aplicación de un factor de diseño:

$$n = \frac{2000}{123,5} = 16,19$$

**4.3.1.5. Test de carga estática**

El reglamento especifica dos pruebas de carga con la moto en reposo:

Carga vertical progresiva de 250 kg sobre el asiento:

$$F_v = m \cdot g = 250 \cdot 9,81 = 2450 \text{ N}$$

Dada la situación del asiento, la carga vertical se distribuirá: 82 % en el eje trasero y 18 % en eje delantero. A esto hay que sumar el peso propio de la moto: masa total 120 kg con distribución 53 % delante y 47 % detrás. Un total de 3627 N verticales. El resultado es:

- Rueda delantera:

$$F_v = 0,53 \cdot 1177 + 0,18 \cdot 2450 = 1065 \text{ N}$$

- Rueda trasera:

$$F_v = 2562 \text{ N}$$

Carga horizontal progresiva de 300 kg sobre las ruedas:

$$F_h = m \cdot g = 300 \cdot 9,81 = 2943 \text{ N}$$

Los resultados de estas hipótesis de carga, tanto estáticas como dinámicas, se recogen en la tabla 7. La última fila recoge las cargas de cálculo mayoradas por efectos dinámicos.

**4.3.1.6. Factores de aplicación de cargas**

Hipótesis/Fuerzas (N)			Rueda delantera (N)	Rueda trasera (N)	Factor d. Rueda delantera	Factor d. Rueda trasera
<b>Test estáticos</b>	Vertical	2450	1065	2560	2,81	1,56
	Horizontal	2943	2943	2943	1,36	1,36
<b>Frenada</b>	Vertical	1766	1766	-	1,70	-
	Horizontal	2031	2031	-	1,97	-
<b>Aceleración</b>	Vertical	1766	-	1766	-	2,27
	Horizontal	2031	-	2031	-	1,95
<b>Paso por curva</b>	Vertical	2835	1417,5	1417,5	2,12	2,83
	Horizontal	247	123,5	123,5	16,21	16,21
<b>Fuerzas de cálculo (Impacto)</b>	Vertical	4000	3000	4000	-	-
	Horizontal	4000	4000	4000	-	-
	Lateral	2000	2000	2000	-	-

Tabla 7. Cargas utilizadas en las simulaciones estáticas

Siendo las fuerzas estimadas como cargas de cálculo, en cada rueda las más importantes, las utilizamos como limitantes. Se definen los factores de diseño como el cociente entre esas cargas y las resultantes de la evaluación de las distintas hipótesis. Tal como se recoge en la tabla 7.

En cualquier caso, el factor limitante de diseño, vendrá dado en muchos elementos estructurales por condiciones de rigidez, es decir, limitación de deformaciones impuestas por la experiencia en objetivos de buen comportamiento del bastidor.

**4.3.2. Análisis dinámico**

La motocicleta es un sistema inestable que se mantiene en la zona estable gracias a su piloto, que actúa como “controlador”, actuando sobre el acelerador, el freno, la dirección, el balanceo y moviéndose él mismo en el asiento influyendo en la posición del centro de gravedad. Reproducir el comportamiento del conductor con un modelo matemático siempre ha sido muy complicado, ya que existen numerables variables que deben tenerse en cuenta. Además, no existe una estrategia óptima a adoptar debido a que depende de parámetros relacionados con el estilo de conducción de un piloto en concreto y hay que tener en cuenta que cambia de uno a otro, en función de cómo siente la moto, su sensación sobre el peso, la altura y el agarre percibido.

Por estas razones, normalmente, los modelos simplificados de motos no tienen en cuenta el comportamiento del piloto, imponiendo un centro de gravedad fijo, que se supone que está sobre las masas no suspendidas.

Una forma de realizar el análisis es dividir la conducción en diferentes fases, por ejemplo:

- Movimiento rectilíneo uniforme
- Movimiento acelerado uniforme

Dentro de estos dos grupos principales, se pueden hacer otras subdivisiones separando las fases de frenado y aceleración de las de giro.

En realidad, en el mundo real, estas fases ocurren juntas de forma mixta, de modo que el resultado es que la moto gira mientras frena o acelera.

También se produce la fase neutra, en la que la moto se encuentra en una situación sin actuación sobre freno o el acelerador. Esta fase debe evitarse, ya que el piloto no controla la moto y ésta reacciona de forma incontrolada a cada acción de la carretera. Por estas razones, normalmente la fase neutra no se desarrolla en los modelos matemáticos, considerando también que el piloto ideal debería tener un tiempo neutro cero para optimizar el tiempo de la vuelta.

Partiendo de estas consideraciones básicas, analizando una vuelta rápida en una pista se pueden reconocer fácilmente todas las fases descritas.

Los fenómenos dinámicos que tienen elevada relación con la incorporación del acoplamiento elástico al prototipo son el “squat”, el “dive”, la aceleración, frenada y la situación del centro de masas. Ahora se examinará cada condición de manera superficial.

#### **4.3.2.1. Squat y Dive**

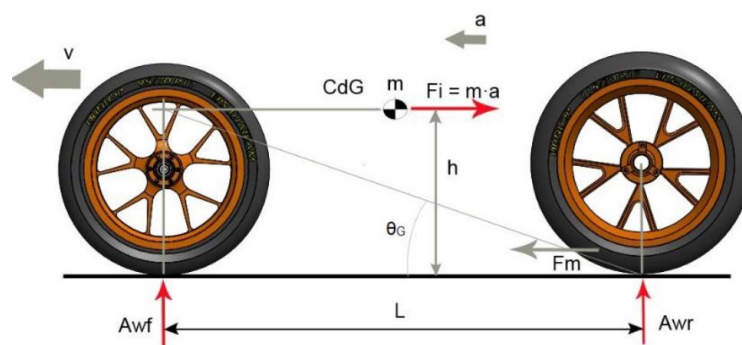
En el comportamiento dinámico de la moto, el squat o aplastamiento de la parte trasera, juega un papel fundamental al acelerar. Para revertir este efecto, se puede configurar la geometría de la transmisión y suspensión trasera, de modo que la fuerza motriz en la rueda produzca tendencia a extender la suspensión trasera y compense la transferencia de masas. Se conoce este efecto como Anti-Squat.

La tendencia a extender la suspensión trasera, que produce la fuerza motriz, depende de la inclinación y longitud del basculante, de los diámetros de rueda y piñón motor y de la relación de transmisión.

La transferencia de masas que produce la fuerza de inercia (o la resistencia aerodinámica) aumentando la carga en la rueda trasera y reduciendo la delantera, depende de la distancia entre ejes y de altura del centro de masas (o del centro de empuje). De modo que con la geometría apropiada se puede compensar uno con otro efecto.

Para definir el balance entre estos efectos contrarios, se utilizan dos parámetros alternativos: ratio de squat (cociente entre el aumento de carga por transferencia y el efecto de extensión por fuerza motriz). El otro parámetro es el porcentaje de Anti-Squat y es la inversa del anterior expresado en tanto por ciento.

Es usual utilizar un método gráfico para estudiar y determinar este efecto. En las siguientes figuras, se explica el método:



**Ilustración 74. Variables involucradas en el Squat**

$$\Delta W_f = -F_m \cdot \frac{h}{L}$$

$$\Delta W_r = F_m \cdot \frac{h}{L}$$

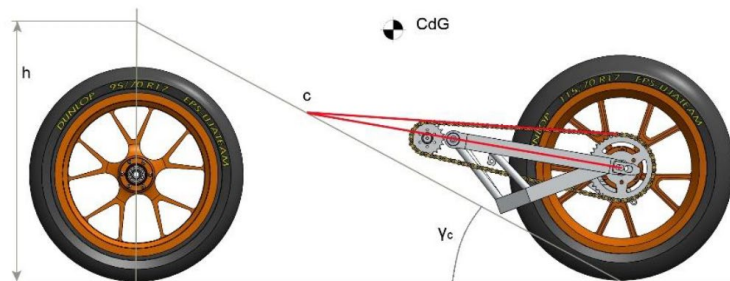
Con:

$$\tan \theta_G = \frac{h_G}{L}$$

Se traza una línea horizontal desde el centro de masas, y una línea vertical desde la huella del neumático delantero; el punto de intersección se une con la huella del neumático trasero. La línea obtenida forma un ángulo  $\theta_G$  con la horizontal, y su tangente define la transferencia de peso.

$$\Delta W_r = F_m \cdot \tan \theta_G$$

Por otro lado, centrándonos en el basculante y rueda, el punto C de convergencia entre el basculante y la rama tensa de la cadena define junto con la huella del neumático con el suelo, la línea de squat. Cualquier fuerza aplicada a la rueda en esa dirección no provoca efecto alguno sobre la suspensión. El ángulo anti-squat es el que forma esa línea con la horizontal ( $\gamma_s$ ).



**Ilustración 75. Representación de la línea de squat**

Cuando se aplica potencia a la rueda, la fuerza horizontal hacia delante que produce la pista en la rueda (fuerza motriz) se puede descomponer en una fuerza en la dirección de la línea de squat, que no afecta a la suspensión, y otra vertical que en este caso será hacia abajo para extenderla, de valor:

$$\Delta F_s = F_m \cdot \tan \gamma_s$$

La relación de squat de la moto se define como el cociente entre la transferencia de cargas y esta fuerza extensora, resultando:

$$R = \frac{\Delta W_r}{\Delta F_s} = \frac{\tan \theta_G}{\tan \gamma_s}$$

Si  $R < 1$ , la suspensión trasera se eleva al acelerar. El efecto anti-squat (Inverso a la relación anterior) en ese caso, sería superior al 100%.

Normalmente, en motos de competición se busca una relación de squat igual a la unidad, para evitar todo movimiento de la suspensión al acelerar. Esto plantea

algunos inconvenientes. En el prototipo del EPS-Jaén se permite un moderado movimiento de squat, que, por otro lado, se controla con el acoplamiento elástico incorporado entre las suspensiones. Al comprimirse la suspensión trasera, también lo hace la delantera, reduciendo el movimiento en la dirección longitudinal del centro de masas.

Otro efecto dinámico con cierta similitud es el hundimiento de la suspensión delantera en la frenada conocido como Dive. Es un movimiento de cabeceo del chasis opuesto al squat. La transferencia de peso en este caso aumenta la carga en la rueda delantera tendiendo a hundir esa suspensión. Pero la geometría de la suspensión delantera y del anclaje de las pinzas de freno pueden conseguir que la fuerza horizontal de frenado sobre la rueda delantera en el punto de contacto con la pista, produzca un efecto de compresión adicional o de extensión sobre la suspensión delantera. Este efecto es llamado Pro o Anti-Dive respectivamente.

La suspensión convencional por horquilla telescópica empotrada al chasis a través de las dos tijas del eje de dirección, con las pinzas de freno rígidamente unidas a la horquilla, tiene un marcado efecto Pro-Dive, de modo que la suspensión tiende a comprimirse significativamente más de lo que la transferencia de pesos exigiría. Esto depende del ángulo de lanzamiento (cáster) de la horquilla con respecto a la vertical,  $\beta$ . De modo que la fuerza vertical de compresión, adicional a la transferencia de pesos es:

$$\Delta F_D = F_F \cdot \tan \beta$$

Dónde:  $F_F$  es la fuerza horizontal de frenado. (Cossalter, Motorcycle Dynamics, 2006)

Para un ángulo cáster, distancia entre ejes, y altura del centro de masas habituales, el efecto Pro-dive es del orden de un 95 %. Esto obliga a utilizar unos resortes elásticos muy rígidos en la horquilla para evitar que haga tope al frenar. Para no endurecer en exceso la suspensión delantera cuando no se está frenando, se utilizan unos muelles sumamente progresivos.

En el tipo de suspensión de horquilla bi-articulada, como la que utiliza el prototipo, se puede modificar fácilmente este efecto de la frenada. Las anteriores

aplicaciones conocidas: “Saxom-Motodd” y “BMW-Telelever”, optan por una geometría que presenta un gran efecto Anti-Dive, del orden de un 100 %, de modo que la suspensión delantera no se hunde en absoluto al frenar con el freno delantero. Sin embargo, en la configuración que utiliza el equipo EPS-Jaén se persigue eliminar completamente el efecto. Por considerar que, de este modo, se consigue una mayor eficacia de la suspensión y de la frenada. Es decir: efecto Pro-dive, 0%.

#### 4.3.2.2. *Aceleración máxima y situación del centro de masas*

Suponiendo suficiente entrega de par motriz a la rueda, la aceleración máxima está controlada por dos fenómenos limitantes:

- El derrape por pérdida de adherencia en la rueda motriz.
- El levantamiento de la rueda delantera.

Estas dos circunstancias vienen determinadas, de forma opuesta, por la transferencia de pesos. De modo que, para conseguir la máxima aceleración a baja velocidad, hace falta conseguir que ambos fenómenos se presenten simultáneamente. Esto equilibrio solo se puede conseguir actuando sobre la situación del centro de masas y la distancia entre ejes, para el coeficiente de adherencia disponible.

Esto explica la importancia de una adecuada disposición geométrica de las masas más importantes.

Con la disposición espacial de contenedor y motor, la distancia entre ejes y una posición del piloto para aceleración, se ha calculado la posición del centro de masas del conjunto, que se refleja en la siguiente tabla:

	Masa m (kg)	Altura CdG h (mm)	Distancia eje delantero al CdG p – b (mm)	Distancia entre ejes p (mm)
<b>Prototipo</b>	120	475	610	1280
<b>Piloto</b>	60	820	775	1280
<b>Conjunto</b>	180	604	671	1280

Tabla 8. Posición del centro de masas del prototipo

Establecida la situación del CdG, utilizamos el concepto de equilibrio dinámico, incluyendo la fuerza de inercia ( $F_i = -m \cdot a$ ), el peso y las reacciones del suelo sobre la moto, resultando la fuerza adherente ben la rueda motriz:

$$N_2 = \frac{m}{p} \cdot (g \cdot (p - b) + a \cdot h)$$

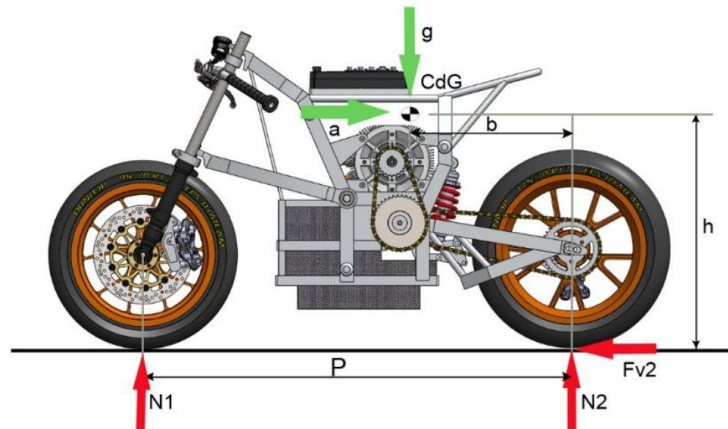


Ilustración 76 . Fuerzas y reacciones durante la aceleración

El límite de vuelco hacia atrás se produce cuando:

$$N_1 = 0$$

$$N_{2,max} = m \cdot g$$

Resulta:

$$a_{m\acute{a}x,1} = g \cdot \frac{p - (p - b)}{h} = 9,81 \cdot \frac{1280 - 671}{604} = 9,89 \text{ m/s}^2$$

El derrape de la rueda motriz ocurre con:

$$F_{v2} = m'_r \cdot a = \mu \cdot N_2$$

Donde  $m'_r$  es la masa reducida o equivalente, que incluye la inercia de las partes rotativas (Ruedas y motor-transmisión que dependen del desarrollo) y que para los elementos utilizados estimamos en 6 kg adicionales.

Para un coeficiente de rozamiento  $\mu = 1$  resulta:

$$a_{m\acute{a}x,2} = \frac{N_2}{m'_r} = 9,46 \text{ m/s}^2$$

Siendo menor, será ésta el límite de aceleración para las condiciones fijadas.

Con condiciones favorables de pista y neumático, se estima que el coeficiente de adherencia podrá aumentar hasta un 10 %, con lo que el límite estaría fijado por el

levantamiento de rueda delantera, es decir  $9,89 \text{ m/s}^2$ . Este valor se podrá aumentar adoptando el piloto una postura forzada que rebaje la altura del CdG.

Cuando estimamos la pérdida de contacto de la rueda delantera, no se modifica la altura del centro de gravedad, debido a un efecto anti-squat próximo del 100%. Este efecto impide el aplastamiento de la suspensión trasera, pero no el levantamiento de la delantera, con lo que el centro de gravedad se eleva ligeramente, empeorando la tendencia a levantar rueda delantera. En este sentido, el acoplamiento elástico también ayudará, permitiendo reducir el efecto anti-squat, facilitando un pequeño hundimiento de la trasera, a la vez que reducirá sensiblemente el levantamiento de la delantera. Esto permitirá un ligero aumento de la aceleración máxima, difícil de cuantificar a no ser que se realice una simulación o algunas pruebas con el prototipo ya fabricado.

#### **4.4. Cálculo estructural**

En este apartado, se estudiarán las tensiones a las que estarán sometidas las diferentes partes del sistema de suspensión delantero y trasero, en las situaciones en las que se manifiestan los máximos esfuerzos. Todas las cargas que se aplican son las cargas estáticas mostradas en la tabla 7 para cada uno de los casos estudiados. Esto permitirá observar aquellas zonas que soportarán las mayores tensiones, de forma que se podrán diferenciar las partes en las que se producen tensiones excesivamente elevadas, si es que se producen.

Para analizar correctamente las tensiones, tenemos que tener en cuenta el material que se va a utilizar para la fabricación. En nuestro caso, todas las piezas involucradas en este estudio van a ser fabricadas del mismo material, hemos elegido un aluminio aleado y tratado térmicamente denominado Aluminio 6063-T6.

La aleación de aluminio 6063 es una aleación de resistencia media con magnesio y silicio como elementos de aleación. Comúnmente conocida como aleación arquitectónica, el aluminio 6063 presenta buenas propiedades mecánicas, un buen acabado superficial y alta resistencia a la corrosión. El aluminio 6063 es tratable térmicamente fácilmente y se puede soldar y anodizar fácilmente. Es una de las aleaciones más comunes de aluminio para uso general.

La forma templada T6 presenta una resistencia máxima a la tracción de 240 MPa y un límite elástico de 215 MPa.

#### 4.4.1. Mallado de los elementos estructurales

##### 4.4.1.1. *Basculante Completo*

Tras conformar la geometría de nuestro diseño, procedemos al mallado de la misma. El mallado del cuerpo es de vital importancia en el método de elementos finitos, ya que en este proceso se definen la posición de los nodos, elementos que después serán analizados.

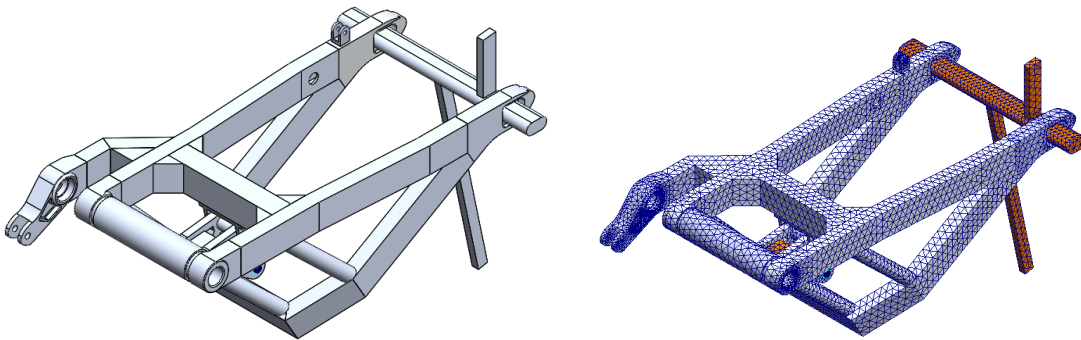


Ilustración 77. Mallado del basculante

Para simplificar la simulación y asemejarla, en la medida de lo posible, a la realidad, se realiza el diseño de ciertos elementos auxiliares de la suspensión, rueda trasera y tren de potencia.

Para realizar el mallado de los elementos se ha utilizado una malla basada en curvatura de combinado. Se utiliza para modelos más complejos, como pueden ser piezas de gran complejidad geométrica o conjuntos de piezas, que no se pueden mallar con los modelos de mallado estándar.

##### 4.4.1.2. *Balancín delantero*

Para el caso de balancín delantero, ocurre lo mismo que con el basculante. Es necesario diseñar elementos auxiliares que harán la función de horquilla, rueda delantera y las tijas. En este caso, el diseño de estos elementos se vuelve un tanto más complejo debido a la suspensión no convencional que incorpora el prototipo, con rótulas esféricas en la tija inferior y superior.

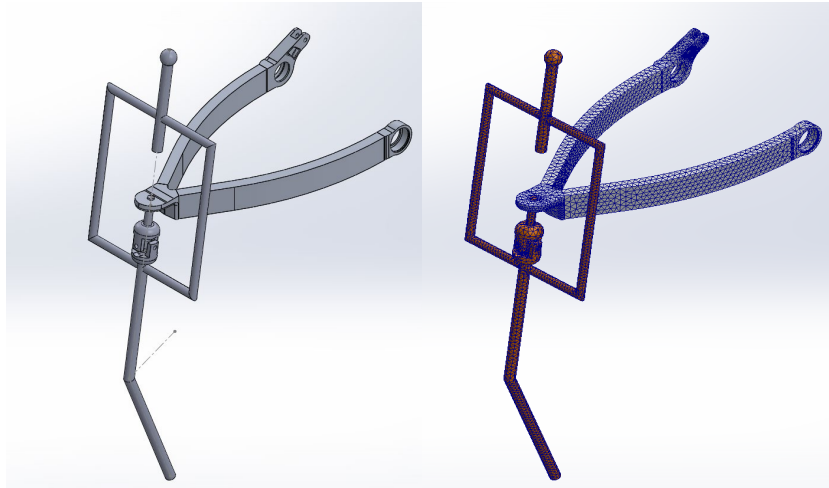


Ilustración 78. Mallado del balancín delantero

#### 4.4.2. Cálculos de tensiones y deformaciones del basculante y balancín delantero y cabezas

Con objeto de comprobar el comportamiento de los distintos elementos que componen la estructura de la motocicleta, esto es, el chasis, el basculante y el balancín, se han analizado mediante elementos finitos los casos de cargas más importantes recogidos en la tabla 7.

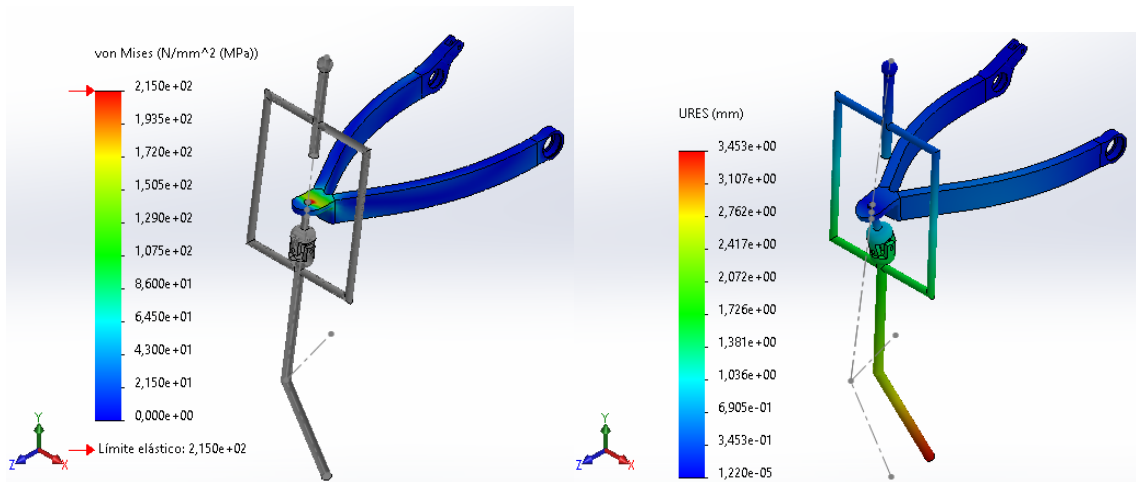
Tanto el diseño como su posterior análisis se han realizado con el software SolidWorks 2021®, siendo uno de los programas de referencia en su campo.

Si el prototipo es capaz de soportar dichas cargas, se podrá validar definitivamente el diseño del sistema de suspensiones.

##### 4.4.2.1. Carga horizontal progresiva

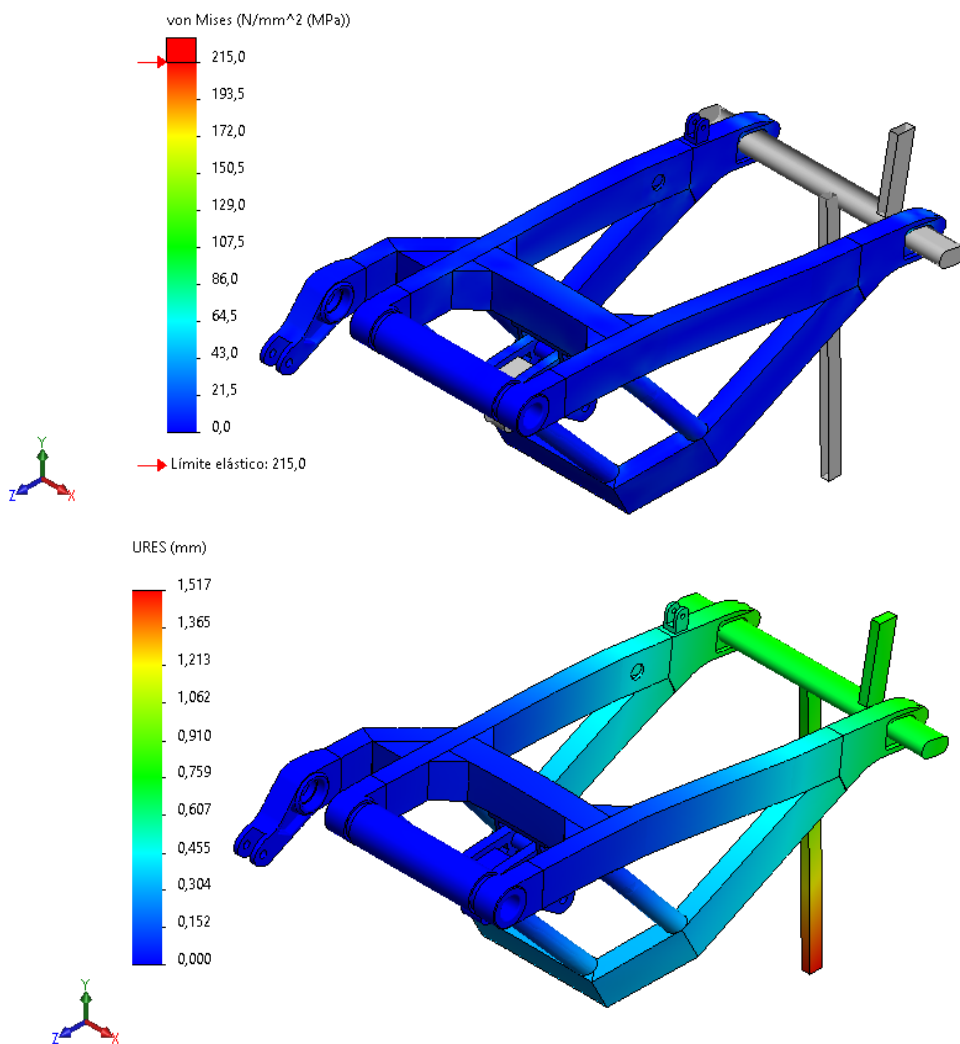
En esta prueba, se aplica a la estructura una carga horizontal de 3000 N, siguiendo las cargas estipuladas en el reglamento. Para este estado de cargas, las tensiones y deformaciones en los elementos de las estructuras son las siguientes:

**Balancín Delantero:**



**Ilustración 79. Carga horizontal progresiva sobre el balancín delantero**

**Basculante Trasero:**



**Ilustración 80. Carga horizontal progresiva sobre el basculante**

Los resultados obtenidos muestran que tanto el basculante como el balancín son capaces de soportar el test estático horizontal. Si bien es cierto que encontramos un concentrador de tensiones en la cabeza del balancín. Esta zona es la que soporta los mayores esfuerzos.

#### 4.4.2.2. Carga vertical progresiva

En esta prueba, se aplica a la estructura una carga vertical de 2600 N en la rueda trasera y de 1100 N en la rueda delantera, siguiendo, de nuevo, las cargas estipuladas en el reglamento. Para este estado de cargas, las tensiones y deformaciones en los elementos de las estructuras son las siguientes:

##### Balancín Delantero:

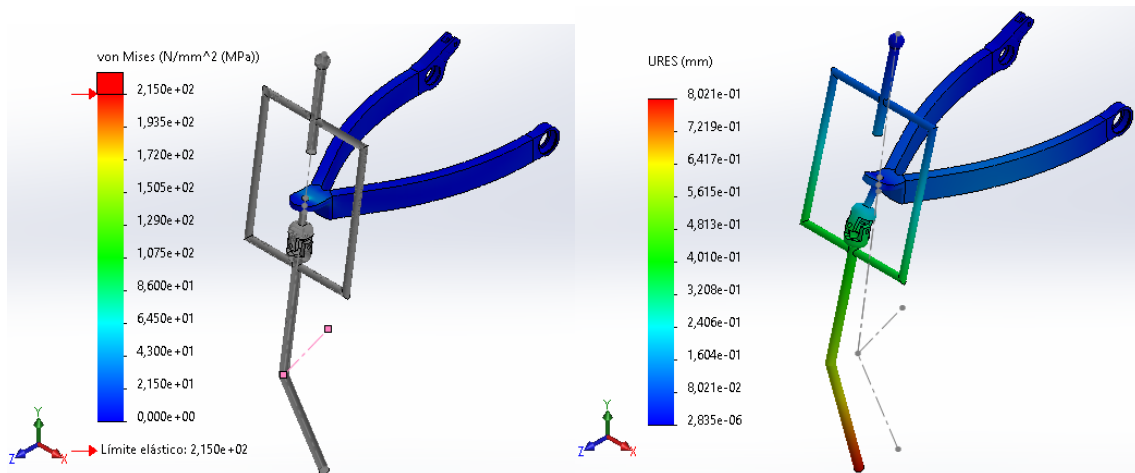
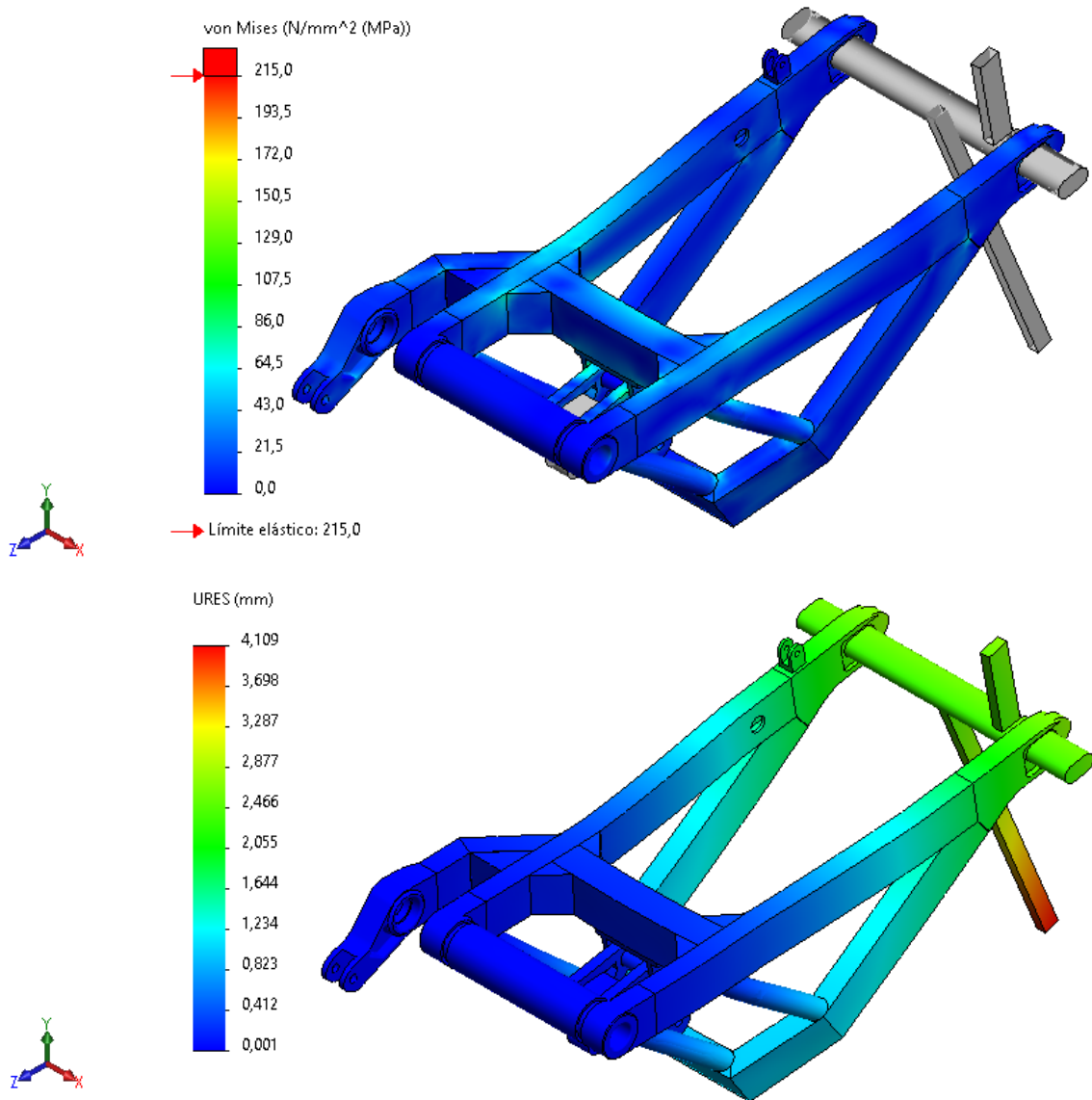


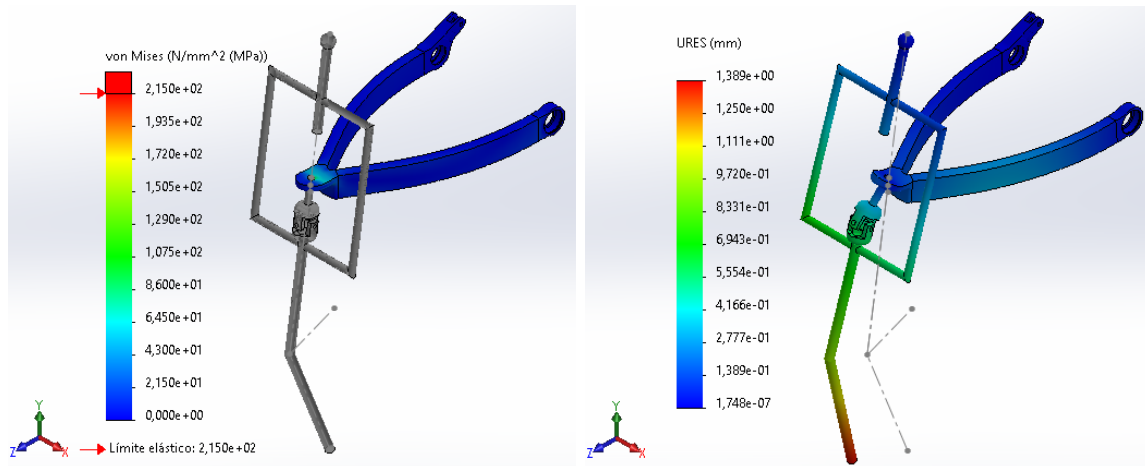
Ilustración 81. Carga vertical progresiva sobre el balancín delantero

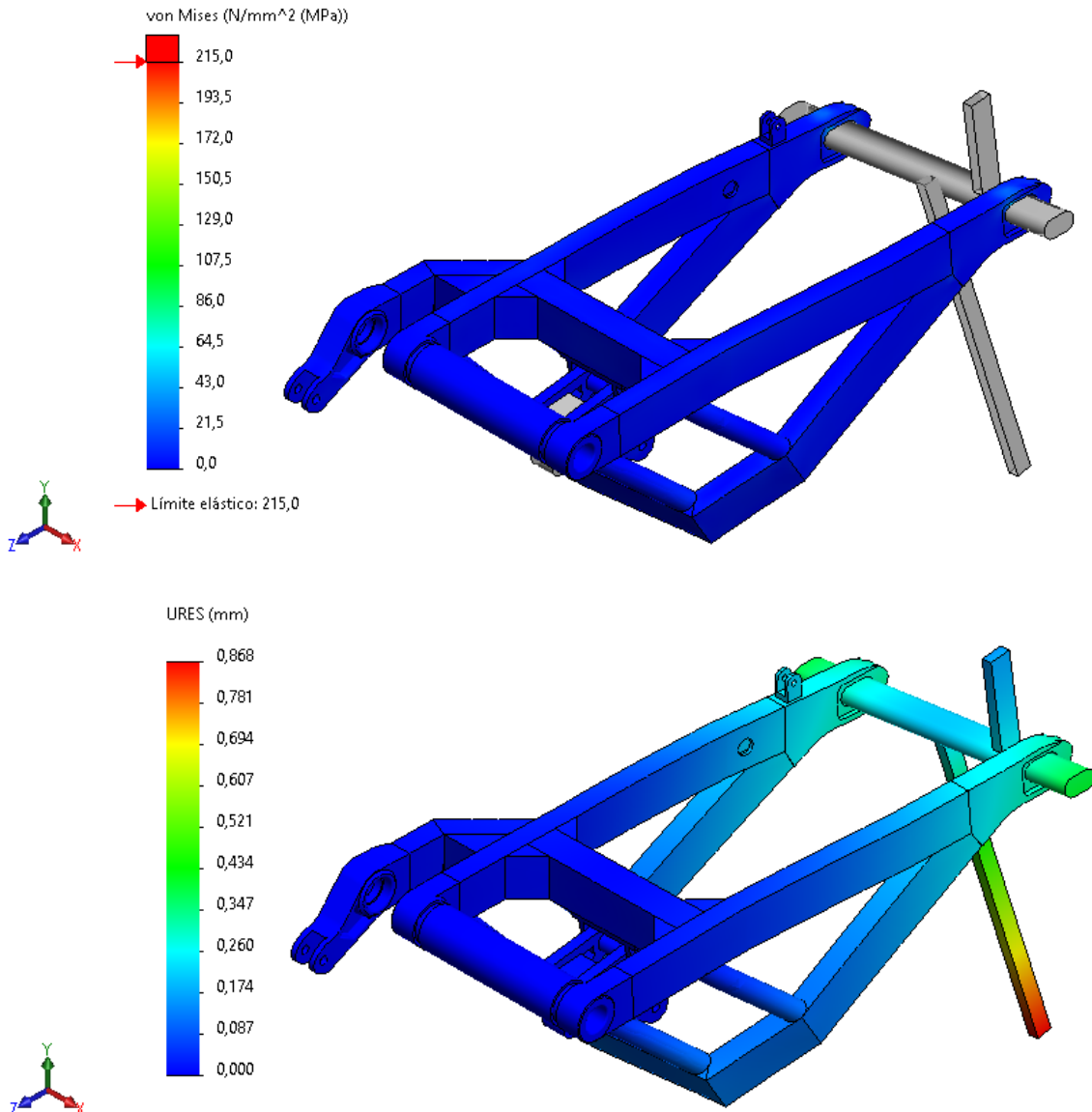
**Basculante Trasero:****Ilustración 82. Carga vertical progresiva sobre el basculante**

De nuevo, se aprecia que ambas estructuras son capaces de superar este estado de cargas sin llegar al límite de fluencia del material.

**4.4.2.3. Paso por curva**

En esta ocasión, se aplica a la estructura una carga vertical de 1500 N en la rueda trasera y también en la delantera. Además, se aplica simultáneamente una fuerza lateral de 130 N en cada una de las ruedas. Para este estado de cargas, las tensiones y deformaciones en los elementos de las estructuras son las siguientes:

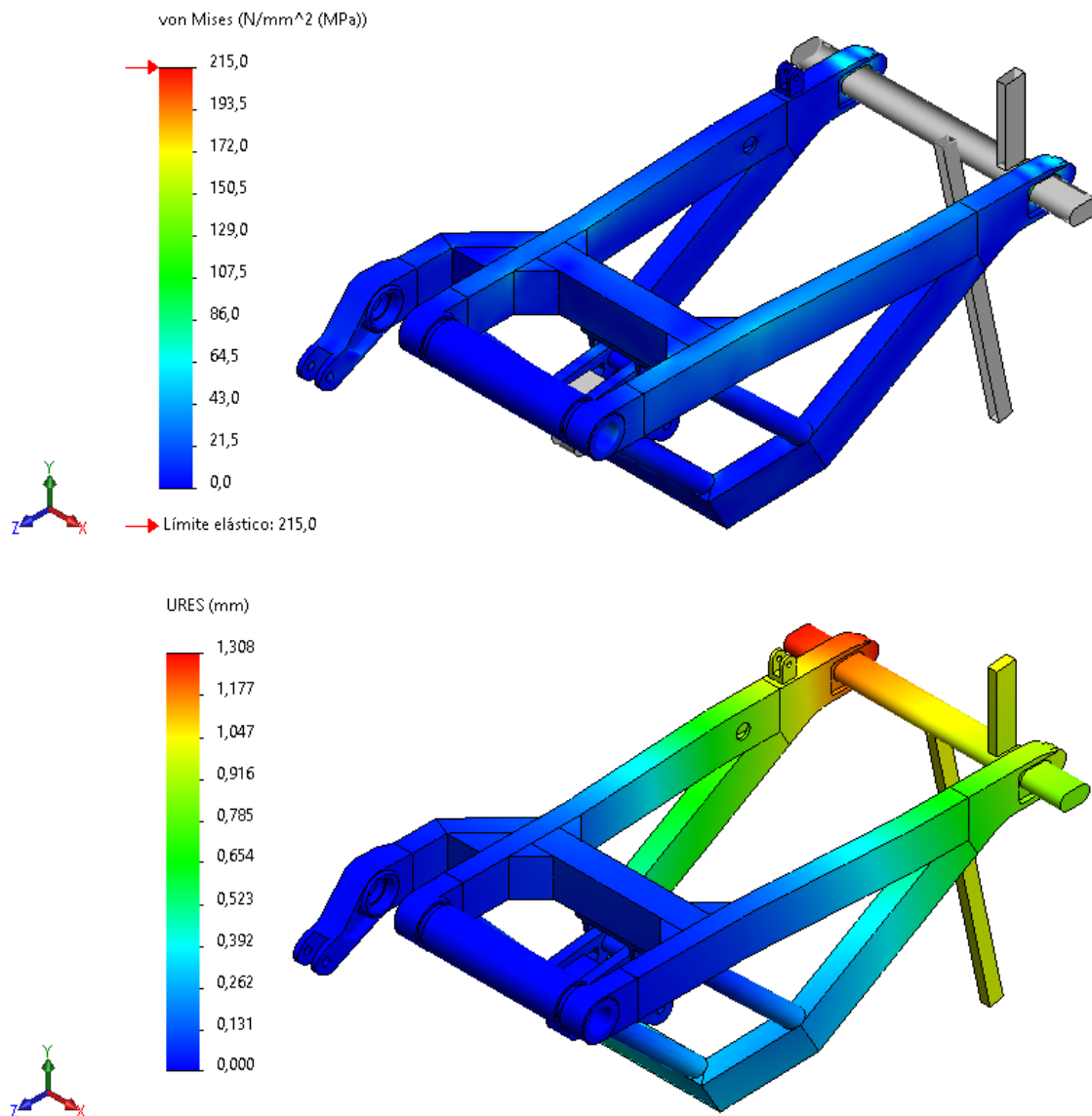
**Balancín Delantero:****Ilustración 83. Paso por curva del balancín delantero**

**Basculante Trasero:****Ilustración 84. Paso por curva del basculante**

En este caso, lo que se busca en todo momento es una variación mínima del ángulo de inclinación de la rueda, de manera que no se altere significativamente el radio de giro del prototipo en caso de encontrar alguna irregularidad en el terreno. Si nos fijamos en los desplazamientos producidos por estas cargas, se observa que se consigue este objetivo, ya que los desplazamientos totales no superan el milímetro mm en el caso del basculante y 1,5 mm en el caso del balancín delantero.

**4.4.2.4. Aceleración máxima**

Este estudio sólo se realiza en el basculante, puesto que este es el que sufre los esfuerzos en este caso. Para ello, se aplica a la estructura una carga vertical de 180 kg y una carga horizontal de 200 kg. Para este estado de cargas, las tensiones y deformaciones en los elementos de la estructura son las siguientes:



**Ilustración 85. Aceleración máxima en el basculante**

Este es el estudio en el que la estructura soporta las cargas más elevadas, en la fase de aceleración es cuando el basculante se encuentra más solicitado debido a las cargas que produce el tren de potencia.

## 5. Conclusiones

En el desarrollo del presente Trabajo Fin de Máster se ha expuesto la metodología empleada para diseñar un sistema de suspensiones no convencional para una motocicleta de competición. Como se puede comprobar, dicho sistema es totalmente innovador, pues hasta la fecha, no se ha fabricado ningún sistema de suspensión con tales características geométricas.

Todo esto, ha supuesto un reto, pues no eran conocidas las prestaciones cinemáticas y dinámicas que podría llegar a desarrollar este tipo de sistema. Sin embargo, haciendo uso de técnicas analíticas y numéricas se ha podido modelar dicho comportamiento y adaptarlo a una solución de diseño óptimo.

La ejecución del presente proyecto, ha requerido a su vez, desarrollar una labor investigadora acerca de las técnicas de diseño mecánico y un estudio de los principales conceptos teóricos que caracterizan los sistemas de suspensiones. Esto último, ha servido para comprender la filosofía de diseño de suspensiones que emplean los principales equipos de competición y fabricantes de motocicletas.

En lo que respecta al diseño del sistema de suspensiones, se ha conseguido generar un mecanismo óptimo con la mayor simplicidad posible. La modelización analítica del sistema de suspensiones, ha permitido desarrollar una metodología de diseño capaz de ofrecer una solución óptima (atendiendo a los parámetros de diseño de curva de rigidez equivalente) reduciendo notablemente el tiempo invertido en la etapa de diseño.

Se ha estudiado el comportamiento del sistema basado en el método de elementos finitos, lo cual ha servido para validar el prototipo de manera estructural frente a las cargas a las que hará frente durante la competición. Es importante señalar que una vez fabricado el sistema de suspensiones y el prototipo completo, éste fue testado en las instalaciones del circuito de MotorLand durante la competición de MotoStudent, en las que superó las pruebas estáticas, validando el estudio por elementos finitos realizado.

## 6. Bibliografía

- Araneza Borja, I. (2010). *Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de amortiguación de una motocicleta de competición*. Pamplona: Escuela Técnica Superior de ingenieros industriales y telecomunicación.
- Burguera, F. (29 de Marzo de 2017). *California Motorcycles*. Obtenido de <https://california-motorcycles.com/blogs/mecanicaharley/suspension-delantera-como-funciona-la-horquilla-telescopica>
- Chacartegui García, V. (2017). *DISEÑO Y DESARROLLO DE LA SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA PARA LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT 15-16*. Cantabria: UNIVERSIDAD DE CANTABRIA.
- Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*.
- Cossalter, V., Doria, A., & Lot, R. (2000). Optimum Suspension Design for Motorcycle Braking. *Vehicle System Dynamics*, 175-198.
- de la Fuente Castroverde, Ó. (2012). *Diseño y cálculo de la columna de dirección para una motocicleta con suspensión delantera alternativa*. Madrid: Universidad Carlos III.
- Foale, T. (2002). *Motorcycle Handling and Chassis Design*. Tony Foale.
- Foundation, M. E. (2019). *Reglamento de la competición MotoStudent*.
- Labiano Mezquíriz, F. (2016). *DISEÑO DE UNA SUSPENSIÓN DEL TIPO TELELEVER*. Pamplona: E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de Telecomunicación.
- Mercado Colmenero, J. M. (2014). *Optimización diseño de suspensión trasera para una motocicleta de competición*. Jaén: Universidad de Jaén.
- Torres Pastor, J. (2013). *Diseño de una suspensión de paralelogramo*. Pamplona: Escuela Técnica Superior de ingenieros industriales y de telecomunicación.
- Vilaplana Ragüés, P. (2015). *Análisis y diseño del sistema de amortiguación delantero para el prototipo de motocicleta de competición pre-moto3*. Valencia: Universitat Politècnica de València.

# ANEXOS

Mr. Daniel Urquizu Sancho, with ID number 73261741-W, Director of Moto Engineering Foundation, with VAT ID number G-44223477, located at TechnoPark MotorLand – 44600 Alcañiz – Teruel (Spain)

### **CERTIFY**

That the **EPS Jaén ujaenteam** from Universidad de Jaén took the **third place** in the **Best Innovation** in the MS1 Phase of MotoStudent Electric Category at the VI Edition of the MotoStudent International Competition, whose Final Event took place from 15<sup>th</sup> to 18<sup>th</sup> July 2021 at the Road Racing Circuit of MotorLand Aragón.

And as evidence thereof, I hereby issue this certificate in Alcañiz on July 29<sup>th</sup>, 2021.

Daniel Urquizu Sancho  
Director