



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

## INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

### MEMORIA

Carlos Reoyo Rebollar

César Díaz de Cerio García de Mendaza

Pamplona, 11 de noviembre de 2013

# ÍNDICE MEMORIA

1. Objetivo.....	1
------------------	---

## FASE DE PREDISEÑO

<b>2. Definición de la necesidad.....</b>	<b>5</b>
2.1. La II competición Motostudent.....	5
2.1.1. Fases previas a las jornadas competitivas	5
2.1.2. Fase MS1	6
2.1.3. Fase MS2	9
2.2. El equipo Upna Racing.....	10
2.3. Datos de partida.....	11
2.3.1. Información de partida	11
2.3.2. Componentes de partida	12
<b>3. Búsqueda de los requerimientos funcionales.....</b>	<b>15</b>
3.1. Entrevistas con pilotos.....	16
3.2. Reglamento de la competición.....	17
3.3. Lecciones aprendidas.....	19
3.4. Método RED.....	20
3.5. Recopilación de los requerimientos funcionales.....	21
3.5.1. Requerimientos para el conjunto	22
3.5.2. Requerimientos para el piecerío	23
3.5.3. Requerimientos para el depósito de combustible	25
3.5.4. Requerimientos para las uniones	25
3.5.5. Requerimientos para escape y admisión	26
<b>4. Jerarquización de los requerimientos funcionales.....</b>	<b>27</b>
4.1. Proceso de Análisis Jerárquico. Método AHP.....	27
4.2. Jerarquización requerimientos conjunto.....	30
4.3. Jerarquización requerimientos piecerío.....	33
4.4. Jerarquización requerimientos depósito de combustible.....	35
4.5. Jerarquización requerimientos uniones.....	36
4.6. Jerarquización requerimientos alimentación, refrigeración y escape.....	38
<b>5. Aplicación de la técnica QFD a los requerimientos funcionales.....</b>	<b>40</b>
5.1. Despliegue de la función calidad (QFD).....	40
5.2. Aplicación del QFD a los requerimientos funcionales.....	43
5.2.1. Escalas de graduación presentes en el QFD	43
5.2.2. QFD para el conjunto	44
5.2.3. QFD para el piecerío	48
5.2.4. QFD para el depósito de combustible	52
5.2.5. QFD para las uniones	54
5.2.6. QFD para el escape-admisión	57
<b>6. Pliego de condiciones funcional (PCF).....</b>	<b>61</b>
6.1. PCF para el conjunto.....	63
6.2. PCF para el piecerío.....	64
6.3. PCF para el depósito de combustible.....	65
6.4. PCF para las uniones.....	66
6.5. PCF para el escape-admisión.....	67

## CÁLCULOS PRELIMINARES

<b>7. Posición preliminar del centro de gravedad.....</b>	<b>71</b>
7.1. Influencias de la posición del centro de gravedad.....	71
7.2. Cálculo de la posición preliminar del centro de gravedad...	72
7.3. Conclusiones sobre la posición del centro de gravedad.....	74
<b>8. Cálculo de la velocidad máxima.....</b>	<b>75</b>
8.1. Balance de potencias.....	75
8.2. Limitaciones para la transmisión secundaria.....	77
8.3. Cálculo de la relación de transmisión secundaria.....	80
8.4. Estudio dinámico de la transmisión. Dimensionamiento de la cadena.....	80
8.5. Conclusiones acerca de la velocidad máxima.....	82
8.6. Margen de regulación para la transmisión secundaria.....	83
<b>9. Determinación del valor de los parámetros geométricos.....</b>	<b>88</b>
9.1. Influencia de los parámetros geométricos en el comportamiento dinámico de la motocicleta.....	88
9.2. Metodología para la obtención de los parámetros geométricos.....	101
9.3. Conclusiones acerca de los parámetros geométricos.....	102
9.4. Margen de regulación de los parámetros geométricos.....	103
<b>10. Cálculo de la aceleración máxima.....</b>	<b>105</b>
10.1. Aceleración limitada por el motor.....	106
10.2. Aceleración limitada por tracción.....	108
10.3. Aceleración limitada por rodadura.....	109
<b>11. Cálculo de la deceleración máxima.....</b>	<b>109</b>
11.1. Frenada limitada por tracción.....	110
11.2. Frenada limitada por vuelco.....	111
<b>12. Cálculo del diámetro del disco de freno delantero.....</b>	<b>112</b>
12.1. Cálculo de la potencia de frenado demandada.....	112
12.2. Cálculo de la potencia que ejerce el sistema de freno delantero.....	114
12.3. Elección del radio efectivo del disco delantero.....	115
<b>13. Cálculo del diámetro del disco de freno trasero.....</b>	<b>116</b>
13.1. Cálculo de la deceleración máxima obtenible con el freno trasero.....	116
13.2. Cálculo de la potencia de frenado demandada al freno trasero.....	118
13.3. Cálculo de la potencia de frenado que ejerce el sistema de frenado trasero.....	119
13.4. Cálculo del diámetro del disco de freno trasero.....	120
<b>14. Cálculo preliminar de las dimensiones del airbox.....</b>	<b>120</b>
14.1. Cálculo de la sección de entrada de admisión.....	121
14.2. Cálculo del volumen de airbox y longitud de la admisión....	121

<b>15. Cálculo del volumen del depósito de combustible.....</b>	122
<b>16. Predimensionamiento del sistema de refrigeración.....</b>	123
16.1. Cálculo de las dimensiones del radiador en condiciones nominales.....	123
16.2. Cálculo del margen de variación para la superficie del radiador.....	124
16.3. Cálculo del volumen del vaso de expansión.....	125
<b>17. Cálculos preliminares para el sistema de escape.....</b>	127
17.1. Cálculo de la longitud aparente del conducto de escape....	127
17.2. Cálculo del diámetro del conducto de escape.....	127
<b>18. Cálculo preliminar de la ergonomía básica.....</b>	127
18.1. Metodología para el diseño preliminar de la ergonomía básica.....	128
18.2. Decisiones sobre los parámetros ergonómicos básicos.....	129

## FASE DE DISEÑO PRELIMINAR

<b>19. Introducción al diseño preliminar.....</b>	133
19.1. Metodología y secuencia de diseño preliminar.....	133
19.2. Datos de partida en el diseño preliminar.....	133
<b>20. Posicionamiento del propulsor.....</b>	135
20.1. Objetivos.....	136
20.2. Limitaciones para el posicionamiento del propulsor.....	137
20.3. Consideraciones al posicionamiento del propulsor.....	139
20.4. Alternativas para el posicionamiento del propulsor.....	140
A) ALTERNATIVA 1: Articulación mediante 2 semiejes	140
B) ALTERNATIVA 2: Utilización de 2 ejes separados	142
C) ALTERNATIVA 3: Utilización de un eje común	143
20.5. Método de selección de ideas. Método de la convergencia programada.....	144
<b>21. Diseño preliminar de la articulación de la dirección.....</b>	145
21.1. Objetivos en el diseño de la articulación de la dirección.....	145
21.2. Limitaciones para el diseño de la articulación de la dirección.....	147
21.3. Decisión de la distancia entre tijas y el margen de regulación.....	148
21.4. Diseño preliminar del eje de la dirección	152
A) ALTERNATIVA 1: Un eje de dirección, admisión abrazando al eje.	153
B) ALTERNATIVA 2: Un eje de dirección, admisión lateral	154
C) ALTERNATIVA 3: Dos semiejes de dirección, admisión directa	156
I) ALTERNATIVA 1: Rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular.	158
II) ALTERNATIVA 2: Rodamientos de bolas con contacto angular	159
III) ALTERNATIVA 3: Rodamientos de rodillos cónicos.	160
21.5. Método de selección de ideas. Método de la convergencia programada.....	161
21.6. Dimensionado preliminar para la articulación de la	163

dirección.....	
<b>22. Diseño preliminar del sistema de suspensión trasera.....</b>	<b>165</b>
22.1. Objetivos para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera.....	165
22.2. Limitaciones para el diseño conceptual de la suspensión trasera.....	167
22.3. Alternativas de diseño conceptual para el sistema de suspensión trasera.....	170
A) ALTERNATIVA 1: Unión directa bastidor-basculante	170
➤ ALTERNATIVA 1-A: Motor estructural	171
➤ ALTERNATIVA 1-B: Estructura resistente asimétrica	174
B) ALTERNATIVA 2: Sistema de bieletas	175
22.4. Método de selección de ideas. Método de la convergencia programada.....	177
22.5. Diseño conceptual del sistema de suspensión trasera.....	178
22.6. Dimensionamiento de ejes y rodamientos del sistema de bieletas.....	183
22.6.1. Dimensionamiento de los rodamientos del sistema de bieletas	184
22.6.2. Dimensionamiento de los ejes del sistema de bieletas	186
<b>23. Diseño conceptual de la articulación bastidor-basculante.....</b>	<b>188</b>
23.1. Objetivos y limitaciones para el diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante.....	188
23.2. Cálculo preliminar de la unión bastidor-basculante.....	190
23.2.1. Establecimiento de la anchura del bastidor	190
23.2.2. Cálculo de las dimensiones preliminares del eje de la unión bastidor-basculante	191
23.2.3. Elección de los rodamientos para la unión bastidor-basculante	192
<b>24. Diseño conceptual del resto del lay-out de la motocicleta.....</b>	<b>195</b>
24.1. Objetivos para la adecuación del lay-out de la motocicleta.	195
24.2. Limitaciones para la adecuación del lay-out de la motocicleta.....	196
24.2.1. Limitaciones impuestas por sistemas posicionados	196
24.2.2. Limitaciones impuestas por el PFC	199
24.3. Alternativas para el lay-out general de la motocicleta.....	200
24.3.1. Alternativas para airbox y depósito de combustible	200
A) Airbox sobre el depósito de combustible	201
B) Airbox bajo el depósito de combustible	202
C) Método de selección de ideas. Depósito-Airbox	204
24.3.2. Alternativas para el sistema de escape	205
A) Discusiones en torno al silencioso	205
B) Escape ruteado bajo el propulsor	207
C) Escape ruteado sobre el propulsor	210
D) Método de selección de ideas. Escape	211
24.3.3. Alternativas para el sistema de refrigeración	211
A) Utilización de los radiadores de la Yamaha WRF 250	211
B) Utilización de un solo radiador	213
C) Ubicación del radiador en el frontal de la motocicleta	214
D) Ubicación del radiador en la zona trasera de la motocicleta	215
E) Método de selección de ideas. Refrigeración	216
F) Decisiones en torno al vaso de expansión	217
<b>25. Diseño preliminar de los elementos ergonómicos.....</b>	<b>218</b>
25.1. Elección y posicionamiento de las estriberas.....	219

25.2.	Diseño preliminar del mecanismo del reenvío del cambio...	220
25.3.	Posicionamiento del asiento.....	222
<b>26.</b>	<b>Diseño preliminar del sistema de frenado.....</b>	<b>224</b>
26.1.	Subsistema de frenado delantero.....	224
26.1.1.	Componentes del sistema de freno delantero	224
26.1.2.	Balace de alternativas para el soporte de la pinza de freno delantera	226
26.2.	Subsistema de frenado trasero.....	228
26.2.1.	Componentes del sistema de freno trasero	228
26.2.2.	Diseño preliminar del soporte de la pinza del freno trasera	231

## FASE DE DISEÑO EN DETALLE

<b>27.</b>	<b>Introducción al diseño en detalle.....</b>	<b>235</b>
<b>28.</b>	<b>Objetivos de la fase de diseño en detalle.....</b>	<b>235</b>
<b>29.</b>	<b>Enumeración y ordenación de las uniones a diseñar.....</b>	<b>236</b>
29.1.	Relación de uniones presentes en la motocicleta.....	237
29.2.	Secuencia de ordenación del diseño de las uniones.....	239
<b>30.</b>	<b>Presentación del diseño en detalle de los componentes.....</b>	<b>240</b>
<b>31.</b>	<b>Algunos ejemplos del diseño en detalle de las uniones.....</b>	<b>243</b>
31.1.	Diseño en detalle de la unión rueda delantera-horquilla.....	243
31.2.	Diseño en detalle de la unión rueda trasera-basculante.....	244
31.3.	Diseño en detalle de la unión horquilla telescópica-pinza freno delantera.....	246
31.4.	Diseño en detalle de la unión tijas-bastidor.....	248
31.5.	Diseño en detalle de la unión bastidor-basculante.....	250
31.6.	Diseño en detalle de la unión basculante-pinza freno trasera.....	251
31.7.	Diseño en detalle de la unión link-rocker.....	253
31.8.	Diseño en detalle de la unión link-bastidor.....	254
31.9.	Diseño en detalle de la unión rocker-basculante.....	255
31.10.	Diseño en detalle de la unión rocker-amortiguador.....	257
31.11.	Diseño en detalle de la unión amortiguador-bastidor.....	259

## REFERENCIAS

ÍNDICE DE TABLAS.....	263
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	267
ÍNDICE DE GRÁFICAS.....	271
BIBLIOGRAFÍA.....	273

## 1. Objetivo

---

El objetivo del proyecto que se expondrá a continuación es el de la integración y coordinación del diseño de una motocicleta de 250 c.c. y 4 tiempos, similar a la nueva categoría emergente en el mundo de la competición, Moto 3. Todo ello nace del deseo de la Universidad Pública de Navarra de participar en la II Competición Internacional Motostudent.

Para ello, en primer lugar se estudiará la necesidad que surge en el momento de la inscripción en la competición, intentando traducir esta, junto con otros condicionantes, en requerimientos para el vehículo. Posteriormente, se utilizarán técnicas de diseño que nos permitan tanto jerarquizar estas funciones como traducirlas a parámetros medibles, y por tanto poder ponderar la importancia de cada uno de estos parámetros físicos de diseño.

En este primer estadio del proyecto se elaborará también una rutina que permita verificar la consecución de cada uno de los requerimientos funcionales.

En una segunda parte de proyecto, se trabajará de forma conjunta con el resto de diseñadores con el fin de intentar coordinar las actuaciones de cada uno de ellos, desde las ideas más preliminares hasta el diseño en detalle. Aunque pueda parecer una tarea en cierto modo secundaria, la existencia de un integrador implica la existencia de un responsable del diseño en su conjunto, permitiendo a los diseñadores del resto de sistemas obtener unas condiciones para el desarrollo de su actividad que garantizarán la consecución de los objetivos fijados en el prediseño.

Así, durante la segunda parte del proyecto se concibe y desarrolla una metodología de diseño de motocicletas que permita establecer un cierto orden y jerarquía para cada uno de los estadios del diseño, y que permita proporcionar a cada una de los diseñadores los invariantes de su trabajo en cada momento.





ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA  
DE COMPETICIÓN**

**PREDISEÑO**

## 2. Definición de la necesidad

El primer paso en todo proceso de diseño es el de identificar la necesidad a la que responde el producto a diseñar, para así poder traducir estas a los requerimientos que se exigen al producto para cumplir las citadas necesidades.

En el caso del producto que nos atañe, la necesidad principal se hace patente a partir del momento de la inscripción del equipo en la competición, y esta no es otra que la de diseñar y construir un prototipo de motocicleta de competición que cumpla con los requisitos fijados por la organización, además de los impuestos por el equipo de diseño y que aseguran la competitividad del mismo.

En los siguientes apartados se hará una descripción a fondo de las características de la II Competición Internacional Motostudent, así como del equipo de ingeniería que la Universidad que participará en el mismo, con el fin de poder acercarnos al conocimiento de la citada necesidad.

### 2.1. La II competición Motostudent

La II competición internacional Motostudent es una competición universitaria promovida por la Moto Engineering Foundation (MEF), en la que participan numerosas universidades nacionales e internacionales, y cuyo objetivo principal es diseño de un prototipo de motocicleta de competición de la categoría Moto3, con una motorización de 250c.c. y 4 tiempos, por cada uno de los equipos participantes. Finalmente, los vehículos de los equipos participantes se medirán entre sí en carrera en el circuito de velocidad de Alcañiz.

Además, cada uno de los equipos deberá hacer un estudio sobre la viabilidad económica para la producción en serie del prototipo, y demostrando con ello que es posible la fabricación de 500 vehículos anuales con un precio de producción no superior a 4500 €.

La organización ha dividido la competición en diferentes fases, de manera que para superar cada una de ellas es necesario haber alcanzado y superado una serie de hitos en una fecha determinada.

CALENDARIO	2011												2012									
	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O		
Inscripciones	→																					
Justificación sponsors	→																					
Cierre del diseño	→																					
Pruebas en circuito	→																					

Tabla 1. Calendario de la II Competición Motostudent

#### 2.1.1. Fases previas a las jornadas competitivas

Previo a la competición en el circuito de velocidad, se exigen ciertos requisitos previos a todos los equipos participantes, que son de obligado cumplimiento para seguir con el desarrollo de la competición. Dichos requisitos son los siguientes:

- **Presentación y justificación de sponsors:** Los equipos participantes deberán demostrar que empresas y colaboradores sufragan los gastos de producción del

prototipo. La documentación que acredita este hecho ha de presentarse ante la organización antes del 1 de octubre de 2011.

- **Presentación del diseño cerrado:** Los participantes en la competición deben presentar ante la organización los documentos que plasmen las principales características de chasis y basculante, como son tipología y geometría con cotas principales. La fecha límite se fijó el 31 de mayo de 2011, aunque posteriormente se concedió una moratoria de un mes más, quedando establecida la fecha de entrega para el 30 de junio de 2011.

La información citada será guardada y empleada por el jurado de la competición a la hora de la realización de las verificaciones, comprobando que los componentes presentados se corresponden con lo indicado en estos documentos.

### 2.1.2. Fase MS1

La fase MS1 es una fase demostrativa en la cual los equipos participantes exhibirán su prototipo ante la organización, exponiendo además el proceso de diseño y cálculo seguido, y el planteamiento del proceso industrial que implementa la fabricación en serie del prototipo.

La fase MS1 constituye en sí una competición, habiendo una clasificación y una colección de premios independiente de la fase MS2. No obstante, y tal y como recoge la tabla 3 plasmada en este documento, se trata de una fase excluyente, de manera que si no se cumplen los requisitos mínimos de seguridad y comportamiento dinámico el equipo quedará excluido de la participación en las siguientes fases de la competición.

En este estadio de la competición se realizan las siguientes pruebas:

- **Verificaciones técnicas:** Serán llevadas a cabo por los comisarios técnicos designados por la organización, y la superación de las mismas es esencial para poder seguir en la competición. Los puntos a verificar y superar en cada prototipo son los siguientes:
  - **Homologación del chasis:** El objetivo de esta verificación es la de asegurar una mínima robustez del chasis. Para ello se somete a la motocicleta a dos casos de carga distintos: en el primero se aplica una carga horizontal progresiva de 275 kg sobre la pipa de la dirección (en el sentido de la marcha), y en el segundo una carga vertical progresiva de 200 kg sobre el subchasis.



Ilustración 1. Casos de carga para la homologación del bastidor

Estas cargas se aplicarán de cinco veces de manera sucesiva, tomando medidas de las deformaciones que se producen en cada prototipo, y verificando

que estas son repetitivas (esto demuestra que la estructura no entra en zona de deformación plástica) y no aparecen fisuras ni otros defectos en el conjunto bastidor-basculante. Se aplica una tolerancia a las medidas de un 10%, con el fin de compensar el posible error cometido en la medida.

- Verificación de cotas generales: Como ya se ha comentado anteriormente, se comprobará si las cotas generales del prototipo se ajustan a las que se proporcionaron en la documentación que acredita el diseño cerrado.
- Verificación de pesos: Se comprueba que el prototipo alcance al menos el peso mínimo exigido por la organización, que está fijado en 95 kg. La verificación se realiza 'en orden de marcha', es decir, con todos los sistemas, componentes y fluidos necesarios para el funcionamiento del prototipo. Esto incluye también el carenado.

Se realizarán tres medidas del peso de la motocicleta, debiendo superar la media de estas tres medidas el peso mínimo. Se admite un error en la medida de hasta 1 kg.
- Verificación de ruidos: La verificación se realizará en un entorno despejado de radio 10 m, no pudiéndose superar la medida de 125 dB/A en ningún punto de este espacio.

Además, se realizará una segunda medida con el sensor posicionado a 50 cm del final del sistema de escape, y con un ángulo de 45° respecto a la directriz de este, no pudiéndose superar los 95 dB/A.

Ambas medidas se realizarán con el motor funcionando a un régimen de 7000 rpm.
- Verificación del cumplimiento de la normativa de seguridad: Se verificará cada requerimiento de seguridad indicado en el reglamento técnico. Estos invariantes del diseño se detallan en apartados posteriores.
- **Verificaciones dinámicas:** En estas se somete al prototipo a unas pequeñas pruebas en parque cerrado, con el fin de comprobar que el comportamiento dinámico cumple unos requisitos mínimos de seguridad:
  - Prueba de arranque y parada: se somete al prototipo a las situaciones de máxima aceleración y máxima frenada, y se comprueba que no existan comportamientos extraños.
  - Prueba de maniobrabilidad: se hace circular el prototipo a lo largo de un slalom que conforman 10 conos situados a una distancia de 3 metros entre sí. Se comprueba de esta manera que el vehículo tiene una aptitud mínima para el giro en ambas direcciones.
- **Presentación del proyecto de diseño:** Cada equipo ha de exponer ante el jurado, y durante un periodo de tiempo no superior a 20 minutos, la metodología y pautas que se han seguido para el diseño del prototipo, así como el procedimiento de obtención de cargas, los cálculos realizados y los planes de validación.
- **Presentación del proyecto industrial:** Como ya se ha comentado en apartados anteriores, cada equipo debe desarrollar un proyecto de industrialización en el que se

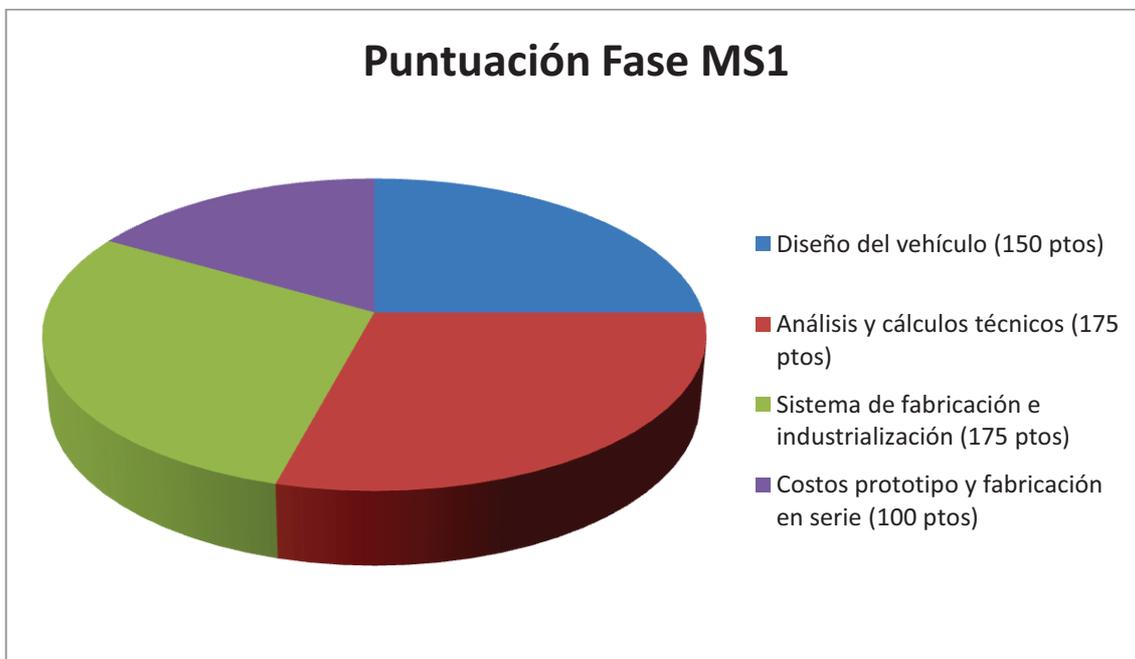
contempla la producción en serie del prototipo bajo unas condiciones impuestas por la propia organización. Estas son las siguientes:

- Moto de circuito, derivada del prototipo presentado únicamente en aquellos aspectos que la producción en serie exija, o por adaptaciones de ciertos componentes a la producción en serie. Siendo así, los componentes del prototipo y del vehículo no han de ser exactamente los mismos, aunque sí que ha de existir una semejanza notable, sobre todo en lo que a funcionalidad respecta.
- Capacidad de producción de 500 unidades anuales, a un precio de costo no superior a 4500€. En concepto de costes de fabricación se incluye:
  - Fabricación o compra exterior de cada uno de los componentes.
  - Amortización de la máquina herramienta y utillajes en un periodo máximo de 5 años.
  - Mano de obra directa
  - Gastos financieros

La presentación del proyecto industrial se realizará ante el jurado de la organización durante un periodo de tiempo no superior a 20 minutos.

Una vez se hayan finalizado las cuatro pruebas que contempla la fase MS1, el jurado otorgará las puntuaciones a los equipos participantes según los siguientes criterios de evaluación:

- A) Diseño del vehículo (150 puntos).
- B) Análisis y cálculos técnicos (175 puntos).
- C) Definición del sistema de fabricación e industrialización (175 puntos).
- D) Análisis de costos del prototipo y del proceso industrial de fabricación en serie (100 puntos)



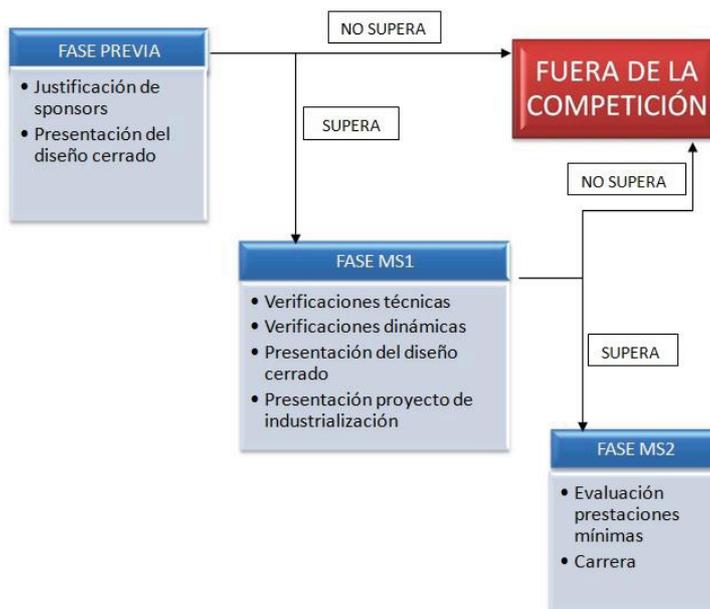
**Tabla 2. Ponderación de las puntuaciones en la Fase MS1**

Resultara premiado el mejor proyecto de industrialización con 6000 €, el mejor diseño con 3000 € y el proyecto con mejor innovación tecnológica con otros 3000 €.

### 2.1.3. Fase MS2

La fase MS2 es una fase de validación experimental en la que aquellos vehículos que hayan superado la fase MS1 deben mostrar su calidad de actuación en una serie de pruebas dinámicas. Se desglosan a continuación cada una de las pruebas y su ponderación en la calificación final del prototipo:

- **Evaluación de las prestaciones mínimas:** Para que las motos sean consideradas aptas para participar en carrera han de demostrar un nivel suficiente en cuanto a prestaciones mínimas y durabilidad. Según esto, serán consideradas aptas para la carrera aquellos prototipos que puedan realizar un mínimo de 7 vueltas seguidas a una velocidad promedio no inferior a 110 km/h.  
Estas pruebas serán realizadas por los pilotos probadores que dispondrá la organización para tal efecto.
- **Carrera:** Todos aquellos vehículos que hayan superado las evaluaciones anteriores tomarán parte en un gran premio con formato homologado por la Real Federación Española de Motociclismo (RFEM). Esto contempla las siguientes características:
  - Se habilitará una tanda de entrenamientos libres de una duración de 20 minutos, durante los cuales los prototipos podrán rodar a lo largo del trazado de la carrera, permitiendo a los equipos hacer las modificaciones que crean pertinentes.
  - Posteriormente a la tanda de entrenamientos libres se celebrará la tanda de entrenamientos clasificatorios, de una duración de 40 minutos. La ordenación del mejor tiempo de vuelta de cada uno de los equipos configurará la parrilla de salida para la carrera.
  - Carrera a lo largo de una distancia mínima de 35 km, aunque será la organización la que fije en última instancia la longitud y/o duración de la prueba.



La puntuación que se obtendrá en la fase MS2 dependerá exclusivamente de la posición que el prototipo obtenga durante la carrera, de manera que la clasificación de la misma queda determinada por el orden en el cuál los vehículos de los equipos participantes cruzan la línea de meta.

Se otorgará un premio de 6000 € al primer clasificado, 3000 € al segundo y 1500 € al tercer clasificado.

Tabla 3. Cursograma de la Competición Motostudent

## 2.2. El equipo UPNA Racing

Para la inscripción de la Universidad en la citada competición de ingeniería se procedió a la formación de un equipo, constituido por un conjunto de profesores y alumnos de la ETSIIT. La organización impone para este proceso una normativa específica, mediante la cual se obliga a cumplir los siguientes requisitos:

- **Requisitos individuales de los participantes:** Son aquellos requisitos de obligado cumplimiento para los alumnos integrantes del equipo:
  - La edad mínima de cada alumno integrante del equipo es de 18 años.
  - Los alumnos participantes deben estar matriculados en un grado o post-grado, y deben de haber superado al menos el 50% de los créditos de su carrera de grado universitario.
- **Requisitos de los equipos:** Aquellos requisitos de obligado cumplimiento para cada uno de los equipos participantes en la prueba:
  - Cada equipo estará compuesto por un mínimo de 7 participantes y un máximo de 15.
  - Todo equipo deberá llevar como parte de su identificación el nombre de la universidad a la que pertenece.
  - Los equipos pueden contar con el apoyo de otros centros de formación, aunque sólo tendrán derecho a acceso al recinto de realización de las pruebas aquellos integrantes inscritos oficialmente.
  - Hasta seis meses antes de la celebración de las pruebas, cada equipo podrá modificar su composición, siempre que al menos el 60 % de los participantes procedan del equipo inicialmente inscrito. En ningún caso se podrá reducir el número de integrantes del equipo.
- **Tutor y delegado del equipo:** Cada equipo debe designar un tutor, siendo este un profesor de la universidad de origen o personal técnico de la misma, y que será considerado por la organización como el representante oficial del equipo de la universidad.

Además, existe la posibilidad de nombrar un alumno delegado que permita mantener en contacto a la organización con el equipo.
- **Piloto:** El piloto escogido por cada equipo deberá estar en posesión de la licencia federativa regional correspondiente, y será considerado un miembro del equipo a todos los efectos, salvo los académicos y la limitación de edad, que en este caso se fija en una edad mínima de 15 años.

Cumpliendo estos requisitos, nace el equipo UPNA Racing, formado por 8 estudiantes de Ingeniería Industrial e Ingeniería Técnica Industrial y dos profesores de la escuela. A parte de la participación en la citada competición, el objetivo principal del equipo es el desarrollo de los Proyectos de Fin de Carrera de cada uno de estos alumnos, que se asignaron según muestra la tabla 4 adjunta:

Nombre del Alumno	Titulación	Proyecto Fin de Carrera
Carlos Reoyo Rebollar	I.Industrial	Integración del diseño
Claudia Álvarez de Eulate	I.Industrial	Fabricación del prototipo
David Sotés	I.Técnica Industrial	Proyecto de Industrialización
Gerardo Herce	I.Técnica Industrial	Admisión, refrigeración y escape
Gonzalo Amatriáin	I.Técnica Industrial	Suspensión trasera y basculante
Javier Torres	I.Técnica Industrial	Suspensión delantera paralelogramos
Marian Ruiz	I.Industrial	Bastidor
Sergio Blanco	I.Técnica Industrial	Dirección del Proyecto

Tabla 4. Relación de componentes del equipo Upna Racing

## 2.3. Datos de partida

Para comenzar el diseño del citado prototipo, y una vez se ha formalizado la inscripción del equipo Upna Racing en la competición, se tienen ciertos recursos de partida. Se expone a continuación la naturaleza de los mismos, clasificándolos en información y material:

### 2.3.1. Información de partida

El equipo dispone de cierta información concerniente tanto a la reglamentación de la competición como a alguno de los componentes que la motocicleta ha de incorporar por reglamento, o que al menos son proporcionados por la organización. Esta información es la que se expone a continuación:

- Reglamento deportivo Motostudent:** Documento proporcionado por la organización en el cual se exponen las fases de la competición, calendario, alcance del reglamento y normativa sobre los equipos y su inscripción. En él se describe además cada una de las pruebas de las que consta la misma.  
 El reglamento deportivo puede ser consultado en el Anexo 1 del presente documento.
- Reglamento técnico Motostudent:** Documento proporcionado por la organización en el cual se reúnen las especificaciones técnicas obligatorias a cumplir por los prototipos de los equipos participantes. De este modo, todos los proyectos presentados por las diferentes universidades inscritas en la competición se ajustarán a una línea de trabajo orientativa y común, posibilitando la competencia objetiva entre ellos y garantizando un nivel mínimo de seguridad.  
 Este documento se encuentra recogido en el Anexo 2 del presente documento, y es de vital importancia para desglosar los invariantes que el diseño ha de cumplir.
- Información heredada de la participación en la I Competición Internacional Motostudent:** Al haber participado la Universidad Pública de Navarra en la edición anterior de la competición con el diseño y construcción de un prototipo de motocicleta de 125 c.c., se cuenta con gran cantidad de información acerca de la misma, y que será de gran ayuda durante el desarrollo del presente proyecto. Entre la citada información podemos encontrar:
  - Proyectos de final de carrera:** Se cuenta con numerosos proyectos de fin de carrera basados en el diseño y construcción de los sistemas y subsistemas de la

motocicleta de 125 c.c., como son la elección de la geometría, diseño de bastidor, basculante, aerodinámica, escape, validación del prototipo, etc...

- Documento de lecciones aprendidas: Este documento es de pequeña extensión pero gran importancia para el desarrollo del diseño del nuevo prototipo, ya que es una recopilación de errores y recomendaciones derivada del diseño y construcción de la motocicleta anterior.

Este documento puede consultarse en el Anexo 4 del presente documento.

### 2.3.2. Componentes del partida \_\_\_\_\_

Además de la información anteriormente expuesta, la organización proporciona una serie de componentes que son comunes a todos los equipos participantes. Algunos de ellos son de obligada utilización, mientras que otros pueden no utilizarse si se adoptan soluciones de diseño innovadoras. Se detalla a continuación las características de cada uno de estos componentes:

- **Propulsor y carburador:** La organización proporciona un propulsor proveniente de una Yamaha WRF 250, que presenta el aspecto que muestra la ilustración 2, y cuyas características técnicas y dimensionales pueden consultarse en al Anexo 7.

El carburador es el componente con el cual el motor funciona comercialmente, modelo Keihin FCR-MX 39 de tercera generación, y que se muestra en la ilustración 2.

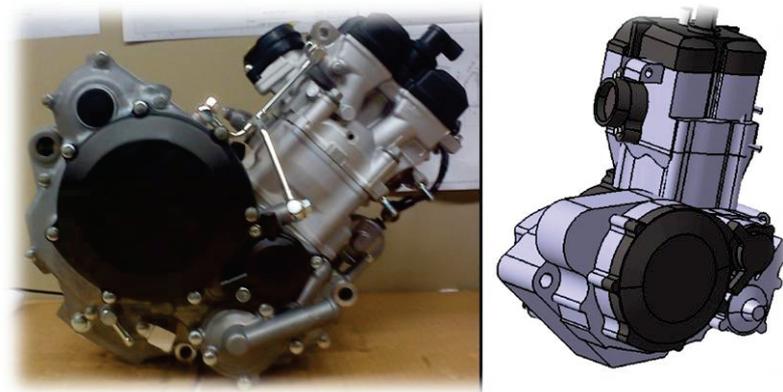


Ilustración 2. Propulsor proporcionado por la organización

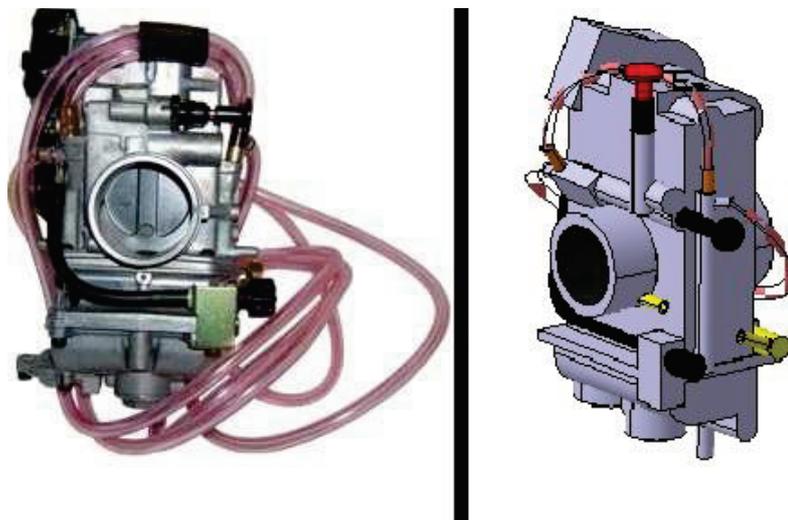


Ilustración 3. Carburador proporcionado por la organización

Existe obligación en la utilización del propulsor en el prototipo, mientras que es obligatorio utilizar el carburador proporcionado por la organización sólo en el caso de que se opte por la carburación como tipología de sistema de alimentación.

- **Horquilla telescópica:** Se proporciona una horquilla telescópica proveniente de una Yamaha YZF 125R, que es de obligada implementación en el vehículo en el caso de incorporar esta tipología de suspensión. Se prohíbe la modificación estructural de la horquilla, y sólo se permiten variaciones en base a muelles y fluidos hidráulicos.



Ilustración 4. Horquilla telescópica proporcionada por la organización

Es posible consultar las características dimensionales básicas del citado componente en el Anexo 8 del presente documento.

- **Amortiguador:** Es proporcionado el amortiguador que se utiliza comercialmente en la Yamaha YZF 125R, y cuya implementación en el diseño es obligada por reglamento en el caso de incorporar amortiguador, tanto en la suspensión delantera o trasera.

Además, queda prohibida la modificación estructural de este componente, estando únicamente permitidas modificaciones en base a cambios de muelle y fluidos hidráulicos.

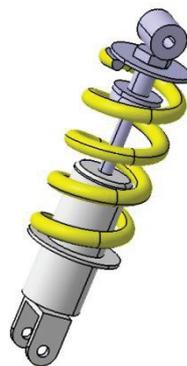


Ilustración 5. Monoamortiguador proporcionado por la organización

En el Anexo 8 se muestran las principales características dimensionales y funcionales del amortiguador SACHS proporcionado por la organización.

- **Neumáticos y llantas:** La organización proporciona a cada uno de los equipos participantes las llantas que utiliza comercialmente la Yamaha YZF 125R, y cuyas características básicas dimensionales pueden ser consultadas en el Anexo 8.

Además, se dota a cada uno de los equipos de un juego de neumáticos slicks Dunlop, de medidas 95/75R17 para el neumático delantero y 115/75R17 para el neumático trasero.



Ilustración 6. Llantas y neumáticos proporcionados por la organización

Tanto las llantas como los neumáticos son de obligada implementación en el prototipo. En el caso de que alguna de las pruebas previstas durante el desarrollo de la competición tuviese lugar en condiciones de lluvia, la organización proporcionaría los neumáticos adecuados.

- **Componentes del sistema de freno:** Son proporcionados por la organización ciertos componentes de los subsistemas de freno delantero y trasero, los cuales es preciso implementar en el vehículo para alcanzar el cumplimiento de la totalidad del reglamento de la competición. La relación de dichos componentes es la siguiente:
  - Pinza de freno delantera
  - Pinza de freno trasera
  - Accionamiento y bomba de freno delantera
  - Bomba de freno trasera

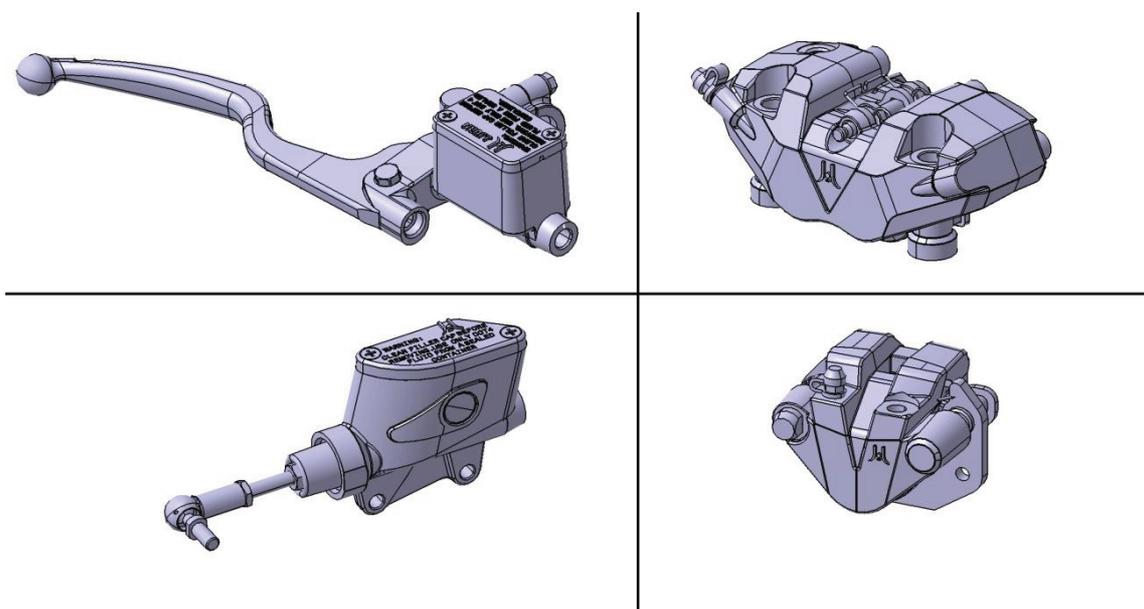


Ilustración 7. Componentes del sistema de freno proporcionados por la organización

Las características técnicas y condiciones de montaje proporcionadas por el fabricante aparecen reflejadas en el Anexo 5.

- **Sistema eléctrico y bujía:** Es proporcionado además la totalidad de la instalación eléctrica que emplea la motocicleta de la que proviene el propulsor. No obstante, la elección de la unidad electrónica de control es libre, abriéndose la posibilidad de implementar otro modelo en el diseño.

Por último, y a modo de resumen, se recoge en la tabla 5 adjunta la relación de componentes junto con las condiciones bajo las cuales este debe quedar o no implementado en el diseño del prototipo:

COMPONENTE	CONDICIONES DE IMPLEMENTACIÓN
• Propulsor	Obligada implementación
• Carburador	Obligada implementación <b>sólo</b> en el caso de <b>utilizar carburación</b> como sistema de alimentación
• Horquilla telescópica	Obligada implementación <b>sólo</b> en el caso de <b>utilizar esta tipología</b> de suspensión delantera
• Amortiguador	Obligada implementación en el caso de <b>utilizar un amortiguador</b> , tanto para la suspensión delantera como trasera.
• Neumáticos	Obligada implementación
• Llantas	Obligada implementación
• Componentes sistema de freno	Obligada implementación
• Sistema eléctrico	Implementación <b>no obligada</b>

Tabla 5. Condiciones de implementación de los componentes facilitados por la organización

### 3. Búsqueda de los requerimientos funcionales \_\_\_\_\_

Una vez hemos hecho patente la existencia de una o varias necesidades que nuestro diseño ha de cubrir, el siguiente paso en el análisis funcional es traducir estas necesidades a requerimientos que el diseño ha de cumplir.

No existe una técnica metódica que permita realizar este proceso de forma automática, por lo que utilizaremos varias fuentes de información que nos proporcionen una visión lo más amplia posible, y nos apoyaremos en expertos del mundo del motociclismo, pilotos, y experiencias de antiguos alumnos en el diseño de motocicletas. Dicho esto, las principales herramientas y fuentes de información que emplearemos a la hora de buscar los requerimientos funcionales son las siguientes:

- **Método RED:** es parte de las varias metodologías de análisis funcional existentes en la actualidad, y permite identificar de forma exhaustiva y en un tiempo mínimo las funciones a cumplir por el producto.
- **Entrevistas con pilotos:** el realizar una ronda de entrevistas con diversos pilotos de categorías regionales arrojará una importante lista de requerimientos, además de numerosos consejos y puntos a tener en cuenta no sólo durante la fase de diseño, sino durante toda la vida útil del prototipo.
- **Lecciones aprendidas:** gracias a la participación de la universidad en la primera edición de la competición, se cuenta con el prototipo diseñado y construido para tal

efecto, además de toda la información acumulada por el anterior equipo. Esto nos evita volver a caer en errores anteriores, y a saber en qué puntos se ha de mejorar.

- **Reglamento de la competición:** El reglamento de la competición no sólo proporciona requerimientos, sino también los llamados invariantes del diseño, que son condiciones de obligado cumplimiento, tales como las dimensiones máximas del vehículo o las condiciones de seguridad.

A continuación se expone la información recabada a partir de cada una de las fuentes de información mencionadas.

### 3.3. Entrevistas con pilotos

Durante la fase de prediseño se efectuaron dos entrevistas con dos pilotos distintos, en compañía de sus equipos técnicos, con el fin de empezar a vislumbrar las funciones, así como para recibir consejos y empezar a familiarizarse con el ámbito deportivo y de la ingeniería en el cuál se desarrollará el proyecto.

En el Anexo 3 puede consultarse el guión que se siguió durante la entrevista, aunque la presencia de este es sólo una excusa para entablar conversación y que de verdad los entrevistados se interesen por el proyecto. Además, se les da la opción de rodar con el prototipo construido en la edición anterior, lo que nos permitirá identificar los puntos fuertes y las debilidades del mismo.

Es importante que esta sea la primera fuente de información a consultar, ya que facilitará la aplicación del método RED por tener un conocimiento mayor, y nos permitirá descubrir nuevas carencias en el diseño del prototipo de 125 cm<sup>3</sup>.

Cabe destacar que entre los dos pilotos entrevistados existen diferencias notables en cuanto a gustos, tallas, trayectoria deportiva y vehículos que emplean habitualmente. Además, los equipos técnicos poseen conocimientos en el ámbito de la mecánica y la puesta a punto, aunque carecen de ellos en el campo de la ingeniería. Todo ello hace que sea necesario depurar la información, filtrándola y traduciéndola al ámbito ingenieril cuando esta lo requiera.

BÚSQUEDA DE REQUERIMIENTOS • ENTREVISTAS PILOTOS		
Nº	Requerimiento	Sistema
<b>Comentarios entrevista ALBERTO BAEZA</b>		
1.	La geometría de la 125 c.c. tiene un comportamiento excelente.	CONJUNTO
2.	El ángulo de inclinación máxima exigido por el reglamento es insuficiente. El lo fijaría en 55º al menos	CONJUNTO
3.	Los sistemas para cambiar el avance sobre el suelo y la altura de marcha son indispensables	CONJUNTO UNIONES
4.	La inyección puede mejorar sensiblemente el rendimiento del prototipo, pero puede acarrear una puesta a punto compleja y mucha carga de trabajo	ADMISIÓN
5.	Se da cierta importancia al cuentarevoluciones, ya que optimiza el momento del cambio de marcha	CONJUNTO
6.	Se da una importancia notable al amortiguador de dirección. No obstante, y dado su coste económico, se recomienda sólo usarlo para corregir comportamientos violentos, no para prevenirlos.	CONJUNTO UNIONES
7.	Se valora muy positivamente un sistema que reduzca las inercias generadas por el movimiento del combustible	DEP. COMBUSTIBLE

8.	Se valora muy positivamente el comportamiento de las tijas de la 125 c.c., ya que aportan la rigidez suficiente.	PIECERÍO
<b>Comentarios entrevista MARIO LUJÁN</b>		
9.	Se da una importancia notable al cambio invertido	PIECERÍO
10.	La altura de la joroba le ayuda a sujetarse, pero empeora la visibilidad por la cúpula	CONJUNTO
11.	Se da una importancia notable al amortiguador de dirección	CONJUNTO
		UNIONES
12.	Cuanto más estrecho sea el vehículo mejor	CONJUNTO
13.	Se da importancia a la rápida regulación de la abertura de los semimanillares	CONJUNTO
		UNIONES
14.	Los topes de dirección de la 125 c.c. son agresivos con las barras de la horquilla	UNIONES
15.	Se da una importancia sensible a la presencia de topes anti-caídas	CONJUNTO
16.	El carenado ha de ser en dos piezas (cúpula, quilla), y con sistemas de fijación rápida	CONJUNTO
17.	Se valora muy positivamente la flexibilidad en el anclaje del radiador ante impactos por caídas	REFRIGERACIÓN
		UNIONES
18.	El asiento de la 125 c.c. debería ser un poco más alto, y con un ángulo más pronunciado	CONJUNTO
19.	Se da cierta importancia al estriado del pedal de freno	PIECERÍO
20.	El ángulo máximo de inclinación fijado por la organización es insuficiente	CONJUNTO
21.	Se da una importancia notable al bajo recorrido del mando del gas	CONJUNTO

Tabla 6. Relación de información obtenida durante las entrevistas con los pilotos

Además de todos estos comentarios, y tal y como puede verse reflejado en el guión de la entrevista, se realizan una serie de preguntas encaminadas a ordenar los requerimientos según la importancia que los entrevistados les otorgan. Esta información adquirirá importancia la fase de jerarquización de las funciones, aunque su utilidad será la de verificar la corrección de los resultados que se obtienen aplicando métodos de jerarquización multicriterio.

### 3.4. Reglamento de la competición

En el presente apartado se obtiene la colección de requerimientos funcionales deducidos del estudio de los reglamentos técnico y deportivo de la competición. Estos pueden consultarse en los Anexos 1 y 2 del citado documento.

Estos requerimientos son denominados en el ámbito del análisis funcional como invariantes del diseño, y que se definen como aquellas funciones del producto que son de obligado cumplimiento, ya sea por cuestiones de normalización, certificación o cumplimiento de una normativa específica, como es el caso que nos atañe.

<b>BÚSQUEDA DE REQUERIMIENTOS • REGLAMENTO DE LA COMPETICIÓN</b>		
1.	Prohibido emplear Ti o sus aleaciones en el bastidor	CONJUNTO
2.	Prohibido emplear aleaciones ligeras, Ti o composites en los ejes de las ruedas	PIECERÍO
		UNIONES
3.	Disponer al menos 30 mm en torno a puños y accionamientos en cualquier posición	CONJUNTO
4.	Las levas de accionamiento de subsistemas presentes en el manillar tendrán $L < 200$ mm	PIECERÍO
5.	Las levas de accionamiento presentes en el manillas terminarán en una esfera de $R_{\min} 18$ mm, pudiéndose rectificar con un plano	PIECERÍO

	de una anchura mínima de 14 mm y los bordes redondeados	
6.	Protección de las estribas con un tope de nylon con $R_{\min}$ 8 mm	PIECERÍO
7.	Presencia de un dispositivo que evite la interferencia pié-cadena en las estribas	PIECERÍO
8.	Prohibido aleaciones ligeras, Ti o composites en los ejes de giro del basculante	CONJUNTO
9.	Los ejes de las ruedas no podrán sobresalir más de 30 mm de su alojamiento, sin contar los topes de nylon opcionales	PIECERÍO
10.	Los bordes del carenado deben tener un acabado de bordes con $R_{\min}$ 1mm	CONJUNTO
11.	El carenado sólo podrá cubrir lateralmente los antebrazos del piloto, y ello en la posición de mínima resistencia aerodinámica.	CONJUNTO
12.	El carenado podrá llevar añadidos con fines aerodinámicos, respetando siempre un $R_{\min}$ en el acabado de 2mm	CONJUNTO
13.	Todos los sobraderos de los distintos sistemas finalizarán en un depósito con una capacidad mínima de 250 cm <sup>3</sup>	CONJUNTO
14.	El mando de gas debe ser de retorno automático	CONJUNTO
15.	No se permite el uso de carburadores cerámicos	ADMISION
16.	El respiradero del depósito de combustible debe tener una válvula antiretorno, y desembocar en el depósito de sobraderos antes mencionado	DEP. COMBUSTIBLE
17.	Los conductos de alimentación deben estar provistos con racores de seguridad, y de manera que la fuerza necesaria para abrirlos sea el 50% de la necesaria para desprender cualquier otro componente del sistema	DEP. COMBUSTIBLE
18.	Prohibido presurizar el depósito	DEP. COMBUSTIBLE
19.	El tapón del depósito debe ser estanco, y con un sistema de cierre fiable	DEP. COMBUSTIBLE
20.	Incorporación de un botón de paro de color rojo en el lado izquierdo del manillar, y que corte el suministro eléctrico a cualquier componente del vehículo	CONJUNTO
21.	La anchura mínima entre los extremos del semimanillar debe ser de 450 mm	CONJUNTO
22.	El ángulo mínimo de inclinación lateral debe ser de 50°	CONJUNTO
23.	La mínima distancia libre al suelo ha de ser de 100 mm, en cualquier posición de los sistemas de suspensión	CONJUNTO
24.	Nada debe sobresalir de la tangente vertical posterior al neumático trasero	CONJUNTO
25.	Nada debe sobresalir de la tangente vertical anterior al neumático delantero	CONJUNTO
26.	Debe existir un espacio mínimo de 15 mm en torno a ambos neumáticos en cualquier posición de los mismos	CONJUNTO
27.	La anchura máxima del asiento es de 450 mm, y por detrás del mismo nada podrá tener más anchura, excepto el sistema de escape	CONJUNTO
28.	El ángulo mínimo de dirección de fija en 15° para cada lado	CONJUNTO
29.	Diferencia de alturas máxima entre el colín y el asiento de 150 mm	CONJUNTO
30.	La anchura máxima del carenado será de 600mm	CONJUNTO
31.	El ángulo máximo que puede cubrir el guardabarros delantero es de 135°, medidos desde la horizontal	CONJUNTO
32.	No se permiten elementos móviles en el sistema de escape	ESCAPE
33.	Ruido menor que 115 dB/A para cualquier distancia y condición de funcionamiento	ESCAPE
34.	Ruido menor que 95dB/A en las condiciones en las que se realiza las verificaciones de ruido	ESCAPE
35.	La instalación eléctrica ha de ser resistente a la lluvia	CONJUNTO

36.	No se permiten dispositivos móviles en la admisión antes de las válvulas de admisión, salvo los inyectores o la compuerta del carburador.	ADMISIÓN
37.	El accionamiento del carburador ha de ser mecánico, en el caso correspondiente	ADMISIÓN
38.	Las llantas y neumáticos a emplear deben ser los proporcionados por la organización	PIECERÍO
39.	El amortiguador a emplear en caso de requerirlo la suspensión trasera debe ser el proporcionado por la organización, y sólo se permite su reglaje en base a cambio de muelles y fluidos hidráulicos	PIECERÍO
40.	En el caso de utilizar una horquilla telescópica para la suspensión delantera, esta será la proporcionada por la organización, y sólo permitiéndose su reglaje en cuanto a cambio de muelles y fluidos hidráulicos	PIECERÍO

Tabla 7. Relación de información obtenida del reglamento de la competición

### 3.5. Lecciones aprendidas

Como ya se comentó anteriormente, es conveniente realizar un listado de requerimientos que eviten cometer mismos errores que los presentes en el prototipo de la edición anterior. Para ello nos basamos en dos fuentes de información diferentes:

- Documento de lecciones aprendidas redactado por los diseñadores de la anterior edición de la competición, el cuál puede consultarse en el Anexo 4 del presente documento.
- Las conversaciones mantenidas con pilotos y su personal técnico asociado después de la prueba de comportamiento del antiguo vehículo. Se pretende con esto completar el documento anteriormente mencionado, buscando puntos que se hayan pasado por alto.

Los requerimientos obtenidos del estudio exhaustivo de ambas fuentes de información vienen reflejados en la tabla 8:

BÚSQUEDA DE REQUERIMIENTOS • LECCIONES APRENDIDAS		
1.	El caballete trasero debe permitir el tensado de la cadena mientras es utilizado	CONJUNTO PIECERÍO
2.	Cada caballete debe poderse usar de forma individual	CONJUNTO PIECERÍO
3.	Para cada uno de los tornillos se necesita un sistema de fijado, ya que se aflojan demasiado.	CONJUNTO UNIONES
4.	Los casquillos presentes en el sistema de suspensión trasera deben ser de acero y no de aluminio	PIECERÍO
5.	El escape ha de ser lo último en colocar en la maqueta durante el diseño en detalle. Con este procedimiento se asegura en mayor medida la consecución del ángulo de inclinación máxima objetivo	CONJUNTO ESCAPE
6.	Prever desde un principio el espacio para el airbox, ya que es notable	CONJUNTO ADMISIÓN
7.	Prever desde un principio el espacio para el reenvío del cambio	CONJUNTO PIECERÍO
8.	Dejar un margen de espacio holgado en torno a la cadena, para paliar las desviaciones entre maqueta-prototipo	CONJUNTO
9.	Prestar atención a la deformación del conjunto de las estriberas. Puede interferir con el basculante	PIECERÍO CONJUNTO

10.	El depósito debe tener una geometría tal que asegure el suministro de combustible en todo momento	DEP. COMBUSTIBLE
11.	La rigidez excesiva en la unión del radiador hace que las vibraciones lo rompan	REFRIGERACIÓN UNIONES
12.	Aumentar la robustez del sistema de suspensión trasera. Para ello es recomendable utilizar casquillos centradores de teflón en el sistema de bieletas	CONJUNTO UNIONES

Tabla 8. Relación de información obtenida del documento de lecciones aprendidas

### 3.6. Método RED

Como ya se indicó en el apartado anterior, el método RED <sup>[14]</sup> pretende ser una herramienta de búsqueda de requerimientos capaz de extenderse a todos los campos influyentes sobre el producto, o que son influidos por este.

El proceso a seguir, consiste en la contemplación de todos y cada uno de los modos de uso del producto, que la propia metodología sugiere de forma secuencial. Posteriormente, se ha de analizar, cuantificar, valorar y priorizar la información obtenida.

Las etapas sobre las que nos hace reflexionar el método RED son las siguientes:

- A) **Búsqueda intuitiva:** Es la primera parte del método RED, y la totalidad del trabajo para un equipo de diseño que trabaje sin método.  
Tras una serie de sesiones con métodos creativos de aportación de ideas (*brainstorming*, sinéctica, listas de preguntas,...) se obtendrán las especificaciones más básicas e inmediatas del producto.
- B) **Ciclo vital y entorno:** Se hace reflexionar acerca de los requerimientos funcionales necesarios durante la vida del producto, desde que este se deja de fabricar hasta su muerte; como son los procesos de transporte, almacenamiento y reciclaje.
- C) **Gama de operaciones:** Se hace reflexionar en torno a la gama de operaciones que el producto ha de poder realizar, y las funciones que son necesarias para cada uno de los modos de uso.
- D) **Movimientos y fuerzas:** Se intentan buscar requerimientos atendiendo a la configuración macroestructural, sin cálculos, sólo teniendo en cuenta elementos a priori. No es necesario, ni mucho menos, empezar con la definición de trayectorias o magnitudes de fuerzas, sino pensar en las funciones que pudieran llevar aparejadas la existencia de estas.
- E) **Producto de referencia:** En el último paso del método RED se pretende buscar funciones que están presentes en el producto de referencia y ausentes en nuestro, pero que aún no han sido descubiertas en ninguna de las fases anteriores de aplicación del método.

Una vez expuesto esto, los requerimientos que arroja el método son los siguientes:

BÚSQUEDA DE REQUERIMIENTOS • MÉTODO RED		
1.	Capacidad de frenada	CONJUNTO
2.	Capacidad de aceleración/tracción	CONJUNTO
3.	Estabilidad	CONJUNTO

4.	Maniobrabilidad	CONJUNTO
5.	Accesibilidad mecánica	CONJUNTO
6.	Capacidad de refrigeración	CONJUNTO
7.	Consumo contenido	CONJUNTO
8.	Fiabilidad	TODOS SISTEMAS
9.	Facilidad de puesta a punto	CONJUNTO
10.	Facilidad de transporte	CONJUNTO
11.	Disponibilidad de repuestos	TODOS SISTEMAS
12.	Ergonomía adecuada	CONJUNTO
13.	Coste económico	TODOS SISTEMAS
14.	Seguridad	CONJUNTO
15.	Funcionamiento condiciones de lluvia	CONJUNTO
16.	Espacio para el ruteado de cables eléctricos	CONJUNTO
17.	Facilidad de fabricación	TODOS SISTEMAS
18.	Espacio para el airbox	CONJUNTO
19.	Asideros para el transporte	CONJUNTO
20.	Caballetes delantero y trasero	PIECERÍO
21.	Uillaje para desmontado de horquilla	PIECERÍO
22.	Uillaje para desmontado de basculante	PIECERÍO
23.	Uillaje para desmontaje del motor	PIECERÍO
24.	Suavidad funcionamiento de las uniones articuladas	UNIONES
25.	Estandarización en la tornillería	CONJUNTO

Tabla 9. Relación de información obtenida de la aplicación del método RED

### 3.7. Recopilación de los requerimientos funcionales

Una vez se ha realizado el proceso de documentación expuesto en los apartados anteriores, es el momento de recopilar toda la información y organizarla. Ante la gran cantidad de información que se ha recogido, la clasificaremos teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- En las tablas anteriores se recogen conceptos que responden a la definición de requerimiento funcional, mientras que otros enunciados hacen referencia a la manera por la cual se alcanzará el cumplimiento de estos. Debemos separar los 'qué' de los 'cómo' de manera que podamos seguir con el análisis funcional y conservemos una lista de consejos para el cumplimiento de nuestros objetivos.
- Como el producto a diseñar es de una cierta complejidad, y engloba una serie de sistemas y subsistemas que serán concebidos por distintos diseñadores, se ha decidido organizar la información en función de la parte del diseño a la que atañen. Dicho esto, encontraremos la información englobada en los grupos conjunto, uniones, admisión, depósito de combustible, piecerío, escape, admisión y refrigeración, habiendo enunciados que influyen en más de uno de estos grupos.
- Existen requerimientos del cliente que en principio puede parecer que son aplicables al conjunto, como son 'coste económico', 'fiabilidad', 'facilidad de fabricación' o 'disponibilidad de repuestos', aunque en realidad no son relacionables con los principales parámetros de diseño del conjunto. No obstante, es imprescindible no perder de vista estas peticiones.

Para asegurar el cruce con algún parámetro de diseño, los aplicaremos por separado a cada uno de los sistemas de la motocicleta, ya que si garantizamos que cada uno de estos es económico, fiable y de fácil fabricación, el conjunto en total lo será también.

### 3.5.1. Requerimientos para el conjunto \_\_\_\_\_

REQUERIMIENTOS FUNCIONALES para el CONJUNTO	
Requerimientos del cliente	Consejos de consecución
1. Capacidad de frenada	
2. Capacidad aceleración/tracción	Instalación de un cuentarevoluciones
3. Maniobrabilidad	La geometría del prototipo anterior es correcta
	La curva de progresividad del prototipo anterior es correcta
	Amortiguador de dirección en caso de obtener un comportamiento violento
	Minimizar la anchura del vehículo
4. Ausencia de vibraciones/efectos	Sistema de fijación en cada uno de los tornillos
5. Accesibilidad mecánica	El carenado debe constar de dos piezas, y todas sus uniones han de ser de fijación rápida
6. Capacidad de refrigeración	
7. Facilidad de puesta a punto	Margen de regulación del offset de las tijas
	Margen de regulación de la altura de las tijas
	Margen de regulación de la altura de la suspensión trasera
	Sistema de regulación rápida de la apertura de los semimanillares
	Estandarización de la tornillería
8. Facilidad de transporte	Implementación de asideros para el transporte
9. Ergonomía adecuada	Sistema de regulación de la altura de las estriberas
	A mayor altura de la joroba mejor sujeción, pero peor visibilidad
	El asiento del prototipo anterior debe ir más alto y con un mayor ángulo
	Bajo recorrido del mando del gas
10. Seguridad	
11. Aerodinámica adecuada	
12. Apta para condiciones de lluvia	
13. Espacio para el ruteado eléctrico e hidráulico	Alejar los elementos ruteados de fuentes de calor intensas, como el motor o el radiador
14. Espacio para el airbox	
15. Espacio para el reenvío	
16. Suspensión trasera robusta	Casquillos centradores de teflón en el sistema de bieletas

Tabla 10. Relación de requerimientos funcionales para el conjunto

INVARIANTES de diseño para el CONJUNTO			
Invariantes del cliente		Valor	Magnitud
1.	Máxima inclinación posible	Min 55	Deg
2.	Espacio de seguridad en torno a puños y accionamientos en el manillar	Min 30	mm
3.	Distancia libre al suelo	Min 100	mm
4.	Espacio de seguridad en torno a los neumáticos	Min 15	mm

5.	Anchura del carenado	Max 600	mm
6.	Abertura de los semimanillares	Min 450	mm
7.	Altura asiento-colín	Max 150	mm
8.	Anchura asiento	Max 400	mm
9.	Nada sobresaldrá de la tangente vertical a la rueda trasera	Max 0	mm
10.	Nada sobresaldrá de la tangente vertical a la rueda delantera	Max 0	mm
11.	Tamaño del guardabarros delantero	Max 135	Deg
12.	Acabado suave en los bordes del carenado	$R_{\min} 1$	mm
13.	Acabado suave en los añadidos aerodinámicos del carenado	$R_{\min} 1$	mm
14.	El carenado sólo puede cubrir lateralmente los antebrazos del piloto en la posición de mínima resistencia aerodinámica		
15.	Depósito de sobraderos	Min 250	cm <sup>3</sup>
16.	Prohibido emplear aleaciones ligeras, Ti o composites en el bastidor		
17.	Prohibido emplear aleaciones ligeras, Ti o composites en los ejes de rotación del basculante		
18.	El mando de gas debe ser de retorno automático		
19.	Botón de paro rojo en el semimanillar izquierdo, que corte la corriente a cualquier componente de la motocicleta		

Tabla 11. Relación de invariantes de diseño para el conjunto

### 3.5.2. Requerimientos para el piecerío \_\_\_\_\_

Antes de comenzar con la recopilación de requerimientos concernientes al piecerío del vehículo, es conveniente detallar cuáles con las partes que incluye el término 'piecerío':

- Semimanillares
- Accionamiento freno delantero
- Accionamiento freno trasero
- Accionamiento del embrague
- Soporte de la pinza de freno delantera
- Soporte de la pinza de freno trasera
- Estriberas y soportes de las mismas
- Accionamiento del cambio (reenvío del cambio).
- Ejes y casquillos para:
  - Rueda delantera – horquilla
  - Rueda trasera – horquilla
  - Bastidor – basculante
  - Bastidor – tijas (dirección)
  - Sistema de bieletas
- Tijas
- Protector interferencia pié – cadena
- Utillajes para manipulación del vehículo
  - Caballete delantero

- Caballete trasero
- Utillaje desmontado de horquilla
- Utillaje desmontado de motor

REQUERIMIENTOS FUNCIONALES para el PIECERÍO		
Requerimientos del cliente		Consejos de consecución
1.	Capacidad de frenada	
2.	Accesibilidad mecánica	
3.	Maniobrabilidad	Las tijas del prototipo anterior presentan un comportamiento intachable
4.	Espacio para el reenvío del cambio	
5.	Ergonomía adecuada	El cambio ha de ser invertido, aún resultando complejo de implementar Estriado de estribos, pedal de freno y cambio
6.	Facilidad de puesta a punto	El caballete trasero ha de permitir el tensado de la cadena mientras es utilizado Cada caballete debe poderse usar individualmente Utillaje para el desmontaje de la horquilla Utillaje para el desmontaje del basculante Utillaje para el desmontaje/posicionado del motor
7.	Seguridad	Las levas de accionamiento del manillar deben romperse sólo parcialmente en caso de caída
8.	Espacio para el ruteado de sistemas hidráulicos	
9.	Suavidad de accionamiento de las uniones articuladas	
10.	Evitar interferencias estriberas-basculante	
11.	Suspensión trasera robusta	Utilización de casquillos de acero en vez de aluminio en el sistema de bieletas Utilización de casquillos centradores de teflón en el sistema de bieletas

Tabla 12. Relación de requerimientos funcionales para el piecerío

INVARIANTES de diseño para el PIECERÍO			
Invariantes del cliente		Valor	Magnitud
1.	Anchura de los ejes respecto a su alojamiento	Max 30	mm
2.	Longitud de las levas de accionamiento presentes en el manillar	Max 200	mm
3.	Radio esfera de protección de las levas de accionamiento presentes en el semimanillar	Min 18	mm
4.	Anchura del plano de rectificación de las esferas de protección de las levas presentes en el semimanillar	Min 14	mm
5.	Tope de nylon de protección situado en las estriberas	Min 8	mm
6.	Prohibido fabricar los ejes de las ruedas con Ti, aleaciones ligeras o composites.		
7.	Presencia de un dispositivo que evite la interferencia pié-cadena		

Tabla 13. Relación de invariantes de diseño para el piecerío

## 3.5.3. Requerimientos para el depósito de combustible\_\_\_\_\_

REQUERIMIENTOS FUNCIONALES para el DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE	
Requerimientos del cliente	Consejos de consecución
1. Ergonomía adecuada	
2. Accesibilidad mecánica	Anclajes de fijación rápida
3. Facilidad de puesta a punto	Tapón con sistema de llenado rápido
4. Seguridad	$R_{\min}=2\text{mm}$ en los bordes
5. Espacio para el ruteado de cables eléctricos	
6. Espacio para el airbox	
7. Sistema que reduzca las inercias generadas por el movimiento de combustible	Probablemente sea suficiente empleando la espuma retardadora de llama
8. Forma que asegure el suministro de combustible en cualquier situación	
9. Maniobrabilidad	

Tabla 14. Relación de requerimientos funcionales para el depósito de combustible

INVARIANTES de diseño para el DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE	
Invariantes del cliente	
1.	El respiradero ha de tener una válvula antiretorno, y conectar con el depósito de sobraderos.
2.	Los conductos de alimentación han de ir provistos de racores de seguridad, y la fuerza necesaria para desprenderlos ha de ser un 50% menor que la necesaria para desprender cualquier otra unión del conjunto.
3.	Prohibido presurizar el depósito
4.	El tapón debe ser estanco y con un sistema de fijación fiable

Tabla 15. Relación de invariantes de diseño para el depósito de combustible

## 3.5.4. Requerimientos para las uniones\_\_\_\_\_

Antes de comenzar a presentar la información recogida en este campo, comentar que la mayoría de los datos han sido recogidos en el apartado referente al piecerío, ya que es necesaria para el diseño de las piezas que conforman las uniones en la motocicleta.

En este apartado nos centraremos solamente en aquellas uniones que no son determinantes en el comportamiento dinámico de la motocicleta. No obstante, esto no quiere decir que no merezcan de nuestra atención, como es el caso de la unión bastidor – subchasis, la cuál es determinante a la hora de superar las pruebas de carga durante las verificaciones estáticas:

- Radiador – bastidor
- Airbox – bastidor
- Depósito – bastidor
- Bastidor – horquilla (topes de dirección)
- Bastidor – subchasis
- Escape- Bastidor
- Bastidor – amortiguador
- Tijas – horquilla

REQUERIMIENTOS FUNCIONALES para las UNIONES	
Requerimientos cliente	Consejos consecución
1. Accesibilidad mecánica	
2. Facilidad de puesta a punto	Sistema de regulación de la altura de la suspensión

		trasera
		Sistema de regulación del offset de las tijas
		Sistema de regulación de la altura de las tijas
		Sistema de regulación de los topes de dirección
3.	Facilidad de transporte	
4.	Ausencia de vibraciones/efectos	Amortiguamiento en la unión radiador-bastidor
		Evitar paralelismo entre el movimiento del pistón y anclajes del motor
		Sistema de fijación para cada uno de los tornillos
		Rigidez y ángulo de transmisión en los anclajes del escape-bastidor
5.	Espacio para el ruteado eléctrico	
6.	Serguridad	
7.	Ergonomía	Sistema de regulación de la altura del asiento
		Sistema de regulación del ángulo del asiento
8.	Fiabilidad	Flexibilidad en la unión radiador-bastidor
		Topes de dirección poco agresivos con el entorno
		Los accionamientos en el manillar han de poder deslizar en vez de romperse

Tabla 16. Relación de requerimientos funcionales para las uniones

## 3.5.5. Requerimientos para escape y admisión\_\_\_\_\_

REQUERIMIENTOS FUNCIONALES para el ESCAPE Y LA ADMISIÓN		
Requerimientos cliente		Consejos de consecución
1.	Facilidad de puesta a punto	Superficie efectiva del radiador regulable
		Manguitos del sistema de refrigeración cortos
2.	Accesibilidad mecánica	
3.	Capacidad de aceleración/tracción	Asegurar el sellado del airbox
4.	Espacio para el airbox	
5.	Espacio para el ruteado de cables eléctricos	Alejar el cableado eléctrico de fuentes de calor como el radiador
6.	Espacio para el escape	El escape ha de ser el último elemento en colocar en la maqueta
7.	Fiabilidad	Evitar la introducción de agua en la alimentación
		Asegurar la limpieza en conductos de alimentación
		Alejar el cableado de fuentes de calor como el motor o el radiador
8.	Ausencia de vibraciones/efectos	
9.	Capacidad de refrigeración	
10.	Seguridad	
11.	Bajas pérdidas de carga en la refrigeración	Manguitos del sistema de refrigeración cortos

Tabla 17. Relación de requerimientos funcionales para el escape y la admisión

INVARIANTES de diseño para ESCAPE y ADMISIÓN			
Invariantes del cliente		Valor	Magnitud
1.	No se permite el uso de carburadores cerámicos		
2.	No se permite el uso de elementos móviles		

	en el sistema de escape		
3.	No se permite el uso de elementos móviles en el sistema de admisión, salvo la tajadera o inyectores		
4.	Ruido en cualquier condición de medida y funcionamiento	Max 115	dB/A
5.	Ruido en las condiciones de verificación estática	Max 95	dB/A
6.	El accionamiento del carburador ha de ser mecánico, en caso de emplearlo		

Tabla 18. Relación de invariantes de diseño para el escape y la admisión

#### 4. Jerarquización de los requerimientos funcionales \_\_\_\_\_

Una vez se ha obtenido un listado con las funcionalidades que ha de cumplir el diseño, es el momento de jerarquizar estos según la importancia que tiene su consecución. Los motivos por los que es importante realizar esta ordenación son los que siguen:

- Durante el proceso de diseño se darán situaciones en las cuales haya que tomar decisiones que son beneficiosas para el cumplimiento de ciertos requerimientos, mientras que son perjudiciales para otras funcionalidades. El haber jerarquizado los requerimientos nos permitirá solucionar estos problemas asegurando el mayor grado de cumplimiento posible de los objetivos fijados en la fase de prediseño.
- Al aplicar la técnica de QFD, se relacionan los requerimientos funcionales frente a los parámetros funcionales, que son los parámetros medibles influyentes en el diseño. Al haber obtenido la importancia relativa de las funcionalidades, esta técnica de diseño funcional nos arrojará la importancia relativa de cada uno de los parámetros funcionales.  
Esta herramienta de diseño nos facilitará también la toma de decisiones acorde a lo establecido en el pliego de condiciones funcional.

A continuación se expone brevemente los fundamentos de la metodología empleada, y los resultados obtenidos de la aplicación de la misma.

##### 4.1. Método AHP \_\_\_\_\_

El Proceso de Análisis Jerárquico (AHP) <sup>[1]</sup>, desarrollado por Thomas L. Saaty en 1980 está diseñado para resolver problemas jerárquicos de criterios múltiples, siendo estos criterios de naturaleza discreta.

El proceso requiere la comparación subjetiva de la importancia de cada uno de los criterios frente al resto, de manera que una vez establecidos dichos juicios, se pueda obtener cuantitativamente la importancia relativa de cada uno de los criterios comparados.

No solo esto, sino que el método AHP nos permite conocer la consistencia que poseen las comparaciones subjetivas que se han mencionado, de manera que puedan repetirse si no fuesen lo suficientemente acertadas. Esta es una de las grandes ventajas que presenta frente a otros métodos de decisión multicriterio, ya que nos permite la corrección de nuestras propias acciones.

El Proceso de Análisis Jerárquico posee ciertas ventajas respecto a otros métodos de decisión multicriterio, que son por las cuales se ha elegido, y que se presentan a continuación:

- Presenta un sustento matemático.
- Permite desglosar y analizar un problema por partes.
- Permite medir criterios cuantitativos y cualitativos mediante una escala común.
- Presenta la posibilidad de verificar el Índice de Consistencia y hacer las correcciones necesarias, si fuera el caso.
- Existe la posibilidad de realizar un análisis de sensibilidad.
- Es de fácil uso, y permite que su solución se complemente con métodos matemáticos de optimización.

Dicho todo lo anterior, se expone el proceso a seguir para aplicar el método a una serie de criterios que se encuentran dentro de una misma jerarquía de decisión. Destacar que la presente metodología puede ser aplicada a distintos niveles de decisión, pero con la metodología de diseño funcional que se emplea, sólo es necesario emplearla en uno de ellos:

#### A. Construir la matriz de comparación por pares:

Las comparaciones pareadas son la base fundamental de AHP, y para ello se utiliza una escala subyacente con valores de 1 a 9 para calificar las preferencias relativas entre dos elementos. A continuación se muestra la relación entre los valores numéricos a asignar y el grado de preferencia entre las dos alternativas en cuestión:

ESCALA DE PREFERENCIAS	
Planteamiento verbal de la preferencia	Calificación numérica
Extremadamente preferible	9
Entre muy fuertemente y extremadamente preferible	8
Muy fuertemente preferible	7
Entre fuertemente y muy fuertemente preferible	6
Fuertemente preferible	5
Entre moderadamente y fuertemente preferible	4
Moderadamente preferible	3
Entre igualmente y moderadamente preferible	2
Igualmente preferible	1

Tabla 19. Escala de preferencias para el método AHP

Destacar que en ocasiones no es necesario utilizar una escala con un grado de sensibilidad tan elevado, pero al tratar con un número relativamente alto de criterios, es más sencillo lograr una consistencia suficiente en el juicio.

Así, sea  $A$  una matriz  $n \times n$ . Sea  $a_{ij}$  el elemento  $(i,j)$  de  $A$ , para  $i=1, 2, \dots, n$ , decimos que  $A$  es la matriz de comparaciones pareadas de  $n$  alternativas si  $a_{ij}$  es la medida de la preferencia de la alternativa en la región  $i$  cuando se le comprara con la alternativa de la columna  $j$ . Cuando  $i=j$ , el valor de  $a_{ij}$  será igual a 1, pues se está comparando la alternativa consigo misma. Con esta información, y con los axiomas que sustenta el AHP, la matriz de comparaciones pareadas presentará el siguiente aspecto:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ 1/a_{12} & 1 & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1/a_{1n} & 1/a_{2n} & \dots & 1 \end{bmatrix}$$

- **Axioma No.1:** Referido a la condición de juicios recíprocos. Si A es una matriz de comparaciones pareadas se cumple que  $a_{ij} = 1/a_{ji}$ .
- **Axioma No.2:** Referido a la condición de homogeneidad de los elementos. Los elementos que se comparan son del mismo orden de magnitud o jerarquía.

### B. Obtener el Índice de Consistencia (IC) del juicio emitido:

Una vez se ha obtenido la matriz de comparación por pares, se debe obtener el Índice de Consistencia (IC) del juicio emitido, el cual se obtiene según la siguiente expresión matemática:

$$IC = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1}$$

donde

- $\lambda_{max}$  Es el valor propio real de mayor módulo de la matriz de comparación por pares
- $n$  Es el número de alternativas que se desean jerarquizar.

### C. Obtener el Índice de Consistencia Aleatorio (CA):

El Índice de Consistencia Aleatorio refleja el valor del índice de consistencia si se emitiese un juicio de preferencias aleatorio entre las alternativas que se están barajando. Por tanto, el valor de RI sólo depende del número de alternativas a jerarquizar.

El valor de este índice en función del número de alternativas se recoge en la tabla 20 adjunta:

Tamaño de la matriz $n$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Consistencia aleatoria <b>RI</b>	0	0	0.58	0.9	1.12	1.24	1.32	1.41	1.45	1.49

Tabla 20. Valores del índice de consistencia aleatorio (RI) en función del número de alternativas

### D. Obtener la Razón de Inconsistencia (RI):

Como último paso para verificar la consistencia de las comparaciones por pares, se debe obtener la relación de inconsistencia (RI), que compara los índices anteriores, y evalúa la calidad del juicio mostrando cuánto se acerca este a un juicio aleatorio.

La Razón de Inconsistencia se obtiene según la siguiente expresión matemática:

$$RI = \frac{IC}{CA}$$

Se considerarán juicios lo suficientemente coherentes aquellos en los cuales se obtenga una relación de inconsistencia con un valor menor a 0.1, lo que indicará que están muy alejados del resultado que se obtendría con un juicio aleatorio.

En caso de obtener un valor para RI mayor que 0.1, se deberán repetir los pasos de A a D, hasta que el valor de este parámetro sea el deseado.

**E. Obtener los pesos específicos para cada una de las alternativas:**

Una vez se ha obtenido la relación de inconsistencia (RI) y se ha comprobado que las comparaciones por pares son lo suficientemente acertadas, estamos en disposición de obtener los pesos relativos de cada una de las alternativas discretas de elección.

Entonces, sea  $\lambda_{max}$  el valor propio real de mayor módulo de la matriz de comparación por pares, y sea  $\omega$  el vector propio normalizado asociado a  $\lambda_{max}$ , el peso específico de la alternativa  $i$  se corresponde con la componente  $i$ -ésima del vector  $\omega$ .

**4.2. Jerarquización de los requerimientos funcionales del Conjunto**

Para obtener las medidas ponderadas de la importancia de cada requerimiento funcional concerniente al conjunto, aplicamos el Proceso de Análisis Jerárquico utilizando como alternativas discretas de decisión la lista de requerimientos presentada en el apartado 3.5.1. del presente documento.

**A. Matriz de comparación por pares:**

	Capacidad de frenada	Capacidad de aceleración/tracción	Maniobrabilidad	Ausencia de vibraciones/efectos	Accesibilidad mecánica	Capacidad de refrigeración	Facilidad de puesta a punto	Facilidad de transporte	Ergonomía adecuada	Seguridad	Aerodinámica adecuada	Apta para condiciones de lluvia	Espacio para el ruteado	Espacio para el airbox	Espacio para el reenvío	Suspensión trasera robusta
Capacidad de frenada	1	1	2	6	2	2	3	9	4	1/3	8	9	9	5	9	7
Capacidad de aceleración/tracción	1	1	2	6	2	2	3	9	4	1/3	8	9	9	5	9	7
Maniobrabilidad	1/2	1/2	1	7	3	9	4	9	5	1/2	9	9	9	6	9	8
Ausencia de vibraciones/efectos	1/6	1/6	1/7	1	1/5	5	1/4	8	1/3	1/8	3	4	7	1/2	5	1/2
Accesibilidad mecánica	1/2	1/2	1/3	5	1	9	2	9	3	1/4	7	8	9	4	9	5
Capacidad de refrigeración	1/2	1/2	1/9	1/5	1/9	1	1/9	3	1/8	1/9	1/4	1/3	2	1/7	1/2	1/5
Facilidad de puesta a punto	1/3	1/3	1/4	4	1/2	9	1	9	2	1/5	6	7	9	3	8	5
Facilidad de transporte	1/9	1/9	1/9	1/8	1/9	1/3	1/9	1	1/9	1/9	1/6	1/5	1/2	1/9	1/4	1/7
Ergonomía adecuada	1/4	1/4	1/5	3	1/3	8	1/2	9	1	1/6	5	6	9	2	7	4
Seguridad	3	3	2	8	4	9	5	9	6	1	9	9	9	7	9	9
Aerodinámica adecuada	1/8	1/8	1/9	1/3	1/7	4	1/6	6	1/5	1/9	1	2	5	1/4	3	1/2
Apta para condiciones de lluvia	1/9	1/9	1/9	1/4	1/8	3	1/7	5	1/6	1/9	1/2	1	4	1/5	2	1/3
Espacio para el ruteado eléctrico e hidráulico	1/9	1/9	1/9	1/7	1/9	1/2	1/9	2	1/9	1/9	1/5	1/4	1	1/8	1/3	1/6
Espacio para el airbox	1/5	1/5	1/6	2	1/4	7	1/3	9	1/2	1/7	4	5	8	1	6	1/2
Espacio para el reenvío	1/9	1/9	1/9	1/5	1/9	2	1/8	4	1/7	1/9	1/3	1/2	3	1/6	1	1/4
Suspensión trasera robusta	1/7	1/7	1/8	2	1/5	5	1/5	7	1/4	1/9	2	3	6	2	4	1

Tabla 21. Matriz de comparación por pares para los requerimientos del conjunto

### B. Índice de Consistencia (IC) del juicio emitido:

Obtenemos el vector de valores propios como solución de la ecuación característica de la matriz anterior:

$$|A - \lambda I| = 0 \quad \text{siendo } A \text{ la Matriz de Comparación por Pares}$$

$$\lambda = \begin{bmatrix} 18.74 \\ 0.18 + 6.5i \\ 0.18 - 6.5i \\ -0.31 + 1.94i \\ -0.31 - 1.94i \\ -0.23 + 1.48i \\ -0.23 - 1.48i \\ -0.59 + 0.68i \\ -0.59 - 0.68i \\ -0.33 + 0.3i \\ -0.33 - 0.3i \\ -0.08 + 0.05i \\ -0.08 - 0.05i \\ -0.060 \\ 0 \\ 0.04 \end{bmatrix}$$

- $\lambda_{MAX} = 18.74$
- $n = 16$

$$IC = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} = 0.18$$

### C. Índice de Consistencia Aleatorio (CA):

El Índice de Consistencia Aleatorio para las comparaciones pareadas entre 16 alternativas es  $CA = 1.73$

### D. Razón de Inconsistencia (RI) del juicio emitido:

$$RI = \frac{IC}{CA} = 0.1053$$

A la vista del resultado anterior se concluye que las comparaciones son lo suficientemente consistentes, ya que es aunque el valor para la Relación de Inconsistencia es ligeramente superior a 0.1, es difícil emitir juicios muy consistentes cuando se trabaja con un elevado número de alternativas.

### E. Pesos específicos para cada una de las alternativas:

Según los datos obtenidos en apartados anteriores, se obtienen los pesos específicos de la observación del vector propio normalizado  $\omega$  asociado al valor propio  $\lambda_{max} = 18.74$ :

	$\omega$	Peso específico
Capacidad de frenada	0.128	12.8%
Capacidad de aceleración/tracción	0.128	12.8%
Maniobrabilidad	0.139	13.9%
Ausencia de vibraciones/efectos	0.031	3.1%
Accesibilidad mecánica	0.093	9.3%
Capacidad de refrigeración	0.015	1.5%
Facilidad de puesta a punto	0.073	7.3%
Facilidad de transporte	0.007	0.7%

Ergonomía adecuada	0.056	5.6%
Seguridad	0.204	20.4%
Aerodinámica adecuada	0.02	2%
Apta para condiciones de lluvia	0.015	1.5%
Espacio para el ruteado eléctrico e hidráulico	0.008	0.8%
Espacio para el airbox	0.04	4%
Espacio para el reenvío	0.012	1.2%
Suspensión trasera robusta	0.032	3.2%

Tabla 22. Pesos específicos para los requerimientos del conjunto

### 4.3. Jerarquización de los requerimientos funcionales del Piecerío

#### A. Matriz de Comparación por Pares:

	Capacidad de frenada	Accesibilidad mecánica	Maniobrabilidad	Espacio para el reenvío	Ergonomía adecuada	Facilidad de puesta a punto	Seguridad	Espacio para el ruteado	Suavidad funcionamiento	Interferencia estriberas-basculante	Suspensión trasera robusta
Capacidad de frenada	1	2	1/2	9	6	3	1/3	9	5	7	8
Accesibilidad mecánica	1/2	1	1/3	8	5	2	1/4	9	4	6	7
Maniobrabilidad	2	3	1	9	7	4	1/2	9	6	8	9
Espacio para el reenvío	1/9	1/8	1/9	1	1/4	1/6	1/9	2	1/5	1/3	1/2
Ergonomía adecuada	1/6	1/5	1/7	4	1	1/4	1/8	5	1/2	2	3
Facilidad de puesta a punto	1/3	1/2	1/4	6	4	1	1/5	8	3	5	6
Seguridad	3	4	2	9	8	5	1	9	7	9	9
Espacio para el ruteado	1/9	1/9	1/9	1/2	1/5	1/8	1/9	1	1/6	1/4	1/3
Suavidad de funcionamiento	1/5	1/4	1/6	5	2	1/3	1/7	6	1	3	4
Interferencia estriberas-basculante	1/7	1/6	1/8	3	1/2	1/5	1/9	4	1/3	1	1/3
Suspensión trasera robusta	1/8	1/7	1/9	2	1/3	1/6	1/9	3	1/4	3	1

Tabla 23. Matriz de comparación por pares para los requerimientos del piecerío

#### B. Índice de Consistencia (IC) del juicio emitido:

Obtenemos el vector de valores propios como solución de la ecuación característica de la matriz anterior:

$|A - \lambda I| = 0$  siendo  $A$  la Matriz de Comparación por Pares

$$\lambda = \begin{bmatrix} 12.32 \\ 0.4 + 3.03i \\ 0.4 - 3.03i \\ 0.56 + 0.8i \\ 0.56 - 0.8i \\ -0.37 + 0.6i \\ -0.37 + 0.6i \\ 0.03 \\ -0.19 + 0.08i \\ -0.19 - 0.08i \\ -0.12 \end{bmatrix}$$

- $\lambda_{MAX} = 12.32$

- $n = 11$

$$IC = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} = 0.132$$

### C. Índice de Consistencia Aleatorio (CA):

El Índice de Consistencia Aleatorio para las comparaciones pareadas entre 11 alternativas es  $CA = 1.62$ .

### D. Razón de Inconsistencia (RI) del juicio emitido:

- $RI = \frac{IC}{CA} = 0.0812$

Con un valor para la Razón de Inconsistencia (RI) de 0.08 es posible afirmar que las comparaciones pareadas que se realizaron en el apartado A son lo suficientemente consistentes como para obtener los pesos específicos de cada requerimiento utilizando la matriz correspondiente.

### E. Pesos específicos para cada una de las alternativas:

De nuevo estamos en disposición de obtener los pesos específicos de la observación del vector propio normalizado  $\omega$  asociado al valor propio  $\lambda_{max} = 12.32$ :

	$\omega$	Peso específico
Capacidad de frenada	0.155	15.5%
Accesibilidad mecánica	0.119	11.9%
Maniobrabilidad	0.207	20.7%
Espacio para el reenvio	0.014	1.4%
Ergonomía adecuada	0.035	3.5%
Facilidad de puesta a punto	0.085	8.5%
Seguridad	0.273	27.3%
Espacio para el ruteado de sistemas eléctrico/hidráulico	0.012	1.2%
Suavidad de funcionamiento de las uniones articuladas	0.049	4.9%
Evitar interferencias	0.027	2.7%

estribas-basculante		
Suspensión trasera robusta	0.024	2.4%

Tabla 24. Pesos específicos para los requerimientos del piecero

#### 4.4. Jerarquización de los requerimientos funcionales del Depósito de Combustible

##### A. Matriz de Comparación por Pares:

	Ergonomía adecuada	Accesibilidad mecánica	Facilidad de puesta a punto	Seguridad	Espacio ruteado	Espacio para el airbox	Sistema reductor de inercias	Forma que asegure el suministro	Maniobrabilidad
Ergonomía adecuada	1	1/5	1/4	1/7	4	2	3	1/3	1/6
Accesibilidad mecánica	5	1	2	1/3	8	6	7	3	1/2
Facilidad de puesta a punto	4	1/2	1	1/4	7	5	6	2	1/3
Seguridad	7	3	4	1	9	8	9	5	2
Espacio para el ruteado	1/4	1/8	1/7	1/9	1	1/3	1/2	1/6	1/9
Espacio para el airbox	1/2	1/6	1/5	1/8	3	1	2	1/4	1/7
Sistema reductor de inercias	1/3	1/7	1/6	1/9	2	1/2	1	1/5	1/8
Forma que asegure el suministro	3	1/3	1/2	1/5	6	4	5	1	1/4
Maniobrabilidad	6	2	3	1/2	9	7	8	4	1

Tabla 25. Matriz de comparación por pares para los requerimientos del depósito de combustible

##### B. Índice de Consistencia (IC) del juicio emitido:

Obtenemos el vector de valores propios como solución de la ecuación característica de la matriz anterior:

$$|A - \lambda I| = 0 \quad \text{siendo } A \text{ la Matriz de Comparación por Pares}$$

$$\lambda = \begin{bmatrix} 9.5 \\ 0.09 + 2.11i \\ 0.09 - 2.11i \\ -0.2 + 0.46i \\ -0.2 - 0.46i \\ -0.08 + 0.14i \\ -0.08 - 0.14i \\ -0.07 + 0.05i \\ -0.07 - 0.05i \end{bmatrix}$$

- $\lambda_{MAX} = 9.5$

- $n = 9$

$$IC = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} = 0.063$$

### C. Índice de Consistencia Aleatorio (CA):

El Índice de Consistencia Aleatorio para las comparaciones pareadas entre 9 alternativas es  $CA = 1.45$

### D. Razón de Inconsistencia (RI) del juicio emitido:

$$RI = \frac{IC}{CA} = 0.044$$

De nuevo se comprueba con el valor obtenido para la Razón de Inconsistencia que los juicios emitidos en el momento de la creación de la matriz de comparación por pares son lo suficientemente consistentes.

### E. Pesos específicos para cada una de las alternativas:

De nuevo obtenemos la importancia ponderada de cada una de las alternativas comparadas mediante la observación del vector propio normalizado  $\omega$  asociado al valor propio  $\lambda_{max} = 9.5$ :

	$\omega$	Peso específico
Ergonomía adecuada	0.042	4.2%
Accesibilidad mecánica	0.159	15.9%
Facilidad de puesta a punto	0.113	11.3%
Seguridad	0.312	31.2%
Espacio para el ruteado de cables eléctricos	0.016	1.6%
Espacio para el airbox	0.03	3%
Sistema que reduzca las inercias generadas por el movimiento de combustible	0.022	2.2%
Forma que asegure el suministro de combustible	0.08	8%
Maniobrabilidad	0.225	22.5%

Tabla 26. Pesos específicos para los requerimientos del depósito de combustible

## 4.5. Jerarquización de los requerimientos funcionales de las Uniones

### A. Matriz de Comparación por Pares:

	Accesibilidad mecánica	Facilidad de puesta a punto	Facilidad de transporte	Ausencia de vibraciones/efectos	Espacio para el ruteado eléctrico	Seguridad	Ergonomía	Fiabilidad
Accesibilidad mecánica	1	2	8	6	7	1/2	5	3
Facilidad de puesta a punto	1/2	1	7	5	6	1/3	4	2
Facilidad de transporte	1/8	1/7	1	1/3	1/2	1/9	1/4	1/6
Ausencia de vibraciones/efectos	1/6	1/5	3	1	2	1/7	1/2	1/4
Espacio para el ruteado eléctrico	1/7	1/6	2	1/2	1	1/7	1/3	1/5
Seguridad	2	3	9	7	7	1	6	4
Ergonomía	1/5	1/4	4	2	3	1/6	1	1/3
Fiabilidad	1/3	1/2	6	4	5	1/4	3	1

Tabla 27. Matriz de comparación por pares para los requerimientos de las uniones

**B. Índice de Consistencia (IC) del juicio emitido:**

Obtenemos el vector de valores propios como solución de la ecuación característica de la matriz anterior:

$$|A - \lambda I| = 0 \quad \text{siendo } A \text{ la Matriz de Comparación por Pares}$$

$$\lambda = \begin{bmatrix} 8.37 \\ 0.06 + 1.71i \\ 0.06 - 1.71i \\ -0.15 + 0.33i \\ -0.15 - 0.33i \\ -0.05 \\ -0.07 + 0.06i \\ -0.07 - 0.06i \end{bmatrix}$$

▪  $\lambda_{MAX} = 8.37$

▪  $n = 8$

$$IC = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} = 0.052$$

**C. Índice de Consistencia Aleatorio (CA):**

El Índice de Consistencia Aleatorio para las comparaciones pareadas entre 8 alternativas es  $CA = 1.4$

#### D. Razón de Inconsistencia (RI) del juicio emitido:

$$RI = \frac{IC}{CA} = 0.037$$

Se obtiene un valor lo suficientemente pequeño para la Relación de Inconsistencia como para dar los juicios iniciales como válidos.

#### E. Pesos específicos para cada una de las alternativas

	$\omega$	Peso específico
Accesibilidad mecánica	0.237	23.7%
Facilidad de puesta a punto	0.165	16.5%
Facilidad de transporte	0.021	2.1%
Ausencia de vibraciones/efectos	0.041	4.1%
Espacio para el ruteado eléctrico	0.029	2.9%
Seguridad	0.333	33.3%
Ergonomía	0.059	5.9%
Fiabilidad	0.116	11.6%

Tabla 28. Pesos específicos para los requerimientos de las uniones

## 4.6. Jerarquización de los requerimientos funcionales de Admisión-Escape

### A. Matriz de Comparaciones Pareadas:

	Facilidad de puesta a punto	Accesibilidad mecánica	Capacidad de aceleración/tracción	Espacio para el airbox	Espacio para el ruteado	Espacio para el escape	Fiabilidad	Ausencia de vibraciones/efectos	Capacidad de refrigeración	Seguridad	Bajas pérdidas refrigeración
Facilidad de puesta a punto	1	1/2	1/3	4	8	5	2	6	3	1/4	7
Accesibilidad mecánica	2	1	1/2	5	9	6	3	7	4	1/3	8
Capacidad de aceleración/tracción	3	2	1	6	9	7	4	8	5	1/2	9
Espacio para el airbox	1/4	1/5	1/6	1	5	2	1/3	3	1/2	1/7	3
Espacio para el ruteado	1/8	1/9	1/9	1/5	1	1/4	1/7	1/3	1/6	1/9	1/2
Espacio para el escape	1/5	1/6	1/7	1/2	4	1	1/4	2	1/3	1/8	3
Fiabilidad	1/2	1/3	1/4	3	7	4	1	5	2	1/5	6
Ausencia de vibraciones/efectos	1/6	1/7	1/8	1/3	3	1/2	1/5	1	1/4	1/9	2
Capacidad de refrigeración	1/3	1/4	1/5	2	6	3	1/2	4	1	1/6	5
Seguridad	4	3	2	7	9	8	5	9	6	1	9
Bajas pérdidas en la refrigeración	1/7	1/8	1/9	1/3	2	1/3	1/6	1/2	1/5	1/9	1

Tabla 29. Matriz de comparación por pares para los requerimientos de la admisión y el escape

## B. Índice de Consistencia (IC) del juicio emitido:

Obtenemos el vector de valores propios como solución de la ecuación característica de la matriz anterior:

$$|A - \lambda I| = 0 \quad \text{siendo } A \text{ la Matriz de Comparación por Pares}$$

$$\lambda = \begin{bmatrix} 11.74 \\ 0.16 + 2.81i \\ 0.16 - 2.81i \\ -0.26 + 0.7i \\ -0.26 - 0.7i \\ -0.12 + 0.3i \\ -0.12 - 0.3i \\ -0.1 + 0.08i \\ -0.1 - 0.08i \\ -0.05 + 0.03i \\ -0.05 - 0.03i \end{bmatrix}$$

$$\lambda_{MAX} = 11.74$$

$$n = 11$$

$$IC = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} = 0.074$$

### C. Índice de Consistencia Aleatorio (CA):

De la observación de la tabla 29 se obtiene que el Índice de Consistencia Aleatorio para juicios pareados de 11 alternativas tiene un valor de  $CA = 1.62$

### D. Razón de Inconsistencia (RI) del juicio emitido:

$$RI = \frac{IC}{CA} = 0.046$$

El valor que se obtiene para la Relación de Inconsistencia es lo suficientemente bajo como para dar por buena la matriz de comparación por pares obtenida.

### E. Pesos específicos para cada una de las alternativas:

	$\omega$	Peso específico
Facilidad de puesta a punto	0.11	11%
Accesibilidad mecánica	0.152	15.2%
Capacidad de aceleración/tracción	0.208	20.8%
Espacio para el airbox	0.039	3.9%
Espacio para el ruteado de cables eléctricos	0.013	1.3%
Espacio para el escape	0.029	2.9%
Fiabilidad	0.079	7.9%
Ausencia de vibraciones/efectos	0.021	2.1%
Capacidad de refrigeración	0.057	5.7%
Seguridad	0.278	27.8%
Bajas pérdidas de carga en la refrigeración	0.016	1.6%

Tabla 30. Pesos específicos para los requerimientos funcionales de la admisión y el escape

## 5. Aplicación de la técnica QFD a los requerimientos funcionales \_\_\_\_\_

El siguiente paso en la fase de prediseño es el de relacionar las necesidades del cliente (plasmadas en el listado de requerimientos funcionales) con aquellos parámetros de diseño cuya valoración permite alcanzar el cumplimiento de los primeros. Este conjunto de parámetros recibe el nombre de parámetros funcionales.

Para ello se ha escogido la técnica del QFD, o Despliegue de la Función de Calidad, que asegura la consecución de un producto de calidad real en vez de aparente. En los siguientes apartados se detallan los fundamentos en los que se basa dicha técnica y los resultados obtenidos de la aplicación a nuestro diseño.

### 5.1. Despliegue de la función calidad (QFD) \_\_\_\_\_

El Despliegue de la Función de Calidad <sup>[2] [15]</sup> (o QFD, por las siglas inglesas de *Quality Function Deployment*) es una metodología de diseño de productos y servicios que recoge la voz del cliente y la traduce, en pasos sucesivos, a características de diseño y operación que satisfacen las demandas y expectativas del mercado.

Se ha de destacar el valor integrador de la matriz de calidad (núcleo del QFD) que, en un único gráfico, indica los requerimientos del cliente, establece las características técnicas capaces de satisfacerlos, y brinda la posibilidad de comparar el producto de la propia empresa con los de la competencia. Pero este valor integrador no se reduce al aspecto gráfico, sino que influye sobre la organización en su conjunto; en efecto, gracias a la matriz de la calidad, los integrantes de áreas heterogéneas de la firma se forman una idea más acabada de las complejas relaciones que hacen al diseño de productos satisfactorios. De esta forma se comprende mejor la importancia de los datos, se facilita el diálogo, se asignan prioridades, y se establecen metas y objetivos armónicos, todo ello sin perder el contacto con el cliente y los productos de los competidores.

Mediante el empleo de esta técnica de gestión de la información, se pretende alcanzar una serie de objetivos:

- Obtener información de los objetivos o procesos a optimizar.
- Descubrir qué parámetros funcionales afectan al producto/proceso, y en qué medida lo hacen cada uno de ellos.
- Obtener un producto de calidad real, y no aparente. La metodología del QFD asegura esto gracias a que la información fundamental de partida son las necesidades del cliente, plasmadas en forma de requerimientos funcionales.
- Reducir el periodo de lanzamiento del producto.

Existen además ciertos aspectos diferenciales del QFD, con los cuales se pretende justificar el uso de esta técnica en el proceso de diseño que nos atañe:

- Es una metodología para realizar tareas que se realizaban anteriormente de manera desordenada, inconexa, o simplemente no se hacían.
- Implica un fuerte cambio de mentalidad hacia la satisfacción del cliente y el trabajo en grupo.
- Incorpora matrices como herramientas de trabajo, lo que lo hace más sistemático.
- Es una metodología que trabaja muy adecuadamente en el ámbito del diseño funcional.

Según todo lo anterior, la forma de disponer la información según la metodología del QFD es la que se muestra en la ilustración 8:

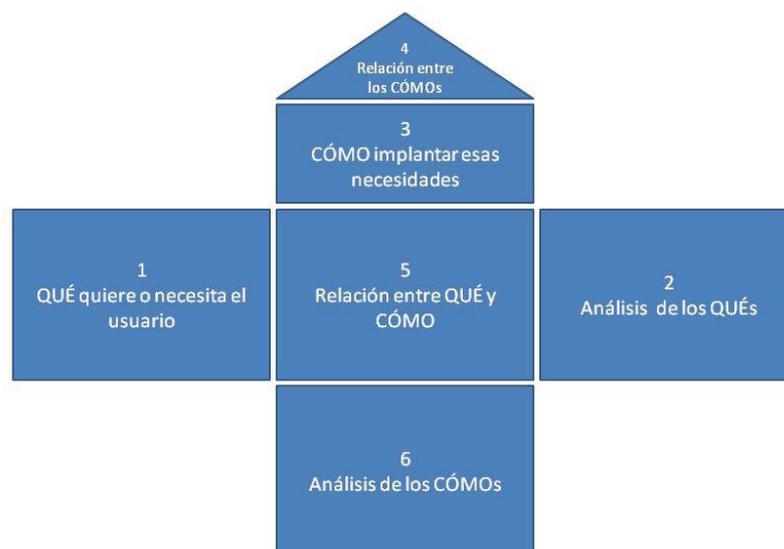


Ilustración 8. Disposición de la información según la metodología QFD

1. En el listado de los QUÉ se introducen los requerimientos funcionales que se han extraído a partir de la información obtenida del cliente. Se necesita además conocer la importancia relativa de cada uno de los requerimientos.
2. En el análisis de los QUÉ se plantea la comparativa de nuestro producto/servicio frente a la competencia. Para ello se compara el grado de cumplimiento de cada requerimiento funcional por nuestro producto y por la competencia. Esta submatriz nos permite entonces centrar nuestros esfuerzos en aquellas funcionalidades en las cuales la competencia es superior.
3. El listado de los CÓMO está compuesto por un conjunto de parámetros de diseño, conocidos en el ámbito del diseño funcional como parámetros funcionales. Estos son parámetros medibles característicos de nuestro producto, cuyo valor, importancia y rigidez de modificación son los objetivos últimos que se pretenden alcanzar al aplicar la técnica del QFD.
4. En el apartado de relaciones entre los CÓMO aparecerán las influencias entre los parámetros funcionales escogidos. Esta submatriz proporciona información acerca de cómo evolucionará el valor de un parámetro al variar el valor de otro de ellos.  
Estas relaciones no son influyentes en los resultados de valor o importancia de los parámetros funcionales, pero proporciona a los diseñadores información acerca de los mismos de una manera sencilla.
5. La matriz de calidad establece relaciones entre los QUÉ y los CÓMO. En nuestro caso se utilizará para cuantificar cómo de influyente es el valor de un parámetro funcional en la consecución de cada uno de los requerimientos funcionales.  
Destacar que la creación de esta matriz de la calidad es la etapa de aplicación de la metodología del QFD en la que mayor subjetividad introduce el juicio del diseñador.
6. El análisis de los CÓMO es el objetivo último que se pretende alcanzar con la aplicación de esta técnica. Los datos que se obtendrán serán las importancias relativas de cada parámetro funcional, de manera que se habrá logrado traducir una lista de requerimientos funcionales jerarquizados (que a su vez han nacido de las necesidades manifiestas del cliente) en un conjunto de parámetros de diseño de los cuales se conoce su importancia relativa. Es por esto que se asume que la QFD es una herramienta que asegura la satisfacción del cliente y la calidad total.  
En ocasiones suelen añadirse más datos en la sección del análisis de los CÓMO, como pueden ser dificultad de consecución o el valor objetivo para cada uno de los parámetros; aunque esta información sólo contribuye a clarificar el proceso de diseño del producto o servicio.

Por último, comentar que para el diseño del prototipo de Moto 3 prescindiremos de la submatriz número 2, ya que en principio se desconoce el grado de cumplimiento de nuestros requerimientos por los prototipos de la competencia. No obstante, debe considerarse siempre la QFD como una herramienta dinámica, y en caso de realizar modificaciones en el prototipo después de la competición, estas deberían partir de una QFD actualizada con la nueva información.

## 5.2. Aplicación del QFD a los requerimientos funcionales

Una vez se conoce el conjunto de requerimientos funcionales y su jerarquización, es el momento de traducirlo a parámetros de diseño medibles; para lo cual utilizaremos la técnica anteriormente expuesta.

Pero además de esta información, es necesario el conjunto de parámetros funcionales que pensamos serán influyentes en el cumplimiento de los requerimientos antes mencionados, así como las relaciones físicas entre ellos y la dirección en la que estos han de moverse para satisfacer las necesidades del cliente.

En la ilustración 9 puede observarse la información de entrada que requiere la técnica del QFD y la información que nos proporcionará como output:

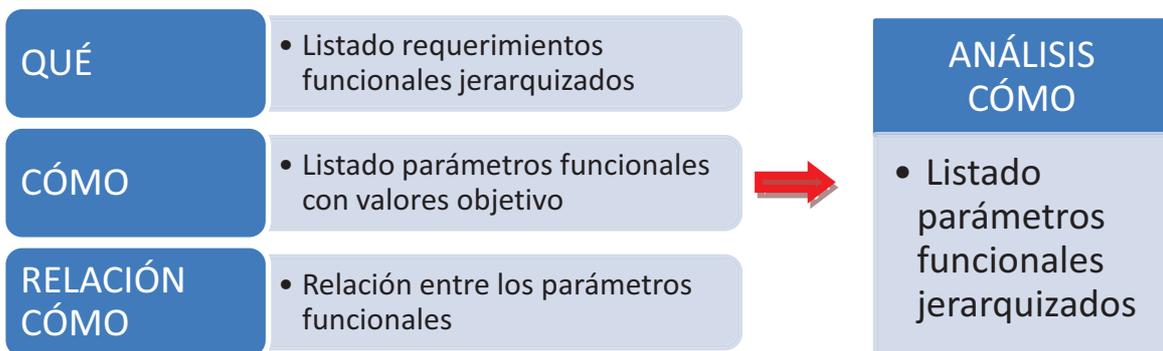


Ilustración 9. Relaciones entre los *inputs* y los *outputs* en la metodología QFD

### 5.2.1. Escalas de graduación presentes en el QFD

A continuación se presentan las escalas de graduación que se han empleado a la hora de aplicar la técnica del QFD a los distintos grupos de requerimientos funcionales:

Dificultad de consecución del valor objetivo en el parámetro funcional	
Valor numérico asignado	Dificultad de consecución
1	Muy fácil de alcanzar
...	
10	Extremadamente difícil de alcanzar

Tabla 31. Escala dificultad consecución parámetros funcionales

Grado de correlación entre requerimientos y parámetros funcionales	
Valor numérico asignado	Grado de correlación
9	Relación fuerte
3	Relación moderada
1	Relación débil

Tabla 32. Escala para el grado de correlación entre requerimientos y parámetros funcionales

Naturaleza de la relación entre parámetros funcionales	
Símbolo	Tipo de relación
+	Relación directa entre los valores de los parámetros funcionales
-	Relación inversa entre los valores de los parámetros funcionales

Tabla 33. Leyenda para la relación entre parámetros funcionales

## 5.2.2. QFD para el Conjunto \_\_\_\_\_

A) QUÉ quiere o necesita el usuario \_\_\_\_\_

Nº Requerimiento funcional	Requerimiento funcional	Peso Importancia	Peso relativo
1	Capacidad de frenada	0,377	12.81
2	Capacidad de aceleración	0,377	12.81
3	Maniobrabilidad	0,41	13.93
4	Ausencia de vibraciones/efectos	0,09	3.06
5	Accesibilidad	0,272	9.24
6	Capacidad de refrigeración	0,043	1.46
7	Facilidad de puesta a punto	0,216	7.34
8	Facilidad de transporte	0,02	0.68
9	Ergonomía adecuada	0,165	5.6
10	Seguridad	0,6	20.38
11	Aerodinámica adecuada	0,06	2.04
12	Apta para condiciones de lluvia	0,044	1.49
13	Espacio para el ruteado eléctrico/hidráulico	0,023	0.78
14	Espacio para el airbox	0,118	4.01
15	Espacio para el reenvío	0,035	1.19
16	Suspensión trasera robusta	0,094	3.19

Tabla 34.QFD. Requerimientos funcionales para el conjunto

## B) Relación entre los QUÉ y los CÓMO

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39										
Nº Parámetro funcional																																																	
Máximo valor de relación	9	9	9	9	9	9	3	9	3	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	3	9	3	9	3	9									
Peso relativo del parámetro	5.84	4.13	2.43	2.43	2.93	2.31	0.88	4.76	2.28	0.87	2.23	1.77	2.9	3.32	3.63	1.16	3.17	3.44	3.09	1.15	1.52	1.85	1.85	3.53	1.66	3.1	2.66	1.71	3.31	2.53	3.1	1.68	1.77	1.78	1.04	2.48	1.18	6.11											
Valor objetivo	x	x	▼	▼	x	x	x	▼	▼	▲	x	▲	x	▲	▼	x	▲	▲	▼	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	x	x	x	x	▼	x	x	x	x	x										
Nº Requiemiento funcional	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39										
Que	CÓMO																																																
Capacidad de frenada	9	9										1	9					3				9																											
Capacidad de aceleración	9	1		1								3			1	1	1				3																												
Maniobrabilidad	9	9	9	9	9	9	3	3	1		1				1		9	9	3	1								1	1	1																			
Ausencia de vibraciones/efectos	1																3	3																															
Accesibilidad	5	9	9	9	9	9																																											
Capacidad de refrigeración	6	9	1	1												9	3	1	9	3																													
Facilidad de puesta a punto	7	9	7.34																																														
Facilidad de transporte	8	9	0.68	1	1	1																																											
Ergonomía adecuada	9	9	5.6			1	1																																										
Seguridad	10	9	20.38																																														
Aerodinámica adecuada	11	9	2.04	1	1																																												
Apta para condiciones de lluvia	12	9	1.49	1																																													
Espacio para el ruteado eléctrico/hidráulico	13	9	0.78	1	1																																												
Espacio para el airbox	14	9	4.01	3	3																																												
Espacio para el renvío	15	9	1.19																																														
Suspensión trasera robusta	16	9	3.19																																														

C) Relación entre los CÓMO

Nº Fila	Nº Columna	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39			
		Parámetros funcionales																																									
1	Distancia Libre al Suelo (mm)																																										
2	Ángulo de giro (°)																																										
3	Altura Joroba (mm)																																										
4	Anchura Semimanillares (mm)																																										
5	Diámetro Disco Freno Delantero (mm)																																										
6	Volumen Airbox (L)																																										
7	Capacidad Depósito (L)																																										
8	Capacidad Depósito (L)																																										
9	Rigidez Unión Chasis-Basculante (N/mm)																																										
10	Rigidez Pipa Dirección (N/mm)																																										
11	Anchura Bastidor (mm)																																										
12	Anchura Basculante (mm)																																										
13	Velocidad máxima (km/h)																																										
14	Deceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )																																										
15	Aceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )																																										
16	Distancia entre Tijas (mm)																																										
17	Cx																																										
18	Margen Regulación Posición Tijas (mm)																																										
19	Margen Regulación Posición Amortiguador (mm)																																										
20	Margen Regulación Offset Tijas																																										
21	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )																																										
22	Longitud Basculante (mm)																																										
23	Ángulo Basculante-Suelo (°)																																										
24	Diámetro Disco Freno Trasero (mm)																																										
25	Margen Regulación Transmisión Secundaria																																										
26	Ancho Cadena (mm)																																										
27	Altura asiento (mm)																																										
28	Anchura del asiento (mm)																																										
29	Distancia interfase joroba-asiento (mm)																																										
30	Distancia final asiento																																										
31	Distancia horizontal C.D.G. (mm)																																										
32	Distancia Libre al Suelo (mm)																																										
33	Ángulo de giro (°)																																										
34	Altura Joroba (mm)																																										
35	Anchura Semimanillares (mm)																																										
36	Diámetro Disco Freno Delantero (mm)																																										
37	Volumen Airbox (L)																																										
38	Capacidad Depósito (L)																																										
39	Superficie Radiador (m <sup>2</sup> )																																										

Tabla 36. QFD. Relación entre los parámetros funcionales para el conjunto

## D) Análisis de los COMO

Nº Parámetro funcional	Parámetro funcional	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Máxima correlación	Peso del parámetro	Peso relativo del parámetro
1	Peso (kg)	x	MIN 95	9	364,13	5,84%
2	Altura C.D.G. (mm)	x	650	9	257,61	4,13%
3	Inercia Balanceo (m <sup>4</sup> )	▼		9	151,56	2,43%
4	Inercia Guiñada (m <sup>4</sup> )	▼		9	151,56	2,43%
5	Batalla (mm)	x	1250	9	182,85	2,93%
6	Lanzamiento(°)	x	23,4	9	143,75	2,31%
7	Offset Tijas (mm)	x	32,15	3	54,59	0,88%
8	Ángulo de inclinación (°)	▼	MIN 55	9	296,60	4,76%
9	Distancia Libre al Suelo (mm)	▼	MIN 100	3	140,49	2,25%
10	Ángulo de giro (°)	▲	MIN 15	9	54,21	0,87%
11	Altura Joroba (mm)	x	860	9	138,99	2,23%
12	Anchura Semimanillares (mm)	▲	MIN 450	9	110,46	1,77%
13	Diámetro Disco Freno Delantero (mm)	x	F(Fpiloto)	9	180,88	2,90%
14	Volumen Airbox (L)	▲	6	9	207,17	3,32%
15	Capacidad Depósito (L)	▼	8	9	226,15	3,63%
16	Superficie Radiador (m <sup>2</sup> )	x	0,0408	9	72,01	1,16%
17	Rigidez Unión Chasis-Basculante (N/mm)	▲		9	197,21	3,17%
18	Rigidez Pipa Dirección (N/mm)	▲		9	214,57	3,44%
19	Anchura Bastidor (mm)	▼		9	192,80	3,09%
20	Anchura Basculante (mm)	▲		9	71,60	1,15%
21	Velocidad máxima (km/h)	▲	192	9	94,57	1,52%
22	Deceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )	▲	-13,1	9	115,25	1,85%
23	Aceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )	▲	7,5	9	115,25	1,85%
24	Distancia entre Tijas (mm)	▲		9	220,24	3,53%
25	Cx	▼		9	103,43	1,66%
26	Margen Regulación Posición Tijas (mm)	▲		9	193,04	3,10%
27	Margen Regulación Posición Amortiguador (mm)	▲	28,15-36,15	9	165,52	2,66%
28	Margen Regulación Offset Tijas	x		9	106,83	1,71%
29	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	x	0,014	9	206,25	3,31%
30	Longitud Basculante (mm)	x	520	9	157,37	2,53%
31	Ángulo Basculante-Suelo (°)	x	13	9	152,04	2,44%
32	Diámetro Disco Freno Trasero (mm)	x	f(Fpiloto, RATpalanca)	9	192,97	3,10%
33	Margen Regulación Transmisión Secundaria	x	140-192	9	104,45	1,68%
34	Ancho Cadena (mm)	x	Ref. 520	3	110,46	1,77%
35	Altura asiento (mm)	x	755	9	110,77	1,78%
36	Anchura del asiento (mm)	▼		3	64,50	1,04%
37	Distancia interfase joroba-asiento (mm)	x	850	9	154,45	2,48%
38	Distancia final asiento	x	1250	3	73,44	1,18%
39	Distancia horizontal C.D.G. (mm)	x	625	9	380,91	6,11%

Tabla 37.QFD. Parámetros funcionales para el conjunto

5.2.3. QFD para el piecerío \_\_\_\_\_

A) QUÉ quiere o necesita el usuario \_\_\_\_\_

Nº Requerimiento funcional	Requerimiento funcional	Peso Importancia	Peso relativo
1	Capacidad de frenada	0,378	15.5
2	Accesibilidad mecánica	0,291	11.94
3	Maniobrabilidad	0,505	20.71
4	Cambio invertido (espacio)	0,035	1.44
5	Ergonomía adecuada	0,086	3.53
6	Facilidad de puesta a punto	0,207	8.49
7	Seguridad	0,666	27.32
8	Espacio para el ruteado de latiguillo hidráulicos	0,028	1.15
9	Suavidad de accionamiento de las uniones articuladas	0,119	4.88
10	Evitar interferencia estriberas basculante/ruedas	0,065	2.67
11	Suspensión trasera robusta	0,058	2.38

Tabla 38. QFD. Requerimientos funcionales para el piecerío

B) Relación entre los QUÉ y los CÓMO

Nº Requerimiento Funcional	Máximo valor de relación	Peso relativo del requerimiento	CÓMO		QUE																				
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
Nº Parámetro funcional			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
Máximo valor de relación			9	3	9	9	9	3	9	9	9	9	3	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	3
Peso relativo del parámetro	3.20	1.84	4.42	5.22	1.93	5.16	8.2	9.01	8.33	5.76	2.33	6.83	2.74	2.7	2.7	3.79	10.06	9.73	4	7	4	2	4	0.25	
Dificultad de consecución	8	5	7	1	1	1	6	4	4	1	1	3	8	5	4	5	3	7	4	5	3	7	4	2	
Naturaleza del parámetro	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲
Valor objetivo		MAX 200	DECISION																						
Longitud semianillares (mm)		Longitud leva accionamiento embrague (mm)	Ratio leva accionamiento embrague	Deformación soporte pinza delantera (mm)	Deformación soporte pinza trasera (mm)	Longitud latigullo hidráulicos (mm)	Rigidez de los ejes de las ruedas (N/mm)	Díametro eje basculante-bastidor (mm)	Rigidez de las tijas (N/mm)	Díametro eje de la dirección (mm)	Longitud latigullo/siga accionamiento embrague (mm)	Separación entre estribras (mm)	Anchura base caballete delantero (mm)	Anchura caballete trasero (mm)	Elevación caballete delantero (mm)	Elevación caballete trasero (mm)	Deformación soportes estribras (mm)	Superficie protector cadena (m <sup>2</sup> )	Deformación protector cadena (mm)	Díametro ejes sistema de bieletas (mm)	Longitud ejes sistema de bieletas (mm)				
1	9	15.5	1	3	1	3	9	3	1	3	3	1													
2	9	11.94	1			9		3		3	1	3						1							
3	9	20.71					9	9	9	3															
4	9	1.44						9				9						1	3						
5	9	3.53		9	3	9	9					9													
6	9	8.49				3										9	9	9	9						
7	9	27.32				1						3													
8	9	1.15				9															3	9	9		
9	3	4.88		3	1	1		3													1	1	1		
10	9	2.67				1	3	3	1	1	1	1	1	1	1	1	1								
11	9	2.38																							

Tabla 39. QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para el picicero

C) Relación entre los CÓMO

Nº Fila	Nº Columna	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
		<b>Parámetros funcionales</b>																						
1	Longitud semimanillares (mm)																							
2	Longitud leva accionamiento embrague (mm)	+																						
3	Ratio leva accionamiento embrague	+																						
4	Ratio palanca freno																							
5	Deformación soporte pinza delantera (mm)																							
6	Deformación soporte pinza trasera (mm)																							
7	Longitud latiguillo hidráulicos (mm)																							
8	Rigidez de los ejes de las ruedas (N/mm)																							
9	Diámetro eje basculante-bastidor (mm)																							
10	Rigidez de las tijas (N/mm)																							
11	Diámetro eje de la dirección (mm)																							
12	Longitud latiguillo/sliga accionamiento embrague (mm)																							
13	Separación entre estribas (mm)																							
14	Anchura base caballete delantero (mm)																							
15	Anchura caballete trasero (mm)																							
16	Elevación caballete trasero (mm)																							
17	Elevación caballete delantero (mm)																							
18	Deformación soportes estribas (mm)																							
19	Superficie protector cadena (m <sup>2</sup> )																							
20	Deformación protector cadena (mm)																							
21	Diámetro ejes sistema de bieletas (mm)																							
22	Longitud ejes sistema de bieletas (mm)																							

Tabla 40. QFD. Relación entre los parámetros funcionales para el piecerío

## D) Análisis de los CÓMO

Nº Parámetro funcional	Parámetro funcional	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Máxima correlación	Peso del parámetro	Peso relativo del parámetro
1	Longitud semimanillares (mm)	▲		9	90,36	3,20%
2	Longitud leva accionamiento embrague (mm)	▲	MAX 200	3	71,74	2,54%
3	Ratio leva accionamiento embrague	x	DECISIÓN	9	52,13	1,84%
4	Ratio palanca freno	▲	F(Fpiloto, Ddisco)	9	125,06	4,42%
5	Deformación soporte pinza delantera (mm)	▼		9	147,54	5,22%
6	Deformación soporte pinza trasera (mm)	▼		3	54,51	1,93%
7	Longitud latiguillo hidráulicos (mm)	▼		9	145,90	5,16%
8	Rigidez de los ejes de las ruedas (N/mm)	▲		9	231,91	8,20%
9	Diámetro eje basculante-bastidor (mm)	▼		9	254,84	9,01%
10	Rigidez de las tijas (N/mm)	x	ANTIGUAS	9	235,60	8,33%
11	Diámetro eje de la dirección (mm)	▲		3	162,92	5,76%
12	Longitud latiguillo/silga accionamiento embrague (mm)	▼		9	65,91	2,33%
13	Separación entre estriberas (mm)	▼	F(Ancho Basculante)	9	187,57	6,63%
14	Anchura base caballete delantero (mm)	▲		9	77,56	2,74%
15	Anchura caballete trasero (mm)	▲		9	76,42	2,70%
16	Elevación caballete trasero (mm)	▼		9	76,42	2,70%
17	Elevación caballete delantero (mm)	▼		9	76,42	2,70%
18	Deformación soportes estriberas (mm)	▼		9	107,10	3,79%
19	Superficie protector cadena (m <sup>2</sup> )	x	ERGONOMÍA	9	284,37	10,06%
20	Deformación protector cadena (mm)	▼		9	275,31	9,73%
21	Diámetro ejes sistema de bieletas (mm)	▲		9	21,41	0,76%
22	Longitud ejes sistema de bieletas (mm)	▼		3	7,14	0,25%

Tabla 41. QFD. Parámetros funcionales para el piecerío

## 5.2.4. QFD para el depósito de combustible

## A) QUÉ quiere o necesita el cliente

Nº Requerimiento funcional	Requerimiento funcional	Peso Importancia	Peso relativo
1	Ergonomía adecuada	0,095	4.21
2	Accesibilidad mecánica	0,36	15.94
3	Facilidad de puesta a punto	0,254	11.25
4	Seguridad	0,705	31.22
5	Espacio para ruteado de cables eléctricos	0,037	1.64
6	Espacio para el airbox	0,068	3.01
7	Sistema que reduzca las inercias generadas por el combustible	0,049	2.17
8	Forma que asegure el suministro en cualquier situación	0,181	8.02
9	Maniobrabilidad	0,509	22.54

Tabla 42.QFD. Requerimientos funcionales para el depósito de combustible

## B) Relación entre los QUÉ y los CÓMO

			Nº Parámetro funcional	1	2	3	4	5	6	7	8
			Maximo valor de relación	9	3	9	9	3	3	9	9
			Peso relativo del parámetro	27.58	4.75	6.73	13.77	3.07	3.16	22.27	18.66
			Dificultad de consecución	6	4	5	7	2	3	8	7
			Naturaleza del parámetro	▼	▼	▼	x	▲	▲	▼	▼
			Valor objetivo				8				
Nº Requerimiento funcional	Máximo valor de relación	Peso relativo del requerimiento	CÓMO								
			QUE								
			Peso depósito (kg)								
			Altura depósito (mm)								
			Anchura depósito (mm)								
			Volumen depósito (L)								
			Diámetro tapón (mm)								
			Diámetro conducto alimentación (mm)								
			Tiempo de extracción depósito (mm)								
			Altura C.D.G. depósito (mm)								
1	3	4.21	Ergonomía adecuada		3	3	1				
2	9	15.94	Accesibilidad mecánica				3			9	
3	9	11.25	Facilidad de puesta a punto				1	3		9	
4	3	31.22	Seguridad	3			1				
5	9	1.64	Espacio para ruteado de cables eléctricos			9	3		1		
6	9	3.01	Espacio para el airbox		3		9		3		
7	3	2.17	Sistema que reduzca las inercias generadas por el combustible	3			1				1
8	3	8.02	Forma que asegure el suministro en cualquier situación		1	3			3		
9	9	22.54	Maniobrabilidad	9	1	1	1				9

Tabla 43.QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para el depósito de combustible

## C) Relación entre los COMO

Nº Fila	Nº Columna	Parámetros funcionales							
		1	2	3	4	5	6	7	8
		Peso depósito (kg)	Altura depósito (mm)	Anchura depósito (mm)	Volúmen depósito (L)	Diámetro tapón (mm)	Diámetro conducto alimentación (mm)	Tiempo de extracción depósito (mm)	Altura C.D.G. depósito (mm)
1	Peso depósito (kg)								
2	Altura depósito (mm)								
3	Anchura depósito (mm)		-						
4	Volúmen depósito (L)	+	+	+					
5	Diámetro tapón (mm)				+				
6	Diámetro conducto alimentación (mm)								
7	Tiempo de extracción depósito (mm)				-				
8	Altura C.D.G. depósito (mm)		+						

Tabla 44. QFD. Relación entre los parámetros funcionales para el depósito de combustible

## D) Análisis de los CÓMO

Nº Parámetro funcional	Parámetro funcional	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Máxima correlación	Peso del parámetro	Peso relativo del parámetro
1	Peso depósito (kg)	▼		9	303,06	27,58%
2	Altura depósito (mm)	▼		3	52,21	4,75%
3	Anchura depósito (mm)	▼		9	73,96	6,73%
4	Volúmen depósito (L)	x	8	9	151,24	13,77%
5	Diámetro tapón (mm)	▲		3	33,75	3,07%
6	Diámetro conducto alimentación (mm)	▲		3	34,72	3,16%
7	Tiempo de extracción depósito (mm)	▼		9	244,73	22,27%
8	Altura C.D.G. depósito (mm)	▼		9	205,05	18,66%

Tabla 45. QFD. Parámetros funcionales para el depósito de combustible

5.2.5. QFD para las uniones \_\_\_\_\_  
 A) QUÉ quiere o necesita el cliente \_\_\_\_\_

Nº Requerimiento funcional	Requerimiento funcional	Peso Importancia	Peso relativo
1	Acesibilidad mecánica	0,5124	23.72
2	Facilidad de puesta a punto	0,3563	16.5
3	Facilidad de transporte	0,0448	2.07
4	Ausencia de vibraciones/efectos	0,0874	4.05
5	Espacio para el ruteado eléctrico	0,0622	2.88
6	Seguridad	0,7201	33.34
7	Ergonomía	0,1272	5.89
8	Fiabilidad	0,2495	11.55

Tabla 46. QFD. Requerimientos funcionales para las uniones

B) Relación entre los QUÉ y los CÓMO

Nº Requerimiento funcional	Máximo valor de relación	Peso relativo del requerimiento	CÓMO	Nº Parámetro funcional												
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
				Maximo valor de relación	9	9	9	9	3	9	9	9	9	9	9	9
				Peso relativo del parámetro	8.3	7.82	8.13	7.97	4.22	5.4	5.4	11.68	11.57	18.57	1.92	9.01
				Dificultad de consecución	6	7	6	7	7	7	6	7	5	8	6	5
				Naturaleza del parámetro	▲	x	x	x	▲	x	▼	▼	▼	x	x	▲
				Valor objetivo		F(Margen tijas)	4	DECISIÓN	F(Margen tijas)	15			DECISIÓN	EVITAR 0°	DECISIÓN	
			QUE	Intervalo regulación ángulo dirección (deg)												
				Intervalo regulación altura tijas (mm)												
				Intervalo regulación altura suspensión trsera (mm)												
				Intervalo regulación offset tijas (mm)												
				Amortiguamiento unión radiador-bastidor												
				Intervalo de regulación de la altura del asiento (mm)												
				Intervalo de regulación del ángulo del asiento (°)												
				Tiempo regulación topes dirección (s)												
				Tiempo regulación altura suspensión trasera (s)												
				Rigidez unión radiador-bastidor (N/mm)												
				Ángulo carrera piston- anclajes motor (deg)												
				Rigidez uniones escape-bastidor (N/mm)												
1	3	23.72	Accesibilidad mecánica									3	3			
2	9	16.5	Facilidad de puesta a punto	9	9	9	9		3	3	9	9	9			
3	3	2.07	Facilidad de transporte	3							1					
4	9	4.05	Ausencia de vibraciones/efectos					3							9	9
5	1	2.88	Espacio para el ruteado eléctrico	1			1									
6	3	33.34	Seguridad					1						3		3
7	9	5.89	Ergonomía			1			9	9						
8	9	11.55	Fiabilidad					3						9		3

Tabla 47. QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para las uniones

## C) Relación entre los COMO

Nº Fila	Parámetros funcionales	Nº Columna												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
		Intervalo regulación ángulo dirección (deg)												
		Intervalo regulación altura tijas (mm)												
		Intervalo regulación altura suspensión trasera (mm)	+											
		Intervalo regulación offset tijas (mm)	-											
		Amortiguamiento unión radiador-bastidor												
		Intervalo de regulación de la altura del asiento (mm)	+	+										
		Intervalo de regulación del ángulo del asiento (°)	+	+			+							
		Tiempo regulación topes dirección (s)	+											
		Tiempo regulación altura suspensión trasera (s)						+	+					
		Rigidez unión radiador-bastidor (N/mm)												
		Ángulo carrera piston- anclajes motor (deg)												
		Rigidez uniones escape-bastidor (N/mm)												

Tabla 48. QFD. Relación entre los parámetros funcionales para las uniones

## D) Análisis de los CÓMO

Nº Parámetro funcional	Parámetro funcional	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Máxima correlación	Peso del parámetro	Peso relativo del parámetro
1	Intervalo regulación ángulo dirección (deg)	▲		9	157,57	8,30%
2	Intervalo regulación altura tijas (mm)	▲		9	148,47	7,82%
3	Intervalo regulación altura suspensión trasera (mm)	x	F(Margen tijas)	9	154,35	8,13%
4	Intervalo regulación offset tijas (mm)	x	4	9	151,34	7,97%
5	Amortiguamiento unión radiador-bastidor	x	DECISIÓN	3	80,13	4,22%
6	Intervalo de regulación de la altura del asiento (mm)	▲	F(Margen tijas)	9	102,49	5,40%
7	Intervalo de regulación del ángulo del asiento (°)	x	15	9	102,49	5,40%
8	Tiempo regulación topes dirección (s)	▼		9	221,71	11,68%
9	Tiempo regulación altura suspensión trasera (s)	▼		9	219,64	11,57%
10	Rigidez unión radiador-bastidor (N/mm)	▼	DECISIÓN	9	352,45	18,57%
11	Ángulo carrera piston- anclajes	x	EVITAR 0°	9	36,42	1,92%

	motor (deg)					
12	Rigidez uniones escape-bastidor	x	DECISIÓN	9	171,09	9,01%

Tabla 49. QFD. Parámetros funcionales para las uniones

## 5.2.6. QFD para el escape-admisión \_\_\_\_\_

A) QUÉ quiere o necesita el cliente \_\_\_\_\_

Nº Requerimiento funcional	Requerimiento funcional	Peso Importancia	Peso relativo
1	Facilidad de puesta a punto	0,268	10.98
2	Accesibilidad mecánica	0,37	15.16
3	Capacidad e aceleracion/tracción	0,506	20.74
4	Espacio para el airbox	0,095	3.89
5	Espacio para el ruteado de cables eléctricos	0,031	1.27
6	Espacio para el escape	0,071	2.91
7	Fiabilidad	0,192	7.87
8	Ausencia de vibraciones/efectos	0,051	2.09
9	Capacidad de refrigeración	0,138	5.66
10	Seguridad	0,679	27.83
11	Bajas pérdidas en la refrigeración	0,039	1.6

Tabla 50. QFD. Requerimientos funcionales para la admisión-escape

B) Relación entre los QUÉ y los CÓMO

			Nº Parámetro funcional	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
			Máximo valor de relación	9	3	9	9	9	9	9	9	9	3	9	9	9	9	9	
			Peso relativo del parámetro	10.5	3	3.9	4.9	5.5	7.4	3.5	11.4	8.7	5.6	10.1	4.5	8.2	4.1	8.8	
			Dificultad de consecución	8	4	5	4	5	7	6	6	2	3	6	2	8	7	4	
			Naturaleza del parámetro	x	x	x	x	▲	▼	▼	▲	x	x	x	x	x	x	x	
			Valor objetivo	6	525	42	0,0408					0,05	0,0271-0,06575	0,014	22	232630%	520	0,008015	
Nº Requerimiento funcional	Máximo valor de relación	Peso relativo del requerimiento	CÓMO	Volumen airbox (L)	Longitud escape (mm)	Diámetro escape (mm)	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )	Distancia cableado-radiador (mm)	Tiempo de regulación alimentación (s)	Longitud manguitos refrigeración (mm)	Distancia piloto-escape (mm)	Volumen de expansión refrigerante (L)	Margen de regulación superficie radiador (m <sup>2</sup> )	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	Espesor radiador (mm)	Sobrepresión airbox (Pa)	Longitud conducto admisión airbox (mm)	Sección admisión (m <sup>2</sup> )	
			QUE																
1	9	11	Facilidad de puesta a punto						9	3		1	3						
2	9	15.2	Accesibilidad mecánica	9			1	3	3	1		1		1	3				1
3	9	20.7	Capacidad e aceleración/tracción	3	3	3	1						3	9		9	3	9	
4	9	3.9	Espacio para el airbox	9		1	1	1	9			3		9		1	9	3	
5	9	1.3	Espacio para el ruteado de cables eléctricos	9		1	1	9				1		3	1		1	1	
6	9	2.9	Espacio para el escape	3	3	9	1				9								
7	9	7.9	Fiabilidad				3	9		3		9	3		1	1			
8	1	2.1	Ausencia de vibraciones/efectos		1	1													
9	9	5.7	Capacidad de refrigeración				9					3	3	1	9				
10	9	27.9	Seguridad								9	3							
11	9	1.6	Bajas pérdidas en la refrigeración					1		9		1			3				

Tabla 51. QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para la admisión-escape

C) Relación entre los COMO

Nº Fila		Nº Columna	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
<b>Parámetros funcionales</b>			Volumen airbox (L)	Longitud escape (mm)	Diámetro escape (mm)	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )	Distancia cableado-radiador (mm)	Tiempo de regulación alimentación (s)	Longitud manguitos refrigeración (mm)	Distancia piloto-escape (mm)	Volumen de expansión refrigerante (L)	Margen de regulación superficie radiador (m <sup>2</sup> )	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	Espesor radiador (mm)	Sobrepresión airbox (Pa)	Longitud conducto admisión airbox (mm)	Sección admisión (m <sup>2</sup> )
1	Volumen airbox (L)																
2	Longitud escape (mm)																
3	Diámetro escape (mm)																
4	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )																
5	Distancia cableado-radiador (mm)	-			-												
6	Tiempo de regulación alimentación (s)	+															
7	Longitud manguitos refrigeración (mm)	+			+												
8	Distancia piloto-escape (mm)		-	-													
9	Volumen de expansión refrigerante (L)	-			+				-								
10	Margen de regulación superficie radiador (m <sup>2</sup> )				+	-					+						
11	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	+			-												
12	Espesor radiador (mm)				-	-					+	-					
13	Sobrepresión airbox (Pa)	+												+			
14	Longitud conducto admisión airbox (mm)	+					-							+			
15	Sección admisión (m <sup>2</sup> )												+		+		

Tabla 52. QFD. Relación entre los parámetros funcionales para la admisión-escape

## D) Análisis de los CÓMO

Nº Parámetro funcional	Parámetro funcional	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Máxima correlación	Peso del parámetro	Peso relativo del parámetro
1	Volumen airbox (L)	x	6	9	253,89	10,44%
2	Longitud escape (mm)	x	525	3	73,03	3,00%
3	Diámetro escape (mm)	x	42	9	95,66	3,93%
4	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )	x	0,0408	9	118,48	4,87%
5	Distancia cableado-radiador (mm)	▲		9	133,24	5,48%
6	Tiempo de regulación alimentación (s)	▼		9	179,39	7,37%
7	Longitud manguitos refrigeración (mm)	▼		9	86,11	3,54%
8	Distancia piloto-escape (mm)	▲		9	276,64	11,37%
9	Volúmen de expansión refrigerante (L)	x	0,05	9	211,97	8,71%
10	Margen de regulación superficie radiador (m <sup>2</sup> )	x	0,0271-0,06575	3	135,74	5,58%
11	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	x	0,014	9	246,31	10,13%
12	Espesor radiador (mm)	x	22	9	110,33	4,54%
13	Sobrepresión airbox (Pa)	x	2326,3	9	198,40	8,16%
14	Longitud conducto admisión airbox (mm)	x	520	9	98,52	4,05%
15	Sección admisión (m <sup>2</sup> )	x	0,008015	9	214,75	8,83%

Tabla 53. QFD. Parámetros funcionales para la admisión-escape

## 6. Pliego de condiciones funcional (PCF)

Siguiendo la metodología típica del análisis funcional <sup>[3]</sup> <sup>[14]</sup>, la última fase en la etapa de prediseño es la de confeccionar el pliego de condiciones funcional (PCF).

En este documento se recoge la información concerniente a los parámetros funcionales seleccionados durante la aplicación de la técnica de QFD, de manera que en este se reflejen las condiciones que han de cumplir los mismos para la consecución de los requerimientos funcionales extraídos de las necesidades del cliente. A continuación se detalla la información que se adjunta para cada uno de los parámetros funcionales:

- **Número y parámetro funcional:** Se indica el número de parámetro funcional y la denominación que se adopta para el mismo, así como las unidades físicas en las cuales se expresará la medida del mismo.
- **Máxima relación con los requerimientos funcionales:** Esta cifra muestra la intensidad con la cual el parámetro contribuye a lograr la consecución de un requerimiento, siendo este fruto del juicio emitido a la hora de confeccionar la HoQ correspondiente.  
De esta manera se puede conocer de manera simple cuál es la influencia de este a la hora de cubrir las necesidades manifestadas por el cliente.
- **Peso específico:** Es la importancia relativa de cada uno de los parámetros en las funcionalidades del diseño. Esta cifra se obtiene gracias a la matemática que existe tras la metodología de la QFD, y permite conocer cual es la importancia relativa de cada parámetro, y por tanto destinar recursos para la consecución de los valores objetivo convenientemente.
- **Naturaleza del parámetro:** Nos indica cuál es la dirección de mejora para el parámetro funcional correspondiente, es decir, si las necesidades manifiestas por el cliente se alcanzan minimizando, maximizando o ajustándose a un valor concreto del mismo.
- **Valor objetivo:** Se facilita el valor objetivo para la característica de diseño en el caso de ser este un valor concreto; o bien la limitación dimensional que se manifiesta en los invariantes si el valor del parámetro está acotado por reglamento.
- **Flexibilidad:** Se atribuye a cada parámetro una flexibilidad de consecución/modificación. Este valor, que es fruto de un juicio subjetivo basado en la naturaleza del citado parámetro, nos ayudará a decidir qué valor alterar en el caso de entrar en conflicto los mismos.

La flexibilidad de consecución/modificación se expresa mediante una cifra cuyo significado se muestra en la tabla 31 adjunta:

TABLA RIGIDECES CONSECUCIÓN	
C1	Secundaria
C2	Poco importante
C3	Importante
C4	Muy importante
C5	Imperativa

Tabla 54. Tabla explicativa de las rigideces de consecución de los valores de los parámetros funcionales

- **Método de verificación:** indica cual o cuales son los medios que se emplearán para la verificación efectiva del valor de cada uno de los parámetros funcionales. Estas verificaciones se realizan o bien durante fases posteriores del diseño o bien de manera experimental una vez se ha construido el prototipo, en función de la naturaleza del parámetro y la manera de verificar el valor del mismo.
- **Encargado de la verificación:** Muestra quién es el diseñador encargado de verificar el valor del parámetro funcional correspondiente. En muchos casos esto puede parecer una decisión obvia, pero se considera oportuno fijar responsabilidades para asegurar la verificación de todos y cada uno de los valores.
- **Flexibilidad de verificación:** De nuevo se indica, mediante un valor obtenido con un juicio subjetivo, cuál debe ser la exactitud en la verificación del parámetro. La precisión en la medida dependerá de la importancia del mismo, de la dificultad de la verificación y de las consecuencias que esta pueda tener sobre la funcionalidad de los sistemas y subsistemas presentes en el prototipo.

La flexibilidad de verificación se expresa mediante una escala de valores, cuyo significado se ilustra en la tabla 32 adjunta:

TABLA RIGIDECES VERIFICACIÓN	
V1	Sin exactitud
V2	Poco exacta
V3	Exacta
V4	Muy exacta
V5	Imperativa

Tabla 55. Tabla explicativa de las rigideces de verificación de los valores de los parámetros funcionales

## 6.1. Pliego de condiciones funcional para el conjunto

PLIEGO DE CONDICIONES FUNCIONAL para el CONJUNTO									
Nº	Parámetro funcional	Máxima relación requerimientos	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad	Método de verificación	Encargado verificación	Flexibilidad verificación
1.	Peso (kg)	9	5,84	X	MIN 95	C3	CAD	Integrador	V2
2.	Altura C.D.G (mm)	9	4,13	X	650	C4	CAD, Experimental	Integrador, General	V3
3.	Distancia horizontal C.D.G. (mm)	9	6,11	X	625	C4	CAD, Experimental	Integrador, General	V3
4.	Inercia balanceo (m <sup>4</sup> )	9	2,43	▼		C2	CAD	Integrador	V1
5.	Inercia guiñada (m <sup>4</sup> )	9	2,43	▼		C2	CAD	Integrador	V1
6.	Cx	9	1,66	▼	0,42	C3	-	-	V2
7.	Velocidad máxima (km/h)	9	1,52	▲	192	C5	Banco potencia	General	V4
8.	Ancho de cadena (Ref.)	3	1,77	▼	MAX Ref. 520	C2	CAD, Banco potencia	Integrador, General	V2
9.	Margen de regulación de la transmisión secundaria (Vmax(km/h))	9	1,68	X	140-192	C5	Banco de potencia, CAD	Integrador, General	V4
10.	Batalla (mm)	9	2,93	X	1250	C4	CAD, Experimental	Integrador	V3
11.	Lanzamiento (deg)	9	2,31	X	23,4	C4	CAD	Integrador	V3
12.	Offset tijas (mm)	3	0,88	X	32,15	C3	CAD, Experimental	Integrador, General	V2
13.	Longitud basculante (mm)	9	2,53	X	520	C3	CAD	Calculista, Integrador	V2
14.	Angulo basculante-suelo (º)	9	2,44	X	13	C2	CAD, Experimental	Integrador, General	V1
15.	Angulo de inclinación (º)	9	4,76	▲	MIN 55	C4	CAD	Integrador	V5
16.	Angulo de dirección (º)	9	0,87	▲	MIN 15	C5	CAD, Experimentatl	Integrador, General	V5
17.	Distancia libre al suelo (mm)	3	2,25	▼	MIN 100	C5	CAD, Experimental	Integrador, General	V5
18.	Margen regulación posición tijas (mm)	9	3,1	▲		C3	CAD	Integrador	V4
19.	Margen regulación posición amortiguador (mm)	9	2,66	▲		C3	CAD, Experimental	Integrador, General	V3
20.	Margen regulación offset tijas (mm)	9	1,71	▲		C2	CAD, Experimental	Integrador, General	V3
21.	Aceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )	9	1,85	X	7,5	C3	Banco potencia, Analítica	General	V1
22.	Deceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )	9	1,85	X	-13,1	C3	Analítica	General	V1
23.	Diámetro disco freno delantero (mm)	9	2,9	X	f(F <sub>PILOTO</sub> )	C2	Experimental	Piloto, Integrador	V2
24.	Diámetro disco freno trasero (mm)	9	3,1	X	f(F <sub>PILOTO</sub> , F <sub>PALANCA</sub> )	C2	Experimental	Piloto, Integrador	V2
25.	Volumen airbox (L)	9	3,32	X	6	C4	CAD	Admisión, Integrador	V3
26.	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	9	3,31	X	0,014	C4	CAD, Experimental	Admisión, General	V3
27.	Capacidad depósito (L)	9	3,63	X	8	C3	CAD, Experimental	Admisión, General	V4
28.	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )	9	1,16	X	0,0408	C2	Experimental	Admisión, General	V3
29.	Anchura bastidor (mm)	9	3,09	▼		C3	CAD	Admisión	V2
30.	Anchura basculante (mm)	9	1,15	▲		C2	CAD	Calculista, Integrador	V1
31.	Rigidez unión dirección (N/mm)	9	3,44	▲		C4	FEM	Calculista	V1
32.	Rigidez unión chasis-basculante (mm)	9	3,17	▲		C4	FEM	Calculista	V1
33.	Distancia entre tijas (mm)	9	3,53	▲		C4	CAD	Integrador	V2
34.	Altura joroba (mm)	9	2,23	X	860	C2	CAD	Integrador	V3
35.	Anchura semimanillares (mm)	9	1,77	▲	MAX 450	C5	CAD	Integrador	V5
36.	Altura del asiento (mm)	9	1,78	X	755	C3	CAD	Integrador	V3
37.	Anchura del asiento (mm)	3	1,04	▼	MAX 450	C5	CAD	Integrador	V5
38.	Distancia horizontal interfase joroba-asiento (mm)	9	2,48	X	850	C3	CAD	Integrador	V3
39.	Distancia final asiento (mm)	3	1,18	X	1250	C2	CAD	Integrador	V2

Tabla 56. Pliego de Condiciones Funcional para el conjunto

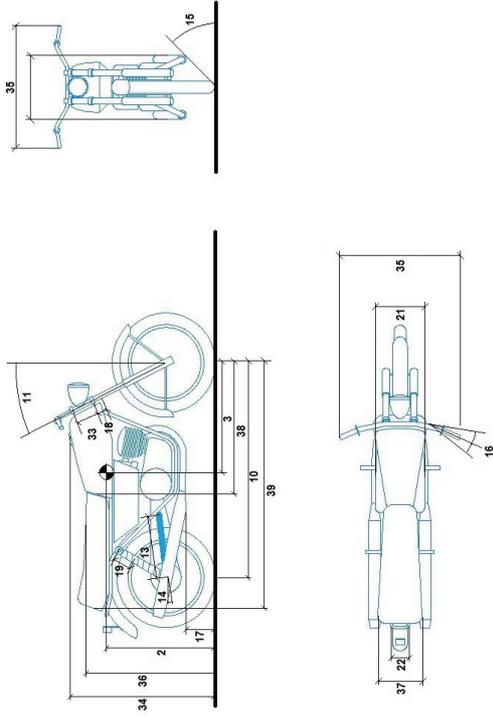


TABLA RIGIDEZES CONSECUCCIÓN

C1	Secundaria
C2	Poco importante
C3	Importante
C4	Muy importante
C5	Imperativa

TABLA RIGIDEZES VERIFICACIÓN

V1	Sin exactitud
V2	Poco exacta
V3	Exacta
V4	Muy exacta
V5	Imperativa

## 6.2. Pliego de condiciones funcional para el piecerío

PLIEGO DE CONDICIONES FUNCIONAL para el PIECERÍO										
Nº	Parámetro funcional	Máxima relación requerimientos	Peso específico (%)	Naturalaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad	Método de verificación	Encargado verificación	Flexibilidad verificación	
1.	Rigidez soporte pinza delantera (N/mm)	9	5,22	▲		C5	FEM	Calculista	V4	
2.	Rigidez soporte pinza trasera (N/mm)	3	1,93	▲		C4	FEM	Calculista	V3	
3.	Ratio leva accionamiento embrague	9	1,84	▲		C2	CAD	Calculista	V2	
4.	Longitud leva accionamiento embrague (mm)	3	2,54	x	MAX 200	C2	CAD, Experimental	Integrador, General	V5	
5.	Ratio palanca freno	9	4,42	x	f(Diam <sub>TRASERO</sub> , F <sub>PILOTO</sub> )	C3	CAD	Integrador, General	V2	
6.	Longitud semimanillares (mm)	9	3,2	▲		C4	CAD, Experimental	Integrador, General	V4	
7.	Longitud latiguillos/silga sistema freno (mm)	9	5,16	▼		C3	CAD	Integrador	V1	
8.	Longitud latiguillos/silga accionamiento embrague (mm)	9	2,33	▼		C2	CAD	Integrador	V1	
9.	Rigidez de las tijas (N/mm)	9	8,33	x	ANTIGUAS TIJAS	-	Antiguo Integrador	Antiguo Integrador	V3	
10.	Diámetro eje dirección (mm)	3	5,76	▲		C2	CAD, FEM	Integrador, Calculista	V4	
11.	Rigidez ejes de las ruedas (N/mm)	9	8,2	▲		C4	FEM	Calculista	V3	
12.	Diámetro eje basculante-bastidor (mm)	9	9,01	▲		C2	CAD, FEM	Integrador, Calculista	V2	
13.	Rigidez soportes estribas (N/mm)	9	3,79	▲		C4	CAD, FEM	Integrador, Calculista	V4	
14.	Separación entre las estribas (mm)	9	6,63	▼	f(Anchura Basculante)	C2	CAD	Integrador	V1	
15.	Superficie protector cadena (m <sup>2</sup> )	9	10,06	x	DECISIÓN	C2	CAD	Integrador	V4	
16.	Rigidez protector cadena (N/mm)	9	9,73	▲		C4	Experimental	General	V4	
17.	Diámetro ejes sistema bieletas (mm)	9	0,76	▲		C4	CAD, FEM	Integrador, Calculista	V2	
18.	Longitud ejes sistema bieletas (mm)	3	0,25	▼		C4	CAD, FEM	Integrador, Calculista	V2	
19.	Anchura caballete delantero (mm)	9	2,74	▲		C2	CAD	Integrador	V1	
20.	Elevación caballete delantero (mm)	9	2,7	▼		C1	CAD	Integrador	V1	
21.	Anchura caballete trasero (mm)	9	2,7	▲		C2	CAD	Integrador	V1	
22.	Elevación caballete trasero (mm)	9	2,7	▼		C1	CAD	Integrador	V1	

Tabla 57. Pliego de Condiciones Funcional para el piecerío

C1	Secundaria
C2	Poco importante
C3	Importante
C4	Muy importante
C5	Imperativa

V1	Sin exactitud
V2	Poco exacta
V3	Exacta
V4	Muy exacta
V5	Imperativa

## 6.3. Pliego de condiciones funcional para el depósito de combustible

PLIEGO DE CONDICIONES FUNCIONAL para el DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE									
Nº	Parámetro funcional	Máxima relación requerimientos	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad	Método de verificación	Encargado verificación	Flexibilidad verificación
1.	Peso depósito (kg)	9	27,58	▼		C3	CAD	Integrador	V2
2.	Altura C.D.G. depósito (mm)	9	18,66	▼		C3	CAD, Analítico	Integrador	V1
3.	Volumen depósito (L)	9	13,77	X	8	C4	CAD	Admisión-Escape-Refrigeración	V4
4.	Altura depósito (mm)	3	4,75	▼		C4	CAD	Integrador	V1
5.	Anchura depósito (mm)	9	6,73	▼		C3	CAD	Integrador	V3
6.	Diámetro tapon (mm)	3	3,07	▲		C2	Experimental	Admisión-Escape-Refrigeración, Integrador	V1
7.	Diámetro conducto alimentación (mm)	3	3,16	▲		C5	Experimental	Admisión-Escape-Refrigeración	V4
8.	Tiempo de extracción depósito (mm)	9	22,27	▼		C3	CAD, Experimental	Integrador	V2

Tabla 58. Pliego de Condiciones Funcional para el depósito de combustible

TABLA RIGIDECES CONSECUCCIÓN	
C1	Secundaria
C2	Poco importante
C3	Importante
C4	Muy importante
C5	Imperativa

TABLA RIGIDECES VERIFICACIÓN	
V1	Sin exactitud
V2	Poco exacta
V3	Exacta
V4	Muy exacta
V5	Imperativa

## 6.4. Pliego de condiciones funcional para las uniones

PLIEGO DE CONDICIONES FUNCIONAL para las UNIONES										
Nº	Parámetro funcional	Máxima relación requerimientos	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad	Método de verificación	Encargado verificación	Flexibilidad verificación	
1.	Intervalo regulación altura tijas (mm)	9	7,82	▲		C4	CAD	Integrador	V4	
2.	Intervalo regulación offset tijas (mm)	9	7,97	x	28,15-36,15	C2	CAD	Integrador	V3	
3.	Intervalo regulación altura suspensión trasera (mm)	9	8,13	x	f(Margen Tijas)	C2	CAD	Integrador	V3	
4.	Tiempo regulación altura suspensión trasera (s)	9	11,57	▼		C3	CAD, Experimental	Integrador	V2	
5.	Intervalo de regulación de la altura del asiento (mm)	9	5,4		f(Margen Tijas)	C2	CAD, Experimental	Integrador	V3	
6.	Intervalo de regulación del ángulo del asiento (º)	9	5,4	x	30	C1	CAD	Integrador	V2	
7.	Intervalo regulación ángulo dirección (deg)	9	8,3	▲		C3	CAD	Integrador	V4	
8.	Tiempo regulación topes dirección (s)	9	11,68	▼		C2	CAD, Experimental	Integrador	V1	
9.	Rigidez unión radiador-bastidor (N/mm)	9	18,57	x	DECISIÓN	C3	FEM	Calculista	V2	
10.	Amortiguamiento unión radiador-bastidor	3	4,22	x	DECISIÓN	C3	Experimental	Integrador	V2	
11.	Rigidez uniones escape-bastidor (N/mm)	9	9,01	x	DECISIÓN	C3	Experimental	Integrador	V2	
12.	Ángulo carrera pistón- anclajes motor (deg)	9	1,92	x	EVITAR 0º	D3	CAD	Integrador, Calculista	V4	

Tabla 59. Pliego de Condiciones Funcional para las uniones

TABLA RIGIDECES CONSECUCCIÓN	
C1	Secundaria
C2	Poco importante
C3	Importante
C4	Muy importante
C5	Imperativa

TABLA RIGIDECES VERIFICACIÓN	
V1	Sin exactitud
V2	Poco exacta
V3	Exacta
V4	Muy exacta
V5	Imperativa

## 6.5. Pliego de condiciones funcional para el escape-admisión

PLIEGO DE CONDICIONES FUNCIONAL para el ESCAPE-ADMISIÓN									
Nº	Parámetro funcional	Máxima relación requerimientos	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad	Método de verificación	Encargado verificación	Flexibilidad verificación
1.	Volumen airbox (L)	9	10,44	x	6	C4	CAD	Admisión-Escape-Refrigeración	V3
2.	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	9	10,13	x	0,014	C4	CAD	Admisión-Escape-Refrigeración	V3
3.	Longitud conducto admisión airbox (mm)	9	4,05	x	520	C4	CAD	Admisión-Escape-Refrigeración	V3
4.	Sección admisión mezcla (m <sup>2</sup> )	9	8,83	x	0,008015	C5	Experimental	Admisión-Escape-Refrigeración	V5
5.	Sobrepresión airbox (Pa)	9	8,16	x	2326	C4	FEM	Admisión-Escape-Refrigeración	V2
6.	Tiempo regulación admisión (s)	9	7,37	▼		C3	CAD, Experimental	Integrador, General	V3
7.	Longitud colector escape (mm)	3	3	x	525	C4	CAD	Admisión-Escape-Refrigeración, Integrador	V3
8.	Diámetro colector escape (mm)	9	3,93	x	42	C5	CAD	Admisión-Escape-Refrigeración, Integrador	V4
9.	Distancia piloto-escape (mm)	9	11,37	▲		C4	CAD	Integrador	V2
10.	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )	9	4,87	x	0,0408	C2	Experimental	Admisión-Escape-Refrigeración	V2
11.	Margen regulación superficie radiador (m <sup>2</sup> )	3	5,58	x	0,0271-0,0658	C4	CAD	Integrador	V4
12.	Espesor radiador (mm)	9	4,54	x	22	C2	Experimental	Admisión-Escape-Refrigeración	V2
13.	Volumen de expansión refrigerante (L)	9	8,71	x	0,05	C4			V4
14.	Longitud manguitos refrigeración (mm)	9	3,54	▼		C3	CAD	Integrador	V2
15.	Distancia cableado-radiador (mm)	3	5,48	▲		C3	CAD	Integrador	V4

Tabla 60. Pliego de Condiciones Funcional para el escape-admisión

TABLA RIGIDEZES CONSECUCCIÓN	
C1	Secundaria
C2	Poco importante
C3	Importante
C4	Muy importante
C5	Imperativa

TABLA RIGIDEZES VERIFICACIÓN	
V1	Sin exactitud
V2	Poco exacta
V3	Exacta
V4	Muy exacta
V5	Imperativa



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA  
DE COMPETICIÓN**

**CÁLCULOS PRELIMINARES**

En esta parte del documento se presentan los cálculos preliminares para la obtención de los valores objetivo de los parámetros funcionales que aparecen en la QFD y los PCF, así como algunas de las influencias que el valor de estos tienen sobre el prototipo en su conjunto.

## 7. Posición preliminar del centro de gravedad

El primer cálculo a realizar es el de la posición preliminar del centro de masas del conjunto moto-vehículo, ya que los valores de muchos de los parámetros funcionales irán en función de la esta.

En primer lugar se exponen las principales influencias sobre el comportamiento dinámico del conjunto de la posición del centro de masas <sup>[4]</sup>, y posteriormente se situará el citado punto de forma cuantitativa <sup>[5]</sup>.

### 7.1. Influencias de la posición del centro de gravedad

De forma general, cuanto menos masa posea una motocicleta, mayor será el efecto que crean sobre ella las fuerzas de aceleración y las ejercidas sobre el piloto, de manera que se obtendrá una respuesta más enérgica y un vehículo más manejable. No obstante, tan importante como la masa total del conjunto es la distribución de esta, que determinará la ubicación del centro de gravedad. Las principales influencias de la posición de este se exponen a continuación:

#### A) EQUILIBRIO

Tal y como se puede apreciar en la ilustración 10, un peso contenido y un centro de gravedad bajo disminuyen el par desestabilizador que se origina durante la fase de inclinación de la motocicleta, al ser este directamente proporcional a la masa y a la altura del centro de gravedad del conjunto.

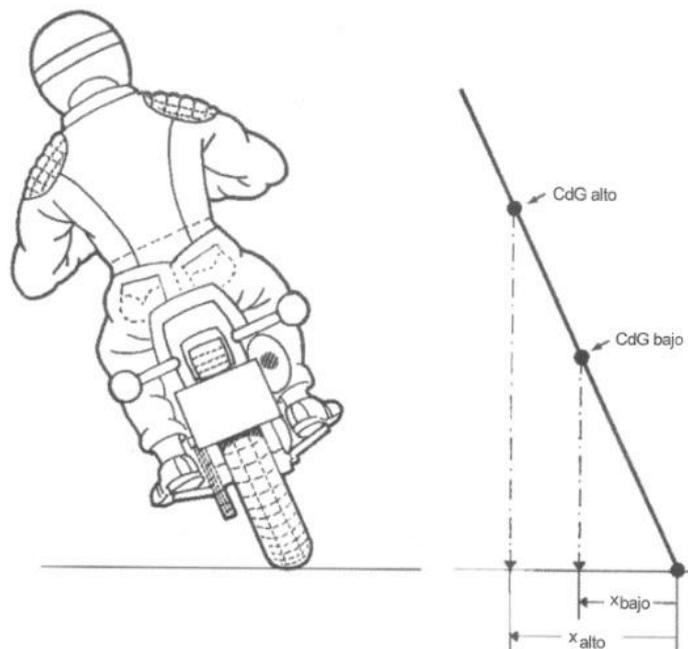


Ilustración 10. Influencia de la altura del C.d.G. en el par desestabilizador durante la inclinación

## B) TRANSFERENCIA DE CARGA

Como es sabido, durante la fase de aceleración se produce una transferencia de carga vertical desde la rueda delantera a la rueda trasera; mientras que durante la frenada la transferencia de carga que se produce es de naturaleza contraria.

La magnitud de esta transferencia de carga es inversamente proporcional al valor de la batalla y directamente proporcional a la altura del centro de gravedad. Destacar que la posición longitudinal de este punto no influye sobre la transferencia de carga dinámica; aunque como es obvio controla la carga vertical estática sobre cada rueda.

## C) TRACCIÓN

Dado que la fuerza longitudinal que cada neumático es capaz de ejercer depende directamente de la cantidad de carga vertical que está soportando, se puede deducir que la posición del centro de masas influye en la capacidad de tracción de la motocicleta.

Un diseño con una distribución de peso que cargue más el tren delantero tendrá mejores aptitudes en frenada, y mejorará la estabilidad direccional; mientras que una distribución que cargue más el tren trasero mejorará la tracción del vehículo.

## 7.2. Cálculo de la posición preliminar del centro de gravedad

Para determinar la posición del centro de masas deseable en nuestro vehículo se establecen ciertas condiciones de diseño, y posteriormente se desarrollarán para obtener una relación matemática que arroje la ubicación relativa de este punto en función de los parámetros geométricos de la motocicleta.

### CONDICIÓN DE DISEÑO

Se supondrá que la situación ideal del centro de masas es tal que la rueda delantera pierde contacto con el suelo justo en el instante de tiempo que la rueda trasera comienza a patinar, todo ello durante la fase de aceleración; mientras que durante la frenada la rueda delantera pierde adherencia en el momento en que la rueda trasera despega del suelo por efecto del par de vuelco originado por la fuerza de frenada.

Una vez establecida la condición de diseño, se estudiará el diagrama de sólido rígido para el conjunto en cada una de las situaciones mencionadas y se desarrollará analíticamente.

### A) FASE DE ACELERACIÓN

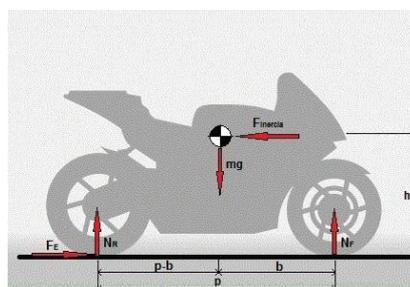


Ilustración 11. Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación de aceleración

## HIPÓTESIS:

- Se desprecia el recorrido de las suspensiones trasera y delantera. Durante la fase de aceleración la suspensión trasera se comprime, por lo que el centro de gravedad está ligeramente más bajo, además de haber cambiado la batalla.  
 Por tanto, el valor de **h** en la situación estática será ligeramente mayor que en fase de aceleración, y el valor de **b** será también ligeramente distinto, en función de si la variación de la batalla es positiva o negativa.
- Se desprecia el par que generan las aceleraciones angulares de las ruedas. No obstante, es necesario tener en cuenta que este efecto tiende a aumentar el par de vuelco que sufre el conjunto, de manera que la rueda delantera pierde contacto con el suelo un poco antes de la situación que estudiamos. Para compensarlo, se debería adelantar el la posición del centro de masas respecto a la que arrojarán los cálculos.
- El coeficiente de rozamiento neumático carretera es  $\mu$ , el cual alcanza su valor máximo justo antes de comenzar el deslizamiento de la rueda. Además, se supone que es igual para ambos neumáticos.
- Como se ha comentado en la introducción del apartado, se supone que la situación ideal es aquella en la que la rueda delantera pierde contacto con el suelo en el mismo instante que la rueda trasera comienza a patinar. Estas hipótesis se traducen en:
  - $N_F = 0$ , ya que el diagrama del sólido rígido se ilustra en el momento en que la rueda pierde contacto con el suelo.
  - $F_E = \mu \cdot N_R = \mu \cdot (mg)$ , ya que la rueda trasera se encuentra en la situación inmediatamente previa a la pérdida de tracción, actuando con el máximo valor del coeficiente de rozamiento. Además, como la rueda delantera ha perdido la carga vertical, todo el peso del conjunto moto-piloto recae sobre la rueda trasera.

Una vez hemos planteado las hipótesis pertinentes, se aplica la 2ª ley de Newton para poder obtener las ecuaciones analíticas correspondientes:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_{CdG} = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} N_R - mg = 0 \\ N_R \cdot (p - b) - F_E \cdot h = 0 \end{cases} \rightarrow p - b = \mu \cdot h \quad (\text{Ec. 7.1})$$

## B) FASE DE FRENADA

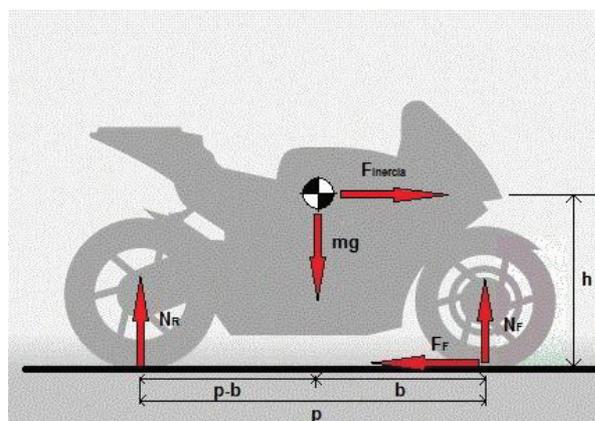


Ilustración 12. Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación de frenada con el freno delantero

## HIPÓTESIS

- Se desprecia el recorrido de las suspensiones trasera y delantera. Durante la fase de frenada la suspensión delantera se comprime, por lo que el centro de gravedad está ligeramente más bajo, que en la situación estática.  
Además, si la horquilla es telescópica (o al menos posee el mismo comportamiento), la batalla se verá reducida, y por tanto el centro de masas estará ligeramente más adelantado que en la posición estática.  
Por tanto, el valor de  $h$  en la situación estática será ligeramente mayor que en fase de frenada, y el valor de  $b$  será también ligeramente distinto, en función de si la variación de la batalla es positiva o negativa.
- Se desprecia el par que generan las deceleraciones angulares de las ruedas. En este caso las inercias de rotación de las ruedas generan un par que tiende a volcar el vehículo hacia adelante. Para evitarlo, se debería retrasar la posición del centro de masas respecto a la que arrojarán los cálculos.
- El coeficiente de rozamiento neumático carretera es  $\mu$ , el cual alcanza su valor máximo justo antes de comenzar el deslizamiento de la rueda. Además, se supone que es igual para ambos neumáticos.
- Se ha supuesto que la situación ideal en la fase de frenada es aquella en la que la rueda delantera pierde tracción justo en el instante de tiempo en el cual la rueda trasera comienza a despegar del suelo. Traduciendo estas hipótesis, se tiene que:
  - $N_R = 0$ , porque se ha supuesto que la rueda trasera se encuentra en el instante en el que pierde el contacto con el suelo.
  - $F_F = \mu \cdot N_F = \mu \cdot (mg)$ , ya que la rueda delantera se encuentra en el instante en el cual comienza a patinar, y actúa el máximo valor posible del coeficiente de rozamiento neumático-asfalto. Además, como la carga vertical sobre la rueda trasera se ha hecho nula, todo el peso del conjunto moto-piloto recae sobre la rueda delantera.

Aplicando de nuevo la 2ª Ley de Newton al diagrama de sólido rígido de la ilustración 12, se obtienen las siguientes relaciones:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_{CdG} = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} N_F - mg = 0 \\ F_F \cdot h - N_F \cdot b = 0 \end{cases} \rightarrow b = \mu \cdot h \quad (\text{Ec. 7.2})$$

Finalmente, a partir de las ecuaciones 7.1 y 7.2:

$$h = \frac{p}{2\mu} \quad (\text{Ec. 7.3}) \quad b = \frac{p}{2} \quad (\text{Ec. 7.4})$$

### 7.3. Conclusiones sobre la posición del centro de gravedad

Con las condiciones de diseño impuestas para obtener la ubicación del centro de masas del conjunto, se concluye que este ha de estar longitudinalmente centrado en la batalla y que su posición vertical depende del valor del coeficiente de rozamiento entre neumático y asfalto ( $\mu$ ) y de la batalla ( $b$ ). En el caso que nos atañe se ha considerado que el coeficiente de rozamiento tiene un valor de 1.2, y por tanto la posición vertical será algo más baja que la mitad de la batalla (en concreto será  $0.417 \cdot b$ ).

Un centro de gravedad alto reduce el ángulo de inclinación que el vehículo ha de adquirir para inscribirse en una determinada curva, mientras que un centro de gravedad bajo hace que la inercia al balanceo del conjunto sea menor, al reducirse la distancia entre este y el eje de rotación (que se sitúa a nivel del suelo), y esto hace que la motocicleta sea más manejable en curva.

Para dar respuesta a la solución de compromiso que se nos presenta, se situará el centro de gravedad a una altura igual a la mitad de la batalla, y que es una posición ligeramente más baja de la que indican las ecuaciones. Por tanto, los valores finales para **b** y **h** serán:

$$h = P/2 \quad (\text{Ec. 7.5}) \quad b = P/2 \quad (\text{Ec.7.6})$$

No obstante, es necesario comentar que el piloto cambia la posición del centro de masas del conjunto en función de la situación de conducción. Así, para incrementar los niveles de tracción, el piloto eleva y retrasa la posición del centro de masas; mientras que para evitar que la rueda trasera o delantera pierda contacto, bajará su posición para hacer lo propio con el centro de gravedad o bien cargará verticalmente la rueda correspondiente. Todas estas modificaciones de la ubicación del centro de masas se producen gracias a los movimientos que el piloto realiza durante la conducción.

## 8. Cálculo de la velocidad máxima

Para el cálculo de la velocidad máxima que puede desarrollar la motocicleta seguiremos una metodología ordenada de cálculo, que consiste en obtener separadamente un límite físico para la velocidad máxima y un límite dimensional para la relación de transmisión del prototipo.

Posteriormente, se compararán ambos, y se habrá de elegir el valor más restrictivo de los dos obtenidos.

### 8.1. Balance de potencias

En este apartado se calcula el límite físico para la velocidad que el conjunto moto-piloto es capaz de alcanzar. Para ello, se efectuará un balance de potencias enfrentando la potencia máxima que el motor es capaz de proporcionar frente a la potencia disipada por causas aerodinámicas y de rodadura <sup>[6] [7]</sup>.

El diagrama de sólido rígido del conjunto en la situación en la que alcanzará la velocidad máxima es la que se muestra en la ilustración 13:

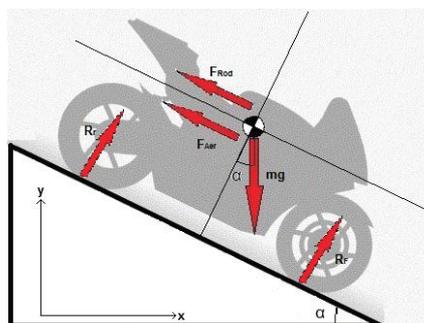


Ilustración 13. Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación en la cual se alcanza la velocidad máxima

## HIPÓTESIS:

- La motocicleta circula en línea recta, en la máxima pendiente descendente que presenta el circuito de Alcañiz, y que es del 7,2%. Es en estas condiciones cuando suponemos que el prototipo alcanzará la velocidad máxima.
- Las únicas potencias que entran en juego son :

- **La potencia disipada por rodadura:** Esta es debida a la continua deformación de los neumáticos mientras la moto está en movimiento, y siendo esta deformación consecuencia directa de la carga vertical de los neumáticos.

Ya que el vehículo está circulando en una pendiente descendente, no todo el peso recae sobre los neumáticos, sino solamente la proyección del mismo en la dirección perpendicular al suelo, es decir:

$$N_F + N_R = (mg) \cdot \cos \alpha \quad (\text{Ec. 8.1})$$

Suponiendo que las dos ruedas poseen el mismo coeficiente de rodadura, la expresión que proporciona la potencia disipada por rodadura en función de la velocidad a la que circula el vehículo es:

$$Pot_{RODADURA}(v) = \rho \cdot (N_F + N_R) \cdot v = \rho \cdot (mg) \cdot \cos \alpha \cdot v \quad (\text{Ec. 8.2})$$

- **Potencia disipada por causas aerodinámicas:** Es la potencia disipada por la fuerza de rozamiento entre el aire circundante al vehículo y el propio vehículo. Depende principalmente de la tercera potencia de la velocidad del vehículo, y por tanto es de importancia a altas velocidades.

La expresión que nos proporciona la potencia disipada por causas aerodinámicas es:

$$Pot_{AERODINÁMICA}(v) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{AIRE} \cdot C_x \cdot A_f \cdot v^3 \quad (\text{Ec. 8.3})$$

Ya que los valores para el coeficiente aerodinámico de penetración y el área frontal del vehículo dependen en gran medida del carenado utilizado, se tomarán los datos correspondientes al vehículo diseñado para la edición anterior de la competición Mototstudent. Estos valores son de 0.42 para  $C_x$  y de 0.427 m<sup>2</sup> para  $A_f$ .

Además, se asumirá la hipótesis de que ambas magnitudes se mantienen con el piloto en posición de conducción. Esta hipótesis está muy cercana a la realidad, ya que el piloto adopta una posición tal que queda casi oculto por el carenado, sobre todo en la situación de cálculo; en la que se pretende obtener la velocidad máxima del vehículo.

- **Potencia máxima del motor:** Es la máxima potencia que el motor del vehículo puede proporcionar. Para obtenerla, deberemos consultar el dato de potencia máxima del propulsor.

Para el propulsor proporcionado por la organización, la curva de potencia es la que se adjunta en la ilustración 14, y se descubre que la potencia máxima que entrega es de 24.12 kW a un régimen de giro de 10710 rpm.

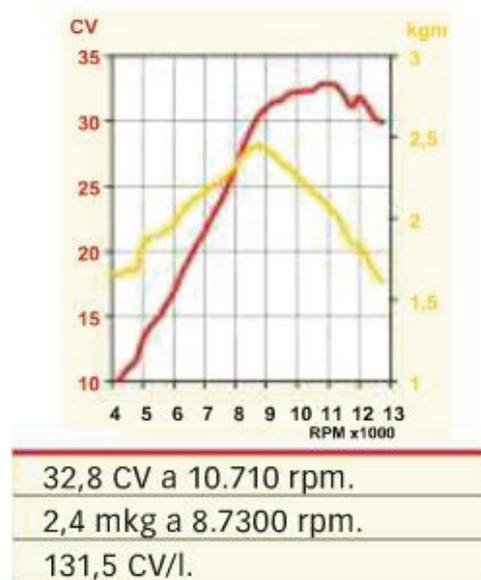


Ilustración 14. Curva de potencia y par del propulsor (Fuente: Moto Verde. Abril 2009)

Una vez explicados todos los términos que intervendrán en la ecuación, procedemos a realizar el balance de potencias y despejar la velocidad para la cual se igualan la potencia proporcionada por el propulsor y las potencias disipativas:

$$Pot_{MOTOR} = Pot_{RODADURA} + Pot_{AERODINAMICA} \quad (Ec. 8.4)$$

$$24.12 \cdot 10^3 = \frac{1}{2} \cdot 1.125 \cdot 0.42 \cdot 0.427 \cdot v^3 + 0.02 \cdot 180 \cdot 9.81 \cdot \cos 6.5^\circ \cdot v$$

Finalmente, se obtiene que el límite físico para la velocidad máxima que el conjunto es capaz de alcanzar es:

$$v_{MAX} = 60.2 \text{ m/s} = 216.7 \text{ km/h}$$

## 8.2. Limitaciones para la transmisión secundaria \_\_\_\_\_

Como se ha comentado, existen limitaciones dimensionales en cuanto al tamaño de los engranajes que componen la transmisión secundaria. A continuación se comenta el origen de estas limitaciones y su magnitud:

### A) LÍMITES DIMENSIONALES PARA EL PIÑÓN \_\_\_\_\_

Dado que el empleo del motor proporcionado por la organización es un invariante de diseño, nos encontramos con dos limitaciones en cuanto al tamaño del piñón de la transmisión secundaria:

- **Mínimo piñón utilizable:** El mínimo tamaño de piñón utilizable viene dado por el diámetro del eje de salida de la caja de cambios y el material constituyente del engranaje:

- El diámetro de la circunferencia base del engranaje no puede ser menos que el diámetro del eje sobre el cual está alojado; y además la diferencia entre ambas magnitudes debe ser suficiente para garantizar que el piñón es capaz de transmitir la potencia del motor a la rueda trasera.

Pero además de este límite dimensional, existen otros motivos por los que no es recomendable implementar un piñón de ataque demasiado pequeño:

- Con un piñón muy pequeño el ángulo que adquieren entre sí los eslabones de la cadena es muy pronunciado, fenómeno que aumenta el desgaste y las pérdidas por rozamiento en la transmisión secundaria.
- Un piñón pequeño aumenta el valor de la tensión en la cadena, aumentando de nuevo el desgaste y el riesgo de rotura de dientes del engranaje o de la propia cadena.

En la práctica este límite está lejos de ser alcanzado, ya que para mejorar el grado de comportamiento anti-squid del vehículo es interesante trabajar con piñones lo más grandes posibles. Por tanto, no se cuantificará esta limitación.

- **Máximo piñón utilizable:** El tamaño máximo de piñón que podemos emplear en el prototipo se encuentra en el punto en el que el diámetro exterior del conjunto piñón-cadena entre en colisión con el cárter del motor.

Para la obtención de este valor es posible realizar la medida del espacio libre en torno al eje de salida de la caja de cambios. No obstante, y con el fin de evitar errores en la citada medida, se considerará que el máximo diámetro exterior del conjunto es el que se observa en la Yamaha WR250F cuando se monta el máximo piñón comercializado con la cadena ref. 520 que monta de serie. Veamos cuál es el citado diámetro:

En el mercado, el máximo piñón que podemos encontrar para nuestro motor es un piñón de 14 dientes para cadenas Ref.520. Según las medidas normalizadas de esta referencia de cadena, las dimensiones de este piñón son las siguientes:

- $Z_{\text{PIÑÓN}(520)}=14$ 
  - ↳ Paso= 12.875 mm
  - ↳ Diámetro primitivo= 71.34 mm
- Cadena ref.520
  - ↳ Diámetro máximo placas= 16 mm

Entonces se puede concluir que el máximo diámetro exterior que puede tener el conjunto cadena-piñón es 87.34 mm.

## B) LÍMITE DIMENSIONAL PARA LA CORONA

El límite dimensional para el diámetro de la corona nace de la necesidad de utilizar la llanta proporcionada por la organización. Para ello es necesario o bien emplear el portacoronas de la YZF 125R (motocicleta que monta estas llantas), o bien el diseño y fabricación de uno nuevo.

El objetivo es utilizar la pieza comercial, ya que el concebir y fabricar una nueva pieza es una tarea cara y tediosa. Para ello, y atendiendo a las dimensiones del portacoronas comercial, se obtiene un límite inferior para el diámetro del conjunto corona-cadena.

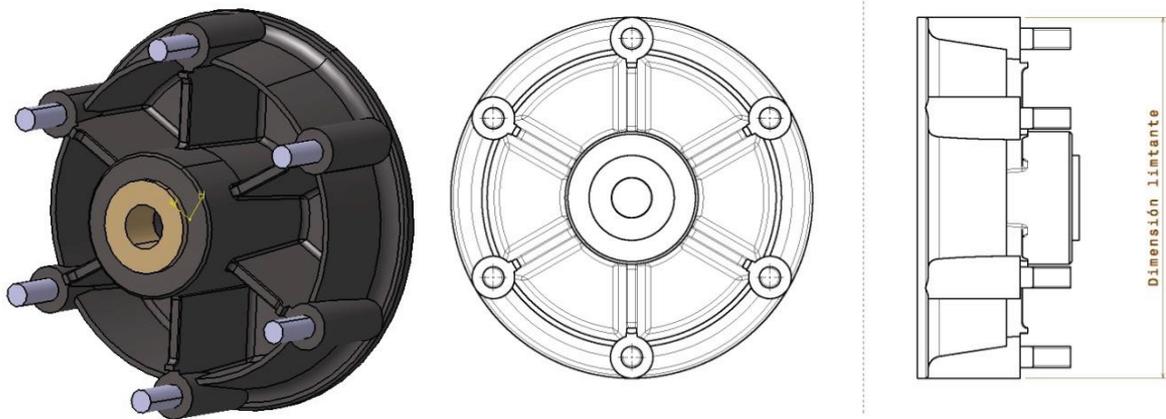


Ilustración 15. Portacoronas de la transmisión secundaria. Límite dimensional para la corona mínima

- **Mínima corona utilizable:** El máximo diámetro en la superficie de apoyo corona-portacoronas es 116.7 mm, con lo cual el diámetro interior de la cadena apoyada sobre la corona deberá ser mayor o igual a esta magnitud.

Finalmente, si tenemos en cuenta las características de las cadenas Ref. 420 y Ref.520, que son las referencias más ampliamente utilizadas, se tiene que obtienen las limitaciones traducidas a número de dientes. Estas se disponen en la siguiente tabla:

TAMAÑO DE CADENA	PIÑÓN		CORONA	
	Z <sub>MIN</sub>	Z <sub>MAX</sub>	Z <sub>MIN</sub>	Z <sub>MAX</sub>
Ref. 420	-	18	34	-
Ref. 520	-	14	26	-

Tabla 61. Límites dimensionales para la transmisión secundaria en función del tamaño de cadena

Además, al establecerse únicamente un límite superior para el tamaño del piñón y uno inferior para el tamaño de la corona, pueden obtenerse dos relaciones de transmisión secundarias de módulo mínimo, en función del tamaño de cadena que se vaya a utilizar:

TAMAÑO DE CADENA	$i_{SECUNDARIA MIN}$
Ref. 420	1.889
Ref. 520	1.857

Tabla 62. Valores mínimos para la relación de transmisión secundaria en función del tamaño de cadena

### 8.3. Cálculo de la relación de transmisión secundaria\_\_\_\_\_

Una vez hemos obtenido los límites dimensionales concernientes a la relación de transmisión secundaria, se calculará la relación de transmisión <sup>[8]</sup> necesaria para alcanzar la velocidad máxima que arroja el balance de potencias (y que es el límite físico de la velocidad del prototipo).

Para ello es necesario conocer las características del tren de engranajes que transmite potencia en el vehículo. Las relaciones de transmisión primaria y del cambio para cada una de las velocidades son las que se presentan en la tabla 35 adjunta, que ha sido extraída de la información que se muestra en el Anexo 7:

	$Z_{Salida}/Z_{Entrada}$	$i$
Transmisión primaria	57/17	3.353
1º velocidad	31/13	2.385
2º velocidad	28/16	1.75
3º velocidad	29/20	1.45
4º velocidad	27/22	1.227
5º velocidad	25/24	1.042

Tabla 63. Relaciones de transmisión primaria y del cambio del propulsor

Si atendemos a la definición de relación de transmisión, y a la disposición del tren de engranajes que transmite la potencia en la motocicleta, se puede obtener la relación de transmisión secundaria en función de parámetros conocidos:

$$i_{SECUNDARIA} = \frac{1}{i_{5^{\circ} MARCHA} \cdot i_{PRIMARIA}} \cdot \frac{\omega_{CIGÜEÑAL} \cdot R_R}{V_{MAX}} \quad (\text{Ec. 8.5})$$

Teniendo en cuenta que la velocidad máxima antes obtenida se alcanzará en 5º velocidad y para el régimen de giro del motor que proporciona la máxima potencia (como es hipótesis en el cálculo de la velocidad máxima), se tiene que la relación de transmisión secundaria requerida para alcanzar el límite físico de velocidad máxima es  $i_{SECUNDARIA} = 1.642$ .

Ya podemos observar que esta relación de transmisión secundaria no es alcanzable cumpliendo las limitaciones dimensionales impuestas para el piñón y la corona, aunque en el apartado 8.5. puede encontrarse una discusión más amplia sobre la comparativa de estos valores.

### 8.4. Estudio dinámico de la transmisión. Dimensionamiento de la cadena\_\_\_\_\_

En este apartado se dimensionará la cadena para poder seleccionarla de entre los distintos tamaños mencionados en los apartados anteriores. Para ello se obtiene la tensión en la cadena y se compara con las especificaciones proporcionadas por el fabricante (en este caso Iris-Chains), y que vienen expuestas en el Anexo 9 del presente documento.

## HIPÓTESIS

- Se supone que la tensión máxima en la cadena se alcanzará en primera velocidad, y para el régimen de revoluciones del motor para el cual se da el par máximo. Estos datos se obtienen de la curva de potencia característica del propulsor.
- Se supone un rendimiento igual a la unidad en cada par de engrane, de manera que la potencia que transmite cada eje se conserva [ $T_{entrada} \cdot \omega_{entrada} = T_{salida} \cdot \omega_{salida}$ ]. Esta hipótesis no está muy alejada de la realidad, ya que en un par de engrane estándar con una correcta lubricación se observan rendimientos de entre 0.97 y 0.99.

De la curva de potencia se conocen los datos correspondientes a la situación de máximo par:

- Máximo par en el cigüeñal:  $T_{MAX} = 2.4 \text{ mkg} = 23.54 \text{ Nm}$
- Régimen de giro del par máximo:  $n_{CIGÜEÑAL}(T_{MAX}) = 8730 \text{ rpm} = 914.2 \text{ rad/s}$

Y aplicando las relaciones entre los distintos trenes de engranajes, se puede obtener la expresión analítica que proporciona la tensión en la cadena:

$$T_{CORONA} = T_{CIGÜEÑAL} \cdot i_{PRIMARIA} \cdot i_{CAMBIO} \cdot i_{SECUNDARIA} \quad (\text{Ec. 8.6})$$

$$F_{CADENA} = \frac{T_{CIGÜEÑAL} \cdot i_{PRIMARIA} \cdot i_{CAMBIO} \cdot i_{SECUNDARIA}}{R_{CORONA}} \quad (\text{Ec. 8.7})$$

Se conoce que la tensión máxima en la cadena se produce en la situación de máxima aceleración, y que esta se da en primera velocidad al régimen de giro del motor que proporciona el par máximo, tal y como se detalla en apartados posteriores. No obstante, se presenta la problemática de no conocer el valor máximo de  $i_{SECUNDARIA}$  al haber determinado únicamente un límite inferior para esta magnitud. Por tanto, es necesario establecer una condición de diseño que nos permita determinar el valor y los tamaños de platos en dicha situación

## CONDICIÓN DE DISEÑO

- Se asume que el valor máximo para la relación de transmisión secundaria aquel que permita al vehículo alcanzar una velocidad máxima de 140 km/h (que obviamente se alcanzará para el régimen de giro del propulsor que proporciona potencia máxima):

$$i_{SECUNDARIA_{MAX}} = \frac{1}{i_{5^{\circ} \text{ MARCHA}} \cdot i_{PRIMARIA}} \cdot \frac{\omega_{CIGÜEÑAL} \cdot R_R}{V_{MAX}} = 2.54 \quad (\text{Ec. 8.8})$$

- Como mínimo diámetro primitivo de la corona tomaremos el límite inferior obtenido en el apartado anterior. Destacar que con esta probablemente sea imposible alcanzar una relación de transmisión secundaria de 2.54, ya que el piñón necesario para ello es demasiado pequeño. No obstante, al asegurarnos de que la corona en la situación real es mayor que en la situación de cálculo, se está diseñando desde el punto de vista de seguridad al sobredimensionar la tensión máxima que puede alcanzar la cadena.

Según las condiciones de diseño anteriores, y apoyándonos en la ecuación 8.7, la cadena soportará una tensión máxima de 7010 N.

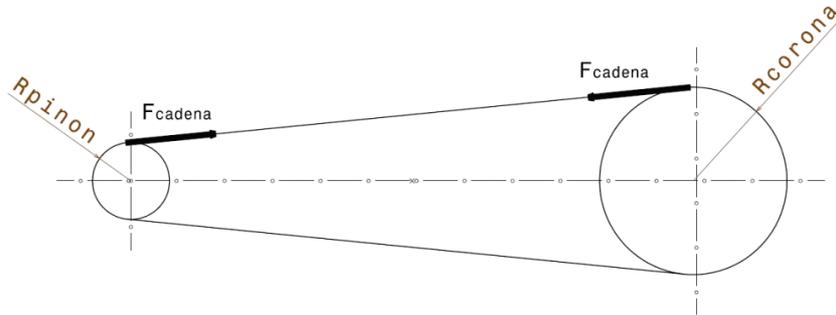


Tabla 64. Esquema transmisión secundaria

Una vez obtenida la tensión máxima en la cadena, se muestra en la tabla 36 la comparativa del citado valor con las tensiones máximas a rotura que proporciona el fabricante para las cadenas ref. 420 y ref. 520:

Ref. Cadena	$T_{MAX}(N)$	$T_{MAXROTURA}(N)$
420	7010	18640
520	7010	33355

Tabla 65. Tensiones máximas en la cadena ( $T_{MAX}$ ) y tensiones de rotura ( $T_{MAXROTURA}$ ) según el tamaño de cadena.

Se observa que ambas cadenas aguantan el esfuerzo. No obstante, con la cadena ref. 420, la tensión máxima que esta puede soportar es de  $0.38 \cdot T_{ROTURA}$ , sin haber tenido en cuenta los efectos dinámicos que aumentan la citada tensión (golpes de transmisión). A pesar de que esta cadena es capaz de soportar el esfuerzo al que se la somete, al trabajar más cerca de su tensión de rotura que la cadena ref. 520 esta sufrirá una elongación más acusada, lo que reducirá drásticamente la durabilidad de los componentes de la transmisión secundaria.

Finalmente, se decide que el vehículo necesita incorporar una **cadena Ref. 520**, primando la durabilidad ante el mayor rozamiento que exhibe una cadena de mayor tamaño. Además, al tener dimensionada la cadena, se puede concluir a partir de los resultados del apartado anterior que la **mínima relación de transmisión secundaria alcanzable es de 1.857**.

## 8.5. Conclusiones acerca de la velocidad máxima

En este apartado se indican las decisiones tomadas respecto a la velocidad máxima que puede alcanzar el prototipo, y que nace de la comparación de los límites físicos y dimensionales deducidos en los apartados anteriores.

- Límite físico de la velocidad máxima: 216 km/h,  $i_{secundaria}=1.64$
- Límite dimensional de la velocidad máxima:  $i_{secundaria}=1.857$

Por tanto los 216 km/h deducidos inicialmente no son alcanzables. Si la mínima relación de transmisión secundaria implementable es 1.857, la velocidad máxima alcanzable del conjunto vehículo-prototipo al régimen de potencia máxima del propulsor será:

$$v_{MAX} = \frac{1}{i_{PRIMARIA} \cdot i_{5^{\circ}MARCHA} \cdot i_{SECUNDARIA}} \cdot \omega_{CIGÜEÑAL} \cdot R_R = 53.24 \text{ m/s} \quad (\text{Ec. 8.9})$$

Finalmente, se concluye que la **velocidad máxima** que puede alcanzar el prototipo es de **191.7 km/h**, y está limitada por los tamaños de piñones que es posible incorporar al diseño sin violar los invariantes del mismo.

## 8.6. Margen de regulación para la transmisión secundaria

Con el fin de posibilitar y facilitar la puesta a punto de la máquina, es necesaria la existencia de un intervalo de regulación para el valor de la transmisión secundaria. En la práctica, esto se consigue disponiendo de varios platos de distinto tamaño, con la posibilidad de combinarlos entre sí para obtener la velocidad/par necesario en la rueda trasera.

Como condición de diseño, y con el fin de economizar en recursos, se fabricarán 3 platos y 3 piñones distintos, cuya combinación de tamaños permita alcanzar la máxima flexibilidad en el margen de regulación. Se entiende flexibilidad como la capacidad de regular la velocidad máxima del vehículo en un intervalo de entre 140 km/h y 192 km/h (datos derivados de los resultados obtenidos en el apartado 2.4.) distribuyendo las velocidades máximas alcanzables de la manera más homogénea posible en el citado intervalo

Además, y atendiendo a la metodología de cálculo empleada, se asume que la combinación que arroja la mínima relación de transmisión secundaria suponen el límite superior en el intervalo de velocidades máximas. Esta decisión puede justificarse por dos motivos:

- Tal y como se explica en los apartados anteriores, es imposible concebir otra combinación de tamaños de plato que proporcione una velocidad punta superior.
- Con las hipótesis asumidas durante el cálculo de la velocidad máxima es obvio que esta magnitud se encuentra sobredimensionada, con lo que la velocidad punta real se encuentra por debajo de este valor. Si el intervalo de regulación de la transmisión secundaria es lo suficientemente amplio, el valor real será alcanzable con las combinaciones de platos deducidas.

A continuación se muestran las distintas combinaciones de tamaños de engranajes escogidas, con la velocidad que proporcionan al conjunto moto-piloto en el punto de máxima potencia entregada del motor. También se muestra en la ilustración 16 la distribución de los datos de velocidad máxima en el intervalo mencionado, de manera que se pueda observar la homogeneidad de ocupación del mismo.

TABLA VELOCIDADES A 10710 rpm (km/h)	Z <sub>corona</sub> =26	Z <sub>corona</sub> =27	Z <sub>corona</sub> =28
Z <sub>piñón</sub> =11	150.6	145	139.8
Z <sub>piñón</sub> =13	178	171.4	165.2
Z <sub>piñón</sub> =14	191.7	184.5	178

Tabla 66. Velocidad máxima del prototipo en función de la relación de transmisión secundaria

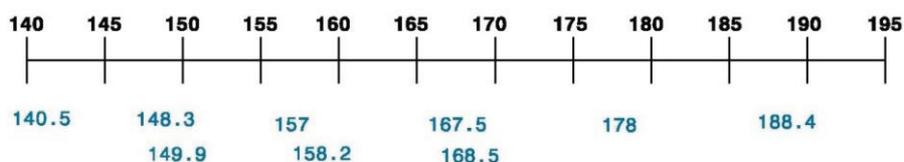
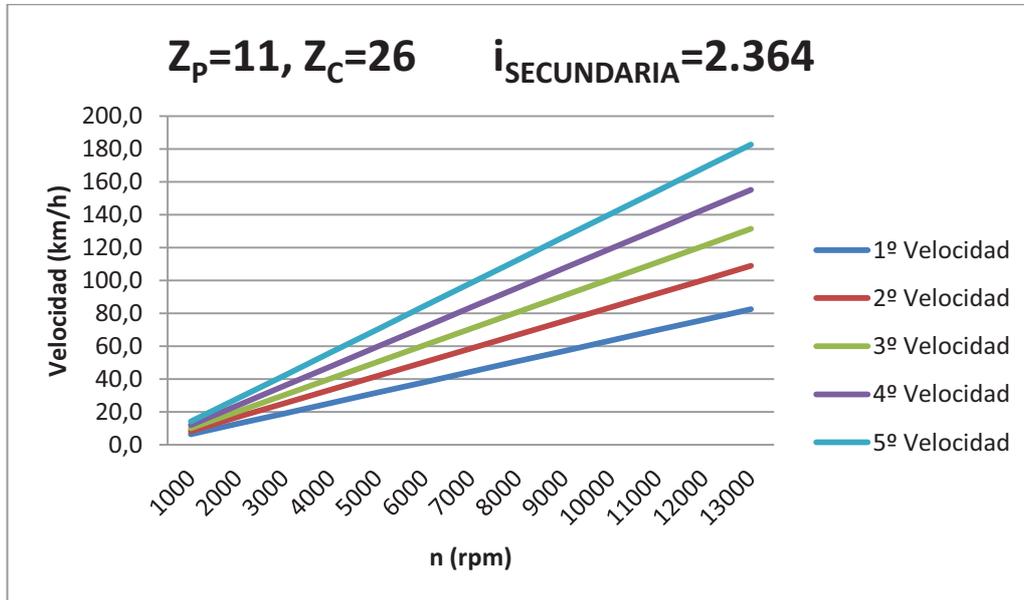
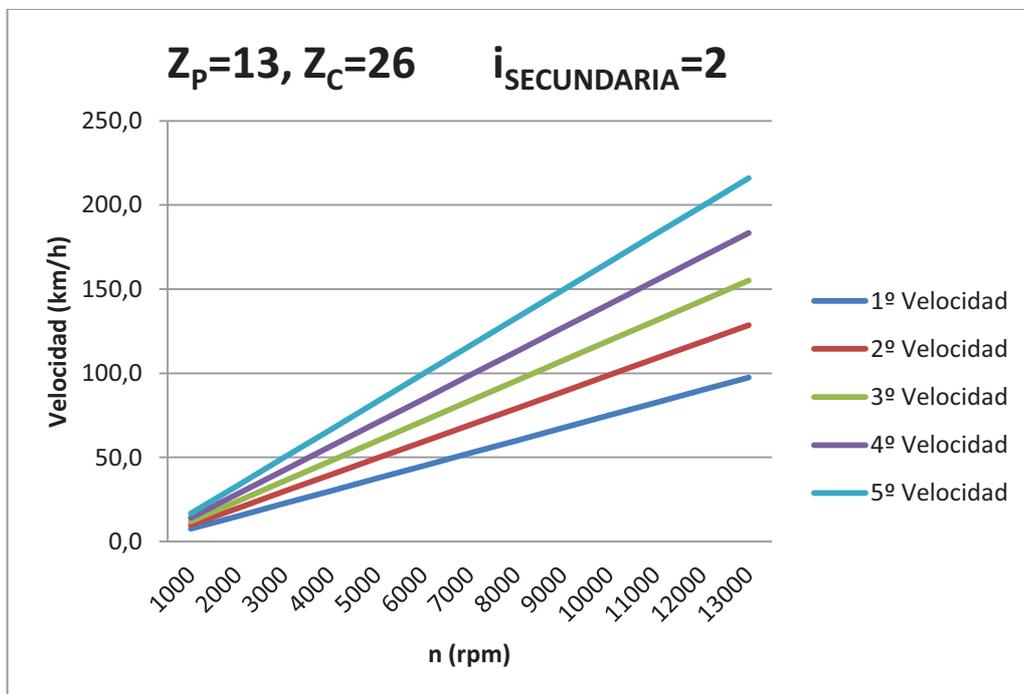


Ilustración 16. Intervalo de variación de las velocidades máximas (km/h)

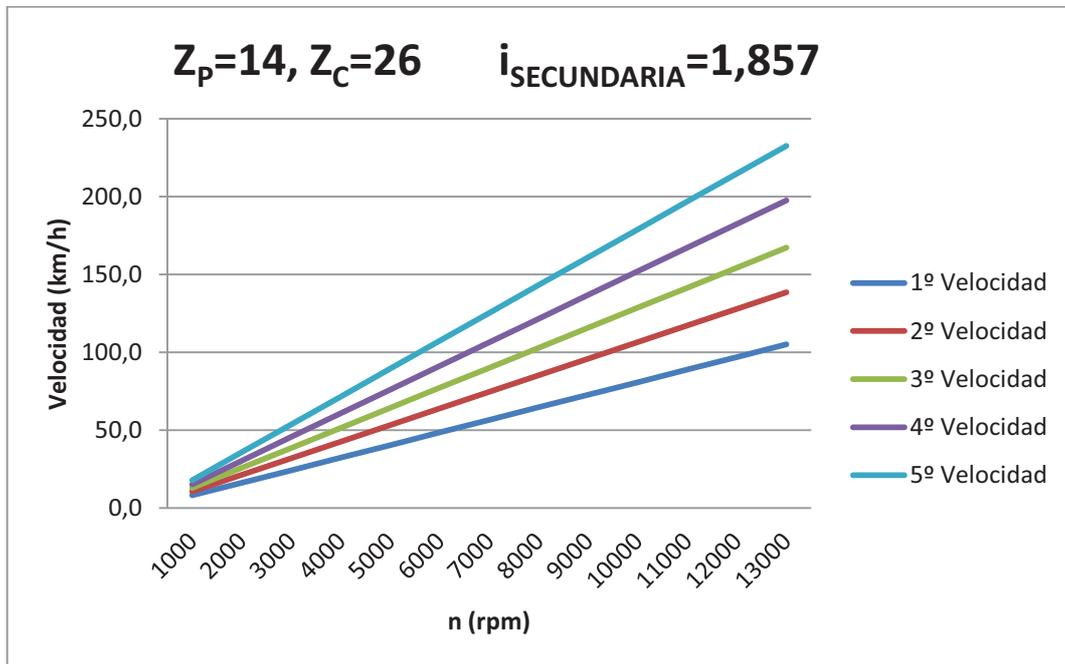
Además, al tener dimensionado todo el tren de transmisión de potencia es posible obtener las curvas velocidad-régimen de giro para cada una de las posibilidades de transmisión secundaria.



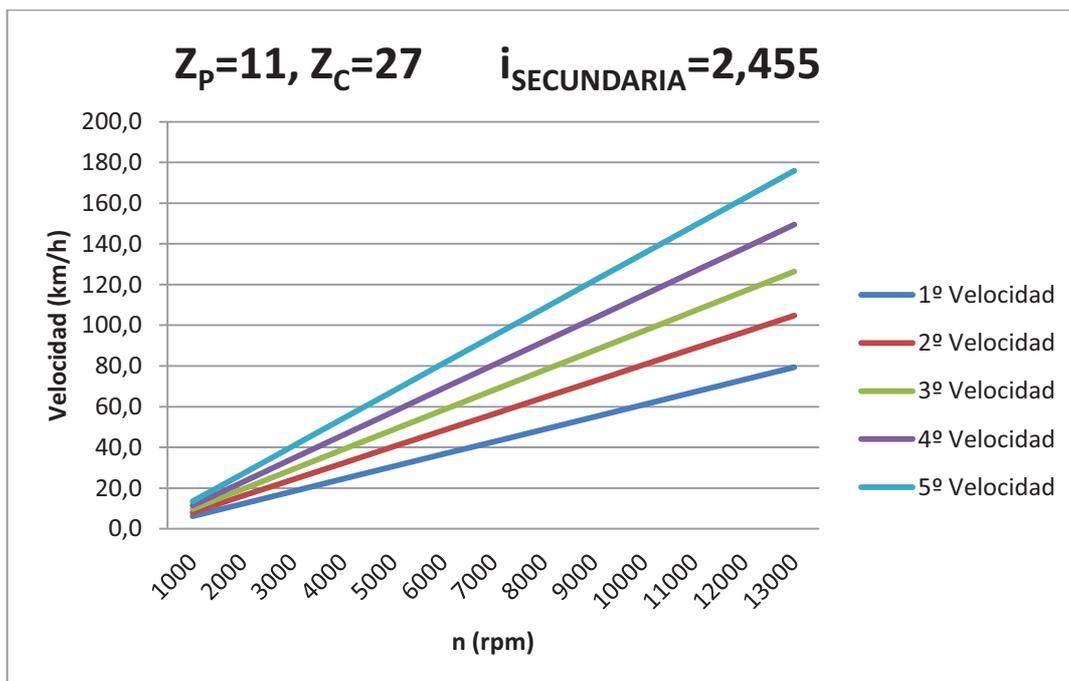
Gráfica 1. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{\text{SECUNDARIA}}=2.364$



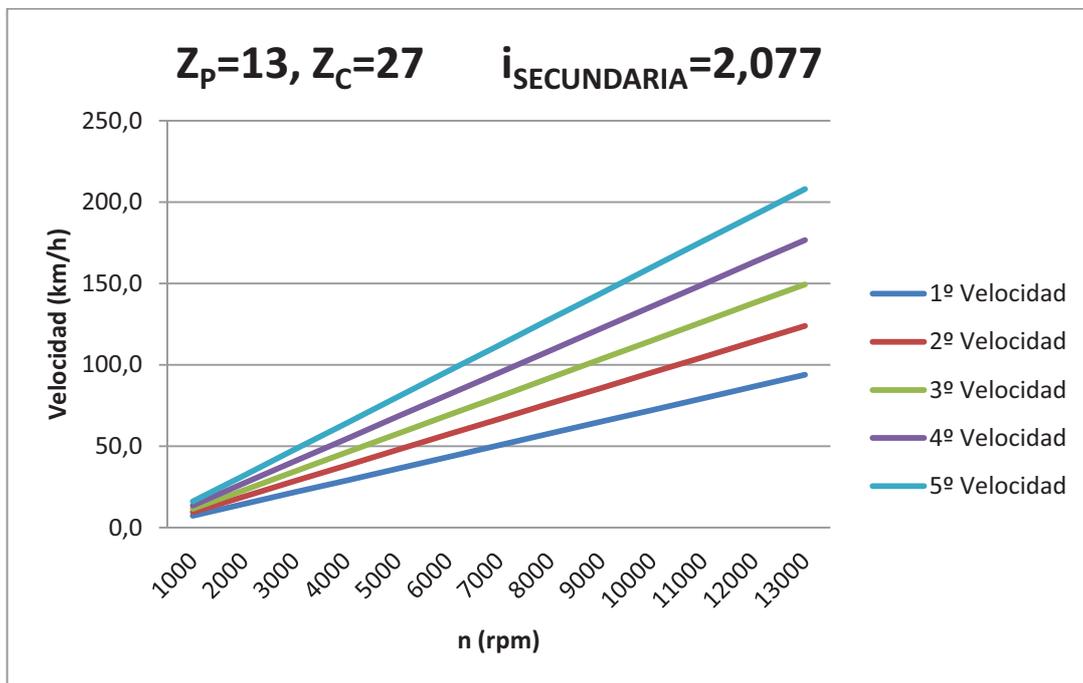
Gráfica 2. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{\text{SECUNDARIA}}=2$



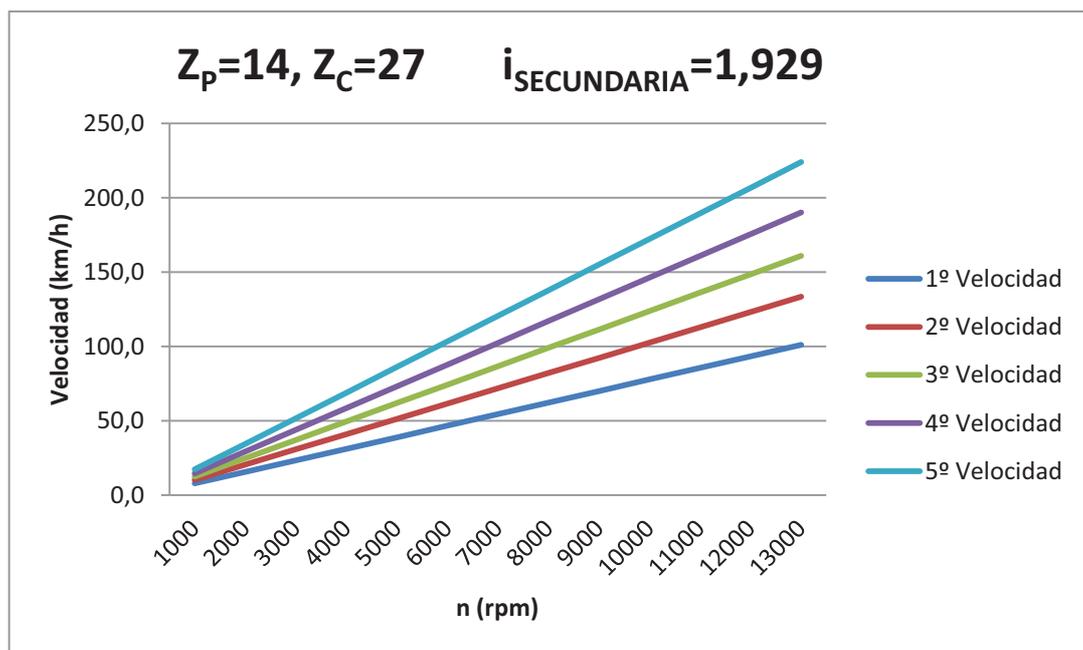
Gráfica 3. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{SECUNDARIA}=1.857$



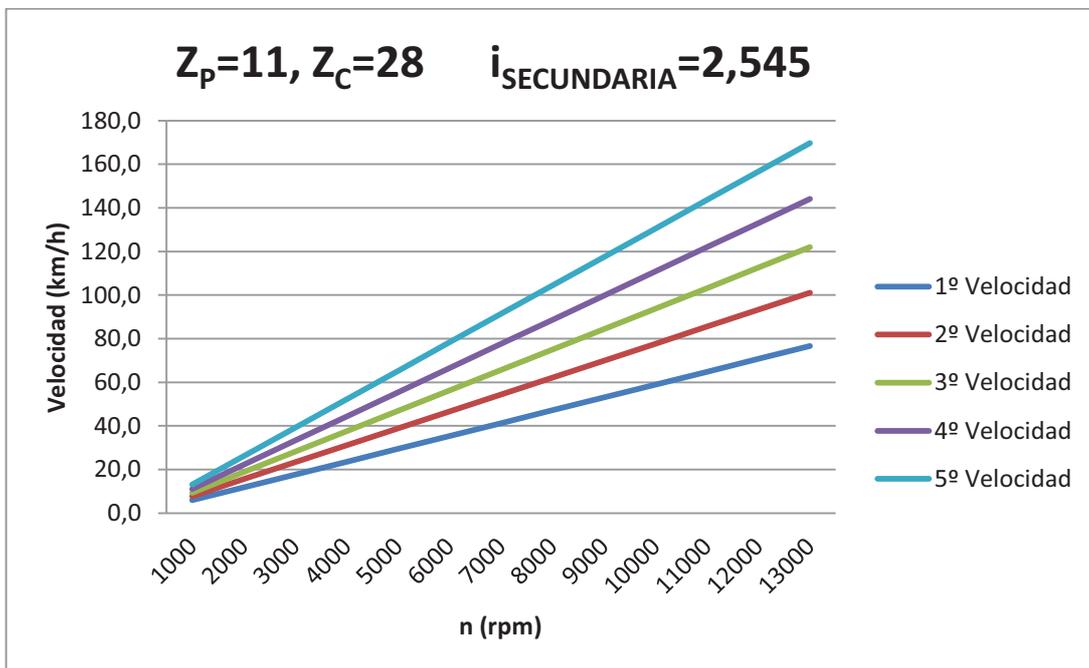
Gráfica 4. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{SECUNDARIA}=2.455$



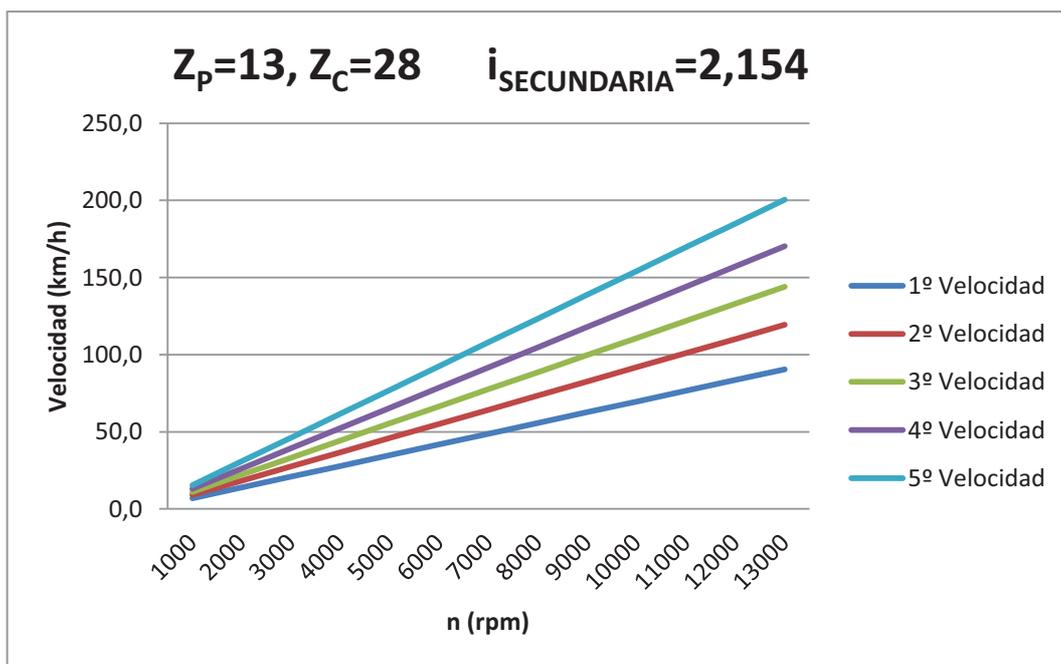
Gráfica 5. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{SECUNDARIA}=2,077$



Gráfica 6. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{SECUNDARIA}=1,929$



Gráfica 7. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{SECUNDARIA}=2.545$



Gráfica 8. Curva velocidad-régimen de giro para  $i_{SECUNDARIA}=2.154$

## 9. Determinación del valor de los parámetros geométricos \_\_\_\_\_

El valor de los parámetros geométricos de la motocicleta influye enormemente en el comportamiento dinámico de la motocicleta, y es por eso por lo que se decidió adoptar en la medida de lo posible la geometría del prototipo diseñado para la pasada edición de Motostudent.

No obstante, y dado que en el equipo de diseño no hay ningún integrante que estudie la geometría de la motocicleta, es el integrador el que debe controlar los efectos sobre el comportamiento de los citados parámetros. Esto ayudará a modificar los valores si fuese necesario en pasos posteriores del diseño, decidiendo las rigideces de modificación de cada uno de los valores en el PCF, así como a elegir los intervalos de regulación de los mismos.

En los siguientes apartados se explica brevemente la influencia de cada uno de los parámetros geométricos en el comportamiento dinámico de la motocicleta <sup>[4]</sup>.

### 9.1. Influencia de los parámetros geométricos en el comportamiento dinámico de la motocicleta \_\_\_\_\_

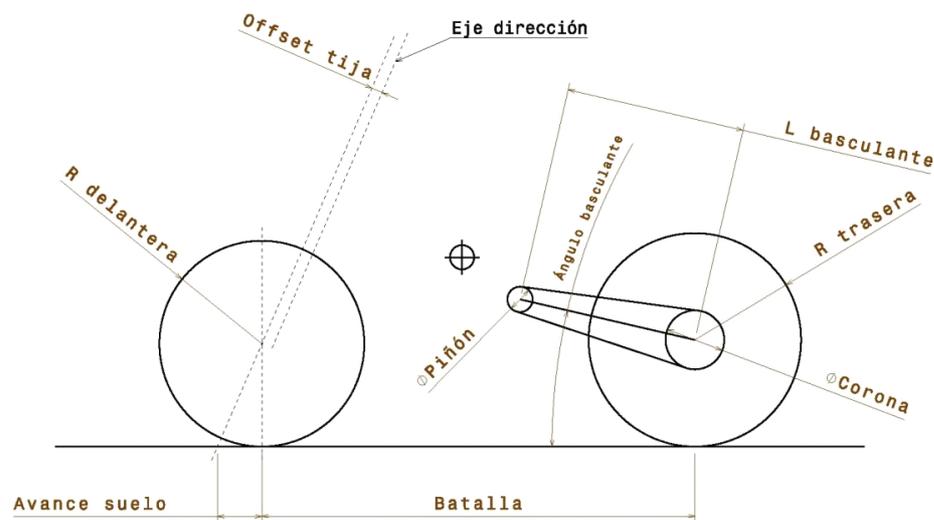


Ilustración 17. Definición de los parámetros geométricos de una motocicleta

A continuación se adjunta una breve descripción de cada uno de los parámetros, así como sus influencias en el comportamiento de la motocicleta.

#### A) DISTANCIA ENTRE EJES (BATALLA) \_\_\_\_\_

La distancia entre ejes, también denominada batalla, tiene un efecto directo sobre la estabilidad direccional y sobre el esfuerzo necesario para inscribir la motocicleta en curva. Existen tres razones para esto:

- **Ángulo de giro requerido para tomar la curva:** Tal y como puede verse en la ilustración 18, que ilustra un sistema de giro basado en la condición de Ackerman, el ángulo de giro de la rueda delantera que se requiere para tomar una curva dada, es mayor cuanto mayor es la distancia entre ejes, y por tanto mayor es el esfuerzo que se requiere para inscribir el vehículo en la curva.

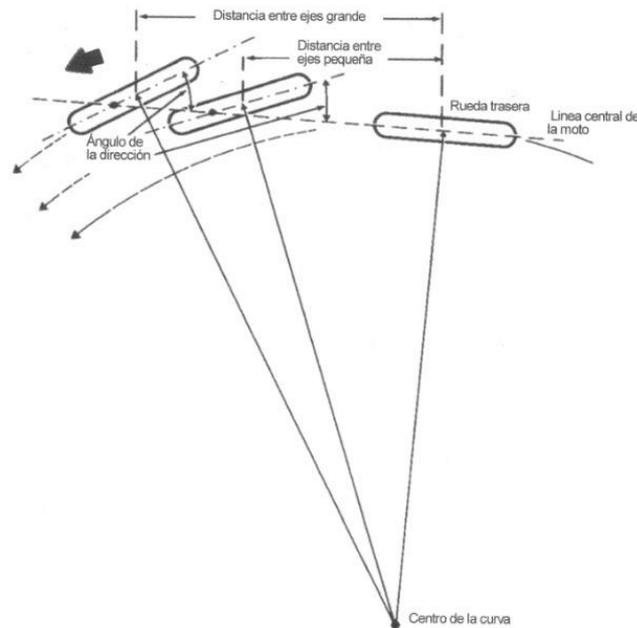


Ilustración 18. Sistema de giro basado en la condición de Ackerman de una motocicleta

Además, y derivado de esta reflexión, una deformación en el tren delantero tiene un efecto menor sobre la estabilidad direccional cuanto mayor es la distancia entre ejes. Por tanto, un valor alto de batalla hace que se pueda reducir la rigidez del conjunto y seguir consiguiendo un comportamiento direccional correcto.

- **Ángulo de las ruedas traseras:** La ilustración 19 muestra que para una determinada flexión lateral del conjunto, el ángulo formado entre la dirección de desplazamiento y la rueda trasera es menor cuanto mayor es la distancia entre ejes del prototipo. Todo esto, mejora la estabilidad direccional del vehículo ante las deformaciones que sufre en funcionamiento.

➤

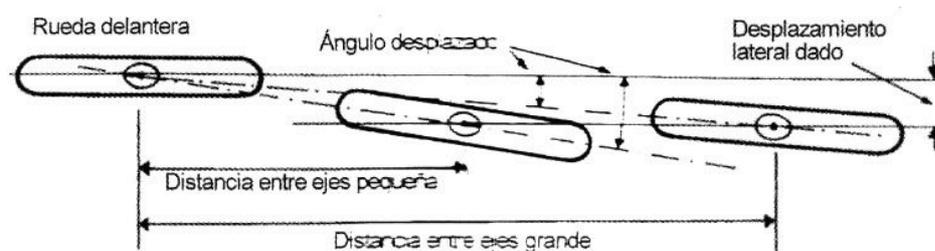


Ilustración 19. Influencia de la batalla frente a flexiones laterales del conjunto

- Efectos de inercia: La distancia entre ejes también modifica la magnitud de la transferencia de cargas durante la aceleración y la frenada. Esto es, para una altura del centro de gravedad dada, la transferencia de pesos será menor cuanto mayor sea la batalla de vehículo.

Además de esto, los momentos de inercia de cabeceo y guiñada se hacen mayores, lo que hace que la moto sea más estable y perezosa.

## B) RADIO DE LAS RUEDAS

Aunque el radio de las ruedas es un invariante en nuestro proceso de diseño al ser proporcionados por la organización tanto las llantas como los neumáticos; es interesante conocer las influencias que el tamaño de las ruedas tiene sobre el comportamiento del prototipo:

- En general, cuanto menor es el diámetro de las ruedas, menor es la masa no suspendida, y por tanto menor es la transmisividad de esfuerzos hacia la masa suspendida y mayor el agarre con el suelo. Además de todo esto, cuanto menor sea la llanta delantera menor será la inercia de la dirección.
- Cuanto mayor sea el diámetro de la llanta, mayores serán las fuerzas giroscópicas que se generen para una velocidad de rotación dada. Este efecto es especialmente acusado en el tren delantero, ya que vuelve más lenta la respuesta de la dirección.
- Tal y como puede apreciarse en la ilustración 20, las ruedas de gran diámetro pasan con mayor facilidad sobre baches y escalones que las ruedas de pequeño diámetro, lo que hace que la velocidad vertical de la rueda se reduzca durante el paso del obstáculo, se haga trabajar más a la suspensión y por tanto transmitir mayores esfuerzos a la masa suspendida.

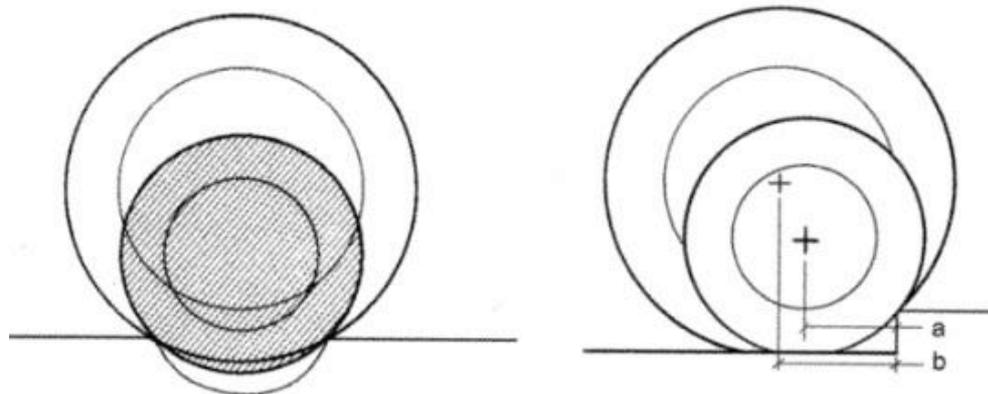
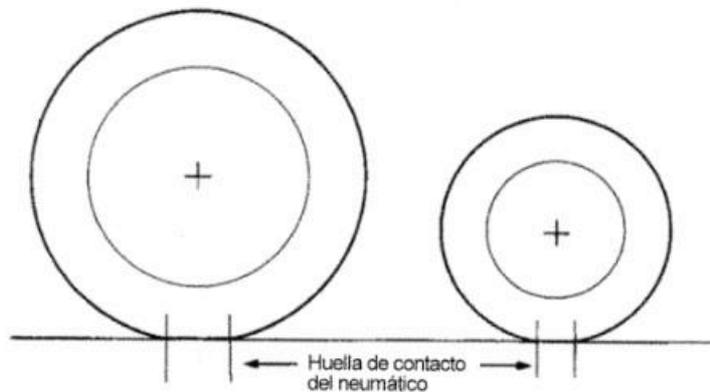


Ilustración 20. Influencia del radio de la rueda en la capacidad de superación de irregularidades del terreno

- Cuanto mayor es el diámetro de la llanta, mayor es el área de la huella de contacto con el suelo. Para paliar este efecto, la tendencia actual es montar neumáticos más anchos, aunque esto puede hacer perder rigidez al neumático e influye negativamente en el agarre del mismo contra el suelo.



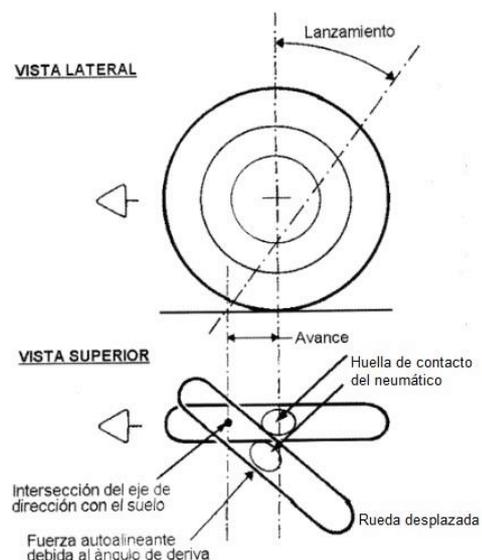
**Ilustración 21. Influencia del radio de la rueda en el tamaño de la huella de contacto del neumático**

- El efecto autoalineante que producen el avance y el lanzamiento se acentúa con el empleo de ruedas de pequeño diámetro.
- Una rueda de pequeño diámetro es más rígida que una llanta similar de diámetro mayor.

### C) AVANCE

La función principal del avance es la de proporcionar estabilidad direccional, aunque tiene otras influencias importantes, especialmente durante la fase de inclinación de la motocicleta.

La estabilidad direccional se consigue al hacer que tanto el neumático delantero como el trasero tengan contacto con el suelo por detrás de la intersección del eje de la dirección con el suelo. Según esto, y tal y como puede verse en la ilustración 22, al girar la rueda delantera, su huella de contacto lo hace en torno al punto de intersección del eje de la dirección con el suelo, y la fuerza de deriva que genera el neumático actúa a través de un brazo de palanca generando un momento corrector sobre la rueda girada. Este brazo de palanca se corresponde con lo que se ha denominado avance real.



**Ilustración 22. Influencia del avance del vehículo en la magnitud del par autoalineante del tren delantero**

Bajo estas hipótesis cabría esperar que el efecto del par autoalineante en la rueda trasera fuese mucho más importante. No obstante, tal y como puede observarse en la ilustración 23, para una misma desviación lateral de la huella de contacto de los neumáticos delantero y trasero, en la rueda trasera aparece un ángulo de deriva mucho menor que en la delantera. Además, esta fuerza de deriva ha de actuar sobre la mayor parte de la masa del conjunto piloto-motocicleta.

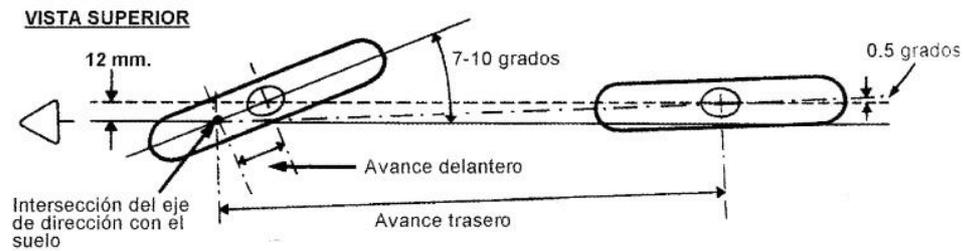
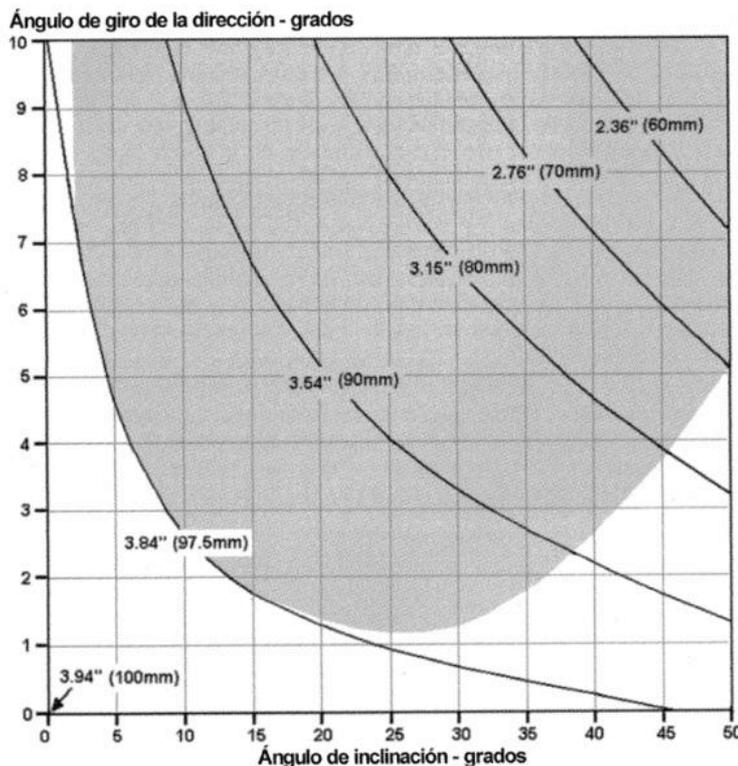


Ilustración 23. Influencia del avance trasero sobre la magnitud del par autoalineante en el tren trasero

Se concluye entonces que el efecto del par autoalineante en la rueda trasera es mucho menos acusado que en la delantera.

Por último, comentar que el avance de la motocicleta es una magnitud que cambia durante la conducción de la misma, y varía con factores como el ángulo de inclinación, el ángulo de dirección y el recorrido de las suspensiones. En la ilustración 24 pueden verse los valores del avance real de una motocicleta en función de los ángulos de inclinación y dirección.



Motocicleta con los siguientes parámetros básicos:

- Batalla: 1400 mm
- Offset tija: 80 mm
- Lanzamiento: 30°
- Radio neumático: 360 mm
- Perfil del neumático: 55 mm
- Avance real inicial: 100 mm
- Avance en el suelo inicial: 115 mm

Ilustración 24. Influencia de los ángulos de dirección e inclinación en el avance real

## D) LANZAMIENTO

Se define lanzamiento como el ángulo que forma el eje de la dirección con respecto a la vertical. El motivo de la existencia de este ángulo es difícil de explicar, ya que existen experiencias con ángulos de lanzamientos pequeños que demuestran que se pueden obtener comportamientos dinámicos adecuados.

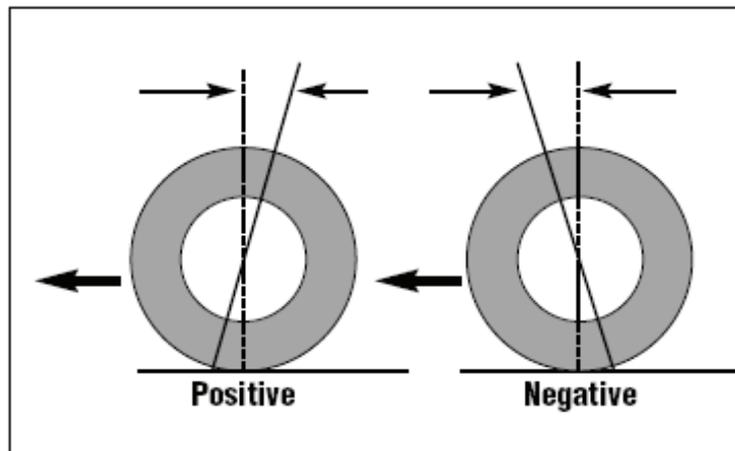


Ilustración 25. Definición del convenio de signos para el ángulo de lanzamiento

No obstante, se puede justificar la existencia de este ángulo por varios motivos:

- La construcción del bastidor y la fijación del manillar es más sencilla con la existencia de un ángulo de lanzamiento, tal y como ilustra la figura 26. Permite una conexión más directa entre la pipa de la dirección y el eje del basculante, y permite un bastidor más compacto y ligero.

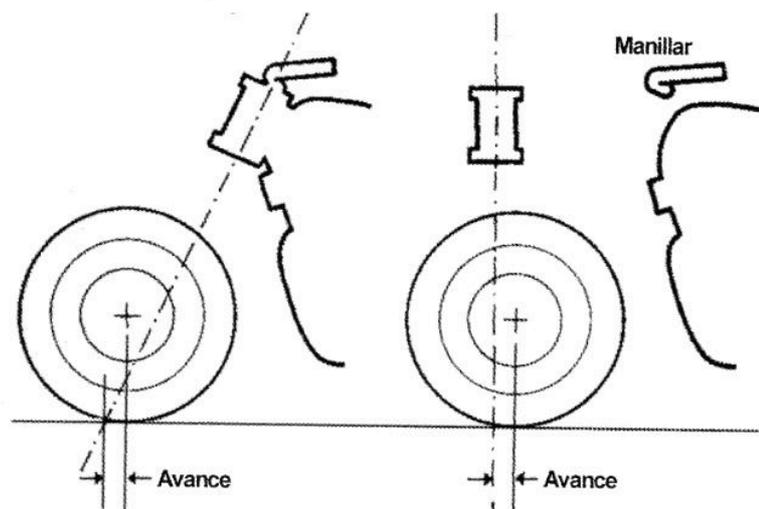


Ilustración 26. Efectos de la existencia del ángulo de lanzamiento sobre la complejidad constructiva de la motocicleta

- En el caso de utilizar una suspensión delantera tipo horquilla telescópica, como es el caso que atañe a este proyecto, el ángulo de lanzamiento es determinante a la hora

de repartir las cargas que tienden a comprimir la suspensión y las que tienden a flexionarla. Este efecto se aprecia en la ilustración 27 adjunta:



Ilustración 27. Influencia del ángulo de lanzamiento en la descomposición de fuerzas actuantes sobre la horquilla telescópica

Además, la existencia de este ángulo y su valor tiene ciertas influencias en el comportamiento dinámico de la motocicleta. A continuación se exponen las más importantes:

- **Efecto anti-avance:** Para un valor dado de avance sobre el suelo, se comprueba que el avance real de la motocicleta sigue una relación inversa con el ángulo de lanzamiento. Esto es, a medida que aumentamos el ángulo de lanzamiento, se reduce el brazo de palanca con el que actúa el momento autoalineante en la dirección. Este efecto puede observarse en la siguiente ilustración.

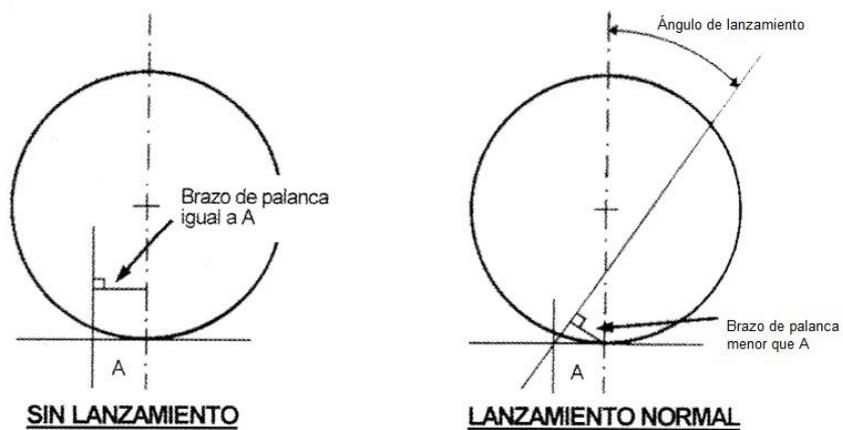


Ilustración 28. Influencia del ángulo de lanzamiento sobre el avance real

Además, este efecto se ve acentuado al dar al vehículo un ángulo de giro en la dirección. En la ilustración 29 se muestran varios valores de avance sobre el suelo para varios ángulos de lanzamiento y varios ángulos de giro para la dirección.

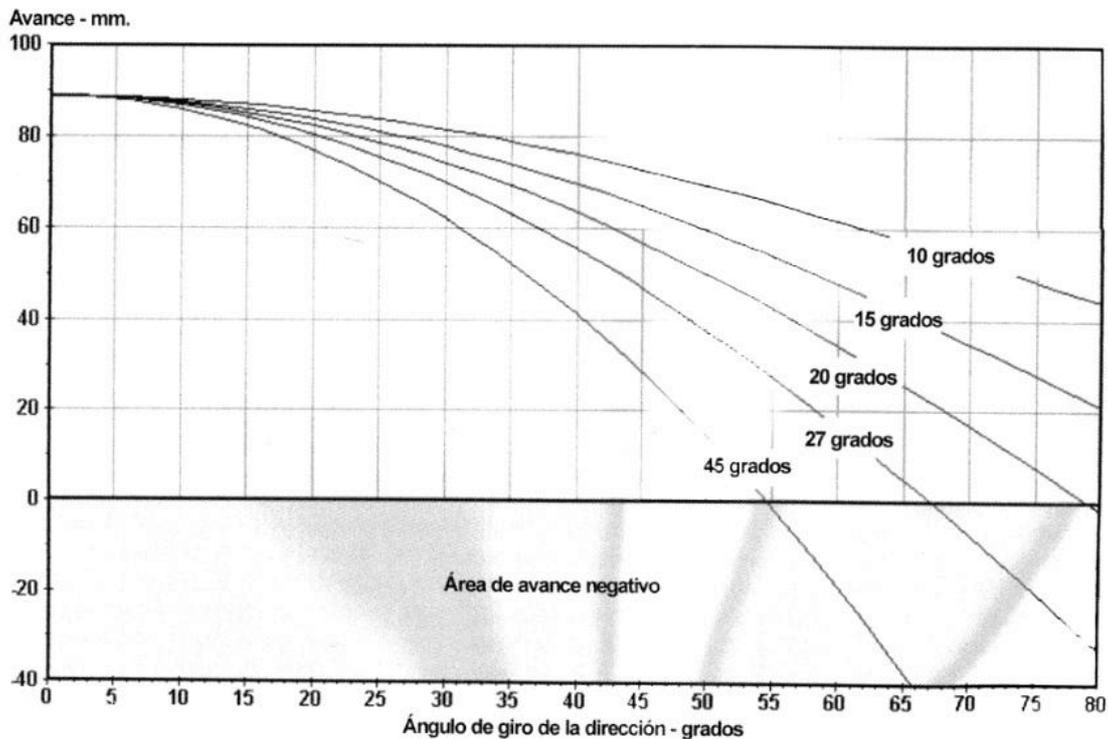


Ilustración 29. Efecto de los ángulos de lanzamiento y dirección sobre el avance real

No obstante, este efecto será poco acusado en nuestro prototipo, ya que nos moveremos en ángulos de dirección pequeños. Esto es así ya que se prefiere sacrificar la facilidad de transporte frente a la inercia geométrica a torsión del bastidor.

- **Caída de la pipa de la dirección:** Considerando una motocicleta con avance positivo en posición vertical, se comprueba que al inducirle un ángulo de dirección la pipa de la dirección baja (en una motocicleta con avance positivo subiría). Esta caída, cuya magnitud depende del ángulo de lanzamiento, tiende a trabajar contra el momento autoalineante generado por la existencia del avance positivo, ya que se debe levantar el peso que soporta la pipa de la dirección.

Este efecto es perjudicial para el equilibrio y la estabilidad direccional, pero ayuda en los transitorios en los cuales la motocicleta se está inscribiendo en la curva.

No obstante, y tal y como se indica en las gráficas adjuntas, este efecto es muy poco acusado, especialmente con ángulos de dirección bajos como los que se barajan para nuestro prototipo. A modo de ejemplo, se puede comprobar como con el mínimo ángulo de giro impuesto por el reglamento (15°), el desplazamiento vertical de la pipa de la dirección está en torno a 1 mm, y el par que se opone al momento

autoalineante es completamente despreciable frente al inducido por la deriva del neumático.

- **Influencia en el ángulo de comba:** En la ilustración 30 se ve el ángulo de lanzamiento escogido es determinante en la variación del ángulo de comba del neumático. Esto se traduce en que una motocicleta inscrita en una curva con la dirección apuntando hacia el interior, tendrá más inclinada la rueda delantera que la trasera.

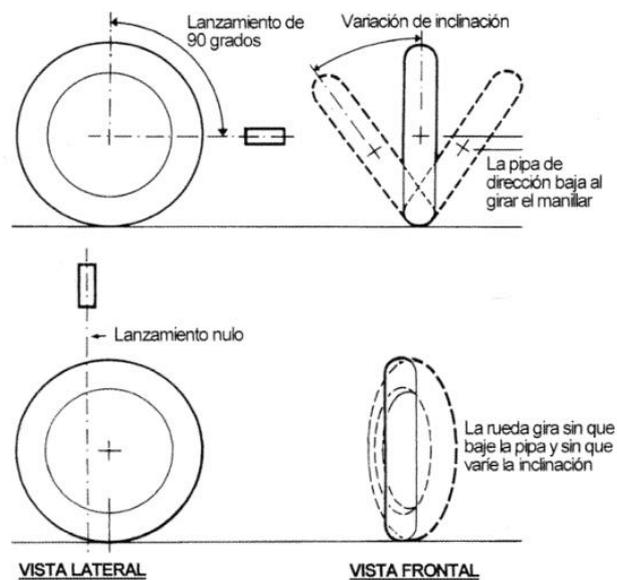


Ilustración 30. Influencia del ángulo de lanzamiento en el ángulo de comba que adquiere el neumático inscrito en curva

- **Efecto sobre el ángulo de giro de la dirección:** El ángulo de lanzamiento reduce el ángulo de giro efectivo que existe entre el neumático y el suelo, comparado con el ángulo de dirección que el piloto induce. Para poder comprenderlo, debemos regresar a la ilustración 30 y comprobar que para un ángulo de lanzamiento de 90°, al girar el manillar no existe un giro efectivo de la rueda con respecto al suelo.

En la ilustración 31 se muestra el ángulo de giro efectivo sobre el suelo para un rango de ángulos de inclinación de la motocicleta, un rango de ángulos de giro del manillar, y para ángulos de lanzamiento de entre 20° y 27°.

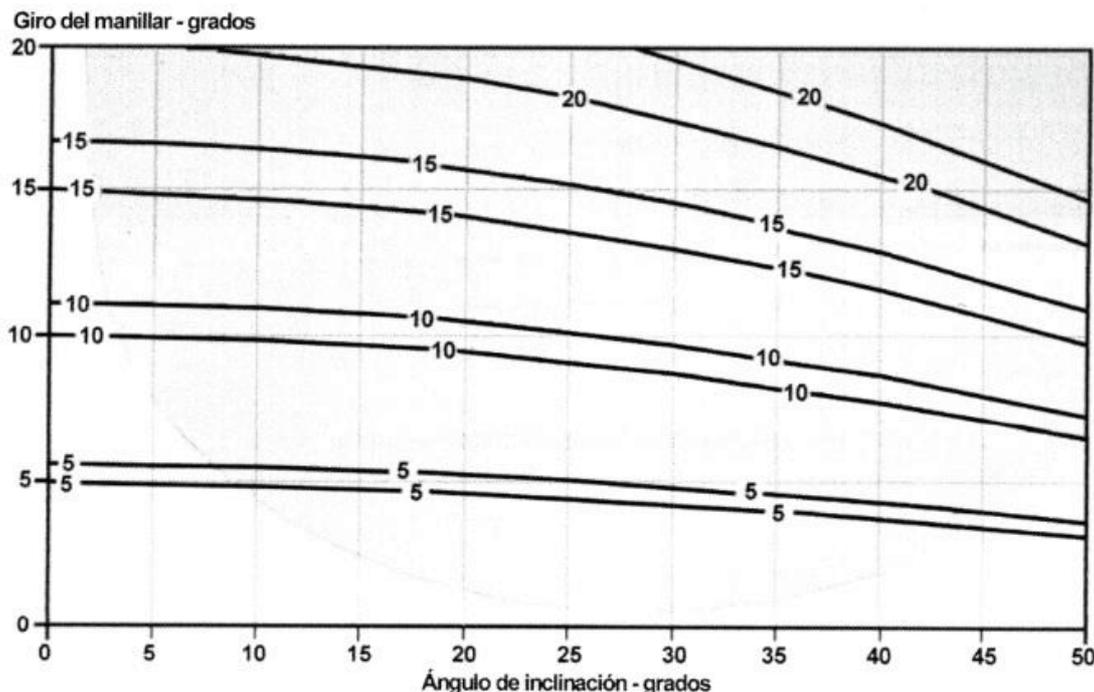


Fig 3.18 Se muestra el ángulo de giro efectivo al nivel del suelo en función del ángulo de giro del manillar en un rango de ángulos de inclinación. La curva superior de cada pareja es para un lanzamiento de 27 grados, mientras que la línea inferior es para un lanzamiento cero. Por ejemplo, para cero grados de inclinación, con 27 grados de lanzamiento, el ángulo de giro del manillar debe aumentar para conseguir el ángulo de giro efectivo deseado. Para conseguir un ángulo de giro de 10 grados de la rueda con respecto al suelo, necesitamos girar el manillar aproximadamente 11 grados.

Por otro lado, el aumento del ángulo de inclinación tiende a aumentar el ángulo de giro efectivo, apesar de que esto no es muy importante dentro del rango normal de uso. La zona oscura indica el área aproximada de combinaciones de inclinación y giro que tienen un uso muy improbable.

**Ilustración 31. Influencia del ángulo de lanzamiento sobre el ángulo de giro efectivo que induce el piloto durante la conducción.**

Se concluye que al incrementar el ángulo de lanzamiento se reduce el ángulo de giro efectivo de la rueda con respecto al suelo, aunque al trabajar con lanzamientos entre 20° y 30° el efecto no es muy acusado.

**E) DESCENTRAMIENTO EJE RUEDA DELANTERA (OFFSET TIJAS)\_\_\_\_\_**

Llegados a este punto es fácil advertir que un valor concreto de avance sobre el suelo es posible alcanzarlo mediante varias combinaciones de entre los valores de lanzamiento y descentramiento del eje delantero.

En general, y siendo el resto de parámetros invariantes, es una ventaja tener adelantado el eje de la rueda delantera una distancia mínima, ya que esto reduce la inercia del tren delantero en torno al eje de la dirección.

Si consideramos los neumáticos lo suficientemente anchos, la existencia de este off-set también es la causante de la aparición de efectos de autoalineado de la dirección, aunque no es el caso de los neumáticos con los que hemos de trabajar, ya que su anchura es poco acentuada en comparación con neumáticos correspondientes a vehículos de mayor cilindrada

## F) LONGITUD DEL BASCULANTE

La longitud del brazo basculante de la suspensión trasera es, bajo suposiciones únicamente geométricas, un ángulo a maximizar. Esto es debido a las siguientes razones.

- Cuanto mayor sea la longitud del basculante para una geometría dada, la trayectoria del eje de la rueda trasera será más rectilínea, y se percibirán menores variaciones de la batalla durante el recorrido de la suspensión.  
Esta característica es de vital importancia, ya que durante cualquier movimiento de la suspensión trasera se traducirá en un cambio de comportamiento de la motocicleta, y si este se produce a gran velocidad, la motocicleta podría presentar comportamientos extraños.
- Para una geometría dada y un desplazamiento vertical de la rueda trasera dado, altura libre al suelo de la motocicleta presenta menor variación cuanto mayor es la longitud del basculante. No obstante el recorrido del amortiguador puede ser distinto en los dos casos mencionados, dependiendo del diseño del sistema de bieletas
- Un brazo basculante de elevada longitud permite mayor flexibilidad a la hora de incorporar el amortiguador desde el punto de vista de motivos constructivos.

## G) ÁNGULO BASCULANTE-SUELO y POSICIÓN DEL PINÓN DE ATAQUE

Tanto el ángulo que forma el basculante con el suelo como la posición del piñón de ataque respecto al eje de giro del basculante son determinantes en el comportamiento que la motocicleta exhibe en los instantes en los cuales se está transmitiendo potencia. Esto es algo que se puede comprobar en la situación ilustrada en la figura 32, en la cual la fuerza resultante vertical que sufre la masa suspendida de la motocicleta está directamente relacionada con las posiciones relativas de cadena y basculante.

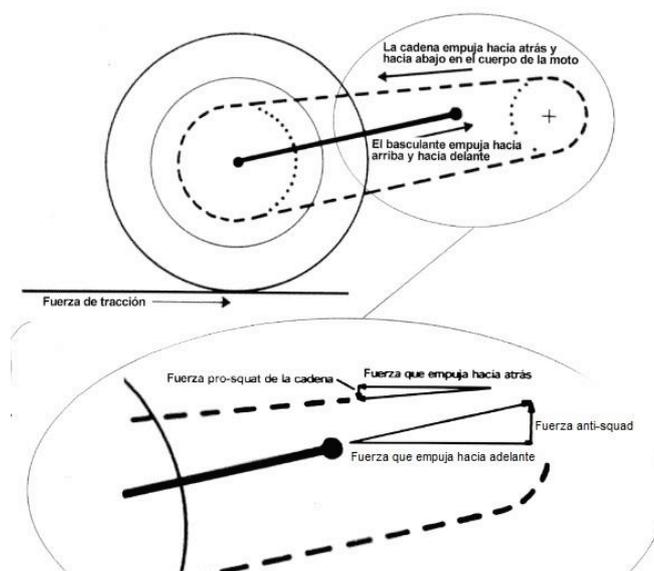


Ilustración 32. Influencia de la posición relativa piñón-eje del basculante sobre la descomposición de la fuerza de tracción

Si además se tiene en cuenta que durante la aceleración (y de manera inversa en la frenada) se produce una transferencia de carga, podremos caracterizar el comportamiento de la motocicleta al acelerar en función de la geometría de la suspensión y la posición de su centro de masas. Así, se encuentran distintos grados de *squad* (hundimiento) en función de la geometría de la suspensión.

Si consideramos la motocicleta en fase de aceleración, se puede obtener la denominada 'línea de fuerzas', y que es aquella que indica la dirección en la cual actúa la fuerza resultante de tracción, y que como se puede ver tiene tanto componente vertical como horizontal cuando es aplicada sobre la masa suspendida de la motocicleta. Esta 'línea de fuerzas' se muestra en la ilustración 33.

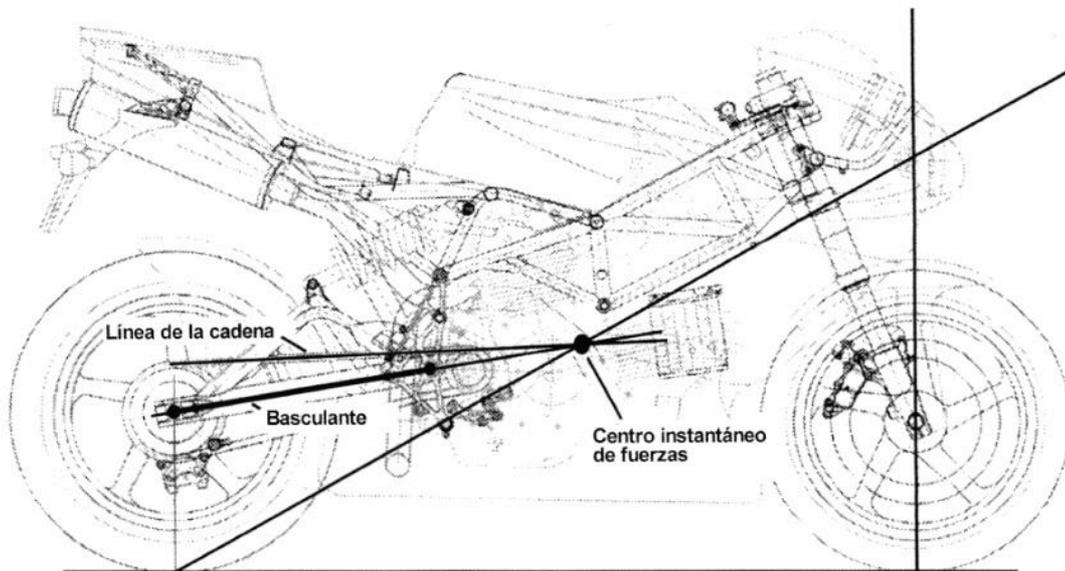


Ilustración 33. Proceso de obtención de la línea de fuerzas

Entonces, dependiendo de la inclinación de esta, se pueden clasificar los comportamientos del vehículo frente a las fuerzas de tracción. Se detallan a continuación distintos comportamientos de suspensión:

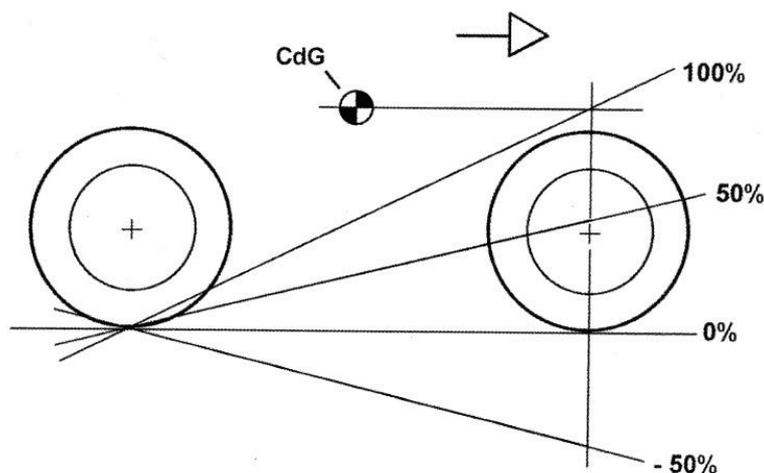


Ilustración 34. Determinación del porcentaje anti-squad de la suspensión trasera en función de la posición de la línea de fuerzas

- **100% anti-squad:** Esta situación se produce cuando la línea de fuerzas intersecta a la vertical del eje delantero a una cota vertical igual a la del centro de gravedad de conjunto moto-piloto.

En esta situación la fuerza de tracción tiene una componente vertical tal que compensa exactamente la transferencia de carga producida durante la aceleración, de manera que la suspensión trasera no sube ni baja con respecto a la situación en la que no se está transmitiendo potencia a la rueda.

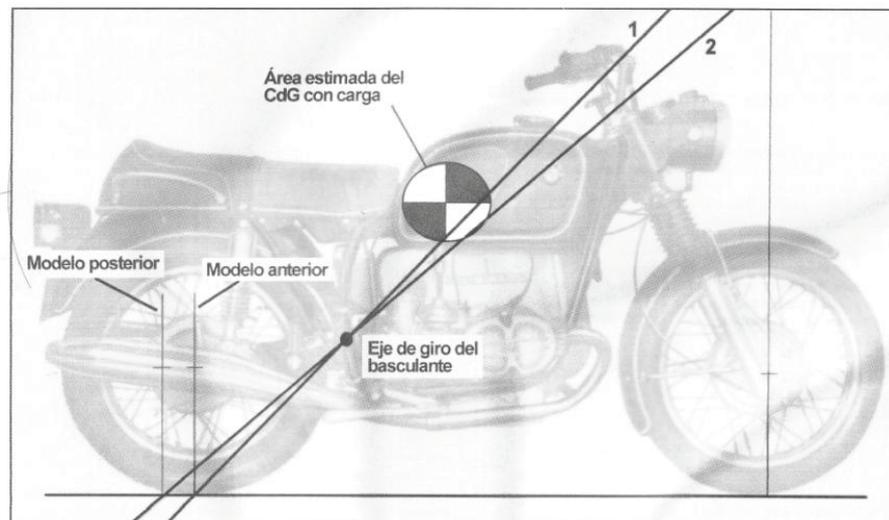
- **0% anti-squad:** Es la situación en la cual la línea de fuerzas coincide con el suelo, y por tanto no existe ninguna componente vertical de la fuerza de tracción que afecte al conjunto de la motocicleta.

Con esta hipotética geometría, la suspensión trasera ha de ejercer una fuerza tal que compense la transferencia de cargas que se produce durante la aceleración, con los cambios de altura, dureza, y recorrido disponible de la suspensión que esto conlleva.

Cabe destacar además que el porcentaje anti-squad que poseen las motocicletas cambia según varía la posición de la suspensión, y esto puede afectar a factores como la dureza aparente de la suspensión, ya que parte de la fuerza que está ejerciendo la misma está siendo empleada en contrarrestar la transferencia de carga vertical producida por la aceleración. Cuanto mayor sea el porcentaje anti-squad, menor será esta fuerza que ha de ejercer la suspensión para una misma fuerza de tracción, y por tanto menor será el efecto de hundimiento que acusa la suspensión trasera.

Según todo lo anterior, estamos en disposición de indicar cómo afecta los valores de los parámetros geométricos en el comportamiento anti-squad de la motocicleta:

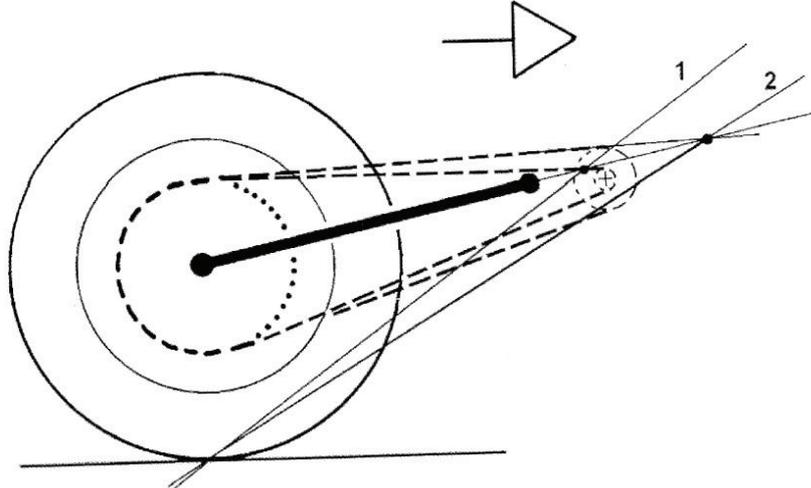
- **Longitud del basculante:** En motocicletas con transmisión secundaria por cardan, aumentar la longitud del basculante reduce el efecto anti-squad, tal y como puede verse en la ilustración 35 de la contemplación de la inclinación de las líneas de fuerza.



**Ilustración 35. Influencia de la longitud del basculante en el porcentaje anti-squad de la suspensión trasera**

En motocicletas con transmisión secundaria por cadena, la variación de este parámetro no tiene efecto alguno; ya que la posición del centro instantáneo de fuerzas sólo dependerá de la posición relativa del eje de rotación del basculante y el piñón de ataque.

- **Ángulo del basculante con respecto al suelo:** Ya en la ilustración 33. se observa cómo el ángulo que forma el basculante con el suelo influye de manera determinante en el reparto de las fuerzas por-*squad* y anti-*squad*.
- **Posición y tamaño de los engranajes de la transmisión secundaria:** Un piñón pequeño proporciona un mayor efecto anti-*squad*, ya que las componentes verticales de la fuerza de tracción que se producen son mayores. El mismo efecto tiene el utilizar una corona de transmisión grande. Este efecto queda plasmado en la ilustración 36.



**Ilustración 36. Influencia del tamaño de los engranajes de la transmisión secundaria en el porcentaje anti-*squad* de la suspensión trasera**

Además, como ya se ha venido comentando anteriormente, la posición relativa de piñón y eje de giro del basculante son completamente determinantes en la posición del centro instantáneo de fuerzas, y por tanto del comportamiento del vehículo durante la aceleración.

Por último, destacar que en la metodología con la cual se obtienen y optimizan los valores para los parámetros geométricos (la cual viene detallada en apartados posteriores) no se presta especial atención a estos fenómenos propios de la fase de aceleración, ya que son difícilmente apreciables en el tiempo por vuelta. No obstante, sí que influyen de manera determinante en las sensaciones que el piloto experimenta durante la conducción, y que influyen por tanto en la capacidad de este para rodar rápido.

Entonces, con las discusiones realizadas se pretende no perder de vista el fenómeno del hundimiento en la aceleración; y ser capaces de prever las consecuencias de la variación de los parámetros geométricos que afectan al mismo.

## 9.2. Metodología para la obtención de los parámetros geométricos

Como ya se ha comentado anteriormente, los valores adoptados para los parámetros geométricos son los provenientes del prototipo de la anterior edición de Motostudent<sup>[9]</sup>. No obstante, se hará un breve comentario de cómo se obtuvo la geometría resultante.

- **BENCHMARKING:** En primera instancia se realizó un proceso de documentación sobre las geometrías que presentan los modelos de referencia del mercado, como son la Honda RS o la Aprilia RS 125 cc. Con este proceso se intenta obtener unos datos de partida a optimizar, y a la vez conocer un intervalo de valores aceptables para los valores geométricos.
- **SIMULACIÓN:** A continuación se trabajó con un programa de simulación, denominado XOptima, y que es desarrollado por la Universidad de Pádova. Con este software se puede simular una vuelta a un circuito determinado con una motocicleta en concreto utilizando el criterio de la maniobra óptima, y obteniendo multitud de datos como son las posiciones, velocidades y aceleraciones del vehículo para cada instante de circulación.  
 Con este conjunto de datos, se pueden estudiar las influencias de los parámetros geométricos en el tiempo por vuelta.
- **DOE ('Design of experiments'):** Por último, se aplica este conjunto de técnicas estadísticas para verificar y cuantificar la influencia de cada uno de los parámetros geométricos en el tiempo por vuelta.  
 La realización de este estudio nos permite jerarquizar la contribución de cada parámetro al tiempo por vuelta, y fijar los menos influyentes para centrarnos en la optimización de los más determinantes.

Destacar que este proceso es un proceso cíclico, de manera que los datos obtenidos en la primera simulación son sometidos a un 'diseño de experimentos', modificados acorde a los resultados y posteriormente reintroducidos en el simulador. Así, es posible depurar los valores óptimos de la geometría.



Ilustración 37. Esquema de la metodología de obtención de los valores de los parámetros geométricos

### 9.3. Conclusiones acerca de los parámetros geométricos\_\_\_\_\_

En base al estudio comentado en el apartado anterior, los datos que plasman la geometría que minimiza el tiempo por vuelta del prototipo en el circuito de Alcañiz son los siguientes:

Valores óptimos para los PARÁMETROS GEOMÉTRICOS	
Batalla (mm)	1250
Avance sobre el suelo (mm)	80
Ángulo de lanzamiento (deg)	23.4
Offset tijas (mm)	32.15

Tabla 67. Valores óptimos para los parámetros geométricos

## 9.4. Margen de regulación de los parámetros geométricos\_\_\_\_\_

### A) MÁRGEN DE REGULACIÓN DE LA POSICIÓN DE LAS TIJAS\_\_\_\_\_

La posición relativa de las tijas de la dirección con respecto a las botellas de la suspensión determina en última instancia la geometría de la motocicleta, de manera que variando la citada posición se pueden hacer reglajes en el vehículo que cambien de forma significativa su comportamiento dinámico.

En la fase de prediseño en la que nos encontramos, el margen de regulación de la posición de las tijas es un parámetro funcional a maximizar, ya que cuanto mayor sea la amplitud del intervalo mayor facilidad de puesta a punto poseerá en diseño.

No obstante, y como se verá en la fase de diseño preliminar, la amplitud de regulación está condicionada por el diseño de la articulación de la dirección y algunos de los subsistemas del vehículo. Para obtener una solución de compromiso, se deberá consultar las importancias relativas de los parámetros de diseño en el PCF correspondiente, y satisfacer así las necesidades del cliente en la medida que él nos lo solicita.

### B) MÁRGEN DE REGULACIÓN DEL OFFSET DE LAS TIJAS\_\_\_\_\_

Para economizar recursos tanto económicos como humanos se decide utilizar el mismo modelo de tijas que en la motocicleta construida para la edición anterior, por las siguientes razones:

- La geometría adoptada en el nuevo diseño es la misma que para el prototipo de 125 cc, y por tanto es alcanzable con el piecerío de la 2T.
- Se dispone de una tija inferior que en la motocicleta anterior se utilizaba como repuesto. Si la empleamos, sólo es necesario fabricar una de las dos piezas. Esto conlleva una reducción de presupuesto que no puede pasarse por alto.

Dicho esto, también se va a implementar el sistema de casquillos excéntricos del eje de la dirección que nos permite cambiar el offset de la horquilla. No obstante, existe la posibilidad de fabricar casquillos con un descentramiento mayor que los existentes si los estudios de las geometrías alcanzables (que son parte de este proyecto) o las verificaciones del comportamiento una vez finalizado el mismo así lo exigieran.

Así, y siendo el offset nominal de las tijas 32.15 mm, el margen de variación del offset de las tijas que se proyecta inicialmente es de  $\pm 4$  mm.

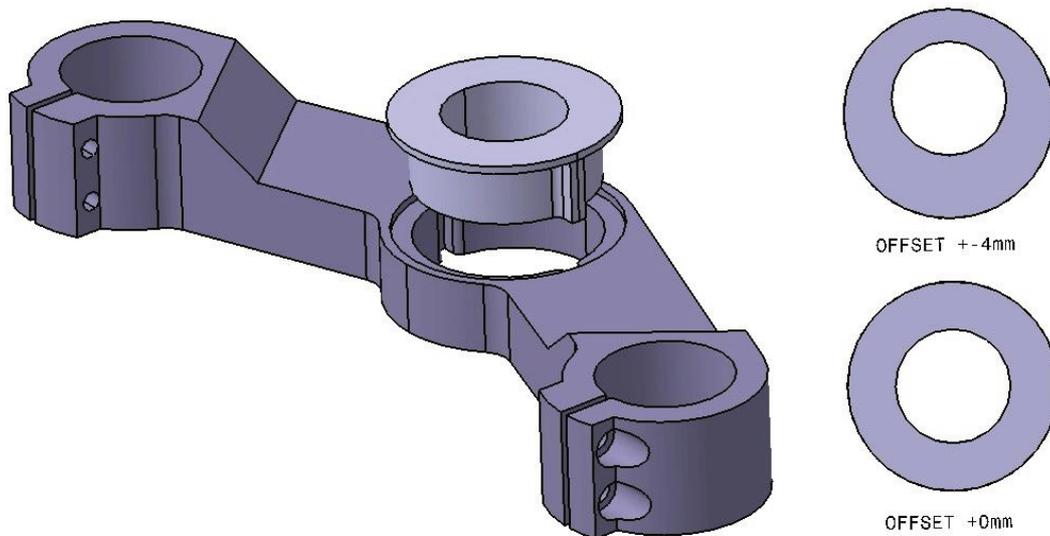


Ilustración 38. Sistema de casquillos intercambiables que permite la variación del offset de las tijas

### C) MÁRGEN DE REGULACIÓN DE LA ALTURA DEL AMORTIGUADOR TRASERO

Para cuantificar el margen que debemos disponer para regular la altura de la parte trasera de la motocicleta es necesario que nos remontemos al motivo de la existencia de este intervalo de regulación.

Cuando ajustamos la geometría de la motocicleta ya sea cambiando la posición de las tijas sobre la horquilla o el descentramiento del eje de la rueda utilizando el sistema de casquillos (este influyendo en mucha menor medida), el centro de gravedad del conjunto moto-piloto cambia de lugar, y la posición del piloto sufre variaciones tanto en altura como en ángulo de inclinación con respecto al suelo. De este efecto nace la necesidad de la existencia de otros 3 márgenes de regulación, y que son:

- Un margen de regulación del punto en el que el amortiguador trasero se une al bastidor. Aunque como se verá más adelante el cambiar de ubicación este punto modificará el comportamiento de la suspensión trasera, la finalidad de este intervalo es la de paliar los efectos mencionados en párrafos anteriores. Por tanto, las variaciones serán pequeñas, y se considerará despreciable el cambio de comportamiento de la suspensión al movernos a lo largo de este margen.
- Un margen de regulación de la altura del asiento, que permite recolocar al piloto (a su centro de masas) en la posición deseada sin alterar el comportamiento de la suspensión trasera. No solo eso, sino que además nos permitirá pequeñas correcciones en la ergonomía y la aerodinámica del conjunto.
- Un margen de regulación del ángulo del asiento con respecto al suelo. Las variaciones en ángulo del asiento que se producen debidas al cambio de posición de las tijas con respecto a la horquilla son muy pequeñas. No obstante, además de remediar este problema, la existencia de este margen permite también pequeñas correcciones en la ergonomía y aerodinámica.

Siendo así, la decisión cuantitativa para el margen de regulación de la altura del amortiguador se tomará una vez se conozca a ciencia cierta el intervalo en el cual se pueden mover las tijas de la dirección sobre la horquilla. Para esto es necesario haber superado la fase de diseño preliminar, y conocer la naturaleza de todos los sistemas y subsistemas que conforman el prototipo.

## 10. Cálculo de la aceleración máxima

El proceso de obtención de la máxima aceleración <sup>[10]</sup> que el diseño puede conseguir se divide en el cálculo de tres aceleraciones distintas, en cada una de las cuales se supone una limitación de distinta naturaleza.

Una vez hayamos obtenido los tres valores, la aceleración máxima será el valor de menor módulo, y el factor limitante de la aceleración será el asociado a dicho valor.

Se presenta a continuación el diagrama de sólido rígido del conjunto durante la fase de aceleración en línea recta (ilustración 39). A partir de él obtendremos las expresiones para la carga vertical en cada neumático, que necesitaremos para el cálculo de los citados casos de aceleración máxima.

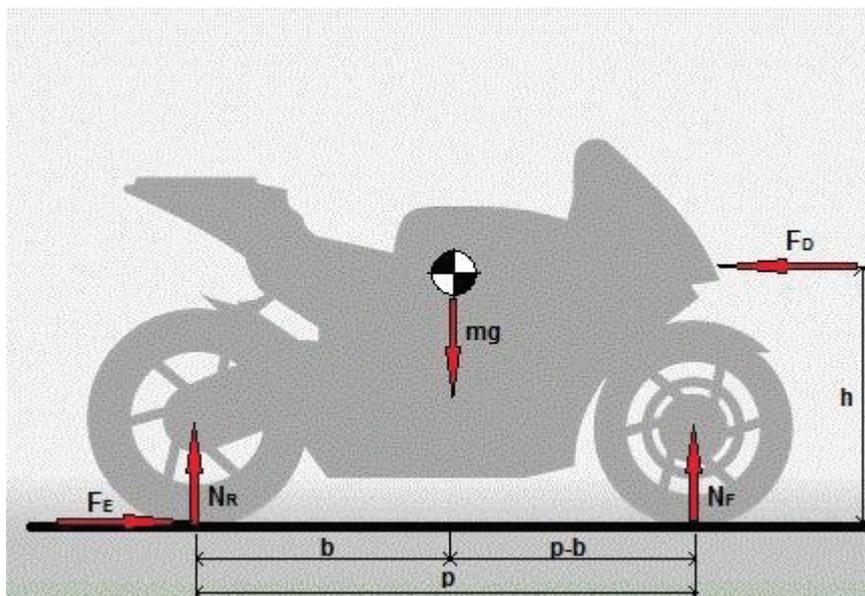


Ilustración 39. Diagrama de sólido rígido del conjunto en la situación de aceleración

Aplicando la 2ª Ley de Newton al diagrama de la figura, se obtienen las siguientes relaciones analíticas:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_{CaG} = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} F_E - F_D - m\ddot{x} = 0 \\ N_R + N_F - mg = 0 \\ F_E \cdot h + N_F \cdot (p - b) - N_R \cdot b = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} N_F = mg \frac{b}{p} - F_E \frac{h}{p} \\ N_R = mg \frac{(p-b)}{p} - F_E \frac{h}{p} \end{cases} \quad (\text{Ecs. 10.1})$$

De la observación de las ecuaciones 10.1 se advierte que la carga vertical en cada neumático depende de dos términos:

- Un término estático, que depende del peso del vehículo y la posición longitudinal del centro de masas respecto a la batalla.

- Un término dinámico, que depende de la fuerza de empuje y de la relación entre la altura del centro de gravedad y la batalla. Este es el responsable de que a mayor fuerza ejercida en el neumático trasero, mayor es la transferencia de carga hacia la rueda delantera o trasera, en función de si esta fuerza es de aceleración o frenada.

### 10.1. Aceleración limitada por el motor

En este apartado se obtiene la aceleración máxima del conjunto moto-piloto si el factor limitante de la misma es la potencia del motor. En este supuesto, el motor no tiene suficiente potencia como para hacer derrapar la rueda trasera, ni para hacer volcar la motocicleta hacia atrás.

#### HIPÓTESIS

- La altura del centro de presiones del conjunto coincide con la del centro de gravedad, de manera que la fuerza de resistencia aerodinámica se aplica en la misma cota vertical que la del centro de masas.
- Se desprecia la fuerza de resistencia a la rodadura, de manera que la única fuerza externa que se opone al avance de la motocicleta es la fuerza aerodinámica.
- Se deprecian los recorridos de las suspensiones, que hacen variar la posición del centro de masas durante la aceleración. Los efectos debidos al recorrido de las suspensiones pueden ser sensibles, aunque complican excesivamente el cálculo.
- Se supone que la máxima aceleración se consigue con la primera velocidad engranada, y con el motor funcionando en régimen de máximo par.

Aplicando la 2ª ley de Newton en el eje x, se obtiene la siguiente relación de parámetros:

$$\sum F_x = m^* \cdot \ddot{x} \quad \rightarrow \quad F_E - F_D - m^* \cdot \ddot{x} = 0 \quad (\text{Ec. 10.2})$$

Obtenemos la masa aparente del conjunto ( $m^*$ ), que será mayor a la masa real al considerar las masas en rotación de la motocicleta, y por tanto las inercias que generan:

$$m^* = m_{TOT} + I_R \cdot \tau_R^2 + I_F \cdot \tau_F^2 + I_V \cdot \tau_V^2 \quad (\text{Ec. 10.3})$$

Nombre del parámetro	Definición	Valor
$m_{TOT}$	Masa real del conjunto moto-piloto	180 kg
$I_R$	Inercia de la rueda trasera	0.4 kg·m <sup>2</sup>
$I_F$	Inercia de la rueda delantera	0.3 kg·m <sup>2</sup>
$I_V$	Inercia del volante de inercia	0.002 kg·m <sup>2</sup>
$\tau_R$	Ratio de velocidad de la rueda trasera ( $1/R_R$ )	3.25 m <sup>-1</sup>
$\tau_F$	Ratio de velocidad de la rueda delantera ( $1/R_F$ )	3.37 m <sup>-1</sup>
$\tau_V$	Ratio de velocidad del volante de inercia ( $\omega_{CIG}/V$ )	65.81 m <sup>-1</sup>

Tabla 68. Valores de los parámetros característicos para el cálculo de la masa aparente del conjunto moto-piloto

Utilizando los datos concernientes a las relaciones de transmisión del tren de potencia de la motocicleta, se calcula el ratio de velocidad del volante de inercia,  $\tau_V$ . Además, para ello es necesario tener en cuenta los siguientes aspectos:

- La máxima aceleración se consigue con la primera marcha engranada, con lo cual en el ámbito de este problema, la relación de transmisión del cambio es la correspondiente a la 1ª velocidad.
- La mayor aceleración se produce para la relación de transmisión secundaria de mayor módulo de entre todas las obtenidas. Al aumentar el valor de esta relación de

transmisión se aumenta el ratio de velocidad del volante de inercia, y por tanto la masa aparente del conjunto, aunque también aumenta la fuerza de empuje en la rueda trasera. El segundo de los efectos prevalece sobre el primero, y se puede concluir que la mayor aceleración se obtiene con la relación de transmisión de mayor módulo. Así  $i_{SECUNDARIA} = 2.545$ ,

$$\tau_V = i_{PRIMARIA} \cdot i_{1^\circ MARCHA} \cdot i_{SECUNDARIA} \cdot \frac{1}{R_R} = 63.96 \text{ m}^{-1} \quad (\text{Ec. 10.4})$$

Una vez se ha obtenido  $\tau_V$  podemos obtener la masa aparente del vehículo ( $m^*$ ), la cual tiene un valor de **196.3 kg**.

La fuerza horizontal que ejerce la rueda trasera ( $F_R$ ) es propiciada por el empuje del motor, y la expresión que permite obtenerla se deriva directamente de la ecuación 8.7 del apartado 8.4.

$$F_R = \frac{T_{CIGÜEÑAL} \cdot i_{PRIMARIA} \cdot i_{1^\circ MARCHA} \cdot i_{SECUNDARIA}}{R_R} \quad (\text{Ec. 10.5})$$

Se tiene en cuenta además las siguientes cuestiones:

- De acuerdo con la expresión anterior, la máxima fuerza en la rueda trasera (y en principio, la máxima aceleración), se obtienen en la situación en la que  $T_{CIGÜEÑAL}$  es máximo.

Por tanto, de la curva de potencia característica del propulsor se obtiene los datos de la situación de máximo par entregado:

SITUACIÓN DE MÁXIMO PAR DEL PROPULSOR	
$T_{CIGÜEÑALMAX}$ (mkg)	n (rpm)
2.4	8730

Tabla 69. Parámetros característicos de la situación de máximo par ( $T_{CIGÜEÑALMAX}$ ) del propulsor

Finalmente, según la ecuación 10.5, la fuerza longitudinal que ejerce la fuerza trasera en la situación de máxima aceleración,  $F_R$ , es **1505.8 N**.

Si ahora tenemos en cuenta los datos empleados en el apartado de cálculo de la velocidad máxima, podemos calcular la resistencia aerodinámica a la velocidad correspondiente a la situación de aceleración máxima. De acuerdo con las distintas relaciones de transmisión, la velocidad lineal de la rueda en la situación de máxima potencia vendrá dada por:

$$V_{RUEDA} = \frac{\omega_{CIG}}{\tau_V} = 17.1 \text{ m/s} = 61.5 \text{ km/h} \quad (\text{Ec. 10.6})$$

Por tanto, la fuerza de resistencia aerodinámica  $F_D$ , a dicha velocidad tendrá una magnitud de **32.7 N**, tal y como demuestra la ecuación 10.7:

$$F_D(17.1 \text{ m/s}) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_x \cdot V^2 = 32.76 \text{ N} \quad (\text{Ec. 10.7})$$

Recurriendo a la ecuación 10.2, se concluye que la aceleración máxima que el motor puede propiciar a la motocicleta, suponiendo que la rueda trasera no deslizará y la motocicleta no volcará hacia atrás, es de

$$\ddot{x} = \frac{F_R - F_D}{m^*} = 7.5 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Ec. 10.8})$$

## 10.2. Aceleración limitada por tracción

Se calcula en este subapartado la fuerza máxima de tracción que la rueda trasera puede ejercer antes de empezar a patinar, y la aceleración que esta fuerza produciría.

Es importante hacer notar ver en el momento que la rueda trasera comienza a patinar, la aceleración alcanzable es menor que si esta no patina, al disminuir el valor del coeficiente de rozamiento asfalto-neumático. Entonces nos encontramos en el caso en el caso de la máxima aceleración alcanzable limitada por tracción.

### HIPÓTESIS

- La altura del centro de presiones es la misma que la del centro de gravedad, de manera que la fuerza de resistencia aerodinámica se aplica a la misma cota vertical que la del centro de masas.
- Se desprecia la fuerza de resistencia a la rodadura, de manera que la única fuerza externa que se opone al avance de la motocicleta es la fuerza aerodinámica.
- Se deprecian los recorridos de las suspensiones, que hacen variar la posición del centro de masas durante la aceleración. Los efectos debidos al recorrido de las suspensiones pueden ser sensibles, aunque complican excesivamente el cálculo.

Combinando la expresión que proporciona la aplicación de la 2º Ley de Newton al eje longitudinal, la que refleja el límite de adherencia de la rueda trasera, y la expresión inicialmente deducida para la carga vertical sobre la rueda trasera, se puede obtener la máxima aceleración limitada por tracción:

$$\begin{cases} F_R = m^* \cdot \ddot{x} + F_D \\ F_R \leq \mu \cdot N_R \end{cases} \quad \text{con} \quad N_R = mg \cdot \frac{(p-b)}{p} + F_R \cdot \frac{h}{p} \quad (\text{Ec. 10.9})$$

Operando y ordenando las expresiones anteriores, se obtiene que:

$$\ddot{x} \leq \frac{\mu \cdot g \cdot \frac{(p-b)}{p}}{(1 - \mu \frac{h}{p})} - \frac{F_D}{m^*} \quad (\text{Ec. 10.10})$$

Como puede observarse, la máxima aceleración se obtiene cuando la fuerza aerodinámica ( $F_D$ ) es cero. A medida que la velocidad crece, parte de la fuerza de aceleración se emplea en vencer la resistencia aerodinámica, con lo cual la máxima aceleración limitada por tracción se produce a velocidad nula. Esto nos lleva a las siguientes simplificaciones:

- Tal y como se ha comentado,  $F_D = 0$ , por lo que es supuesto que la velocidad del conjunto es nula.
- En el cálculo no es necesario considerar las inercias de las partes móviles de la motocicleta, ya que estas poseen velocidad nula.

Después de estas simplificaciones, se concluye que la máxima aceleración limitada por tracción es  $\ddot{x} \leq 13.775 \text{ m/s}^2$ .

### 10.3. Aceleración limitada por rodadura

En este apartado calcularemos cuál es el valor de la fuerza de empuje ejercida por la rueda trasera que hace que la rueda delantera de la motocicleta se despegue del suelo, y la aceleración que crearía dicha fuerza; para posteriormente compararla con las aceleraciones obtenidas en los subapartados anteriores.

Durante la conducción real del prototipo, el piloto disminuiría la aceleración del vehículo en la citada situación. Si no fuese así, aunque la fuerza en la rueda trasera no siguiera aumentando (es decir, se mantuviera), el brazo de palanca relacionado con el par que hace el peso del conjunto se iría reduciendo, y la motocicleta volcaría irremediabilmente hacia atrás al no poder compensarse el par que genera la fuerza de aceleración.

Entonces, la fuerza de empuje realizada por la rueda trasera ( $F_R$ ) que hace que la rueda delantera comience a despegar del suelo ( $N_F = 0$ ) es:

$$N_F = mg \cdot \frac{b}{p} - F_R \cdot \frac{b}{p} = 0 \rightarrow F_R = mg \cdot \frac{b}{h} \quad (\text{Ec. 10.11})$$

Retomando la expresión obtenida de la aplicación de la 2º Ley de Newton al eje longitudinal, y sustituyendo el resultado anterior, se tiene que la aceleración limitada por rodadura es:

$$\ddot{x} = \frac{F_R - F_D}{m^*} = \frac{m \cdot g \cdot b}{h \cdot m^*} - \frac{F_D}{m^*} \quad (\text{Ec. 10.12})$$

De una observación rápida pero atenta de la expresión anterior, se deduce que la máxima aceleración obtenible limitada por rodadura es función del cociente de parámetros geométricos  $\frac{b}{h}$  y de la fuerza de resistencia aerodinámica  $F_D$ , que en última instancia es función de la velocidad del prototipo. Así, a medida que la velocidad de avance aumenta (la fuerza de resistencia aerodinámica aumenta también), la aceleración necesaria para llegar a la limitación por rodadura ( $N_F = 0$ ) es mayor. Se puede concluir entonces que un incremento de la fuerza aerodinámica hace disminuir la máxima aceleración alcanzable limitada por rodadura. Esto tiene una serie de implicaciones en el cálculo:

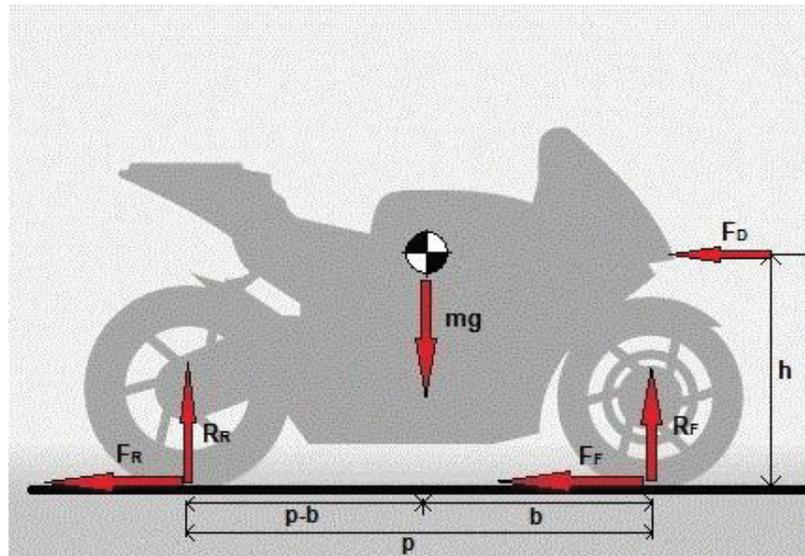
- La máxima aceleración limitada por rodadura se dará para una velocidad nula, situación en la cuál  $F_D = 0$ .
- En el cálculo no es necesario considerar las inercias de las partes móviles de la motocicleta, ya que estas poseen velocidad nula.

Finalmente, se puede concluir que la máxima aceleración alcanzable limitada por rodadura es de **9.68 m/s<sup>2</sup>**.

$$\ddot{x} = \frac{m \cdot g \cdot b}{h \cdot m^*} = 9.68 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Ec. 10.13})$$

## 11. Cálculo de la deceleración máxima

En este apartado se efectuarán los cálculos correspondientes para cuantificar la máxima deceleración que el conjunto será capaz de exhibir <sup>[10]</sup>. Para ello, como en el caso de la aceleración, se estudiarán distintos límites para esta magnitud, y posteriormente se compararán entre sí los resultados obtenidos para deducir cuál será la situación limitante que arroja este valor de deceleración máxima.



**Ilustración 40. Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación de frenada**

Durante la fase de frenada se produce una transferencia de carga desde la rueda trasera hasta la delantera, y que es necesario cuantificar para situaciones posteriores de cálculo.

Aplicando la 2ª Ley de Newton al conjunto, cuyo diagrama de sólido rígido es el que se aprecia en la ilustración 40, se tiene:

$$\begin{cases} \sum F_x = m^* \cdot \ddot{x} \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_{CdG} = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} -F_R - F_F - F_D = m^* \cdot \ddot{x} \\ N_R + N_F - mg = 0 \\ F_R h + F_F h + N_R(p - b) - N_F b = 0 \end{cases} \quad (\text{Ecs. 11.1})$$

Operando el sistema de ecuaciones lineales anterior, se obtienen las expresiones para la carga vertical sobre cada rueda en función de la fuerza de frenado ejercida ( $F$ ):

$$\begin{cases} N_F = mg \cdot \frac{b}{p} + F \cdot \frac{h}{p} \\ N_R = mg \cdot \frac{(p-b)}{p} - F \cdot \frac{h}{p} \\ F = F_R + F_F \end{cases} \quad (\text{Ecs. 11.2})$$

## 11.1. Frenada limitada por tracción

En este subapartado se calcula la fuerza máxima de frenada que podemos ejercer sin que ninguno de los neumáticos comience a deslizar, y la deceleración que esta fuerza crea al conjunto.

### HIPÓTESIS

- La altura del centro de presiones del conjunto coincide con la del centro de gravedad, de manera que la fuerza de resistencia aerodinámica se aplica en la misma cota vertical que la del centro de masas.
- Se desprecia la fuerza de resistencia a la rodadura, de manera que la única fuerza externa que se opone al avance de la motocicleta es la fuerza aerodinámica.

- Se deprecian los recorridos de las suspensiones, que hacen variar la posición del centro de masas durante la aceleración. Los efectos debidos al recorrido de las suspensiones pueden ser sensibles, aunque complican excesivamente el cálculo.

En cuanto a la fuerza de resistencia aerodinámica al avance  $F_D$ , la magnitud de esta irá decreciendo según se va progresando en la fase de frenada, ya que esta es directamente proporcional a la tercera potencia de la velocidad de circulación del vehículo. No obstante, el módulo de esta será máximo en el instante de accionar el freno a máxima velocidad, y por tanto la máxima deceleración alcanzable por tracción se dará en esta situación:

$$F_D(V_{MAX}) = 1/2 \cdot \rho \cdot C_X \cdot A_X \cdot V_{MAX}^2 = 327.23 \text{ N} \quad (\text{Ec. 11.3})$$

Además se considerará la energía cinética de las ruedas debidas a su inercia de rotación, lo que hará que la masa aparente a detener sea algo mayor que la masa total del conjunto. Es necesario aclarar que en la situación de frenada la inercia del volante motor no es tan elevada como en el caso de aceleración; además de que existe la posibilidad de frenar con el embrague accionado y por tanto independizar su movimiento de el del resto del tren de potencia de la motocicleta. La masa aparente del vehículo para la situación de frenada máxima, según la ecuación 10.3, tiene un valor de **186.7 kg**:

Dicho esto, la máxima fuerza longitudinal que los neumáticos pueden ejercer es  $F = \mu \cdot mg$  antes de empezar a patinar y perder tracción (y por tanto la capacidad de generar fuerza de frenado).

Si sustituimos estos valores en las ecuaciones 11.1, resultante de aplicar la 2º Ley de Newton al eje longitudinal, se obtiene:

$$\ddot{x} = \frac{-F - F_D}{m^*} = \frac{-mg \cdot \mu - F_D}{m^*} = -13.1 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Ec. 11.4})$$

Y que es la máxima deceleración que la adherencia de los neumáticos con el suelo pueden proporcionar.

## 11.2. Frenada limitada por vuelco

En este apartado buscamos el momento en el cual la rueda trasera comienza a despegarse del suelo debido a la transferencia de carga desde la rueda trasera a la rueda delantera en la fase de frenado. Si en esta situación el piloto sigue incrementando la fuerza de frenado, la motocicleta comenzará a volcar hacia adelante, perdiéndose la capacidad de decelerar dada la inestabilidad de la conducción. Además, si el piloto mantiene la fuerza de frenado en vez de reducirla, el brazo de palanca asociado al peso del conjunto se reducirá y este par será incapaz de devolver el conjunto a la posición inicial, y vehículo volcará igualmente.

Para cuantificar la deceleración que se produce en este supuesto, calcularemos la fuerza de frenada que hace que la rueda trasera pierda toda su carga vertical (denominada  $F$ , y que obviamente será ejercida en su totalidad con el freno delantero), y posteriormente obtendremos la deceleración que causa en el conjunto la existencia de esta fuerza.

### HIPÓTESIS

- La altura del centro de presiones del conjunto coincide con la del centro de gravedad, de manera que la fuerza de resistencia aerodinámica se aplica en la misma cota vertical que la del centro de masas.

- Se desprecia la fuerza de resistencia a la rodadura, de manera que la única fuerza externa que se opone al avance de la motocicleta es la fuerza aerodinámica.
- Se deprecian los recorridos de las suspensiones, que hacen variar la posición del centro de masas durante la aceleración. Los efectos debidos al recorrido de las suspensiones pueden ser sensibles, aunque complican excesivamente el cálculo.

$$N_R = mg \cdot \frac{(p-b)}{p} - F \cdot \frac{h}{p} = 0 \rightarrow F = mg \cdot \frac{p-b}{h} \quad (\text{Ec. 11.5})$$

En cuanto a la fuerza de resistencia aerodinámica, los comentarios son los mismos que en el apartado de deceleración limitada por tracción. La mayor frenada se producirá circulando a máxima velocidad y ejerciendo una fuerza de frenado  $F$ . En esa situación, la fuerza aerodinámica de oposición al avance es:

$$F_D(V_{MAX}) = 1/2 \cdot \rho \cdot C_X \cdot A_X \cdot V_{MAX}^2 = 327.23 \text{ N} \quad (\text{Ec. 11.6})$$

Al igual que en apartado anterior, sólo se considera la energía relacionada con las inercias de rotación de las ruedas, despreciando la del volante motor. Por tanto, la masa aparente a detener del vehículo es **186.7 kg**.

Regresando a la ecuación proveniente de la 2ª Ley de Newton (ecuaciones 11.1), y utilizando la masa aparente del conjunto que contempla las inercias de las ruedas, obtenemos la deceleración que crea la aplicación de esta fuerza de frenado  $F$ :

$$\ddot{x} = \frac{-F-F_D}{m^*} = -11.93 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Ec. 11.7})$$

Y que es la máxima deceleración que puede conseguirse antes de que el conjunto motocicleta-piloto entre en fase de vuelco.

## 12. Cálculo del diámetro del disco de freno delantero \_\_\_\_\_

En este apartado se hará un estudio cuantitativo del subsistema de freno de la rueda anterior, basándonos en el material que ha sido proporcionado por la organización, y cuyas características pueden consultarse en el Anexo 5 de este documento.

Antes de nada, destacar que con este procedimiento vamos a obtener el radio efectivo del disco que se demanda en función de la fuerza que el piloto ejerce sobre la leva de accionamiento; por lo que tendremos que adoptar una solución de compromiso entre ergonomía y capacidad de frenado en función de los pesos relativos de estas funcionalidades en el pliego de condiciones funcional. No obstante, esta decisión se tomará en fases posteriores del proyecto.

### 12.1. Cálculo de la potencia de frenado demandada \_\_\_\_\_

Se procede a calcular la potencia de frenado necesaria para detener la motocicleta en la situación de máxima deceleración, que será la más exigente con el sistema de frenado.

## HIPÓTESIS

- Durante la situación de frenada máxima, mostrada en la ilustración 40, se ha deducido que la rueda trasera no tiene carga vertical ( $N_R = 0$ ), y por tanto toda la fuerza de frenada la ejerce el subsistema de freno delantero.  
Además, se deduce también que todo el peso del conjunto moto-piloto recae sobre la rueda delantera.
- Se desprecian tanto el frenado por causas aerodinámicas como por causas de rodadura. Esta hipótesis se aleja de la situación real a altas velocidades, donde la frenada que origina la resistencia aerodinámica es sensible. No obstante, así se sobredimensiona el sistema de freno.

- **Cálculo de la energía cinética ( $E_C$ ) del conjunto a máxima velocidad:** Es la energía que necesita disipar el subsistema de freno delantero para detener el conjunto desde la velocidad máxima hasta el reposo. Para tener en cuenta en el cálculo las inercias de las masas en rotación, se calcula utilizando la masa aparente del conjunto,  $m^*$ , que tiene en cuenta la energía de rotación de las ruedas, excluyendo en este caso la del volante de inercia.

$$m^* = m_{TOT} + I_R \cdot \tau_R^2 + I_F \cdot \tau_F^2 + I_V \cdot \tau_V^2 = 187.6 \text{ kg} \quad (\text{Ec. 12.1})$$

$$E_C(V_{MAX}) = \frac{1}{2} \cdot m^* \cdot V_{MAX}^2 = 266.81 \text{ kJ} \quad (\text{Ec. 12.2})$$

- **Cálculo del tiempo de detención:** Es el tiempo que el vehículo tarda en pasar de la velocidad máxima hasta el reposo en la situación de frenada máxima, suponiendo que este realiza un movimiento rectilíneo uniformemente decelerado.

Si como deceleración del movimiento utilizamos los  $-10.66 \text{ m/s}^2$  obtenidos en el apartado 11, estaremos considerando que la fuerza aerodinámica,  $F_D$ , que sufre el conjunto durante la totalidad del MRUA es la correspondiente a la velocidad máxima. Es por esto, que en primer lugar se calcula la deceleración limitada por vuelco suponiendo  $F_D = 0$ . Esto ayuda a un cálculo más eficiente del sistema de freno, ya que de lo contrario se estaría sobredimensionando innecesariamente.

$$\ddot{x} = \frac{-F}{m^*} = \frac{-mg \cdot \frac{p-b}{h}}{m^*} = -9.41 \text{ m/s}^2$$

$$V(t_{DETENCIÓN}) = 0 = V_{MAX} + \ddot{x} \cdot t_{DETENCIÓN} \quad (\text{Ec. 12.3}) \rightarrow t_{DETENCIÓN} = 5.67 \text{ s}$$

Entonces, según lo expuesto anteriormente, la potencia de frenado demandada al subsistema de freno delantero para detener el conjunto desde la velocidad máxima hasta el reposo, y todo ello en condiciones de frenada máxima, viene dada por la ecuación 12.4.

$$P_{DEMANDADA} = \frac{E_C(V_{MAX})}{t_{DETENCIÓN}} = 47.07 \text{ Kw} \quad (\text{Ec. 12.4})$$

## 12.2. Cálculo de la potencia que ejerce el sistema de freno delantero

### HIPÓTESIS

- Los elementos mecánicos que componen el subsistema de frenado delantero se consideran infinitamente rígidos. Esta suposición está muy cercana a la realidad, ya se diseñan con este fin.
- El líquido de frenos se considera incompresible, siendo esta también una suposición muy cercana a la realidad para las temperaturas de trabajo habituales del fluido.
- No existe *gap* entre la leva de accionamiento y el pistón maestro, entre los pistones esclavos y las pastillas de freno, y tampoco entre las pastillas de freno y el disco. Esta hipótesis está un poco más alejada de la realidad, pero es más a tener en cuenta durante el diseño de los componentes del sistema de frenado.

La forma de la leva de accionamiento del freno hace que la fuerza que esta ejerce sobre el pistón maestro se vea amplificada respecto a la fuerza que el piloto ejerce sobre la propia leva; al ejercerse estas con distinto brazo de palanca<sup>[5]</sup>. Esta amplificación viene dada en la ficha de características de la leva de accionamiento, y su magnitud es de 5.2, de manera que:

$$F_1 = Rat_{LEVA} \cdot F_{PILOTO} \quad (\text{Ec. 12.5})$$

Donde:

- $F_{PILOTO}$  es la fuerza que el piloto ejerce sobre la leva de accionamiento del freno en el punto de aplicación de la misma, y que se muestra en la ficha de características de la misma.
- $F_1$  es la fuerza que se ejerce sobre el pistón maestro del sistema hidráulico de frenado.

La fuerza  $F_1$  crea una presión interna en el seno del líquido de frenos, lo que se traduce en una fuerza sobre los pistones esclavos ( $F_2$ ), que es dependiente de la relación entre áreas de los pistones esclavos y maestros (Ppio. Pascal):

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{A_2}{A_1} \quad (\text{Ec 12.6})$$

Donde:

- $A_1$  es el área transversal del pistón maestro del sistema hidráulico, cuyo diámetro ( $d_1$ ) se obtiene de la ficha de especificaciones del subsistema de freno. El valor de esta área es de  $1.267 \cdot 10^{-4} m^2$ .
- $A_2$  es el área transversal del pistón esclavo. Al tratar con una pinza de freno de dos pares de pistones enfrentados entre sí, y tal y como se propone en [5], el área efectiva de los pistones esclavos viene dada por  $A_2 = \pi \cdot n \cdot d_2^2 / 4$ , siendo  $n$  el número de pistones. Acudiendo a la ficha de especificaciones para consultar el valor de  $d_2$ , se obtiene un valor para  $A_2$  de  $1.964 \cdot 10^{-3} m^2$ .

Entonces, la fuerza resultante que los pistones esclavos ejercen sobre las pastillas de freno ( $F_2$ ) tiene un valor de  $80.6 \cdot F_{PILOTO}$ , y con ella se puede calcular además la fuerza resultante que el subsistema de frenado delantero ejerce sobre el disco,  $F_{FRENADO}$  <sup>[11]</sup>:

$$F_{FRENADO} = \mu_{PASTILLA-DISCO} \cdot F_2 = 44.3 \cdot F_{PILOTO} \quad (\text{Ec. 12.7})$$

De la consulta de diversos catálogos de fabricantes de componentes de freno, se plantea como un valor aceptable para el coeficiente de rozamiento pastilla-disco ( $\mu_{PASTILLA-DISCO}$ ) 0.55, que es un valor intermedio de los que exhiben los distintos materiales de frenado

Y por último nos plantearemos cuál es la potencia de frenado que genera la existencia de dicha fuerza, sabiendo la velocidad angular que posee el conjunto de la rueda delantera a máxima velocidad:

$$P_{FRENADO} = F_{FRENADO} \cdot V_{DISCO} = 44.33 \cdot F_{PILOTO} \cdot \omega_F \cdot R_{efectivo} = 8999 \cdot F_{PILOTO} \cdot R_{efectivo} \quad (\text{Ec. 12.8})$$

### 12.3. Elección del radio efectivo del disco delantero

Para finalmente obtener la expresión que nos relaciona la fuerza a ejercer por el piloto sobre la leva y el radio efectivo del disco a emplear, se iguala la potencia de frenado demandada con la potencia de frenado que el subsistema de frenado delantero es capaz de ejercer.

$$P_{FRENADO} = 8999 \cdot F_{PILOTO} \cdot R_{efectivo} = 47.07 \text{ Kw}$$

$$R_{efectivo} = \frac{5.23}{F_{PILOTO}} \quad (\text{Ec. 12.9})$$

Para tomar una decisión, se adjunta una tabla en la que puede verse el diámetro efectivo del disco necesario en función de la fuerza ejercida por el piloto sobre la leva. La decisión final dependerá de los tamaños de disco disponibles en el mercado, el intervalo de tamaños que pueden montarse en el prototipo sin afectar a la funcionalidad, y de las importancias relativas de estas funcionalidades afectadas.

Además, es preferible no hacer la elección del diámetro del disco hasta la fase de diseño del sistema de frenado, por dos motivos:

- En la fase de diseño se tendrá una visión más amplia del prediseño.
- El diámetro del disco de freno tiene muy pocas influencias sobre otros parámetros funcionales, tal y como se puede ver en el Roof de la QFD. Por tanto, la elección de este puede llevarse a cabo en fases más adelantadas sin afectar a los valores adoptados por el resto de parámetros funcionales.

Fpiloto (N)	Diámetro efectivo (mm)
10	0,52
15	0,35
20	0,26
25	0,21

30	0,17
35	0,15
40	0,13
45	0,12
50	0,10
55	0,10

Tabla 70. Relación de la fuerza que el piloto ejerce sobre el accionamiento del freno ( $F_{\text{piloto}}$ ) con el diámetro efectivo del disco ( $\phi_{\text{DISCO}}$ ), para las condiciones de frenada impuestas.

### 13. Cálculo del diámetro del disco trasero

En este apartado se efectuará un estudio del subsistema de frenado trasero. Cabe destacar que entre el material proporcionado por la organización no se encuentra el pedal de accionamiento del freno, por lo que se establecerá una relación matemática entre el diámetro del disco demandado, la fuerza aplicada por el piloto en el punto de accionamiento del pedal, y el ratio de amplificación de la fuerza de este.

Posteriormente, y atendiendo al PCF, se han de decidir dos de estos valores para fijar el tercero, y todo ello atendiendo a las limitaciones físicas e importancias relativas de las funcionalidades en cuestión como son ergonomía, capacidad de frenada, etc...

#### 13.1. Cálculo de la deceleración máxima obtenible con el freno trasero

Tal y como se ha venido desarrollando en los apartados dos apartados anteriores, la situación de frenada máxima está limitada por vuelco, de manera que toda la fuerza de frenado la ejerce el subsistema de freno delantero (ya que en la citada situación  $N_R = 0$ ). Es por esto que para el cálculo del subsistema de frenado trasero necesitamos antes obtener la máxima deceleración alcanzable utilizando únicamente el freno trasero.

Para identificarla y cuantificarla aplicaremos las leyes de Newton al conjunto motocicleta piloto en la citada situación:

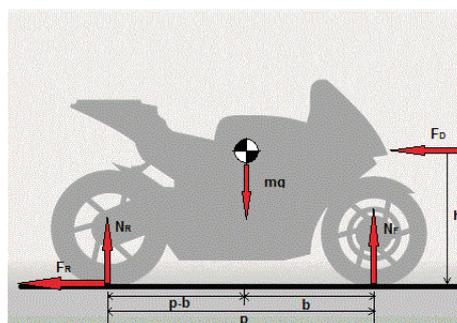


Ilustración 41. Diagrama de sólido rígido del conjunto para la situación de frenada accionando el freno trasero

## A) FRENADA LIMITADA POR VUELCO

Si sólo utilizamos el freno trasero, tanto la fuerza de frenado trasera,  $F_R$ , como la carga vertical en la rueda trasera,  $N_R$ , generan momentos que tienden a volcar el vehículo hacia adelante. No obstante, y aunque es un razonamiento obvio, se demuestra matemáticamente que es imposible volcar hacia adelante utilizando únicamente el freno trasero. Se procede para ello por reducción a lo absurdo.

Tomando las ecuaciones 11.2 para la situación de frenada deducidas en el apartado 11, junto con la ecuación de momentos en torno al C.d.G suponiendo el equilibrio del conjunto, se tiene la siguiente colección de ecuaciones aplicables a nuestro estudio:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_{C.d.G} = 0 \rightarrow N_R \cdot (p - b) + F_R \cdot h - N_F \cdot b = 0 \\ N_F = mg \cdot \frac{b}{p} - F \cdot \frac{h}{p} \\ N_R = mg \cdot \frac{p-b}{p} - F \cdot \frac{h}{p} \\ F = F_R + F_F \end{array} \right. \quad (\text{Ecs. 13.1})$$

Pero además, al suponer que la motocicleta está volcando hacia adelante por el efecto de la frenada únicamente con el freno trasero, se establecen las siguientes relaciones matemáticas:

- El piloto solamente frena con el freno trasero:  $F_F = 0$  (Ec. 13.2)
- En el comienzo del vuelco, que es la situación a estudio, la ecuación de momentos queda como  $N_R \cdot (p - b) + F_R \cdot h = N_F \cdot b$  (Ec. 13.3)
- Como la motocicleta está volcando hacia adelante, el reparto de pesos se expresa según  $N_R = 0$  y  $N_F = mg$  (Ecs. 13.4)

Introduciendo las ecuaciones 13.4 en las correspondientes al reparto de pesos del sistema inicial, se obtiene la siguiente relación:  $F_R \cdot h = -mg \cdot (p - b - 1)$  (Ec. 13.5)

Si por último introducimos la condición que ilustra la ecuación 13.5 en la ecuación de momentos (ecuación 13.3), y simplificamos el resultado, se obtiene que  $mg = N_R \cdot (p - b)$ . Finalmente, según la ecuación 13.2,  $mg = 0$ , lo cual es imposible.

Así, se concluye por reducción a lo absurdo que es imposible volcar hacia adelante accionando únicamente el freno trasero.

## B) FRENADA LIMITADA POR TRACCIÓN

La situación de frenada trasera limitada por tracción se da justo en el momento en el cual la rueda trasera ha llegado al límite de adherencia y empieza a patinar. En esta situación se sabe que el valor para el coeficiente de rozamiento neumático-asfalto ( $\mu$ ) alcanza su valor máximo, por lo que se conoce que  $F_R = \mu \cdot N_R$ . Así, es posible resolver el sistema lineal de 3 ecuaciones y 3 incógnitas que arroje los valores de  $F_R$ ,  $N_R$ , y  $N_F$ :

### HIPÓTESIS

- La altura del centro de presiones del conjunto coincide con la del centro de gravedad, de manera que la fuerza de resistencia aerodinámica se aplica en la misma cota vertical que la del centro de masas.

- Se desprecia la fuerza de resistencia a la rodadura, de manera que la única fuerza externa que se opone al avance de la motocicleta es la fuerza aerodinámica.
- Se deprecian los recorridos de las suspensiones, que hacen variar la posición del centro de masas durante la aceleración. Los efectos debidos al recorrido de las suspensiones pueden ser sensibles, aunque complican excesivamente el cálculo.

$$\begin{cases} N_F = mg \cdot \frac{b}{p} + F \cdot \frac{h}{p} \\ N_R = mg \cdot \frac{(p-b)}{p} - F \cdot \frac{h}{p} \\ F_R = \mu \cdot N_R \end{cases} \rightarrow \begin{cases} F_R = 662.18 \text{ N} \\ N_R = 551.81 \text{ N} \\ N_F = 1214 \text{ N} \end{cases} \quad (\text{Ecs. 13.6})$$

Finalmente, aplicando la 2ª Ley de Newton en la dirección longitudinal, se puede obtener la máxima deceleración alcanzable si sólo se acciona el freno trasero. Como en el caso anterior en el cual se estudiaba el freno delantero, la deceleración máxima se conseguirá accionando el pedal de freno a máxima velocidad, donde la fuerza aerodinámica,  $F_D$ , tiene un valor máximo de 327.23 N. No obstante, también se calculará la máxima deceleración suponiendo  $F_D = 0 \text{ N}$ , ya que arroja un cálculo más eficiente del subsistema de freno, como se comentó en el apartado 5.

Además, sólo se considerarán las inercias debidas a la rotación de las ruedas, excluyendo el volante motor, por los mismos motivos apuntados en apartados anteriores. De esta manera, la masa aparente del conjunto a detener es de 186.7 kg.

$$\Sigma F_X = -F_R - F_D = m^* \cdot \ddot{x} \rightarrow \begin{cases} F_D = 327.23 \text{ N} \rightarrow \ddot{x} = \frac{-F_R - F_D}{m^*} = -5.3 \text{ m/s}^2 \\ F_D = 0 \text{ N} \rightarrow \ddot{x} = \frac{-F_R - F_D}{m^*} = -3.55 \text{ m/s}^2 \end{cases} \quad (\text{Ecs. 13.7})$$

### 13.2. Cálculo de la potencia de frenado demandada al freno trasero

Se calculará la potencia de frenado necesaria para detener la motocicleta con la máxima deceleración posible accionando únicamente el freno trasero.

#### HIPÓTESIS

- Según lo desarrollado anteriormente, se asume que la máxima deceleración que se puede alcanzar con el freno trasero despreciando la frenada aerodinámica y de rodadura es de 3.55 m/s<sup>2</sup>.
- **Cálculo de la energía cinética ( $E_C$ ) del conjunto a máxima velocidad:** Es la energía que necesita disipar el subsistema de freno trasero para detener el conjunto desde la velocidad máxima hasta el reposo. Para tener en cuenta en el cálculo las inercias de las masas en rotación, se calcula utilizando la masa aparente del conjunto,  $m^*$ , que tiene en cuenta la energía de rotación de las ruedas, excluyendo en este caso la del volante de inercia.

$$m^* = m_{TOT} + I_R \cdot \tau_R^2 + I_F \cdot \tau_F^2 + I_V \cdot \tau_V^2 = 187.6 \text{ kg} \quad (\text{Ec. 13.8})$$

$$E_C(V_{MAX}) = \frac{1}{2} \cdot m^* \cdot V_{MAX}^2 = 266.81 \text{ k} \quad (\text{Ec. 13.9})$$

- **Cálculo del tiempo de detención:** Es el tiempo que el vehículo tarda en pasar de la velocidad máxima hasta el reposo en la situación de frenada máxima únicamente utilizando el freno trasero, suponiendo que este realiza un movimiento rectilíneo uniformemente decelerado.

Como ya se ha comentado, un cálculo más eficiente del subsistema de freno trasero se da cuando despreciamos la fuerza de resistencia aerodinámica,  $F_D$ . En el citado caso, la deceleración del movimiento de frenada es de  $-3.55 \text{ m/s}^2$ .

$$V(t_{DETENCIÓN}) = 0 = V_{MAX} + \ddot{x} \cdot t_{DETENCIÓN} \text{ (Ec. 13.10)} \rightarrow t_{DETENCIÓN} = 15.02 \text{ s}$$

Así, la potencia de frenado que ha de ejercer el freno trasero en la situación de cálculo viene dada por la ecuación 13.11:

$$P_{DEMANDADA} = \frac{E_C(V_{MAX})}{t_{DETENCIÓN}} = 17.76 \text{ Kw} \text{ (Ec. 13.11)}$$

### 13.3. Cálculo de la potencia de frenado que ejerce el sistema de freno trasero

A continuación se realizará un estudio del sistema de freno trasero <sup>[5] [11]</sup>, para obtener la potencia de frenado que este es capaz de ejercer. Para ello es necesario acudir a la ficha de características de los componentes, la cual se puede encontrar en el Anexo 5 de este documento.

#### HIPÓTESIS

- Los elementos mecánicos que componen el subsistema de frenado delantero se consideran infinitamente rígidos. Esta suposición está muy cercana a la realidad, ya que se diseñan con este fin.
- El líquido de frenos se considera incompresible, siendo esta también una suposición muy cercana a la realidad para las temperaturas de trabajo habituales del fluido.
- No existe gap entre la leva de accionamiento y el pistón maestro, entre los pistones esclavos y las pastillas de freno, y tampoco entre las pastillas de freno y el disco. Esta hipótesis está un poco más alejada de la realidad, pero es más a tener en cuenta durante el diseño de los componentes del sistema de frenado.

Como se ha comentado en el párrafo introductorio del apartado 7, en este caso se desconoce la geometría del pedal de freno, con lo cual no sabemos el ratio entre las fuerzas ejercidas por el piloto en el pedal del freno ( $F_{PILOTO}$ ) y la fuerza que se transmite al pistón maestro ( $F_1$ ). Esto es:

$$F_1 = Rat_{PALANCA} \cdot F_{PILOTO} \text{ (Ec. 13.12)}$$

No obstante, la bomba y pinza de freno traseras sí que es un invariante del reglamento, y podemos obtener el ratio de amplificación hidráulico del sistema (Ppio. Pascal):

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{A_2}{A_1} \text{ (Ec. 13.13)}$$

Donde:

- $A_1$  es el área transversal del pistón maestro del sistema hidráulico, cuyo diámetro ( $d_1$ ) se obtiene de la ficha de especificaciones del subsistema de freno. El valor de esta área es de  $1.267 \cdot 10^{-4} m^2$ .
- $A_2$  es el área transversal del pistón esclavo. Al tratar con una pinza de freno con un par de pistones enfrentados entre sí, y tal y como se propone en [5], el área efectiva de los pistones esclavos viene dada por  $A_2 = \pi \cdot n \cdot d_2^2 / 4$ , siendo  $n$  el número de pistones. Acudiendo a la ficha de especificaciones para consultar el valor de  $d_2$ , se obtiene un valor para  $A_2$  de  $1.414 \cdot 10^{-3} m^2$ .

Se obtiene  $F_2$ , y que es por definición la fuerza resultante que los pistones esclavos ejercen sobre las pastillas de freno, que tiene un valor de  $11.16 \cdot Rat_{PALANCA} \cdot F_{PILOTO}$ , y con ella se puede calcular además la fuerza resultante que el subsistema de frenado trasero ejerce sobre el disco,  $F_{FRENADO}$ :

$$F_{FRENADO} = \mu_{PASTILLA-DISCO} \cdot F_2 = 6.14 \cdot Rat_{PALANCA} \cdot F_{PILOTO} \quad (\text{Ec. 13.14})$$

Finalmente, se puede obtener la potencia de frenado que ejerce el freno trasero,  $P_{FRENADO}$ , en función de la fuerza ejercida por el piloto y la geometría de la palanca de accionamiento, todo ello conociendo la velocidad de la rueda trasera a máxima velocidad.

$$P_{FRENADO} = F_{FRENADO} \cdot V_{DISCO} = 6.14 \cdot F_{PILOTO} \cdot Rat_{PALANCA} \cdot \omega_R \cdot R_{efectivo}$$

$$P_{FRENADO} = 1064 \cdot F_{PILOTO} \cdot Rat_{PALANCA} \cdot R_{efectivo} \quad (\text{Ec. 13.15})$$

### 13.4. Cálculo del diámetro del disco de freno trasero \_\_\_\_\_

Para obtener la relación entre  $F_{PILOTO}$ ,  $Rat_{PALANCA}$ , y  $R_{efectivo}$  igualaremos la potencia demandada al subsistema de freno trasero con la que es capaz de ejercer:

$$P_{FRENADO} = 1064 \cdot F_{PILOTO} \cdot Rat_{PALANCA} \cdot R_{efectivo} = 17.76 \text{ kW}$$

$$R_{efectivo} = \frac{16.7}{F_{PILOTO} \cdot Rat_{PALANCA}} \quad (\text{Ec. 13.16})$$

Al igual que para la elección del diámetro del disco de freno delantero, la del trasero es preferible realizarla en fases más avanzadas del diseño, por los motivos antes comentados:

- En la fase de diseño se tendrá una visión más amplia del prediseño.
- El diámetro del disco de freno tiene muy pocas influencias sobre otros parámetros funcionales, tal y como se puede ver en el *roof* de la QFD. Por tanto, la elección de este puede llevarse a cabo en fases más adelantadas sin afectar a los valores adoptados por el resto de parámetros funcionales.

### 14. Cálculo preliminar de las dimensiones del airbox \_\_\_\_\_

Aunque la tipología de airbox con la que irá equipada nuestro prototipo no se decide en principio hasta la fase de diseño preliminar, dadas las referencias que tenemos del diseño del anterior prototipo se prefiere calcular parámetros básicos comunes a la mayor parte de tipologías con el fin de asegurar la correcta implementación de este sistema.

Así, se puede ir reservando el espacio correspondiente en el lay-out de la motocicleta y relacionando la existencia de este subsistema con los distintos parámetros de diseño.

A continuación se exponen directamente las condiciones en las cuales se realiza el cálculo y los resultados obtenidos, ya que la obtención de dichas dimensiones corre a cargo del diseñador del sistema de admisión <sup>[12]</sup>.

#### 14.1. Cálculo de la sección de entrada de admisión \_\_\_\_\_

El cálculo de la sección de entrada de la admisión se realiza para comprobar cuál es la sección frontal necesaria para garantizar el cumplimiento de la demanda de aire del motor a máximo régimen de revoluciones.

Para ello se sigue el siguiente proceso de cálculo:

- Obtención del rendimiento volumétrico del propulsor a máximo régimen.
- Obtención de la cantidad de aire demandada en la admisión a máximo régimen de revoluciones.
- Obtención de la sección del conducto de admisión que permite transportar dicha cantidad de aire. Como **condición de diseño** se impone que la velocidad de entrada del aire es de 90 km/h, que es un valor intermedio en el rango de velocidades del prototipo.

Obteniéndose los siguientes resultados:

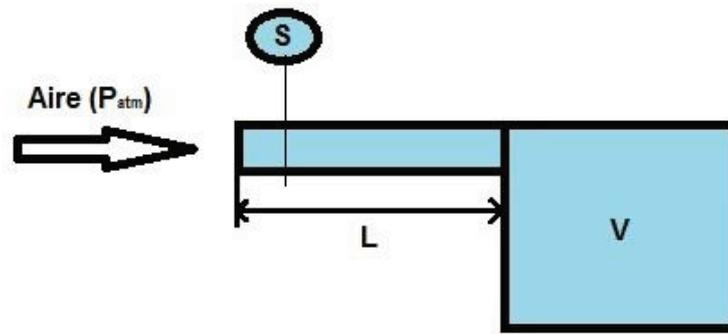
- La sección normal a la dirección del flujo que permite transportar la cantidad de aire demandada en la admisión es de  $8.015 \cdot 10^{-3} m^2$ .
- No obstante, y dada la existencia de diversos fenómenos fluidos, como la zona de remanso que se forma en la entrada la sección, es necesario sobredimensionar esta magnitud, ya que el aire entrante no es capaz de aprovechar toda la instalación.

El diseñador del sistema de admisión considera que el rendimiento del conducto puede no superar el 25%. Según lo anterior, se decide sobredimensionar la sección del conducto de admisión en un 75%.

El resultado del cálculo arroja que la sección preliminar del conducto de entrada de admisión debe ser al menos de  $1.403 \cdot 10^{-2} m^2$ .

#### 14.2. Cálculo del volumen de airbox y longitud de la admisión \_\_\_\_\_

Se concibe el airbox como un conducto de admisión de sección transversal 'S' y una longitud 'L' el cual desemboca en una caja de remanso de volumen 'V':



**Ilustración 42. Modelo de cálculo para el sistema de alimentación de aire**

A continuación se efectúa un cálculo con el cual se intenta obtener una aproximación a los valores de 'V' y 'L' para satisfacer ciertas condiciones en el sistema de admisión. Estas condiciones son:

- Volumen 'V' suficiente para permitir la renovación de carga y forzar la turbulencia, que aumentará la sobrepresión interior.
- Adecuación de la frecuencia de resonancia del sistema de admisión a las revoluciones de resonancia del propulsor.

Y los resultados obtenidos para el dimensionamiento preliminar del airbox son:

- **L=0.456 m**
- **V=6 · 10<sup>-3</sup>m<sup>3</sup>**

Además, y basándose en ciertas ecuaciones empíricas, el diseñador de la admisión fue capaz de obtener una aproximación a la sobrepresión que se alcanzará en el interior de la caja de remanso:

- **Máxima sobrepresión alcanzable:  $\Delta P = 2326.3 Pa = 23.26 mbar$**

## 15.Cálculo del volumen del depósito de combustible\_\_\_\_\_

En este apartado se intenta hacer una estimación del ritmo temporal de consumo de combustible del propulsor, con el fin de establecer un valor preliminar para el volumen del depósito de combustible.

Tras proceder con distintas metodologías, la medida más verosímil se obtuvo con una expresión empírica presente en [5] para motores de 4 tiempos:

$$\text{Consumo} \left( \frac{l}{h} \right) = 0.35 \cdot P \quad (\text{Ec. 15.1}) \quad \rightarrow \text{con 'P' la potencia del propulsor en CV.}$$

Según esta expresión, se estimó el ritmo de combustible del motor en 12.5 l/h. El siguiente paso es el cálculo del tiempo por vuelta estimado al circuito, para lo cual se establecieron las siguientes hipótesis:

## HIPÓTESIS

- La longitud del circuito nacional del Alcañiz es de 2380 m.
- Se considera que la velocidad de avance durante el funcionamiento en circuito es de 110 km/h. Es importante hacer notar que la velocidad media real de avance será mayor, pero según la metodología del cálculo que estamos empleando, al suponer una velocidad media más baja que la real, estamos sobredimensionando la capacidad del depósito. Así, cuanto mayor sea la velocidad media real de avance respecto a la supuesta, mayor será el sobredimensionado del depósito.

Con las condiciones de funcionamiento expuestas, se concluye que el consumo estimado de combustible por vuelta es de 0.25 l.

Una vez hemos obtenido este dato, se inspecciona el reglamento de la fase MS2 y se delimita cuál es la tanda de funcionamiento más larga a la que el prototipo se verá sometido.

- Durante la fase de verificaciones previas, el prototipo ha de poder dar un mínimo de 7 vueltas al circuito. Para ello, y según lo anterior, se requiere un depósito de 1.9 litros de capacidad.
- El prototipo debe tener la capacidad de permanecer en pista durante las tandas de entrenamientos libres y clasificatorios, cuya duración está estipulada en 40 minutos cada una. Según el tiempo estimado por vuelta es prototipo habrá de dar unas 32 vueltas al circuito, lo que exige un volumen de depósito de 8 L.
- La autonomía del prototipo debe ser suficiente para terminar la carrera. En el reglamento deportivo (Anexo 1), se estipula que la longitud mínima de la carrera será de 35 km, sin establecer un máximo. No obstante, se sume que el máximo de longitud de la carrera será inferior a los 76 km que suponen las 32 vueltas estipuladas durante las tandas de entrenamiento.

Siendo así, se concluye que la **capacidad estimada del depósito de combustible deberá ser de unos 8 litros.**

## 16. Predimensionamiento del sistema de refrigeración \_\_\_\_\_

El dimensionamiento del sistema de refrigeración consistirá en obtener las dimensiones preliminares de radiador, vaso de expansión y conductos de refrigeración.

Además, y dado que las temperaturas del entorno en el cual ha de funcionar el prototipo son muy variables, se va a calcular un intervalo de superficie del radiador, con el fin de idear en fases posteriores del diseño un sistema de rápida regulación de esta magnitud.

### 16.1. Cálculo de las dimensiones del radiador en condiciones nominales \_\_\_\_\_

Para el cálculo de las dimensiones del radiador del sistema de refrigeración <sup>[12]</sup>, se establecen unas condiciones nominales de funcionamiento, que son las más generales de entre las que se encontrará el prototipo durante su funcionamiento. Estas son:

- La velocidad del conjunto moto-piloto es de 80 km/h. Hacer notar que en la situación de máxima potencia (que es en la que más energía calorífica genera el funcionamiento del motor) el vehículo circulará generalmente a más de esta velocidad, con lo cual estamos sobredimensionando el sistema de refrigeración.
- La densidad del aire circundante es la densidad estándar:  $\rho_{AIRE} = 1.25 \text{ kg/m}^3$
- La temperatura del aire circundante es de 25 °C.

En estas condiciones, el diseñador que se ocupa del sistema de refrigeración obtiene que la superficie de radiador necesaria es de **0.0407 m<sup>2</sup>**.

## 16.2. Cálculo del margen de variación para la superficie del radiador

Con el objetivo de facilitar la puesta a punto del prototipo, se va a determinar el margen de superficie necesaria en el radiador según las diferentes condiciones de funcionamiento del vehículo.

En cuanto a estas condiciones de funcionamiento, la principal variación que podemos encontrar es el cambio de la temperatura del aire circundante, y que consideramos que puede presentar temperaturas de entre -5°C en la situación más favorable para el sistema de refrigeración y de 45 °C para la situación más adversa. Calcularemos entonces la superficie de radiador necesaria para cada caso:

- Si  $T_{AMB} = -5^\circ\text{C}$ , y siguiendo la metodología empleada en el apartado anterior, la superficie del radiador demandada para evacuar el calor que genera el propulsor es de **0.027 m<sup>2</sup>**.
- Si  $T_{AMB} = 45^\circ\text{C}$ , y bajo la misma metodología de cálculo, se obtiene que la superficie de radiador necesaria es de **0.0656 m<sup>2</sup>**.

Este cálculo es importante por un doble motivo:

- Se demuestra que las variaciones de superficie demandadas en el radiador son notables en función de la temperatura exterior, de manera que si nos ceñimos únicamente a las condiciones nominales podría darse el caso de no disponer de suficiente superficie de refrigeración. La condición limitante para el tamaño del radiador es el funcionamiento con una temperatura ambiente elevada.
- Con el fin de facilitar la puesta a punto del prototipo, sería posible diseñar un sistema de variación rápida de la citada superficie. Además, si una vez construido el prototipo se realizan ensayos experimentales (que serán más exactos que estos cálculos preliminares), se puede elaborar una relación entre la temperatura del aire circundante y la temperatura del refrigerante, de manera que sea posible ajustar en gran medida la superficie de refrigeración sólo conociendo la temperatura ambiente.

### 16.3. Cálculo del volumen del vaso de expansión

Las variaciones de temperatura que sufre el líquido refrigerante durante los ciclos de funcionamiento del vehículo hacen que este se dilate (en función del valor de su coeficiente de dilatación volumétrica), y por tanto aumente la presión en el circuito de refrigeración.

Para evitar que la presión interior alcance límites peligrosos para la funcionalidad e integridad del citado sistema, es necesario el concebir un volumen de aire dentro del circuito que:

- Permita paliar las variaciones el volumen del líquido refrigerante, comprimiéndose la citada de aire y aliviando así la presión interior del circuito.
- No interfiera en las funcionalidades principales del sistema de refrigeración. Esto es, el aire no debe circular por el circuito.

Con estas finalidades se incorporará un vaso de expansión en el circuito, colocado en la parte superior del mismo, de manera que permita aliviar los efectos de las variaciones de temperatura y no influya en el funcionamiento del sistema de refrigeración.

En este apartado se calculará el volumen de aire necesario en el citado vaso de expansión. Ante la escasez de bibliografía para el estudio de vasos de expansión en el ámbito de la automoción, se ha empleado la metodología de cálculo expuesta en el RITE <sup>[13]</sup>, que es aplicable para el cálculo de sistemas de refrigeración en los cuales el refrigerante no cambia de estado:

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p \quad (\text{Ec. 16.1})$$

- $V$ = volumen total de refrigerante en la instalación.

Como aún no se conocen las características finales de radiador y conductos del refrigerante, utilizaremos los datos concernientes a la Yamaha WRF520. Además, como la máxima superficie de radiador demandada por nuestro diseño supera a la de la motocicleta de referencia, la aumentaremos en un 50%.

La Yamaha WRF250 utiliza una cantidad de 0.99 L de refrigerante, con lo cual haremos la suposición de que nuestro prototipo necesitará 1.5L de agua destilada como refrigerante.

Hacer notar que con esta suposición estamos sobredimensionando el vaso de expansión, lo cual no tiene efectos negativos, y si positivos en el ámbito de la seguridad.

- $C_e$ = coeficiente de dilatación del fluido refrigerante.

Una vez se ha establecido el tipo de refrigerante, es necesario tener en cuenta que el coeficiente de dilatación depende de la temperatura del líquido refrigerante. Entonces, suponemos una temperatura de refrigerante de 85 °C, y que corresponde a la mayor temperatura de las que el refrigerante debe alcanzar.

De los valores proporcionados por el RITE, se obtiene que el coeficiente de dilatación del agua destilada a 85 °C es  $C_e = 0.035$ .

- $C_p$ =coeficiente de presión del gas en el interior del vaso de expansión

Este coeficiente es una medida de la compresibilidad del gas en el interior del vaso de expansión. En el RITE se recomienda calcular el citado parámetro con una expresión empírica, que varía en función de si el vaso de expansión posee una membrana que separa el líquido del gas o no:

- $C_p = 1 - \frac{P_M}{P_m}$  para vasos de expansión cerrados con membrana interior (Ec. 16.2)
- $C_p = \frac{P_M \cdot P_m}{P_M - P_m}$  para vasos de expansión cerrados sin membrana interior. (Ec. 16.3)

Donde:

$$\begin{cases} P_M = \text{Presión máxima} = \text{Presión tarado circuito} + \text{Presión atmosférica} \\ P_m = \text{Presión estática} = \text{Presión manométrica} + \text{Presión atmosférica} \end{cases}$$

En nuestro caso el objetivo es implementar un vaso de expansión cerrado sin membrana, por los siguientes motivos:

- La mayoría de vasos de expansión en el ámbito de la automoción carecen de membrana separadora de la interfase sólido-líquido. Es más, podemos encontrar motocicletas de pequeña cilindrada que carecen de vaso de expansión, y su función está comprendida dentro de las del radiador.

Esto es posible gracias a que la dilatación del líquido refrigerante es muy pequeña en proporción al volumen total de refrigerante, y por tanto el aumento de presión es bastante pequeño.

- Los vasos de expansión sin membrana tienen ciertas desventajas en funcionamiento (no absorben oxígeno, no hay pérdidas de agua por evaporación, ...) pero que se compensan si tenemos en cuenta la facilidad de fabricación de los mismos. En el otro caso, sería necesario diseñar la membrana, con las dificultades que esto entraña.

Entonces, según lo expuesto anteriormente, se calcula el coeficiente de presión del aire en nuestro circuito de refrigeración:

- $P_{Atm}$  es la presión atmosférica del entorno. Se asume que el valor de esta es 1 bar.
- $P_{Tarado}$  es la máxima presión que el circuito de refrigeración puede alcanzar. En nuestro caso, asumiremos que es el tapón del radiador el elemento limitante de presión (por tanto el vaso de expansión y los conductos de refrigerante son capaces de soportar más presión), y que posee una presión de tarado de 1.8 bar.
- $P_{Manométrica}$  es la presión relativa (sobre la presión atmosférica) debida a la altura del vaso de expansión sobre la instalación. Hacer notar que nuestro vaso de expansión irá situado en la parte superior de la misma, pero tan sólo unos centímetros, por motivos dimensionales. Este hecho hace que la presión manométrica sea casi despreciable a la presión atmosférica.

Siendo así, suponemos que el vaso de expansión estará situado un máximo de 200 mm por encima de la instalación de refrigeración.

$$P_{Manométrica} = (\rho g)_{H_2O} \cdot \Delta h = 1958 \text{ Pa} = 1.96 \cdot 10^{-2} \text{ bar} \quad (\text{Ec. 16.4})$$

Y entonces, aplicando la ecuación 16.3, el coeficiente de presión del aire en nuestro sistema de refrigeración es  $C_p = 1.604$

Finalmente, se concluye que el volumen del vaso de expansión requerido en nuestra instalación es de **0.084 L**. Tal y como se ha comentado anteriormente, este volumen es muy pequeño con respecto al volumen total de refrigerante. Durante la fase de diseño preliminar es posible discutir la implementación final o no del vaso de expansión, no obstante, es necesario realizar este cálculo en la fase de prediseño para posteriores consideraciones.

## 17. Cálculos preliminares para el sistema de escape \_\_\_\_\_

En este apartado se expone el resultado del cálculo de las dimensiones principales del conducto de escape, que fue realizado por el diseñador correspondiente <sup>[12]</sup>.

Como ya sabemos, los parámetros más significativos del sistema de escape son la longitud y el diámetro del mismo.

### 17.1. Cálculo de la longitud del conducto de escape \_\_\_\_\_

Se calcula la longitud crítica del sistema de escape, que es aquella longitud que hace que la onda de depresión que viaja en sentido opuesto a los gases de escape llegue a la válvula de escape justo en el instante de apertura de esta. La existencia de este fenómeno hace que los gases de escape sean 'extraídos' del cilindro gracias a esta depresión, lo que aumentará la potencia del propulsor y se conoce como vaciado por resonancia.

Ahora bien, dicha longitud crítica depende del régimen de revoluciones del motor, por lo que es necesario optimizar el sistema de escape para un régimen de revoluciones concreto. Obviamente, lo optimizaremos para el régimen de revoluciones que proporcionan la máxima potencia.

El cálculo de la longitud crítica se apoya en ecuaciones empíricas, las cuales arrojan que la longitud crítica para un régimen de giro de 10710 r.p.m. es de **525 mm**.

### 17.2. Cálculo del diámetro del conducto de escape \_\_\_\_\_

De nuevo, para el cálculo del diámetro del conducto de escape se recurre a expresiones empíricas. El problema que surge es que el diámetro que proporciona esta metodología de cálculo supone un colector de escape recto y liso en su totalidad.

Como esta situación es imposible de alcanzar, y con la finalidad de permitir el arrastre viscoso del flujo en los tramos curvos y el prever aplanamientos del colector en dichos tramos, se aumentó el diámetro calculado en un 15%.

La expresión empírica para el cálculo del diámetro óptimo del tubo de escape arroja que este debe ser de 34.8mm. No obstante, y después del sobredimensionamiento mencionado en el párrafo anterior, se obtiene que el diámetro final del colector a utilizar será de **42 mm**.

## 18. Cálculo preliminar de la ergonomía básica \_\_\_\_\_

Uno de los últimos cálculos preliminares que queda por realizar es el concerniente a la ergonomía. Este estudio desvelará los valores aproximados de algunas de las dimensiones del

prototipo, y ayuda a delimitar la zona permitida de trabajo, junto con los invariantes impuestos por la organización.

### 18.1. Metodología para el diseño preliminar de la ergonomía básica

Para poder realizar un estudio ergonómico de utilidad en esta fase tan inicial del diseño, se opta por un benchmarking tomando como referencia una de las motocicletas más exitosas de la categoría Moto 3, como es la Honda que compete en el mundial.

Dicho esto, la metodología que se sigue es la siguiente:

- I. Ya que la identidad del piloto es conocida y la motocicleta se diseña para una única carrera, las medidas ergonómicas son las que optimizan este ámbito del diseño para este piloto. Se procede entonces a la representación del piloto en el software de CAD, previa toma de sus medidas antropométricas, las cuales se muestran en el Anexo 6 de este documento.

Es recomendable incorporar casco al maniquí, ya que evitará problemas de interpretación, al ser difícil comprar las posturas de dos maniquíes: uno con casco y otro sin casco.

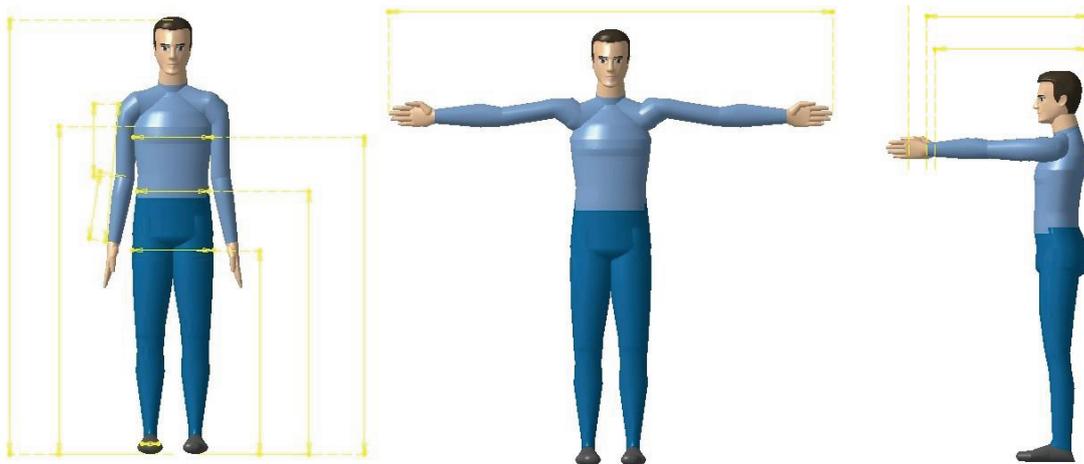
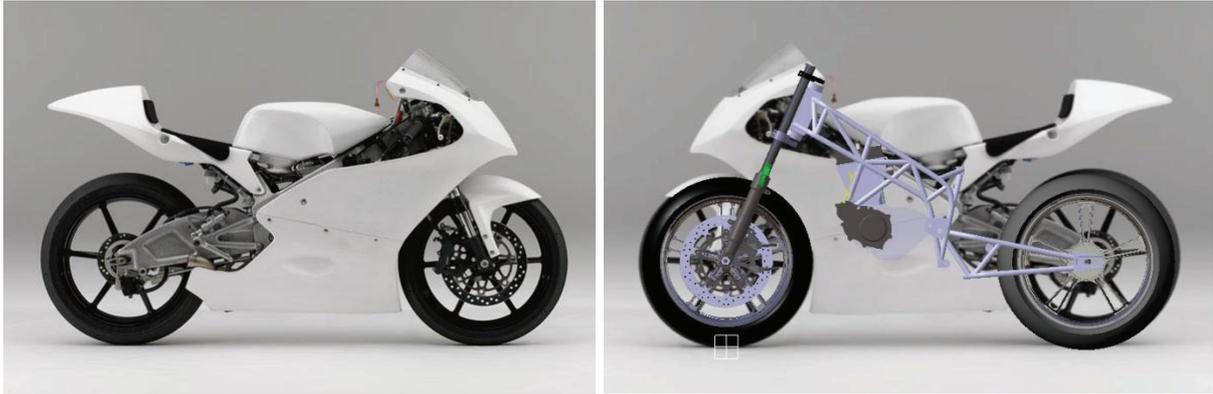


Ilustración 43. Definición de las medidas antropométricas básicas del piloto

Además, al haber prestado especial atención a los márgenes de regulación de los parámetros susceptibles de ello, es posible ajustar en gran medida el vehículo a las exigencias de pilotos futuros.

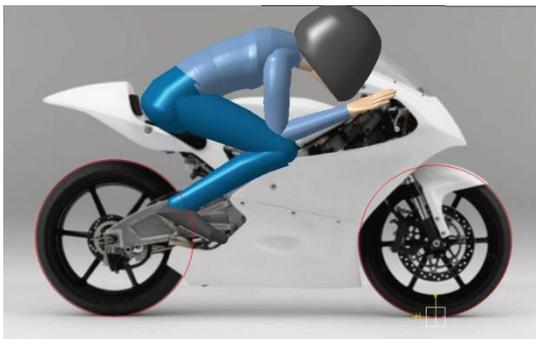
- II. Se toma una fotografía de la motocicleta de referencia y se escala en CAD manteniendo las proporciones en ambos ejes coordenados, de manera que pueda compararse con los datos del diseño que se conocen hasta ahora. El resultado es el que se muestra en la ilustración 44.



**Ilustración 44. Verificación de validez de la metodología de cálculo de los valores ergonómicos**

Puede apreciarse la notable exactitud de este método. La batalla de la motocicleta de referencia es unos milímetros menor que la escogida para nuestro diseño, y la altura oficial del asiento en la Honda es de 730 mm, mientras que la medida en el programa de CAD es de unos 755 mm.

- III. Sobre el montaje anterior, se sitúa el maniquí en posición de conducción y se verifica si la ergonomía es la adecuada. A partir de aquí, se realizan las modificaciones que el diseñador crea oportuno, y cuyo acierto depende la experiencia previa y la documentación concerniente.



**Ilustración 45. Metodología de obtención de los valores ergonómicos**

## 18.2. Decisiones sobre los parámetros ergonómicos básicos \_\_\_\_\_

Comparando las figuras anteriores, puede observarse que el tamaño de la Moto 3 de Honda es pequeño para el percentil de nuestro piloto. Más en concreto, pueden observarse las siguientes deficiencias:

- Las piernas de nuestro piloto quedan demasiado encogidas situado sobre la motocicleta de referencia.
- La distancia longitudinal entre el asiento y el manillar es demasiado pequeña para la altura de nuestro piloto, y esto dificulta la ocultación tras la cúpula en la posición de mínima resistencia aerodinámica.

- No debe elevarse la altura de la joroba, ya que si lo hiciésemos eliminaríamos el lugar que ha de ocupar el casco tras la cúpula.

Finalmente, y en base a las observaciones que se han hecho patentes en el párrafo anterior, se toman las siguientes decisiones preliminares en cuanto a la ergonomía básica:

- **Altura del asiento:** Con el fin de no elevar más de lo necesario el centro de gravedad del conjunto, se va a respetar la altura del asiento respecto a la motocicleta de referencia. Esta se fijará en **755 mm**.
- **Altura de la joroba:** Como se ha dejado ver anteriormente, se respetará también la altura de la joroba de la Honda de Moto 3. Esto, además de contribuir a la no elevación del centro de gravedad, permite la ocultación del casco tras la cúpula sin excesivas modificaciones del carenado, que además aumentarían el área frontal. Se fija una altura de la joroba de **860 mm**.
- **Longitud del asiento:** Es necesario aumentar la longitud del asiento hacia la parte posterior del vehículo. De esta manera, aseguramos que el piloto pueda ocultarse completamente tras la cúpula en los tramos rectos; aunque exige modificaciones adicionales, ya que acentúa el problema de la flexión de las piernas.

En la Honda, la distancia medida en horizontal desde el punto de apoyo de la rueda delantera hasta el final del asiento es de 1150 mm, de manera que elegiremos para nuestro prototipo una medida de **1250 mm**.

La adopción de esta decisión retrasa necesariamente el centro de gravedad del conjunto, haciendo perder carga al tren delantero, pero a pesar de lo que pueda decir las ponderaciones de los parámetros funcionales, el integrador considera que la postura que adoptaría nuestro piloto en el diseño sería excesivamente incorrecta.

Además, este efecto puede paliarse adelantando el centro de gravedad del vehículo en función de la ponderación  $m_{piloto}/m_{vehículo}$ .

- **Distancia interfase joroba-asiento:** Dado que el estudio ergonómico no justifica la modificación de la longitud total del asiento, retrasaremos esta superficie en la misma medida que hemos trasladado el asiento hacia atrás. La distancia medida en horizontal desde esta superficie hasta el punto de apoyo de la rueda delantera será de **850 mm**, conservando así una longitud total de asiento de unos 400 mm.
- **Posición de las estriberas:** La posición de las estriberas de la motocicleta de referencia no es apropiada para las medias antropométricas del vehículo, por la ya mencionada flexión excesiva de las piernas. Este problema se soluciona retrasándolas y bajándolas, pero esto disminuirá el ángulo máximo que el vehículo puede inclinarse lateralmente. Entonces, según lo expuesto anteriormente, se dejará el posicionamiento de las estriberas para el momento en el cuál se conozca la anchura definitiva del basculante.
- **Anchura del asiento:** En esta fase de diseño se considera, por motivos similares a los expuestos para el posicionamiento de las estriberas, que es demasiado pronto para establecer una anchura del asiento. En el momento en el que se conozcan las anchuras de los componentes principales de la motocicleta, como son bastidor y basculante, se podrá proporcionar un valor adecuado para la anchura del asiento.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA  
DE COMPETICIÓN**

**DISEÑO PRELIMINAR**

## 19. Introducción al diseño preliminar

En los siguientes apartados de la memoria se desarrolla la fase de diseño preliminar <sup>[15]</sup>. Durante el transcurso de esta fase se pretende adoptar las principales decisiones en cuanto a la naturaleza, tipología y posición relativa de los sistemas y subsistemas presentes en el vehículo, respetando las relaciones que se obtuvieron en la fase de prediseño.

Para llevar a cabo dicha tarea, en cada estadio de diseño preliminar se plantearán una serie de alternativas y posteriormente se elegirá la más adecuada aplicando métodos de selección de ideas, que nos permiten no perder de vista las condiciones indicadas en el pliego de condiciones funcional.

A continuación se expone de manera detallada la metodología empleada en esta fase del diseño.

### 19.1. Metodología y secuencia de diseño preliminar

La secuencia de diseño que se expone en este apartado es la metodología que el equipo de diseño de Upna Racing adopta para decidir entre las distintas alternativas que se presentan a la hora de implementar los sistemas funcionales del vehículo. Con ello, se quiere resaltar que esta no es la verdad absoluta en cuanto a metodologías, y que podrían encontrarse otras totalmente válidas.

No obstante, y dado que la competición Motostudent exige el cumplimiento de una cantidad notable de invariantes en el diseño, este proceso de diseño preliminar está concebido y optimizado para asegurar su consecución. Como las condiciones de diseño son muy similares en las dos ediciones de la competición celebradas, se puede deducir además que la secuencia se ha depurado con respecto a la pasada edición.

Como ya se ha venido comentando en párrafos anteriores, los objetivos últimos de la fase de diseño preliminar son los siguientes:

- Elección de la tipología de cada uno de los sistemas y subsistemas funcionales que constituyen el vehículo.
- Elección de las relaciones principales entre los distintos sistemas.
- Posicionamiento de los componentes principales que componen los citados sistemas y subsistemas.
- Planteamiento de las posibilidades de unión entre los componentes.

Dicho todo lo anterior, la secuencia de diseño que asegura la consecución de los invariantes mencionados sigue la siguiente estructura:

- Posicionamiento del propulsor
- Diseño preliminar de la articulación de la dirección
- Diseño preliminar del sistema de suspensión trasera
- Diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante.
- Diseño preliminar del resto del lay-out de la motocicleta
  - Sistema de alimentación de combustible
  - Airbox
  - Depósito de combustible
  - Sistema de refrigeración

- Sistema de escape
- Ergonomía
  - Estriberas
  - Reenvío
  - Asiento
- Diseño preliminar del sistema de frenado

## 19.2. Datos de partida en el diseño preliminar \_\_\_\_\_

A continuación se exponen los datos del diseño que se conocen hasta el momento, y que son la base para continuar con el proceso de diseño preliminar.

- Se conoce la **geometría** preliminar del vehículo, expuesta en el pliego de condiciones funcional, y que consta de los siguientes valores para los parámetros geométricos:

➤ Batalla (mm)		1250
➤ Lanzamiento (°)		23.4
➤ Offset tijas (mm)		32.15
➤ Longitud del basculante (mm)		520
➤ Ángulo del basculante con el suelo (°)		13
➤ Posicionamiento del piñón de ataque	○ X <sub>PIÑÓN</sub> (mm)	634
	○ Y <sub>PIÑÓN</sub> (mm)	422.5

Tal y como se expuso durante el apartado 9 de este documento, los datos concernientes a la geometría están optimizados experimentalmente, por lo que cabe esperar que cualquier modificación de los mismos empeore el comportamiento dinámico de la motocicleta.

- Dado que la **utilización** de las **llantas, neumáticos y horquilla telescópica** está obligada por reglamento, tal y como se recoge en la tabla 11 del apartado 3.5.1 del presente documento, se conoce la geometría final de los mismos, así como su posicionamiento acorde a los parámetros geométricos antes expuestos.
- Se conoce el **recorrido de la suspensión delantera** al conocer íntegramente las características de la horquilla, que puede ser consultado en el Anexo 8, y su posicionamiento exacto en el diseño.
- Ya en la fase de prediseño se decidió la utilización del mismo modelo de **tijas** de la dirección que el año pasado, así como el sistema de casquillos reguladores del offset. Falta aún por decidir la distancia entre tijas y su posición relativa a la botella de la horquilla.
 

Además, se optó por utilizar el **portacoronas** que se monta en la llanta trasera en la producción en serie. Si a esto le sumamos que se conoce el tamaño de los **engranajes y cadena** de la transmisión secundaria, se tiene también posicionado el plano vertical que contiene a la cadena.
- Se conoce la **posición del piñón de ataque**, con lo cual el propulsor se encuentra parcialmente posicionado. Además se conoce la posición de la articulación bastidor-basculante.

- El plano medio de las ruedas estará contenido en el plano medio longitudinal de la motocicleta, de manera que la posición de reposo de las ruedas queda totalmente definida en los 3 ejes coordenados.
- El eje de la dirección estará contenido en el plano longitudinal del vehículo. Por tanto, se tiene definida completamente la posición de la horquilla telescópica en la situación de reposo.

Con la información anterior, el estado de la maqueta virtual al comienzo de la fase de prediseño es el que se muestra en la ilustración 46:

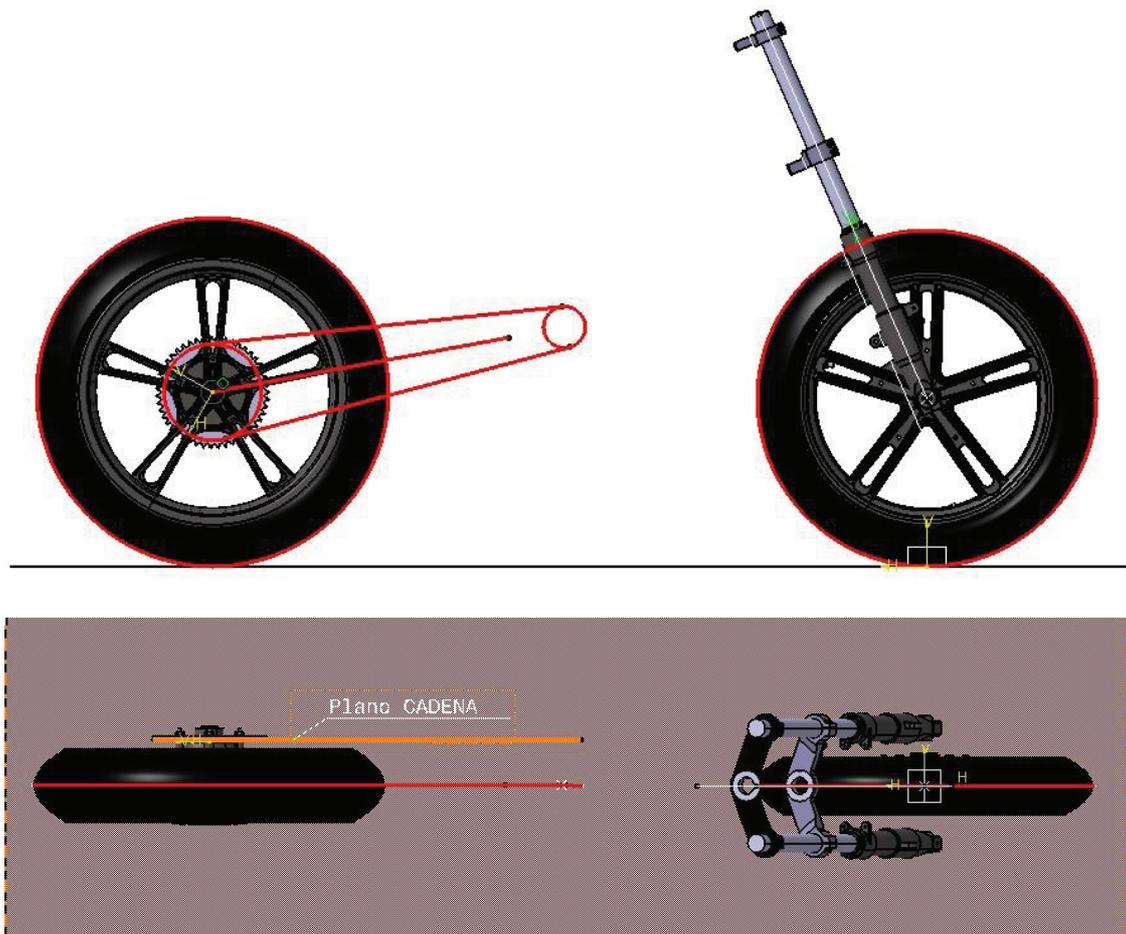


Ilustración 46. Estado del diseño con los datos de partida para el diseño preliminar

## 20. Posicionamiento del propulsor

La fase de diseño preliminar comienza con el posicionamiento del propulsor en el lay-out del vehículo. El motivo de comenzar con esta tarea es que la ubicación de este componente está parcialmente definida en los datos de partida, y condiciona enormemente el resto de la distribución de la motocicleta.

Ya que el uso de este propulsor está obligado por normativa, y dadas sus características estructurales típicas de las motos de enduro, es necesario además hacer un primer acercamiento al diseño de la articulación bastidor-basculante, ya que la sujeción del propulsor depende en gran medida de la solución adoptada para la articulación.

## 20.1. Objetivos

Una vez se han establecido las condiciones de partida, es necesario definir los objetivos que se pretenden alcanzar en el posicionado del motor, y que irán encaminados al cumplimiento de los objetivos marcados por el PCF.

Los parámetros dimensionales que se ven envueltos en este estadio del prediseño son los que se muestran en la tabla 71:

Nº	Parámetro funcional	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad
1	Peso (kg)	5,84	X	MIN 95	C3
2	Altura C.D.G (mm)	4,13	X	650	C4
3	Distancia horizontal C.D.G. (mm)	6,11	X	625	C4
10	Batalla (mm)	2,93	X	1250	C4
11	Lanzamiento (deg)	2,31	X	23,4	C4
12	Offset tijas (mm)	0,88	X	32,15	C3
13	Longitud basculante (mm)	2,53	X	520	C3
17	Distancia libre al suelo (mm)	2,25	▼	MIN 100	C5
25	Volumen airbox (L)	3,32	X	6	C4
29	Anchura bastidor (mm)	3,09	▼		C3
32	Rigidez unión chasis-basculante (mm)	3,17	▲		C4
34	Altura joroba (mm)	2,23	X	860	C2

Tabla 71. Parámetros funcionales involucrados en el posicionamiento del propulsor

Y para conseguir el mayor grado de cumplimiento de los mismos se fijan una serie de objetivos para el posicionamiento del propulsor:

- Tal y como se indica en el PCF (parámetro dimensional número 2, altura del CdG), deberemos girar hacia adelante el propulsor el mayor ángulo posible. Así se conseguirá un **centro de gravedad** del conjunto **bajo**.  
Girando el motor hacia adelante, se consigue además un mayor espacio en la zona superior, que será muy útil a la hora del diseño del resto de sistemas y seguir conservando un perfil bajo del vehículo.
- Las primeras ideas en torno a la articulación del basculante deben preservar la **rigidez** y mantener **baja** la **anchura** del bastidor.
- No se deben perder de vista las funcionalidades básicas, como montaje y desmontaje de cada componente o la **accesibilidad mecánica**. No obstante, y para evitar esto, el método de selección de ideas que se aplicará posteriormente está referido a los requerimientos funcionales, y no a los parámetros funcionales.

- En caso de tener que hacer **modificaciones**, se establece una **jerarquía** para las mismas:
  - Está más penalizado desplazar el motor hacia atrás que hacia adelante, por la rigidez de modificación del parámetro dimensional número 3.
  - Es preferible modificar la longitud del basculante que alterar el valor de la batalla, y es mejor alargar el basculante que acortarlo. Todo esto en base a las rigideces de modificación.
  - Es preferible acercar el piñón de ataque al eje de la articulación del basculante que alejarlo, tal y como se expone en el apartado 9.1 sobre la influencia de la posición relativa piñón-eje del basculante.

## 20.2. Limitaciones para el posicionamiento del propulsor\_\_\_\_\_

Acorde con la información de partida que se comentó anteriormente, la posición del motor tiene que seguir unas condiciones impuestas por la posición de los elementos ya integrados en el diseño.

Así, las posibles ubicaciones para el propulsor deberán cumplir las siguientes premisas:

- La **posición en el eje Y** del propulsor está regida por el alineamiento de la cadena, y este está marcado por la posición de la rueda trasera, y la geometría del portacoronas. De esta manera, situando el piñón de ataque coplanario a la corona de la transmisión secundaria, se obtiene el posicionamiento completo del propulsor a lo largo del eje Y.

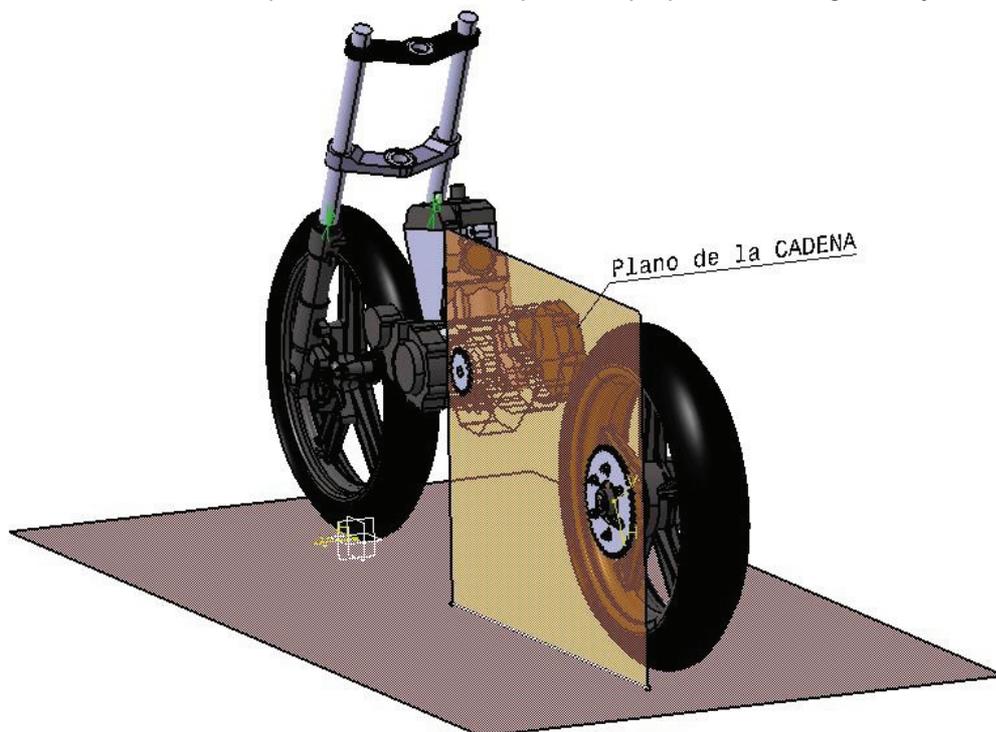


Ilustración 47. Posicionamiento del propulsor en el eje Y

- La **posición en el plano XZ** del piñón de ataque viene dada por la elección de los parámetros geométricos, de manera que este punto del propulsor está fijado de antemano.

Entonces, en principio, y salvo que se alteren alguno de los datos de partida, para posicionar el motor completamente en el plano XZ, sólo es necesario decidir el ángulo que gira el propulsor alrededor del piñón de salida, tal y como se indica en la ilustración 48.

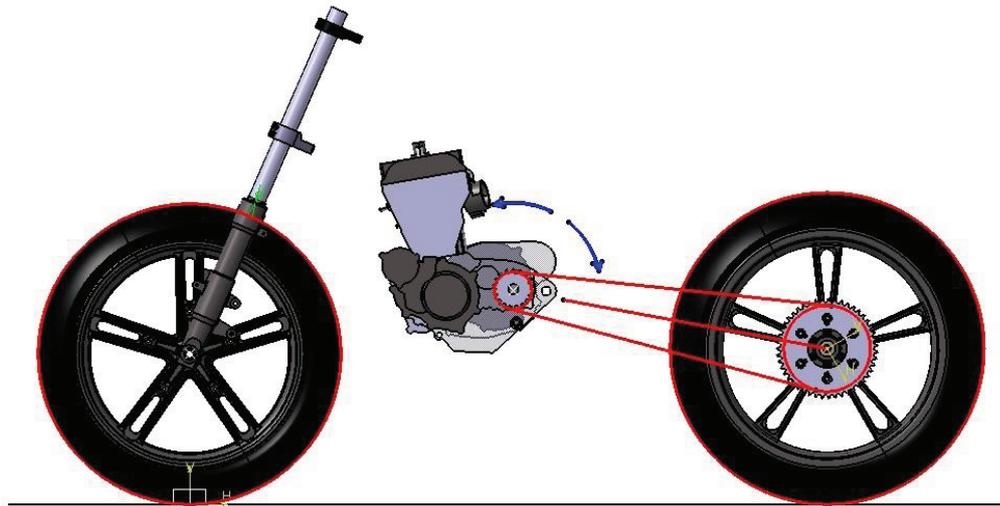


Ilustración 48. Posicionamiento del propulsor en el plano XZ

- Se debe evitar que la **rueda delantera impacte** contra ningún componente en cualquier posición, además de preservar la distancia de seguridad impuesta por normativa en torno al neumático. Las posiciones más desfavorables son aquellas en las cuales la suspensión delantera se encuentra en la posición de tope de compresión y con los casquillos reguladores de offset en la posición de  $-4$  mm, es decir, con un off-set en las tijas de 28.15 mm.

Es necesario advertir que el componente limitante en la condición anterior es el **colector de escape**, y cuya geometría es desconocida hasta el momento. Para paliar esta carencia, se dibuja un plano a una distancia tal del propulsor que aseguremos que el colector de escape quedará contenido entre el motor y dicho plano. Esta condición será posteriormente comunicada al diseñador del sistema de escape, con la intención de que reciba todos los invariantes dimensionales para la realización de su diseño.

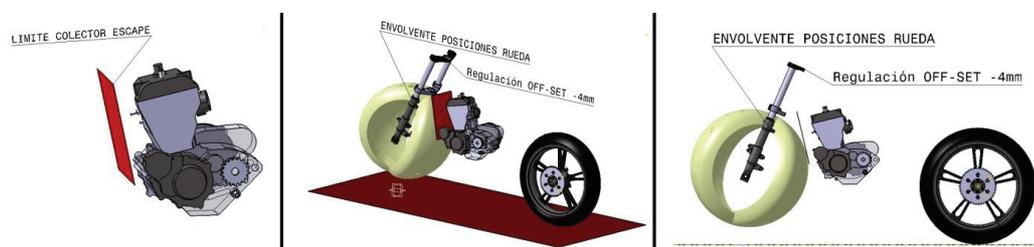


Ilustración 49. Límite al posicionamiento del propulsor debido al colector de escape

- Ha de asegurarse la **lubricación del propulsor** en cualquier condición de funcionamiento del mismo. Para garantizarla, se establece un límite dimensional para la inclinación del propulsor.

Consultando el plano de montaje del propulsor, se deduce que la aspiración del aceite lubricante se produce en la zona señalada en la ilustración 50. Entonces, es posible girar el motor hasta la situación límite en la que la aspiración del lubricante pierda contacto con la superficie libre del aceite.



Ilustración 50. Límite al posicionamiento del propulsor debido a la lubricación

Comentar que imponiendo la restricción para la lubricación de esta manera no se tienen en cuenta los efectos dinámicos sobre la masa de lubricante. En las frenadas la inercia del aceite hará que este se desplace hacia adelante en mayor medida de lo que ilustra la posición de máxima inclinación por lubricación, pudiendo quedar la aspiración libre de aceite e incluso penetrar este en la cámara de combustión.

No obstante, y dado que la limitación por colisión con la rueda delantera es más restrictiva de la lubricación, no se profundizará en los citados efectos dinámicos.

### 20.3. Consideraciones para las uniones del propulsor \_\_\_\_\_

Una vez se tiene la ubicación del propulsor, la discusión pasa al ámbito de las uniones del mismo con otros componentes. Se hacen las siguientes observaciones:

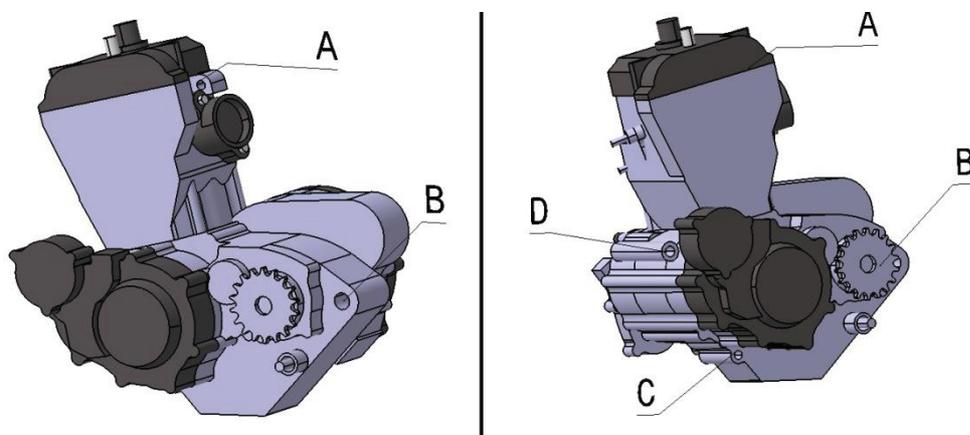


Ilustración 51. Designación de las posibilidades de anclaje del propulsor

- De la observación de los anclajes del propulsor se **descarta** la opción de utilizar el **motor** como parte **estructural**. Los cárteres no están preparados para ello y los alojamientos de las uniones no son lo suficientemente resistentes, salvo el anclaje B, que es el anclaje principal del motor.
- El motor necesita un **mínimo de dos uniones** con el resto del conjunto, ya que si pusiéramos una sola el motor giraría en torno a dicho punto motivado por el par que el mismo genera.
- Cuantos **más anclajes utilizemos**, menos esfuerzo soportarán los ejes que los ocupan, ya que este se repartirá entre ellos.
- Es completamente **recomendable utilizar el anclaje B**, ya que es el que mayor integridad estructural presenta. Visto su posicionamiento, se baraja la alternativa de utilizar un eje con la doble misión de sujetar el propulsor articular el basculante.
- El **anclaje A es muy poco robusto**. Además, dada la geometría del propulsor no es posible utilizar un eje completamente pasante, con las dificultades constructivas que esto comprende.  
No obstante, la decisión de la utilización o no del mismo corresponde al diseñador del bastidor.
- La utilización del **anclaje C** pasa emplear un **bastidor con cuna**, lo cual no es ni mucho menos necesario desde el punto de vista estructural. Además, esto añadiría peso y disminuiría la accesibilidad mecánica.  
A pesar de todo ello, la tipología del bastidor a emplear y la utilización o no del anclaje C es una decisión que corresponde al diseñador del bastidor.

#### 20.4. Alternativas para el posicionamiento del motor\_\_\_\_\_

En este apartado se presentan tres alternativas para el posicionado del propulsor en función de la naturaleza de la articulación bastidor-basculante. Con estas alternativas, lo que se buscan son varias opciones para el mejor o peor cumplimiento de los objetivos planteados en el apartado 20.1.

##### A) ALTERNATIVA 1: ARTICULACIÓN MEDIANTE 2 SEMIEJES\_\_\_\_\_

La alternativa 1 surge de la necesidad de inclinar el motor hacia a delante en la mayor medida de lo posible. Más en concreto, se busca atrasar el motor más allá de la articulación antes mencionada, para lo cual es necesario que esta se realice mediante dos semiejes en vez de un eje pasante.

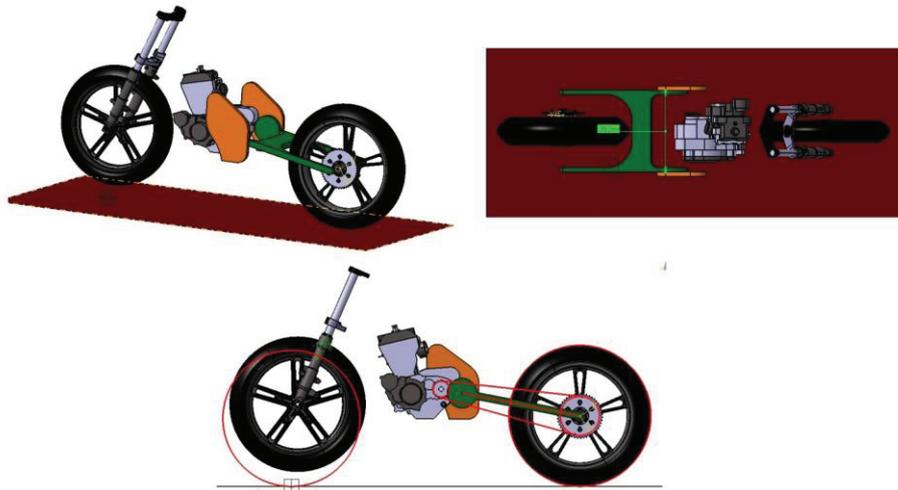


Ilustración 52. Alternativa 1 para el posicionamiento del propulsor

Tal y como puede apreciarse en la figura anterior (ilustración 52), con esta solución para la articulación principal del vehículo se puede girar más el motor hacia adelante a costa de desplazarlo hacia detrás, sólo modificando la posición del piñón de ataque.

En la siguiente tabla se muestran las ventajas y desventajas que presenta la adopción de la alternativa 1:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
El <b>motor</b> se puede <b>inclinarse hacia adelante</b> en mucha mayor medida, consiguiendo un CdG más bajo	En principio se pierde <b>rigidez torsional</b> en el <b>basculante</b> ya que se cuenta con un camino de cierre menos que si se adopta un eje continuo como solución
Se puede conseguir una posición tal en la que el <b>piñón</b> sea <b>concéntrico</b> a la <b>articulación</b> del bastidor-basculante, con las mejoras en el comportamiento frente a squad que esto con lleva	Sólo se puede desplazar el propulsor hacia detrás si se hace el <b>bastidor muy ancho</b> .
Ofrece la posibilidad de desmontar de manera independiente el propulsor, el bastidor y el basculante. Esto mejora la <b>accesibilidad mecánica</b> .	Desplazar el motor hacia detrás requiere <b>modificar la geometría</b> , aunque el cambio no parece excesivamente negativo
	Menos <b>espacio</b> para el sistema de <b>suspensión trasera</b> .
	El recorrido de las herramientas podría ser excesivamente pequeño, lo que afecta enormemente a la <b>accesibilidad mecánica</b> .
	En principio es una alternativa <b>pesada</b> , ya que implementa un gran número de componentes.

Tabla 72. Ventajas/desventajas para la alternativa 1 del posicionamiento del propulsor

## B) ALTERNATIVA 2: UTILIZACIÓN DE 2 EJES SEPARADOS \_\_\_\_\_

La alternativa 2 desecha la posibilidad de desplazar el motor hacia atrás y se centra en la utilización de dos ejes diferenciados, uno que porta el motor y otro que articula el basculante. Es la alternativa más natural a la vista de la situación actual del diseño, y la más respetuosa con la geometría.

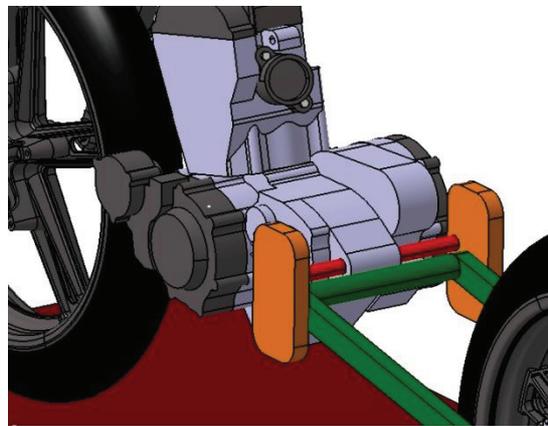
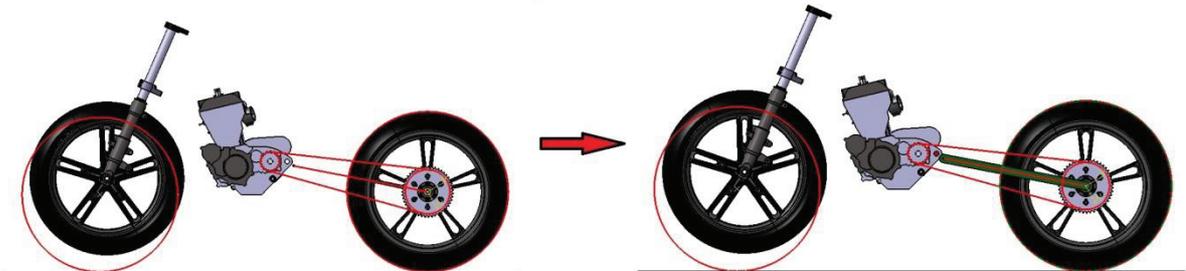


Ilustración 53. Alternativa 2 para el posicionamiento del propulsor

Se comenta en la siguiente tabla las ventajas y desventajas de la alternativa 2:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Mejor <b>accesibilidad mecánica</b> , ya que pueden desmontarse separadamente el propulsor y el basculante	<b>Más piezas</b> en el conjunto, lo cual puede dificultar la accesibilidad mecánica y la facilidad de puesta a punto.
La <b>modificación</b> de la <b>geometría</b> es <b>escasa</b> o nula. Sólo se deberá acortar unos milímetros el basculante en el caso de no contar con espacio a la hora del diseño de la articulación principal.	En principio es una opción <b>más pesada</b> que la utilización de un solo eje, al contar con más piezas.
El <b>diseño</b> de ambos <b>ejes</b> resultará más <b>simple</b> , ya que las funcionalidades a cumplir se reparten entre dos componentes, y no uno sólo	
<b>Vibraciones</b> del motor más controladas, al estar la fuente de estas más alejada de puntos estructurales críticos.	

En principio la **conexión basculante-pipa** de la dirección puede ser más **directa** <sup>[4]</sup>

Tabla 73. Ventajas/desventajas para la alternativa 2 del posicionamiento del propulsor

### C) ALTERNATIVA 3: UTILIZACIÓN DE UN EJE COMÚN \_\_\_\_\_

Con miras de simplificar el diseño, y a la vista de las condiciones de partida, se concibe la posibilidad de utilizar un mismo eje para articular la unión bastidor-basculante y para soportar el motor. Además, esta es la solución que se adopta en la Yamaha WRF 250, de la que proviene el propulsor.

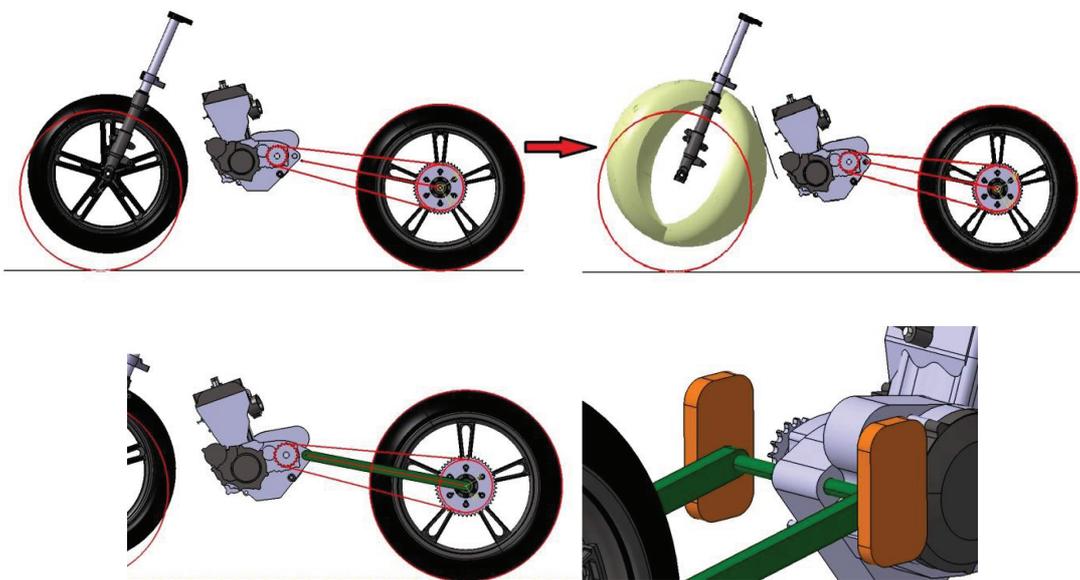


Ilustración 54. Alternativa 3 para el posicionamiento del propulsor

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p><b>Menos piezas</b> en el conjunto, con las mejoras de accesibilidad mecánica que eso conlleva.</p>	<p>La modificación de la geometría no es muy grande, pero se percibe que se empeora notablemente el <b>efecto squad</b>, dada la posición relativa del piñón y la articulación del basculante.</p>
<p>El tener menos piezas, se ahorra <b>peso</b>, y se gana en <b>simplicidad</b>.</p>	<p>La accesibilidad mecánica disminuye notablemente, ya que aunque hay menos piezas, <b>motor y basculante</b> no pueden <b>desmontarse de forma separada</b>.</p>
<p>El <b>motor</b> se puede posicionar en un lugar notablemente más <b>bajo</b>, ya que se puede girar hacia adelante en mayor medida</p>	

Tabla 74. Ventajas/desventajas para la alternativa 3 del posicionamiento del propulsor

## 20.5. Método de selección de ideas. Método de la convergencia programada

Para la elección de la mejor alternativa de entre las expuestas en el apartado anterior, se aplicará el método de la convergencia programada <sup>[14]</sup>, que compara el grado de cumplimiento de los requerimientos funcionales de cada una de las alternativas entre sí. De esta manera, es posible estudiar de una forma objetiva la adecuación de cada una de las opciones a las condiciones de diseño.

Además, a la hora de consultar bibliografía para la aplicación de este método, el integrador advirtió que la matemática que existía detrás de este era demasiado simple, y se tenía en cuenta el grado de consecución de cada requerimiento funcional, pero no la importancia de este, de manera que el resultado no reflejaba la adecuación de la idea con exactitud.

Es por esto, que se decidió modificar el método y utilizar los pesos específicos de los requerimientos para ponderar los resultados en función de los citados pesos, de manera que a la hora de realizar las comparaciones pese más el grado de consecución de los requerimientos más importantes.

En principio, a la vista de las ventajas y desventajas de cada alternativa, el equipo de diseño decidió que la opción de referencia era la alternativa de usar dos ejes separados para motor y basculante. El método de la convergencia programada la compara con el resto de alternativas para confirmar que esta es la mejor.

Peso específico (%)	Requerimiento	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
12.81	Capacidad de frenada	=	<b>DATUM</b>	+
12.81	Capacidad de aceleración	=		=
13.93	Maniobrabilidad	-0.14		=
3.06	Ausencia de vibraciones	-0.03		-0.03
9.24	Accesibilidad mecánica	-0.09		-0.09
1.46	Capacidad de refrigeración	=		=
7.34	Facilidad de puesta a punto	-0.07		-0.07
0.68	Facilidad de transporte	=		=
5.6	Ergonomía adecuada	-0.06		=
20.38	Seguridad	=		=
2.04	Aerodinámica adecuada	-0.02		=
1.49	Apta para condiciones de lluvia	=		=
0.78	Espacio para ruteado eléctrico/hidráulico	+0.01		=
4.01	Espacio para el airbox	+0.04		=
1.19	Espacio para el reenvío	-0.01		=
3.19	Suspensión trasera robusta	=	=	
<b>RESULTADOS:</b>		<b>-0.37</b>	<b>DATUM</b>	<b>-0.19</b>

Tabla 75. Método de selección de ideas para el posicionamiento del propulsor

A la vista de los resultados expuestos en la tabla 74, se comprueba que la mejor alternativa de diseño es la utilización de dos ejes separados para sustentar el propulsor y articular el bastidor y el basculante.

## 21. Diseño preliminar de la articulación de la dirección \_\_\_\_\_

El segundo paso en la fase de diseño preliminar será el del diseño conceptual de la articulación de la dirección. La explicación de que esta sea la segunda tarea a llevar a cabo es que con los datos que se tienen hasta el momento se pueden obtener las solicitaciones que sufre dicha articulación, y por tanto se puede hacer una estimación de la tipología y tamaño de los rodamientos, que limitarán en gran medida la adopción de la solución final.

Como se comentará en los apartados siguientes, para el diseño de esta articulación es necesario prever la geometría básica del conducto de admisión de aire, además del ángulo de giro con el que contará la motocicleta.

Posteriormente, la información obtenida en este apartado será facilitada a los diseñadores de bastidor y sistema de admisión, junto con otros requerimientos y parámetros funcionales a cumplir.

### 21.1. Objetivos en el diseño de la articulación de la dirección \_\_\_\_\_

Como ya se hizo en el apartado 20 de este documento, se acudirá a los distintos PCFs para comprobar qué parámetros funcionales se ven envueltos en el diseño conceptual de esta articulación. Observar que en este caso la información está repartida por tres PCFs, como son el del Conjunto, las Uniones y el Piecerío.

	Nº	Parámetro funcional	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad
CONJUNTO	1	Peso (kg)	5,84	X	MIN 95	C3
	7	Velocidad máxima (km/h)	1,52	▲	192	C5
	11	Lanzamiento (deg)	2,31	X	23,4	C4
	16	Ángulo de dirección (°)	0,87	▲	MIN 15	C5
	18	Margen regulación posición tijas (mm)	3,1	▲		C3
	21	Aceleración máxima (G)	1,85	X	7,5	C3
	25	Volumen airbox (L)	3,32	X	6	C4
	26	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	3,31	X	0,014	C4
	27	Capacidad depósito (L)	3,63	X	8	C3
	29	Anchura bastidor (mm)	3,09	▼		C3
	31	Rígidez unión dirección (N/mm)	3,44	▲		C4
	33	Distancia entre tijas (mm)	3,53	▲		C4
UNIONES	7	Intervalo regulación ángulo dirección (deg)	8,3	▲		C3
PIECERÍO	9	Rígidez de las tijas (N/mm)	8,33	X	ANTIGUAS TIJAS	-
	10	Diámetro eje dirección (mm)	5,76	▲		C2

Tabla 76. Parámetros funcionales involucrados en el diseño de la articulación de la dirección

A la vista de la tabla 75, se pueden fijar unos objetivos generales que garanticen el cumplimiento de los valores para los parámetros funcionales:

- La **distancia entre la tija superior y la inferior** debe ser lo más grande posible. Así, se consigue una mayor rigidez en la unión de la dirección para unas tijas dadas, tanto a flexión como a torsión.
- La **distancia** por la cual van a poder **trasladarse las tijas** a lo largo de las barras de la horquilla es un parámetro a maximizar. Cuanto mayor sea esta longitud mayor será la capacidad de puesta a punto del prototipo.
- Derivado del primer objetivo, se deduce que la **distancia entre rodamientos** en el eje de la dirección es un parámetro a maximizar, ya que así se incrementa la rigidez de la articulación manteniendo el resto de condiciones constantes.
- El funcionamiento de la articulación de la dirección debe ser **suave**, ya que la maniobrabilidad de la motocicleta depende en gran medida de este factor. Si finalmente este fuese excesivamente suave, podría plantearse el incorporar un amortiguador de dirección; aunque atendiendo al coste económico de este componente y a la información recopilada durante la fase de diseño, es conveniente adoptar esta decisión durante la fase de prueba y verificación del prototipo.
- Es necesario definir parcialmente la zona del bastidor que se une con el eje de la dirección, ya que es la máxima responsable del **ángulo de dirección** que posee el vehículo. Posteriormente, se proporcionará una limitación dimensional al diseñador del bastidor para asegurar que la motocicleta tiene el ángulo de dirección que hemos planeado.

Cuanto mayor sea el ángulo con el que el bastidor recoja la pipa de la dirección, mayor será la rigidez a torsión del conjunto. No obstante, también será menor el ángulo de giro de la motocicleta.

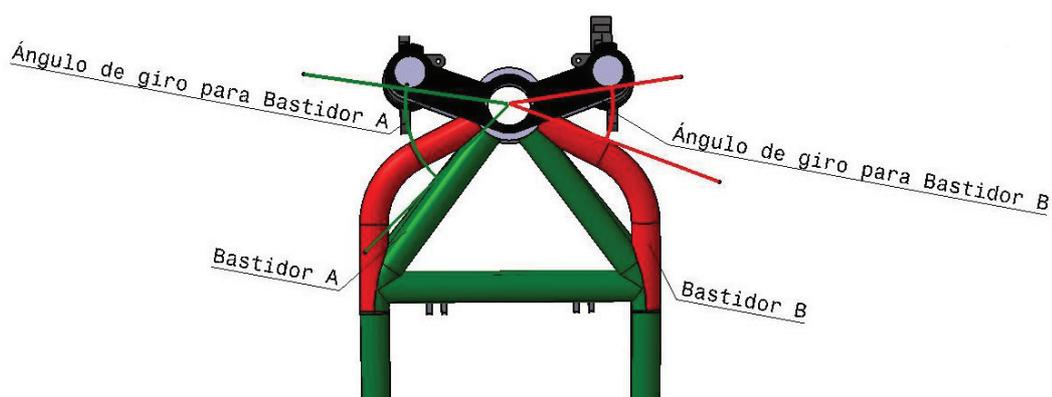


Ilustración 55. Influencia de la anchura del bastidor en el ángulo de dirección disponible

- Se debe implementar además la **entrada del conducto de admisión de aire**, respetando el valor de la sección de entrada obtenido en la fase de prediseño. Observar que la sección se calculó en el plano normal a la dirección del flujo.

Se intentará que la entrada al conducto altere cuanto menos las condiciones del flujo, perturbándolo en la menor medida posible.

De la contemplación de los objetivos de diseño conceptual, se advierte que se habrán de adoptar múltiples soluciones de compromiso, ya que algunos son contradictorios, como son la maximización de la distancia entre tijas y la maximización del margen de regulación de la posición de las tijas.

Como siempre, esta solución de compromiso se realizará en base a las ponderaciones para los requerimientos y parámetros funcionales presentes en el PCF.

## 21.2. Limitaciones para el diseño de la articulación de la dirección

Las limitaciones de diseño para la articulación de la dirección surgen también de las condiciones de partida. Estas no son otras que las indicadas en el apartado 19.2 del presente documento, ya que el posicionamiento del propulsor no ha afectado para nada a las limitaciones para esta articulación.

A continuación, se exponen las condiciones geométricas de partida y las suposiciones acerca de las mismas:

- Como la utilización de la horquilla proporcionada por la organización es obligada por normativa, se tiene que el espacio disponible para alojar la anchura de las tijas, la longitud del eje de la dirección, y el margen de regulación de la posición de las tijas es fija. Tal y como puede verse en la ilustración 57, si dejamos un gap de seguridad de 3 mm por encima del tope de compresión de la horquilla, disponemos de **una longitud de 282.5 mm** a lo largo de la cual alojar estos sistemas.

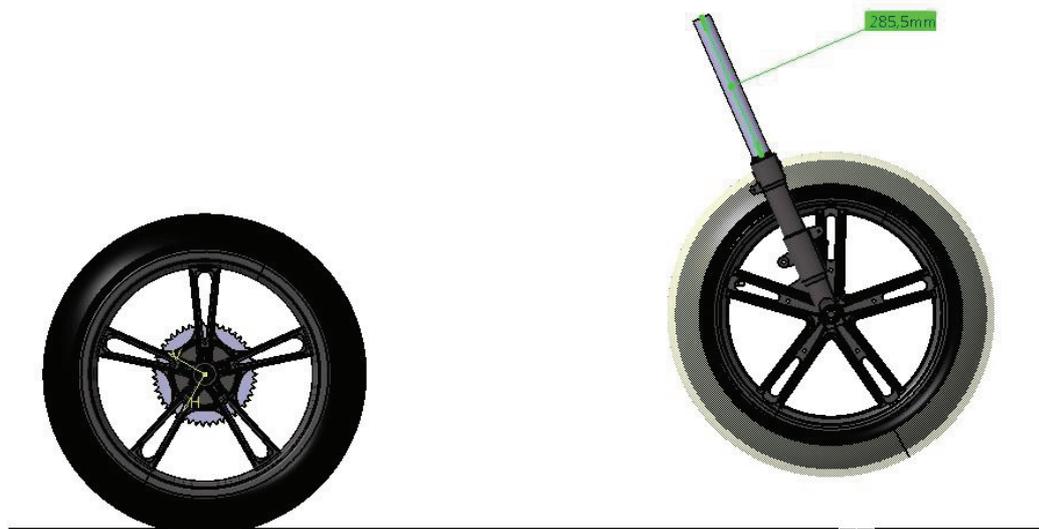


Ilustración 56. Espacio disponible para el eje de la dirección y el margen de regulación de la posición de las tijas

- Los **rodamientos** de esta articulación sufren tanto **fuerzas axiales** como fuerzas **radiales**. Aunque las fuerzas axiales son eminentemente en una dirección, se debe tener en cuenta que en la otra actuará el todo el peso del tren delantero, y los rodamientos deben estar preparados para ello.

En el Anexo 10 de este documento puede consultarse cómo se ha obtenido la situación de carga para los rodamientos de la dirección, y la magnitud de la fuerza que soporta cada uno de los rodamientos.

Destacar que para trasladar las cargas hasta los rodamientos de la dirección es necesario conocer su posicionamiento, por lo cual es necesario dar solución al cumplimiento de otros objetivos de manera previa, como son el posicionamiento del punto medio entre los paquetes de rodamientos o la separación entre estos.

- Si se desea emplear el **mismo diseño de tijas** que para el **prototipo de 125 c.c.**, se plantean dos opciones para conseguirlo:
  - El **diámetro del eje** de la dirección debe ser el mismo que para el **prototipo anterior** ( $\phi=30\text{mm}$ ). Esto determina el diámetro interior de los rodamientos de cada una de las tipologías que son susceptibles de ser utilizadas.
  - Se pueden volver a fabricar los casquillos reguladores del offset de las tijas, para así poder variar el diámetro del eje de la dirección. Se considera una opción demasiado cara en comparación con las escasas ventajas que puede aportar.
- El ángulo mínimo de dirección es de  $15^\circ$ , y está determinado por el reglamento de la competición. Atendiendo a los pesos específicos de este parámetro funcional y al resto de la información procesada la fase de prediseño, se decide que  $15^\circ$  es un ángulo de dirección suficiente, y que se debe primar la rigidez del bastidor antes que el ángulo de dirección,

No obstante, se debe dejar un margen en el ángulo para así poder incorporar topes de dirección, y que esta funcionalidad no la cumpla el bastidor. Por este motivo se reserva el espacio suficiente para conseguir un **ángulo de giro del manillar de  $25^\circ$** , generando en el software del CAD la envolvente de las botellas de la suspensión durante su recorrido. El resultado es el que se muestra en la ilustración 58:



Ilustración 57. Envolvente del espacio libre necesario para un ángulo de giro de  $25^\circ$

### 21.3. Decisión de la distancia entre tijas y el margen de regulación

Las primeras decisiones a la hora del diseño conceptual de la articulación de la dirección son las concernientes a la separación entre tijas.

Para llevarlas a cabo, en primer lugar se exponen las consideraciones acerca de cada parámetro funcional y después se adoptará la decisión en base a la información presente en los PCFs.

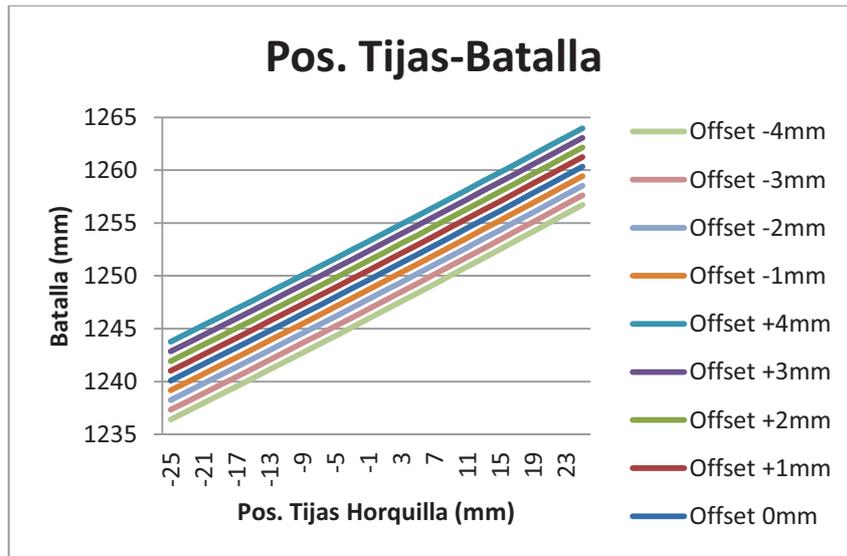
- **Consideraciones para la DISTANCIA ENTRE TIJAS**
  - Cuanto mayor sea la distancia entre tijas, mayor será la rigidez en la unión entre la horquilla y el eje de la dirección, al existir un mayor brazo de palanca resistente.
  - Cuanto mayor sea la distancia entre tijas, mayor será la rigidez en la unión entre la horquilla y el eje de la dirección, al existir un mayor brazo de palanca resistente.
  - Cuanto mayor sea la distancia entre tijas, mayor será el espacio disponible para la entrada de aire de admisión, si es que esta va a ir posicionada entre las tijas y las barras de la horquilla.
  - Cuanto mayor sea la distancia entre tijas, menor será la capacidad de refrigeración de prototipo, ya que se dispone de menos sección frontal libre para la circulación de aire hacia la refrigeración; todo esto en caso de que el radiador vaya situado en la parte frontal del vehículo.
  - Cuanto mayor sea la distancia entre tijas, menos espacio habrá disponible para la regulación de la posición de las tijas sobre la horquilla, con lo que se perderá capacidad de puesta a punto.
  
- **Consideraciones para el MARGEN de REGULACION de las TIJAS**

- Según la información recogida en la fase de prediseño, el margen de regulación de posición de las tijas es enormemente influyente en la capacidad de puesta a punto de la motocicleta, ya que nos permite cambiar de manera rápida y sencilla la geometría del vehículo.

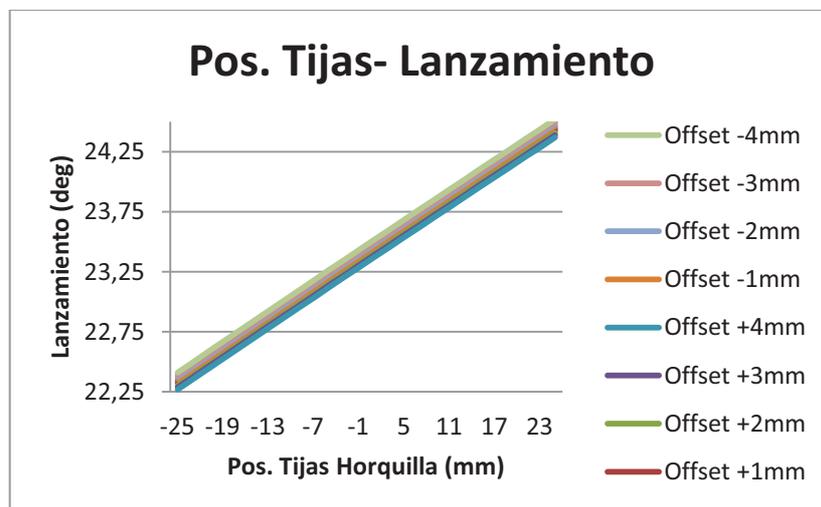
Para conocer la magnitud de la variación de la geometría que podemos inducir a base de maximizar este margen, se realizará un estudio de la misma.

Se propone un margen de desplazamiento de las tijas sobre las barras de la horquilla telescópica de  $\pm 25\text{mm}$ , siendo la posición neutra aquella que proporciona valor nominal para el lanzamiento (23.4 deg), y se obtienen los valores de batalla, lanzamiento, y avance sobre el suelo a lo largo de las posiciones relativas posibles de tijas-horquilla. Además, es necesario repetir el estudio para cada uno de los valores de offset alcanzables, ya que se dispone además del sistema de casquillos reguladores de offset.

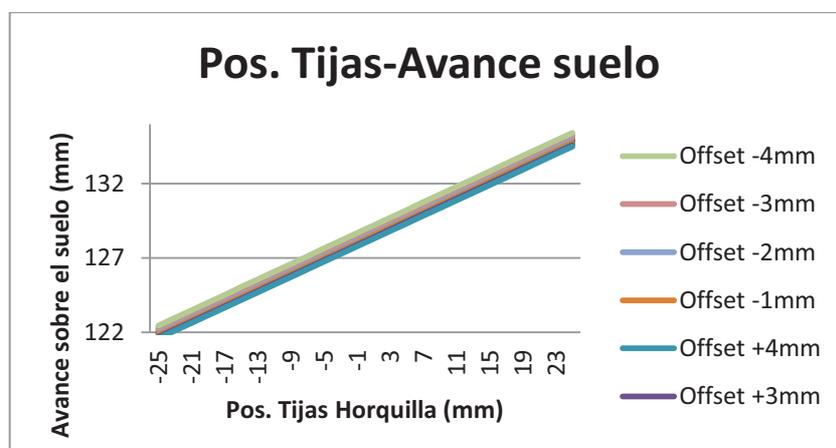
Las gráficas 9, 10 y 11 recogen la información obtenida durante el mencionado estudio:



Gráfica 9. Batalla en función de la posición relativa de tijas-horquilla para distintos valores del offset de las tijas



Gráfica 10. Ángulo de lanzamiento en función de la posición relativa de tijas-horquilla, para distintos valores del offset de las tijas



Gráfica 11. Avance sobre el suelo en función de la posición relativa de tijas-horquilla, para distintos valores del offset de las tijas

Tal y como puede verse en los resultados del estudio, la posición de las tijas a lo largo de las barras de las suspensión es mucho más influyente en la geometría del vehículo que otros márgenes de regulación como pueden ser el del offset de las tijas.

A la vista de los resultados, se puede concluir que con un margen de regulación de 50mm, junto con el sistema de regulación de offset ya comentado, se pueden conseguir las siguientes variaciones en los parámetros geométricos del prototipo:

- **Batalla:** El valor de la batalla del vehículo quedará comprendido en el intervalo [1236.4mm, 1264mm]. Se considera aceptable la variación de esta, ya que el benchmarking realizado para el diseño del prototipo anterior, el cual puede consultarse en el Anexo 11, arroja que la mayoría de las motocicletas de competición de esta clase tienen una batalla entre 1200 y 1300mm.

No obstante, se necesitaría que el intervalo de variación de la batalla fuese algo más elevado para poder abarcar todo el rango presente en las motocicletas de referencia.

- **Lanzamiento:** De la gráfica 10 se observa que regular la posición de las tijas respecto a la horquilla es la única manera de cambiar el ángulo de lanzamiento del prototipo, ya que obviamente cambiar el offset de las tijas no afecta al citado ángulo.

El estudio adjunto arroja que con un margen de regulación de 50mm se puede variar el ángulo de lanzamiento  $\pm 1$  deg, lo que indica que puede conseguirse el ángulo de lanzamiento de cualquiera de las motocicletas de referencia en el mercado.

Se considera que no es necesario inducir más variabilidad en el lanzamiento del vehículo.

- **Avance sobre el suelo:** Se aprecia que con un margen de regulación de 50mm en la posición relativa de tijas y botellas de la horquilla, se puede conseguir un avance sobre el suelo de [121.5 mm, 135.4 mm], y que el factor más influyente en dicha magnitud es el citado posicionamiento, y no los casquillos que permiten variar el offset.

De nuevo, con este intervalo de variación para el avance sobre el suelo se puede cubrir la mayoría de geometrías de las motocicletas de referencia, y por tanto se consideran suficientes los 50mm de margen de regulación.

Una vez se ha realizado el estudio de la variación de la geometría que permite alcanzar el margen de regulación de las tijas, se pueden tomar las decisiones finales en cuanto a la magnitud de este margen y la separación entre tijas. Para ello se acuden a los pesos específicos de estos parámetros de diseño, presentes en la tabla 76.

PCF	Nº	Parámetro funcional	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad
CONJUNTO	18	Margen regulación posición tijas	3.1	▲	-	C3
CONJUNTO	33	Distancia entre tijas	3.53	▲	-	C4

Tabla 77. Parámetros funcionales involucrados en la decisión del margen de regulación de la posición relativa tijas-horquilla

El estudio de la geometría arroja que sería deseable disponer de un mayor rango de disponibilidad en la batalla, aunque los márgenes para el lanzamiento y el avance sobre el suelo son más que suficientes. Por esto, y dado que el peso relativo de la distancia entre tijas es ligeramente mayor que el del margen de regulación, se concluye que 50 mm es una amplitud suficiente para la regulación de la posición relativa de las tijas y la horquilla.

Como además se conoce la geometría final de las tijas, se puede conocer con exactitud la posición nominal del eje de la dirección, y que es la que indica la ilustración 59. Destacar que la posición en la que se concibe la maqueta virtual es aquella que presenta los valores nominales de los parámetros geométricos, aunque las restricciones dimensionales deben ser comprobadas en las posiciones extremas de los intervalos de regulación antes mencionados.

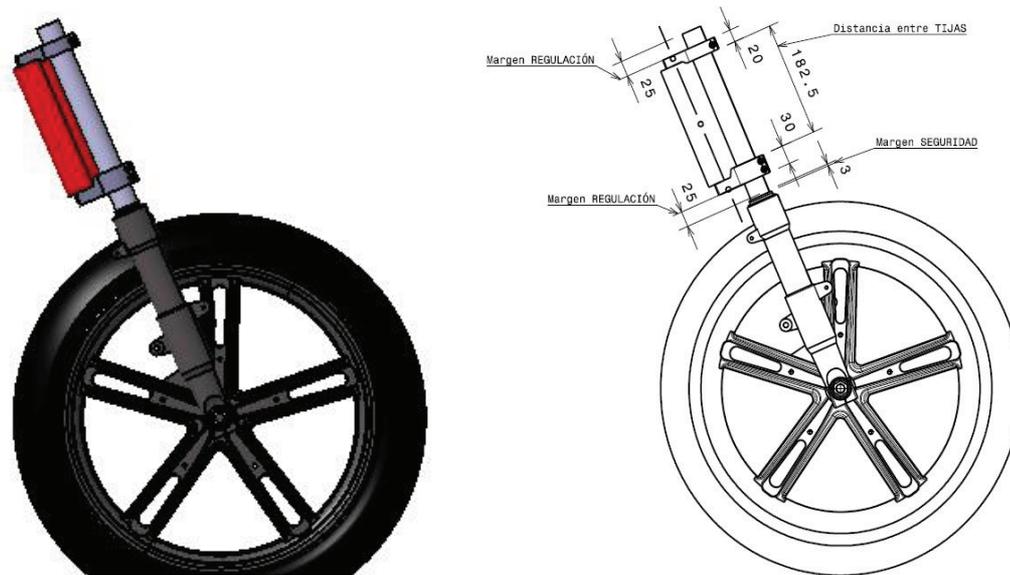


Ilustración 58. Decisión final para el margen de regulación de la posición relativa tijas-horquilla

## 21.4. Diseño preliminar del eje de la dirección

En este apartado se definirá el lay-out preliminar de la articulación de la dirección, así como los valores para los parámetros funcionales involucrados en dicha zona de la motocicleta.

Para ello, se presentarán una serie de alternativas en cuanto a la tipología de la misma y a los rodamientos que se utilizarán. Es importante realizar la elección de los rodamientos en esta fase de diseño, ya que se conocen las cargas que soportarán, y su tamaño es muy determinante en el diseño de la articulación de la dirección.

Las alternativas conceptuales para la articulación de la dirección son las que se muestran a continuación:

## A) ALTERNATIVA 1: UN EJE DE DIRECCIÓN, ADMISIÓN ABRAZANDO EL EJE

La alternativa 1 nace de primar la sencillez estructural y de fabricación del bastidor frente a la del sistema de admisión de aire. Esta es una solución ampliamente utilizada en motocicletas de producción en serie y de GP, lo que en principio avala su validez.

En esta alternativa se propone utilizar un solo eje para la articulación de la dirección y rutear el conducto de admisión alrededor de la pipa de la dirección del bastidor. Esta opción es posible gracias a que las tijas de las que se dispone mantienen una separación entre barras de la horquilla notable, de manera que es posible conseguir la sección del conducto de admisión que se nos indica en el PCF correspondiente.

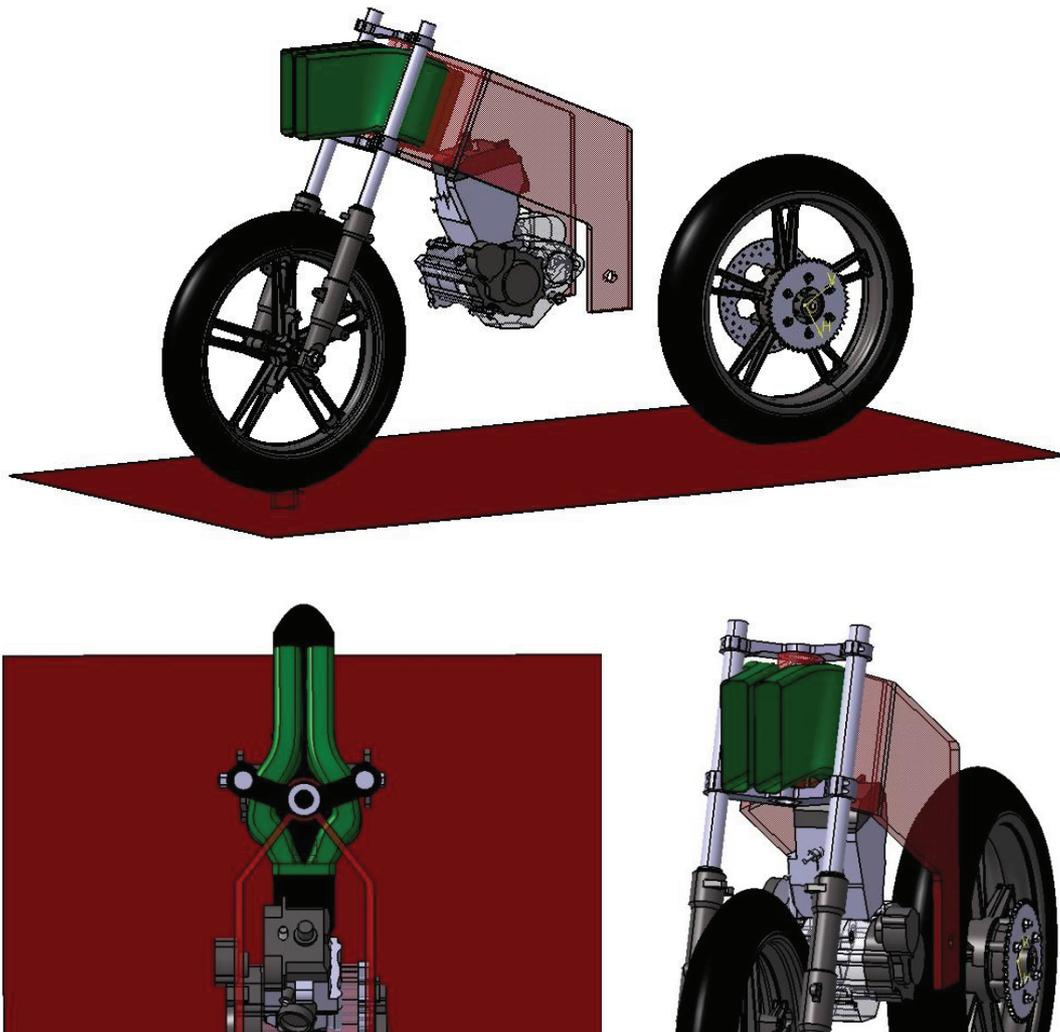


Ilustración 59. Alternativa 1 para el diseño preliminar de la articulación de la dirección

A continuación se comentan las ventajas y desventajas de implementar como solución la alternativa 1:

### VENTAJAS

**Menos piezas** que si utilizamos dos semiejes

### DESVENTAJAS

La geometría del conducto de admisión hace

<p>para la dirección. Esto lleva aparejadas mejoras en los siguientes campos:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ <b>Menos peso</b></li> <li>▪ <b>Mejora la calidad del trabajo</b> en la motocicleta, al tratar con menos componentes e n el proceso de montaje-desmontaje</li> </ul>	<p>que el <b>ángulo de dirección</b> pueda verse afectado.</p>
<p><b>Diseño simple y barato</b> del eje de la dirección</p>	<p>Los conductos de admisión deben de atravesar el bastidor en la zona próxima a la pipa de la dirección. El diseño de esta zona es enormemente influyente en la <b>rigidez torsional</b> del vehículo, y no debe ser alternada con el objetivo de encontrar espacio para el conducto de admisión.</p>
<p><b>Facilidad de postmecanizado</b> del alojamiento del eje, con la ventaja en coste económico que esto supone.</p>	<p>En la zona circundante al eje de la dirección se produce una <b>perturbación</b> notable del <b>flujo</b> de aire de la <b>admisión</b>. Esto hace que el rendimiento de este sistema se vea disminuido</p>
<p>Al tratar con un solo eje, sólo en s necesario incorporar <b>una pareja de rodamientos</b>. No es una gran ventaja, ya que no se precisa espacio libre entre ambos. No obstante, sigue siendo una ventaja contar con menos piezas y un diseño más simple.</p>	<p><b>Dificultad constructiva</b> para el conducto y sistema de <b>admisión</b>. Además se deben tener en cuenta las maniobras de montaje y desmontaje, que a priori parecen ser complejas si se adopta esta solución</p>
<p><b>La geometría del conducto</b> de admisión hace que las cargas aplicadas sobre el carenado (aerodinámicas, por ejemplo) <b>no creen excesivas deformaciones</b> en el propio conducto</p>	<p>Con los datos geométricos de partida, la forma necesaria para la sección transversal del conducto de admisión tiene una <b>elevada relación perímetro/sección</b>. Esto hace que los efectos de rozamiento y de borde se acentúen, y por tanto el subsistema de admisión de aire pierda eficacia.</p>

Tabla 78. Ventajas/desventajas para la alternativa 1 de diseño de la articulación de la dirección

## B) ALTERNATIVA 2: 1 EJE DE DIRECCIÓN, ADMISIÓN LATERAL\_\_\_\_\_

Una vez se planteó la alternativa 1, el siguiente paso fue concebir una nueva alternativa que solucionase los problemas de accesibilidad mecánica y complejidad del conducto de admisión, manteniendo las ventajas que presenta la utilización de un solo eje para la articulación de la dirección.

Para ello, se barajó la posibilidad de rutear los conductos de admisión alrededor de la horquilla, y contar con dos secciones de admisión dispuesta de manera simétrica en el frontal del carenado. El aspecto que presentaría dicha opción es el que se muestra en la ilustración 62:

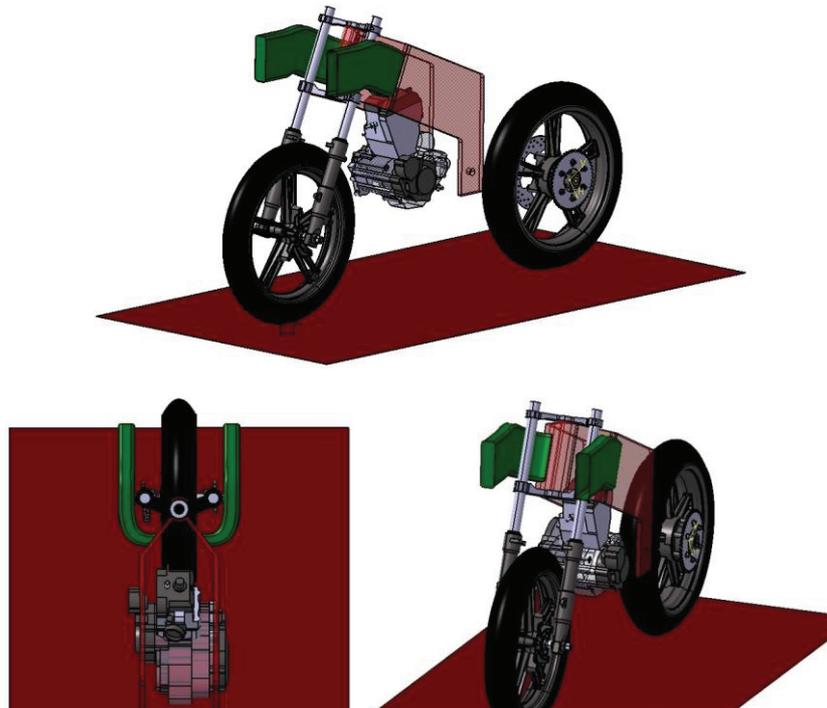


Ilustración 60. Alternativa 2 para el diseño preliminar de la articulación de la dirección

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Menos piezas</b> que si utilizamos dos semiejes para la articulación de la dirección. Al igual que para la alternativa 1, esto lleva aparejado un <b>peso menor</b> y una <b>mejor accesibilidad mecánica</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sigue presentando problemas con el <b>recorrido</b> de la articulación de la <b>dirección</b>, sobre todo si tenemos en cuenta las posibles deformaciones que experimenten los conductos de admisión.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diseño <b>simple</b> y barato del <b>eje</b> de la dirección.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La zona por la cual la admisión de aire ha de atravesar el bastidor tiene una gran importancia en cuanto a <b>rigidez torsional</b>. Por tanto, esta solución puede comprometer la rigidez del conjunto.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Sencillez</b> del <b>postmecanizado</b> del alojamiento del eje de la dirección.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>complejidad constructiva</b> del <b>conducto de admisión</b> es igual o mayor que para la alternativa 1; siendo las maniobras de montaje y desmontaje otro punto débil de la alternativa 2.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sólo es necesario colocar un <b>par de rodamientos</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La relación <b>perímetro/área</b> transversal de los conductos de admisión es igual de <b>elevada</b> o más que en la alternativa 1.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se mejora la <b>calidad aerodinámica</b> del ruteado de los <b>conductos de admisión</b> con respecto a la alternativa 1.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>toma de aire</b> de la admisión se sitúa <b>alejada</b> del <b>centro de presiones</b> del carenado. Este fenómeno evita que la cantidad de aire en la admisión no sea la máxima.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• En principio puede obtenerse un <b>mayor ángulo de dirección</b> que con la alternativa 1.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• A pesar de que la admisión no es un elemento estructural, su disposición y unión con el carenado hacen que pequeñas cargas en el carenado</li> </ul>

puedan ocasionar **elevadas deformaciones** en los **conductos de admisión**.

Tabla 79. Ventajas/desventajas para la alternativa 2 de diseño de la articulación de la dirección

### C) ALTERNATIVA 3: 2 SEMIEJES DIRECCIÓN, ADMISIÓN DIRECTA\_

La alternativa 3 se concibe con el fin de priorizar la calidad en la entrada de aire frente a la sencillez del bastidor y la articulación de la dirección. En principio puede parecer extraño priorizar el rendimiento del sistema de admisión de aire frente a la sencillez estructural del vehículo, pero los resultados obtenidos en la fase de prediseño indican que es necesario tener muy presente la integración de un sistema de admisión de aire. Además, puede conseguirse una eficiencia estructural similar adoptando soluciones para ello durante el diseño del bastidor.

La solución con dos semiejes para la articulación de la dirección, junto con una toma de aire central, es una solución ampliamente adoptada por motocicletas de calle y de competición, y es muy acertada para aquellas que no puedan implementar un sistema de admisión Delta Box, ya que soluciona muchos problemas con el ruteado de los conductos.

El aspecto que presenta la alternativa 3 se aprecia en la ilustración 63:

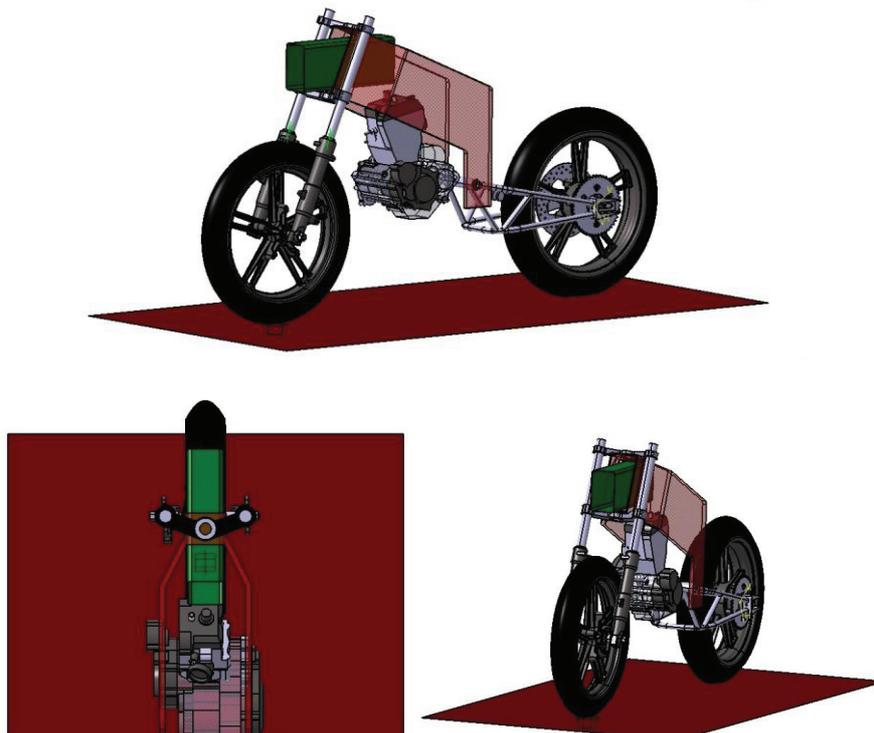


Ilustración 61. Alternativa 3 para el diseño conceptual de la articulación de la dirección

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Gran ventaja en la <b>calidad</b> de la <b>admisión</b> respecto a las dos alternativas anteriores.</li> <li>Diseño y construcción <b>sencilla</b> de la</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><b>Más piezas</b>, lo que lleva asociado <b>más peso</b> y un empeoramiento de la <b>calidad del trabajo</b> en la motocicleta.</li> <li>Es necesario colocar <b>dos pares</b> de</li> </ul>

<p><b>admisión de aire.</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Es la alternativa más respetuosa con el <b>recorrido</b> de la <b>articulación</b> de la <b>dirección</b>.</li> </ul>	<p><b>rodamientos</b>, uno para cada semieje.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>En principio puede parecer que la <b>accesibilidad mecánica</b> es <b>menor</b> que en la otras alternativas, al tener que retirar más piezas para desmontar un mismo sistema. Sin embargo, los componentes están repartidos de forma más homogénea, sobre todo con respecto a la alternativa 1.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>El conducto tiene una relación <b>perímetro/área</b> transversal notablemente <b>menor</b> que en la otras dos alternativas. Por tanto, se minimiza el rozamiento viscoso y los efectos de borde.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><b>Dificultad constructiva</b> para el <b>bastidor</b>, en especial para el postmecanizado de la zona de la pipa de la dirección.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Solución <b>innovadora</b>, tanto a nivel interno como respecto al resto de competidores.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><b>Menor accesibilidad mecánica</b> que para <b>la alternativa 2</b>, derivada de que hay que desmontar parte o la totalidad de la admisión para poder extraer los semiejes de la dirección.</li> </ul>

Tabla 80. Ventajas/desventajas para la alternativa 3 de diseño de la articulación de la dirección.

A continuación se hace una breve exposición de los tipos y tamaños de rodamientos que pueden ser utilizados para esta articulación, atendiendo tanto a criterios dimensionales como estructurales.

#### TIPOLOGÍA DE RODAMIENTO

- El primero y más importante es el tipo de cargas que soporta. En nuestro caso ambos paquetes de rodamientos soportan tanto fuerzas axiales como radiales; siendo las radiales las predominantes.
- El segundo es la funcionalidad del conjunto. La elección se realiza en función de la suavidad de la articulación, grado de mantenimiento deseado, condiciones de trabajo (velocidad de giro, ambiente de trabajo, etc...).

#### TAMAÑO DE RODAMIENTO

- El primer criterio a tener en cuenta es el diámetro del aro interno del rodamiento. Al tenerlo fijado por la utilización del diseño de tijas del prototipo anterior, sólo es posible escoger ese tamaño de rodamiento de cada una de las tipologías compatibles.
- El segundo criterio es obviamente la capacidad de carga del rodamiento. Se ha de comparar la carga que sufre cada uno de ellos con la carga máxima correspondiente proporcionada por el fabricante. Recordar que las cargas que sufre cada paquete de rodamientos son obtenidas en el Anexo 10. de este documento, y su magnitud es la que se resumen en la tabla 79.

Paquete Superior	$F_{AXIAL}$ (N)	2292.7
	$F_{RADIAL}$ (N)	5182.5
Paquete Inferior	$F_{AXIAL}$ (N)	2292.7
	$F_{RADIAL}$ (N)	5859

Tabla 81. Solicitaciones para los rodamientos de la dirección

## I. ALTERNATIVA 1: RODAMIENTOS COMBINADOS DE AGUJAS Y BOLAS CON CONTACTO ANGULAR

Esta es una de las tipologías de rodamientos que soportan esfuerzos radiales y axiales combinados. Dentro de estos, encontramos los de simple efecto (NKIA), que soportan cargas axiales en un solo sentido; y los de doble efecto (NKIB), que soportan cargas axiales en ambos sentidos.

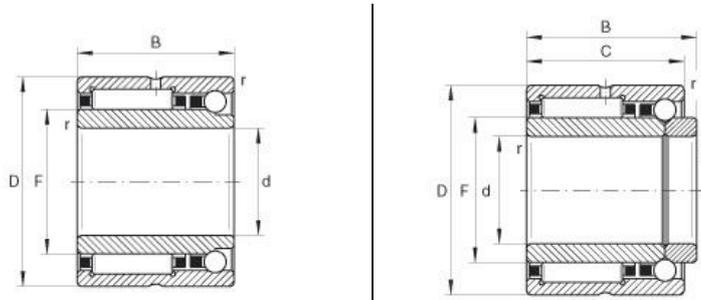
Rodamiento **NKIA** – Simple efectoRodamiento **NKIB** – Doble efecto

Tabla 82. Rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular

Teniendo en cuenta que las restricciones dimensionales nos obligan a escoger un diámetro interno de 30 mm, los rodamientos aptos para nuestra articulación son:

<b>NKIA</b> 5906	<b>d</b>	30 mm	<b>m</b>	174 g
	<b>D</b>	47 mm	<b>C<sub>Or</sub></b>	35500 N
	<b>B</b>	23 mm	<b>C<sub>Oa</sub></b>	11200 N
	<b>F</b>	35 mm	<b>n<sub>G</sub></b>	12700 rpm
	<b>r<sub>min</sub></b>	0.3 mm	<b>n<sub>B</sub></b>	1000 rpm
	<b>NKIB</b> 5906	<b>d</b>	30 mm	<b>m</b>
<b>D</b>		47 mm	<b>C<sub>Or</sub></b>	35500 N
<b>B</b>		25 mm	<b>C<sub>Oa</sub></b>	11200 N
<b>C</b>		23 mm	<b>n<sub>G</sub></b>	12700 rpm
<b>F</b>		35 mm	<b>n<sub>B</sub></b>	1000 rpm
<b>r<sub>min</sub></b>		0.3 mm		

Tabla 83. Características para los rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular seleccionados

A continuación se presentan las ventajas y desventajas de la utilización de este tipo de rodamientos:

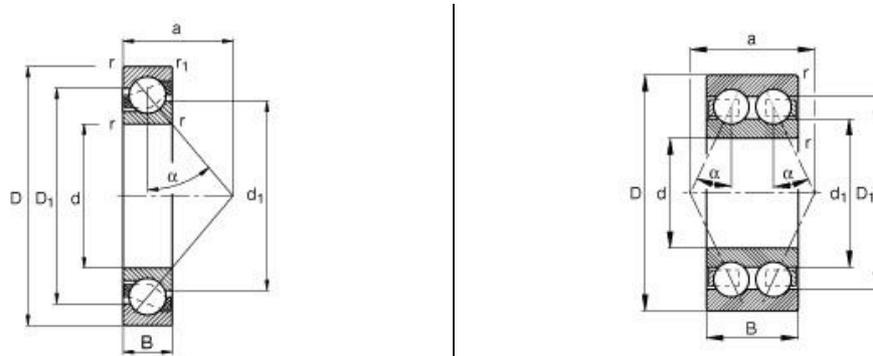
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Los rodamientos están <b>adaptados al tipo de carga</b> que van a soportar: cargas radiales y axiales combinadas, con predominancia de las cargas radiales.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Los rodamientos NKIB se montan en un eje con un <b>juego axial</b> de entre 0.8 y 0.25 mm. Este juego es muy grande y podríamos perder todo el tacto de la dirección.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>De todas las alternativas de rodamientos que se presentan esta es la que presenta una <b>dimensión radial</b> más <b>contenida</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>De todas las alternativas de rodamientos presentadas, esta es la que presenta una <b>dimensión longitudinal</b> del paquete de rodamientos <b>mayor</b>.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Con el rodamiento de doble efecto (NKIB) se puede adoptar una</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Con el rodamiento de simple efecto (NKIA) y la solución <b>de dos semiejes</b></li> </ul>

solución <b>con un solo rodamiento</b> por eje en todas las alternativas de diseño de la dirección	para la dirección, es necesario colocar <b>dos pares de rodamientos</b> , con lo que el espacio axial requerido se duplica.
--	---

Tabla 84. Ventajas/desventajas de la implementación de rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular en la articulación de la dirección

## II. ALTERNATIVA 2: RODAMIENTOS DE BOLAS CON CONTACTO ANGULAR

Los rodamientos a bolas con contacto angular resisten también esfuerzos axiales y radiales combinados, y cuyo reparto depende del ángulo de contacto entre las bolas y las pistas del rodamiento. Al igual que para los rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular, encontramos rodamientos de simple efecto (de una hilera de bolas) que soportan esfuerzos axiales en una única dirección, y rodamientos de doble efecto (de dos hileras de bolas).



Rodamiento a bolas con contacto angular de 1 hilera

Rodamiento a bolas con contacto angular de 2 hileras

Tabla 85. Rodamientos a bolas con contacto angular

Así, atendiendo a las restricciones dimensionales para el eje y las funcionalidades que la articulación de la admisión ha de cumplir, los rodamientos seleccionados son:

Rod. 7206 (1 hilera)	d	30 mm	m	203 g
	D	62 mm	C <sub>Or</sub>	14100 N
	B	16 mm	n <sub>G</sub>	14400 rpm
	α	40°	n <sub>B</sub>	11200 rpm
Rod. 3206 (2 hileras)	d	30 mm	m	292 g
	D	62 mm	C <sub>Or</sub>	22200 N
	B	23.8 mm	n <sub>G</sub>	11900 rpm
	α	30°	n <sub>B</sub>	11100 rpm

Tabla 86. Características para los rodamientos a bolas con contacto angular seleccionados

Se exponen las ventajas y desventajas de la utilización de estos rodamientos como solución para la articulación de la dirección:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Rodamientos <b>diseñados</b> para el <b>tipo de cargas</b> que van a soportar: cargas radiales y axiales combinadas con preponderancia de radiales. Dado que la carga radial es un 20% de la carga axial, se consideran aptos rodamientos con un ángulo de contacto a partir de 30°.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>El rodamiento de doble efecto <b>no admite precarga axial</b>, y por tanto quedará una holgura axial en la articulación de la dirección que podría arruinar la funcionalidad de esta. Para remediarlo se puede colocar parejas de rodamientos de una hilera en posición O, pero el tamaño en dirección axial se dispara.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Aunque la ventaja no es muy significativa, son ligeramente más <b>compactos en la dirección axial</b>.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se pueden <b>utilizar rodamientos estancos</b>, que minimizan el mantenimiento y maximizan la durabilidad de la unión</li> </ul>	

Tabla 87. Ventajas/desventajas de la implementación de rodamientos a bolas con contacto angular en la articulación de la dirección

### III. ALTERNATIVA 3: RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

La última alternativa propuesta es la elección de rodamientos de rodillos cónicos. Estos soportan elevadas cargas radiales y axiales en un sentido, sin ser autoretenidos, de manera que para manejar las cargas con las que tratamos, se deberían colocar dos rodamientos opuestos en posición O.

A cambio, no son estancos, y perjudican a la durabilidad y frecuencia de mantenimiento de la articulación.

Según las restricciones dimensionales antes comentadas, el rodamiento elegido para la aplicación es la referencia 30206. Se pueden apreciar sus características dimensionales y resistentes en la tabla 86.

Rodamiento 30206		d	30 mm	C	14 mm
		D	62 mm	m	237 g
		T	17.25 mm	C <sub>Or</sub>	48000 N
		a	14 mm	n <sub>G</sub>	12400 rpm
		B	16 mm	n <sub>B</sub>	7400 rpm

Tabla 88. Características del rodamiento de rodillos cónicos seleccionado

Se plantean a continuación las ventajas y desventajas de la utilización del rodamiento cónico de rodillos anterior:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Rodamientos <b>diseñados</b> para soportar la <b>situación de carga</b> a la que están sometidos: cargas radiales y axiales combinadas, con predominancia de las radiales.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><b>No son estancos</b>, por lo que deberán estar ciertamente protegidos de la suciedad y realizarse un mantenimiento periódico.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>La ventaja más importante que poseen estos rodamientos es que <b>pueden precargarse axialmente</b>, y así eliminar la holgura en esta dirección.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Cada rodamiento sólo admite carga axial en un sentido, por lo que es necesario <b>montarlos por parejas</b> en posición O.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Los rodillos darán un <b>tacto</b> a la <b>dirección</b> mejor que el de los rodamientos de bolas. Poseen un poco más de rozamiento, lo que hace la dirección más previsible, sin llegar a perder feedback.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Al ser rodamientos desmontables, la <b>accesibilidad mecánica</b> decae levemente, al tener que contar con más piezas durante las operaciones de montaje y desmontaje.</li> </ul>

Tabla 89. Ventajas/desventajas de la implementación de rodamientos de rodillos cónicos en la articulación de la dirección

## 21.5. Método de selección de ideas. Método de la convergencia programada

Según las distintas alternativas que se han presentado para el lay-out de la pipa de la dirección y para los rodamientos que pueden ser utilizados, se tienen distintas combinaciones de las mismas que es necesario comparar entre ellas.

Las distintas combinaciones que pueden alcanzarse se describen en la tabla 88.

NOMENCLATURA	DESCRIPCIÓN
▪ A1-R1	Un solo eje para la dirección, admisión abrazando a la pipa de la dirección, rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular.
▪ A1-R2	Un solo eje para la dirección, admisión abrazando la pipa de la dirección, rodamientos de bolas con contacto angular.
▪ A1-R3	Un solo eje para la dirección, admisión abrazando a la pipa, rodamientos de rodillos cónicos.
▪ A2-R1	Un solo eje para la dirección, admisión lateral, rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular.
▪ A2-R2	Un solo eje para la dirección, admisión lateral, rodamientos a bolas con contacto angular.
▪ A2-R3	Un solo eje para la dirección, admisión lateral, rodamientos de rodillos cónicos.
▪ A3-R1	Dos semiejes para la dirección, admisión aire directa, rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular.
▪ A3-R2	Dos semiejes para la dirección, admisión frontal, rodamientos a bolas con contacto angular.
▪ A3-R3	Dos semiejes para la dirección, admisión frontal, rodamientos de rodillos cónicos.

Tabla 90. Denominación de las distintas alternativas para el diseño preliminar de la articulación de la dirección

Para comprobar cuál de las 9 alternativas es la más conveniente para nuestro diseño, se procederá como en apartados anteriores a aplicar el método de la convergencia programada. Con este, se puede comprobar cuál es la opción que mejor se ajusta a los requerimientos funcionales estudiados en la fase de prediseño

El equipo de diseño, en base a las características expuestas para cada opción, determinó que la alternativa de referencia era A3-R2, utilizando dos semiejes para la dirección, con admisión de aire frontal y rodamientos de bolas con contacto angular. Se compara entonces el grado de cumplimiento de los requerimientos funcionales del resto de alternativas con respecto a la alternativa de referencia.

Peso específico (%)	Requerimiento	A1-R1	A1-R2	A1-R3	A2-R1	A2-R2	A2-R3	A3-R1	A3-R2	A3-R3
12.81	Capacidad de frenada	=	=	=	=	=	=	=	DATUM	=
12.81	Capacidad de aceleración	-	-	-	-	-	-	=		=
13.93	Maniobrabilidad	-	-	-	-	-	-	=		+
3.06	Ausencia de vibraciones/efectos	-	=	+	-	-	-	-		+
9.24	Accesibilidad mecánica	+	+	+	=	=	=	=		-
7.34	Facilidad de puesta a punto	-	-	-	-	-	-	=		+
20.38	Seguridad	-	=	+	-	=	+	-		+
2.04	Aerodinámica adecuada	-	-	-	-	-	-	=		=
1.49	Apta para condiciones de lluvia	=	=	=	+	+	+	=		=
0.78	Espacio para el ruteado eléctrico/hidráulico	=	=	=	-	-	-	=		=
4.01	Espacio para el airbox	-	-	-	-	-	-	=		-
5.12	Fiabilidad	=	=	-	=	=	-	=		-
6.99	Suavidad de accionamiento de las uniones articuladas	-	=	+	-	=	+	-		+
<b>RESULTADOS:</b>		<b>-61.3</b>	<b>-30.9</b>	<b>-5.6</b>	<b>-71.3</b>	<b>-44</b>	<b>-20.2</b>	<b>-30.4</b>	<b>DATUM</b>	<b>+42.6</b>

Tabla 91. Método de selección de ideas para el diseño preliminar de la articulación de la dirección

A la vista de los resultados recogidos tras aplicar el método de selección de ideas, se advierte que la alternativa A3-R3 cumple mejor los requerimientos funcionales que la alternativa que se había planteado como referencia.

Se concluye entonces que la articulación de la dirección se ejecutará mediante 2 semiejes, con la toma de aire de admisión guiada entre estos semiejes, y utilizando dos parejas de rodamientos cónicos de rodillos 30206 en posición O. Con esta decisión es posible definir las dimensiones preliminares de los componentes en torno a la pipa de la dirección, proceso que se detalla en el siguiente apartado.

## 21.6. Dimensionado preliminar para la articulación de la dirección\_

Una vez se ha obtenido la naturaleza de la articulación de la dirección y los rodamientos que serán empleados, el siguiente paso es el de definir las dimensiones básicas de los componentes involucrados.

Para la toma de estas decisiones se dispone de la siguiente información:

- Se utilizará un perfil comercial para soportar los rodamientos, y a través suyo se dispondrá el conducto de la admisión. En este apartado intenta definir las dimensiones de este perfil que permiten alcanzar un mayor grado de cumplimiento de los valores expuestos en el PFC.
- Cada uno de los semiejes va alojado sobre una pareja de rodamientos cónicos de rodillos 30206. Además, es necesaria una precarga axial de los mismos que permita eliminar las holguras de la dirección en este sentido.
- El área transversal a la dirección del flujo que debe poseer el conducto de admisión es de  $80 \text{ cm}^2$ . En el caso de no disponer de suficiente área, se deben replantear los pasos dados hasta este punto.

El resultado de plasmar en CAD esta serie de decisiones es el que se aprecia en la figura 64, habiendo tomado las decisiones que se reportan a continuación de la misma.

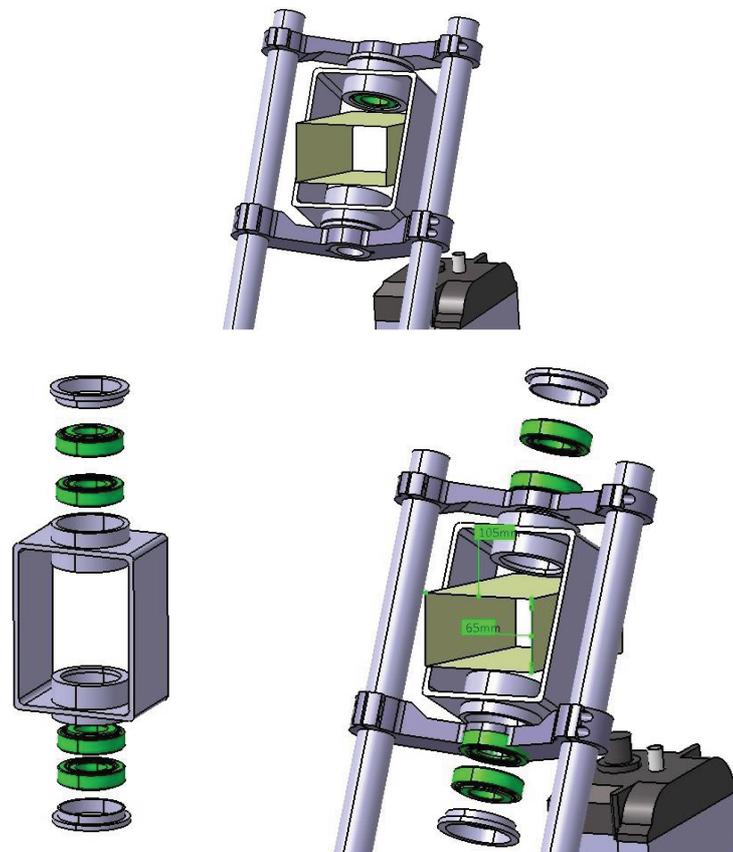


Ilustración 62. Dimensiones preliminares básicas de la articulación de la dirección

- Se decide utilizar un perfil estructural con unas dimensiones exteriores de 160 x 120mm en el caso de ser acero. Si se eligiese el aluminio como material para el bastidor, habría que encontrar un perfil equivalente.  
 La longitud y espesor del perfil se deciden durante el diseño en detalle del bastidor, de manera que se aseguren dos funcionalidades:
  - Se debe asegurar la integridad estructural del bastidor, dejando suficiente material en torno a los rodamientos.
  - Se debe facilitar la soldadura del alojamiento de los rodamientos con el perfil comercial.
- Se incorporarán dos tapas con roscado exterior que permitan dar carga axial a la pista exterior de los rodamientos. Es una solución relativamente cara, pero es la única que el equipo de diseño pudo idear para eliminar las holguras en dirección axial.
- El máximo área de la sección normal al flujo que puede conseguirse en el conducto de admisión es de 68.25 cm<sup>2</sup>, que es un 85% del área que se indica en el PCF. Se barajan varias actuaciones:
  - Aumentar la anchura del perfil rectangular. Esto comprometería el ángulo de dirección que es posible alcanzar, tal y como se expuso en el apartado 21.1.
  - Disminuir el margen de regulación de la posición relativa entre tijas y botellas, con el fin de incrementar la distancia entre tijas. Para evaluar esta opción se acude a las importancias relativas de los parámetros funcionales involucrados, presentes en la siguiente tabla:

Nº	Parámetro funcional	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad
18	Margen regulación posición tijas (mm)	3,1	▲	-	C3
33	Distancia entre tijas (mm)	3,53	▲	-	C4
26	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	3,31	X	0,008	C4

Aunque las rigideces de modificación de la distancia entre tijas y el margen de regulación de las mismas son iguales o menores que la correspondiente a la sección de entrada del airbox, se elige no modificar ninguno de estos parámetros funcionales al tener un peso relativo muy similar.

- Admitir como válida una sección de 68 cm<sup>2</sup>. El diseñador del sistema de admisión advierte que es posible conseguir una mayor sección del conducto de admisión en la zona anterior al eje de la dirección. Así, el aire captado se acelerará en la sección de 68 cm<sup>2</sup>, perdiéndose algo de efectividad en la admisión, pero no en exceso al estar tratando con un defecto de tan sólo el 15% del área.

Finalmente, se optó por preservar la sección de 68 cm<sup>2</sup>, ya que se considera que es la actuación que menos afecta al diseño del conjunto.

- Se proporcionará la envolvente del movimiento de la horquilla a los diseñadores de bastidor y conducto de admisión, de manera que se garantice que el ángulo de giro de la motocicleta es de al menos 25°. Recordar que se considera como válido un ángulo de giro máximo de 15°, y los 10° restantes han sido reservados para la implementación de un sistema de topes regulables para la dirección, el cual se desarrollará durante la fase de diseño en detalle.

## 22. Diseño preliminar del sistema de suspensión trasera

Tras haber definido la posición del propulsor y la naturaleza de la articulación de la dirección, el siguiente paso es el diseño conceptual del sistema de suspensión trasera.

Para este proceso, se barajarán ciertas alternativas y se analizará si es posible conseguir el comportamiento deseado con cada una de ellas. Posteriormente, se realizará un estudio cinemático y dimensional del sistema de suspensión, y para finalizar se decidirán los rodamientos que se emplearán, en el caso de necesitarlos, para implementar la solución final.

El motivo de proceder con el sistema de suspensión trasera en este punto del diseño es que una vez conocida su geometría seremos capaces de trasladar las cargas desde el punto de apoyo de la rueda trasera hasta el bastidor. Esto nos permitirá obtener el diagrama de sólido rígido de bastidor y basculante, que es esencial para el análisis estructural de los mismos, y que se efectuará durante la fase de diseño en detalle.

### 22.1. Objetivos para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera

Para garantizar el cumplimiento de las condiciones obtenidas en los PCF's, así como los invariantes de diseño impuestos por la organización, se ha de atender a la consecución de los siguientes objetivos durante la fase de diseño preliminar del sistema de suspensión:

- El primer y principal objetivo es el de alcanzar el **comportamiento deseado** <sup>[4] [16]</sup> para el sistema de suspensión. No obstante, el comportamiento de un sistema de suspensión viene determinado por multitud de parámetros, como pueden ser recorrido, masa no suspendida, integridad estructural, ...

En el caso que nos atañe, para fijar el comportamiento deseado para el sistema de suspensión, tomaremos como variable de referencia la **constante efectiva de la rueda** y la **evolución de esta** a lo largo del recorrido del amortiguador. Las características deseables para cada una de ellas son:

- **Constante efectiva de la rueda:** El objetivo de diseño será obtener una constante en la rueda de unos 18 N/mm al inicio del recorrido de la suspensión y 22 N/mm hacia el final del recorrido del sistema. De esta manera, se consigue que con desplazamientos pequeños de la rueda trasera, la suspensión sea algo menos dura que con grandes desplazamientos.
- **Evolución de la constante efectiva de la rueda:** Como ya se ha dejado de entrever, deseamos una suspensión progresiva, en la cual la constante de rigidez de la rueda aumente según el recorrido de aumento.

Si escogiésemos un sistema de suspensión regresiva, o bien la motocicleta respondería con demasiada dureza ante pequeños desplazamientos del sistema de suspensión, o bien se alcanzaría fácilmente el tope de compresión, al disminuir la dureza efectiva a medida que la rueda se desplaza en dirección vertical.

Con un sistema de suspensión lineal, la constante efectiva de la rueda no cambia a lo largo del recorrido de la suspensión trasera. En principio el comportamiento dinámico del vehículo sería mejor que con una suspensión regresiva, pero es preferible apreciar un crecimiento de la rigidez efectiva hacia el

final del recorrido, tanto por motivos de comportamiento como de seguridad, al ser más difícil alcanzar el tope de compresión, con los problemas que esto puede acarrear.

Siendo así, el comportamiento de la suspensión se puede plasmar en una gráfica en la que se muestre la dureza efectiva de la rueda en función del desplazamiento de la suspensión. Esta es la denominada curva característica de la suspensión, que es nuestro objetivo principal a alcanzar en el diseño, y la cual presenta el siguiente aspecto:

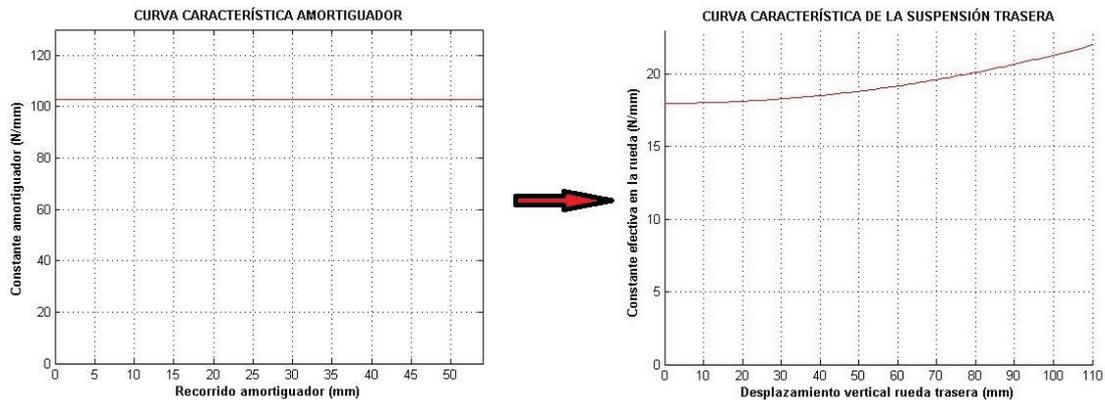


Ilustración 63. Curva característica del amortiguador trasero y curva característica de la suspensión trasera

La curva característica de la suspensión es la misma que para el diseño del prototipo construido en la edición anterior de la competición. Se decidió implementar el mismo comportamiento de la suspensión trasera al comprobarse durante la fase de prediseño que el comportamiento de esta era lo suficientemente correcto. Además, esta curva objetivo es una información que es difícil conseguir con precisión, y por tanto se supuso que el destinar recursos a la obtención y depuración de una nueva curva característica objetivo hubiera sido poco fructífero.

- El segundo de los objetivos para la el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera es el de encontrar la solución que permita **alcanzar** esta **curva característica cumpliendo** en mayor medida lo expuesto en los **PCF's**.

Para ello, se realizará un balance de alternativas, analizando los resultados a los que se puede llegar con cada una de ellas y comprobando cual es su grado de cumplimiento de los requerimientos funcionales.

- El último objetivo que pretende conseguirse en esta apartado es el del **dimensionamiento preliminar** del sistema de suspensión.

Una vez se conozca su geometría, las cargas obtenidas en el punto de apoyo de la rueda trasera pueden ser trasladadas a lo largo de todo el vehículo, y por tanto conocer los esfuerzos a los que se ve sometida cada articulación. De esta manera, seremos capaces de decidir el tamaño de eje, rodamiento y agujero en cada una de ellas.

Es importante dimensionar estas articulaciones durante la fase de diseño conceptual, ya que de no hacerlo ahora, podrían aparecer errores en la fase de diseño en detalle cuya solución pasaría por la modificación de multitud de componentes.

## 22.2. Limitaciones para el diseño conceptual de la suspensión trasera

Existen una serie de limitaciones de distinta naturaleza que han de cumplirse durante el diseño de la suspensión trasera. Algunas de ellas son invariantes de diseño impuestas por el reglamento, mientras que otras vienen impuestas por la existencia de componentes que aún no han sido ubicados en la disposición de la motocicleta.

- Se debe **verificar** que el diseño del sistema de suspensión permite alcanzar el cumplimiento de todos los invariantes de diseño en cada una de las **posiciones alcanzables** por el mismo.

Para ello, habremos de verificar las siguientes condiciones antes de dar por buena la geometría del mismo:

- **Margen de seguridad en torno a la rueda trasera:** En el reglamento técnico de la competición, presente en el Anexo 2 del presente documento, se indica en su apartado 3.1. que “los neumáticos deberán tener una tolerancia mínima de 15 mm con cualquier elemento de la motocicleta en toda posición de la misma y reglaje de geometría”.

Ya que la suspensión trasera es un mecanismo cuyos recorridos se ubican en las inmediaciones del neumático trasero, es necesario verificar que este invariante se cumple para cualquier valor de recorrido del amortiguador.

Para ello, se dibuja en CAD una superficie envolvente al neumático con un offset de 15 mm, lo que nos permitirá verificar de manera rápida y sencilla si se cumple la normativa o no.

El aspecto que presenta el citado medio de comprobación es el que se muestra en la ilustración 66.

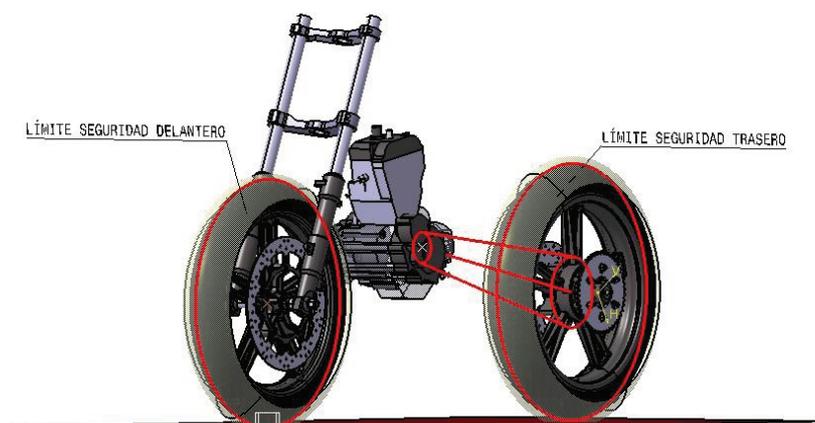


Ilustración 64. Implementación en CAD de los límites dimensionales de seguridad en torno a los neumáticos

- **Distancia libre al suelo:** Los principales parámetros que determinan la distancia libre al suelo del prototipo son los recorridos de ambas suspensiones, de manera

que es en este estadio del diseño en el cuál se ha de verificar el cumplimiento del invariante impuesto por la organización.

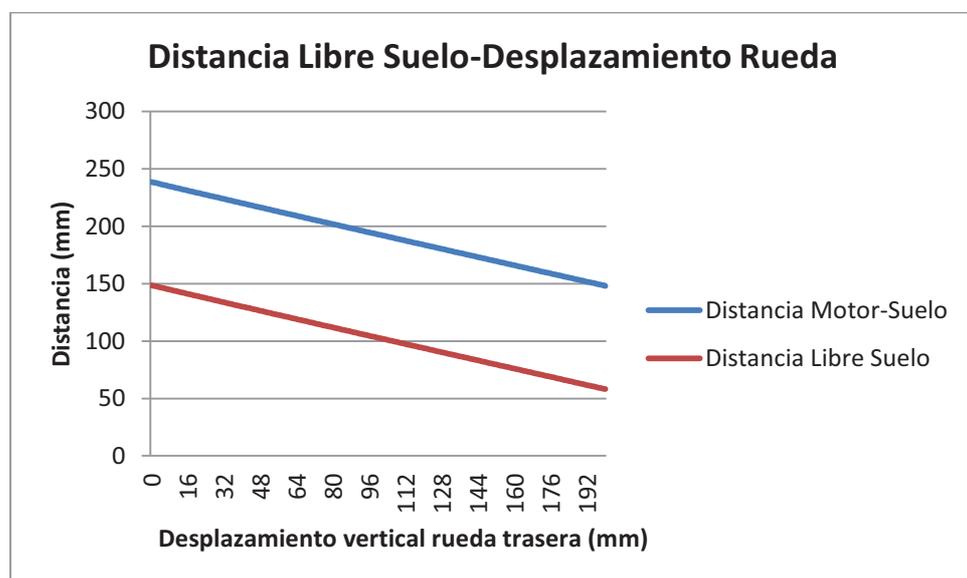
En el apartado 3.1 del reglamento técnico, presente en el Anexo 2, se indica que “la distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser un mínimo de 100 mm en cualquier posición de compresión de las suspensiones y reglajes de geometría”.

Según lo expuesto, se puede establecer un límite de desplazamiento vertical de la rueda trasera que asegure el cumplimiento de la normativa. No obstante, habremos de tener en cuenta que bajo el propulsor pueden ir posicionados ciertos sistemas y subsistemas de vehículo, como pueden ser el sistema de escape, el depósito de aceite lubricante o incluso el radiador, y se habrá de reservar un espacio para seguir conservando la posibilidad de esta ubicación.

#### CONDICIÓN DE DISEÑO:

Se considera suficiente un espacio de 90 mm bajo el propulsor para conservar la posibilidad de albergar los citados componentes en esta ubicación.

Para obtener este límite al recorrido de la suspensión trasera se idea una metodología en que permita obtener la altura libre al suelo en función del desplazamiento vertical de la rueda trasera. Los resultados se plasman en la gráfica 12.



Gráfica 12. Distancia libre al suelo en función del desplazamiento vertical de la rueda trasera

Entonces, a la vista de los resultados obtenidos, se puede afirmar que el máximo recorrido vertical que puede experimentar la rueda trasera es de unos 110 mm. Cualquier geometría de suspensión que posea un recorrido mayor estará violando el reglamento de la competición.

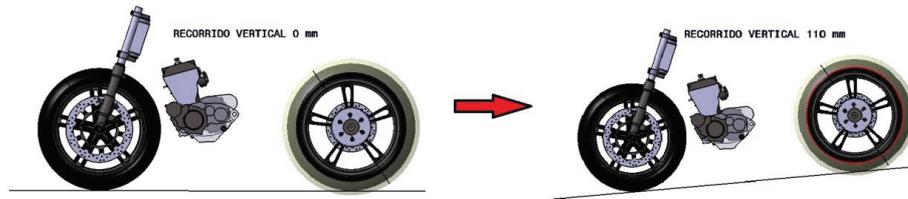


Ilustración 65. Obtención en CAD del máximo recorrido vertical de la rueda trasera

- Al tratar con el diseño de un mecanismo, se deberá comprobar que **no existen interferencias** con otros componentes de la motocicleta, ya sea los que se tienen posicionados hasta el momento o con futuros componentes.

Así, se deberá tener en cuenta los siguientes aspectos a la hora de escoger la ubicación de los componentes del sistema de suspensión trasera:

- El mecanismo no debe interferir con la rueda trasera. Esta limitación está recogida en los límites que impone el reglamento técnico de la competición.
- La zona de unión del amortiguador con el bastidor debe de ser tal que se reserve un espacio considerable para la caja de remanso de la admisión de aire (recordar que en los PCFs correspondientes se plasma un valor objetivo de 6 L para el volumen del airbox).
- Se ha de escoger la zona de unión del amortiguador y el bastidor de manera que la unión entre ambos componentes sea posible y sencilla en la medida de lo posible. Recordar que además esta unión es regulable, y permite cambiar la posición relativa entre ambos elementos, por los motivos que se comentaron durante la fase de prediseño).
- Se conoce la posición de los ejes de unión bastidor-basculante y bastidor propulsor, aunque no sus dimensiones. Entonces es necesario que los componentes de la suspensión no se adentren en las citadas zonas en cualquier posición alcanzable.
- En la fase de diseño preliminar se concibe el sistema de suspensión como un mecanismo plano. Esto puede acarrear problemas en la fase de diseño en detalle, ya que en pueden aparecer interferencias entre los propios componentes del sistema de suspensión. Por este motivo, se recomienda realizar además un boceto tridimensional a la hora de verificar la validez de la fase de diseño conceptual.
- Como ya se ha definido una posición para el asiento del piloto en la fase de prediseño, se ha de verificar que el recorrido de la rueda trasera es tal que no alcanza esta zona, y además dicho recorrido permite diseñar y construir un subchasis para soportar al piloto sobre esa zona.

El objetivo ahora es encontrar un límite para el desplazamiento vertical de la rueda trasera que asegure que la situación antes mencionada es inalcanzable. Este límite se comparará con el que asegura el cumplimiento del invariante de altura libre al suelo, y se verificará cuál es el más restrictivo. Destacar que la rigidez de modificación del límite que asegura la altura libre al suelo es infinita, al

estar obligados a cumplir el reglamento; mientras que la posición del asiento es modificable, aunque su rigidez es lo suficientemente grande como para buscar otro sistema de suspensión en vez de mover el asiento.



**Ilustración 66. Modelización en CAD del límite para el recorrido vertical impuesto por la posición del asiento**

En la ilustración 68 se puede apreciar que el límite de recorrido vertical de la rueda trasera obtenido bajo la limitación de la altura libre al suelo es compatible con la ubicación del asiento en la zona deseada. Aunque en el plano transversal de la motocicleta el espacio es muy ajustado, la estructura que portará el asiento puede disponerse a los lados de la rueda trasera, de manera que evitemos las interferencias con esta durante su movimiento.

No obstante, es recomendable tener en cuenta el escaso espacio disponible a la hora de diseñar las uniones subchasis-colín, ya que además se deben implementar los mecanismos de regulación de altura de marcha del piloto, ángulo del asiento y altura de marcha (en la unión bastidor-amortiguador).

### 22.3. Alternativas de diseño conceptual para el sistema de suspensión trasera

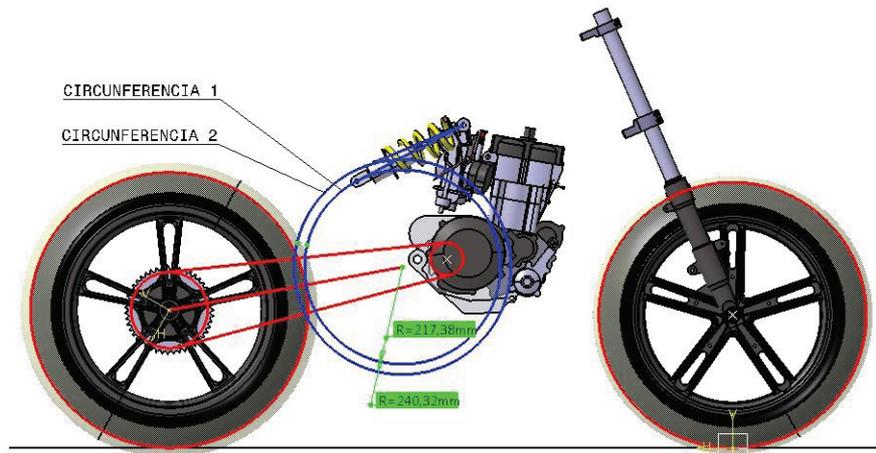
Una vez se han establecido los objetivos a conseguir y las limitaciones referentes a la fase del diseño conceptual del sistema de suspensión trasera, es el momento de realizar el balance de alternativas que nos permita deducir cuál es la mejor manera de implementar este sistema.

Como se va a desarrollar a continuación, la principal decisión radica en si implementar un sistema de bieletas o bien es posible conseguir el comportamiento deseado con la unión directa de bastidor-basculante.

#### A) ALTERNATIVA 1 • UNIÓN DIRECTA BASTIDOR-BASCULANTE

La primera alternativa que surge para resolver la problemática antes expuesta es la de la unión directa entre el bastidor y el basculante a partir del amortiguador. Para comprobar que esta es posible, se debe verificar que es posible alcanzar el cumplimiento de los objetivos y las limitaciones de diseño mencionadas en los apartados anteriores.

En el Anexo 12 del presente documento se obtiene el lugar geométrico de los puntos de unión de basculante-amortiguador que producen la constante de rigidez deseada en la rueda. Estos lugares geométricos son los que se muestran en la figura adjunta:



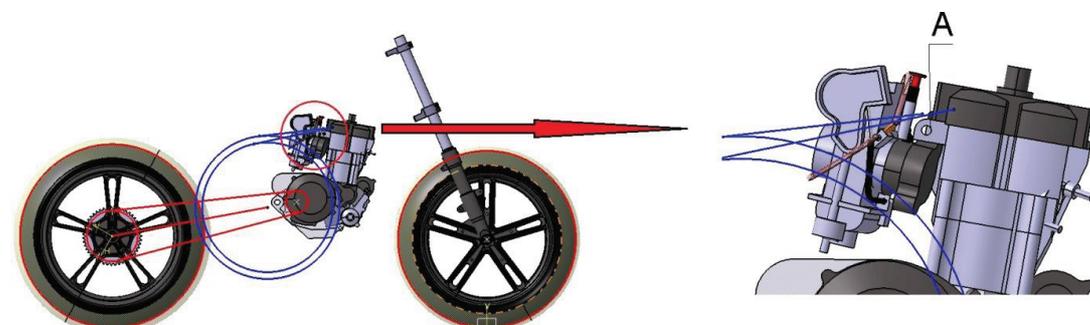
**Ilustración 67. Lugar geométrico de los puntos de anclaje del amortiguador para conseguir la curva característica de la suspensión objetivo**

- **Circunferencia 1:** Es el lugar geométrico de los puntos tales que situando el amortiguador tangente a dicha circunferencia se obtiene una constante en la rueda de 18 N/mm en cualquier posición del recorrido de la suspensión.  $R_1 = 217.4 \text{ mm}$
- **Circunferencia 2:** Es el lugar geométrico de los puntos tales que situando el amortiguador tangente a dicha circunferencia se obtiene una constante en la rueda de 22 N/mm en cualquier posición.  $R_2 = 240.3 \text{ mm}$

Así, a la vista del haz de posiciones que puede ocupar el amortiguador para cumplir la condición de constante efectiva en la rueda, se plantean dos soluciones para la alternativa de unión directa de basculante-bastidor.

#### A.1) ALTERNATIVA 1-A• MOTOR ESTRUCTURAL\_\_\_\_\_

Tal y como se muestra en la ilustración 70, un posible punto de unión para el amortiguador podría ser el anclaje A del motor. De esta manera el propulsor pasa a tener una funcionalidad estructural, lo que hace replantearse cómo será el conjunto de la estructura resistente de la motocicleta.



**Ilustración 68. Alternativa de unión del amortiguador al propulsor**

Destacar que la posición que adoptaría el amortiguador no es la que permite alcanzar con exactitud la curva de progresividad objetivo, sino que es una aproximación a la misma en base a los lugares geométricos obtenidos para las posiciones del amortiguador. La posición que habría de ocupar el amortiguador es la siguiente:

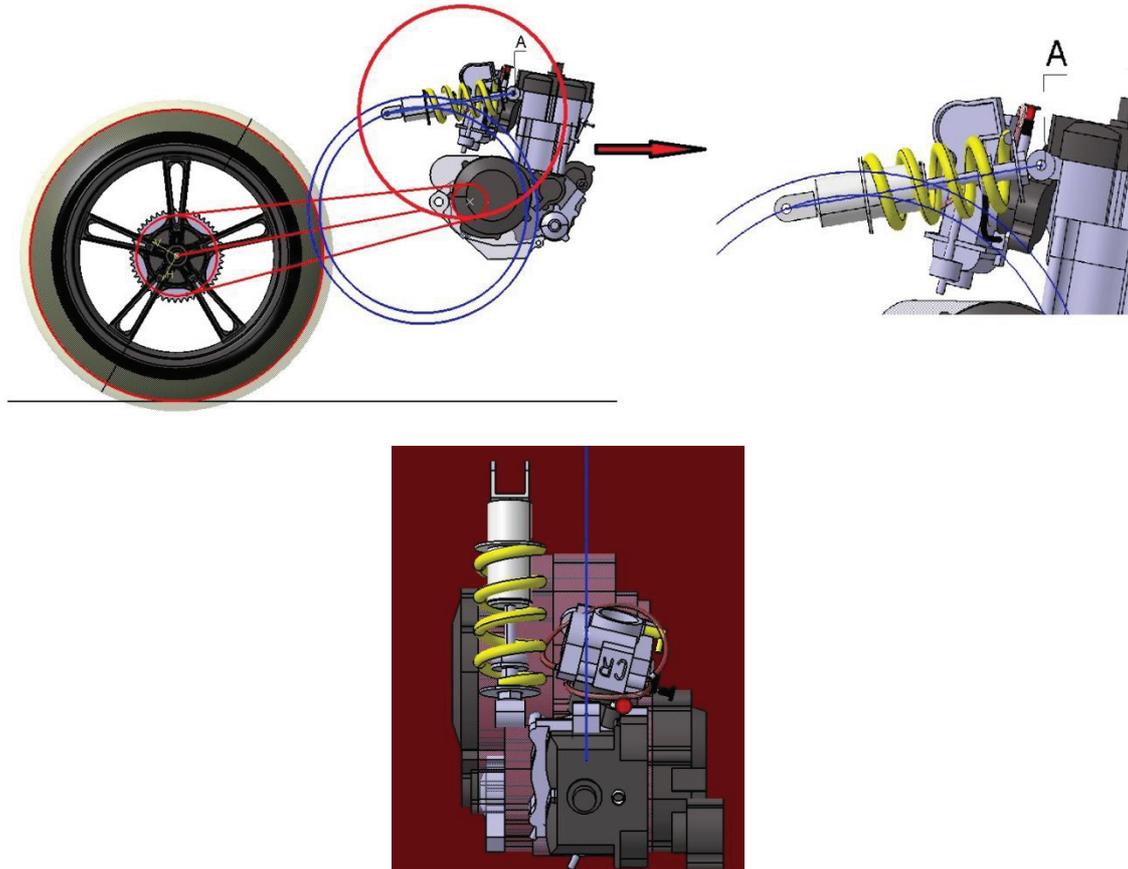


Ilustración 69. Detalles de la alternativa de unión del amortiguador al propulsor

De la contemplación de la citada posición del amortiguador se deduce que la curva de progresividad que obtendremos posee las siguientes características:

- La constante de rigidez en la rueda para el inicio del recorrido de la suspensión es algo menor que los 18 N/mm deseados, ya que el amortiguador no se sitúa exactamente tangente a la circunferencia anteriormente obtenida.
- Ya que el amortiguador se dispone por debajo de la tangente a dicha circunferencia, obtendremos una suspensión regresiva. Esto es, la constante efectiva de rigidez de la rueda disminuirá a medida que el recorrido de la suspensión avance.
- Es posible conseguir una constante inicial de la rueda mayor, pero en este caso la posición del amortiguador estará aún más alejada de la tangente y por tanto el comportamiento regresivo de la suspensión se verá más acentuado.

Se muestra a continuación un boceto de la alternativa 1-A, en el que se incluye además un diseño conceptual de bastidor y basculante acorde a la disposición del amortiguador.

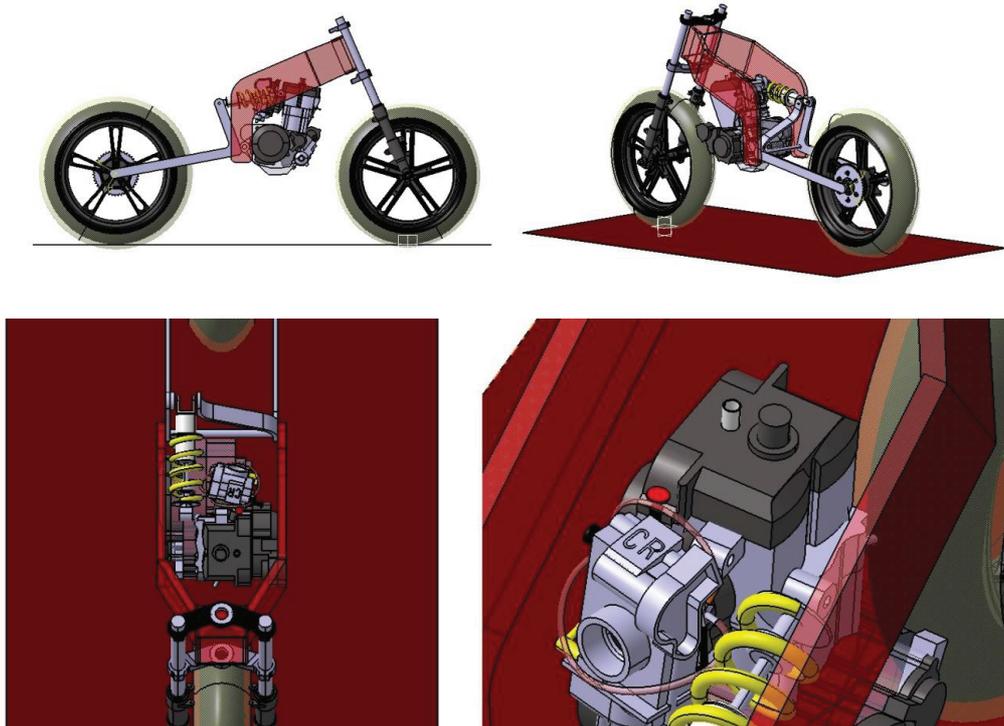


Ilustración 70. Alternativa 1-A para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera

A continuación se pasa a describir las ventajas e inconvenientes de adoptar la alternativa 1-A como solución para la implementación del sistema de suspensión trasera:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Es una alternativa muy simple.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se dificulta enormemente la implementación del <b>airbox</b>, ya que el amortiguador ocupa el <b>espacio</b> destinado a este sistema.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Exige un escaso número de componentes, con las ventajas que esto puede suponer el peso y accesibilidad mecánica.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El amortiguador está fuera del plano medio longitudinal de la motocicleta. Esto implica que el vehículo experimentará <b>esfuerzos asimétricos</b>.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• El resultado es un sistema de suspensión compacto desde el punto de vista de la disposición de los componentes.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El <b>motor</b> no está preparado para formar parte de la estructura resistente. Además, el anclaje A es el que menor <b>integridad estructural</b> exhibe.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Es una solución innovadora.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tanto la posición del amortiguador como la geometría del basculante hacen que el conjunto presente un <b>centro de gravedad alto</b>.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Difícil solución para la <b>unión amortiguador-motor</b>, por la presencia la alimentación.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>curva de progresividad</b> objetivo <b>no es alcanzable</b> con esta configuración.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El <b>recorrido vertical</b> que exhibe (137 mm) no es compatible con el cumplimiento del invariante concerniente a la altura libre al suelo.</li> <li>• El <b>bastidor</b> será necesariamente más <b>ancho</b> que con otras alternativas, ya</li> </ul>

que ha de acoger el amortiguador en su seno.

Tabla 92. Ventajas/desventajas para la alternativa 1-A de diseño preliminar del sistema de suspensión trasera

## A.2) ALTERNATIVA 1-B • ESTRUCTURA ASIMÉTRICA \_\_\_\_\_

Tras el análisis de la alternativa 1-A, se busca otra alternativa que nos permita adoptar la unión directa de basculante-bastidor evitando las desventajas de utilizar el motor como elemento estructural. Nace así la alternativa 1-B, que contempla el ubicar el amortiguador lateralmente.

Con esta solución, se es posible alcanzar exactamente la curva de progresividad objetivo, ya que se tiene libertad para la ubicación de la unión amortiguador-bastidor. A cambio, la estructura resistente de la motocicleta resultará más compleja de diseñar que si implementamos un sistema de bieletas, ya que se verá sometida a esfuerzos asimétricos.

Además, del estudio previo de la movilidad del mecanismo se advierte que el recorrido vertical que puede realizar la rueda trasera ronda los 130 mm, y que es una magnitud mayor que el límite superior para el recorrido vertical establecido en apartados anteriores.

El aspecto que presenta el boceto de la alternativa 1-B es el que se ilustra en la siguiente figura:

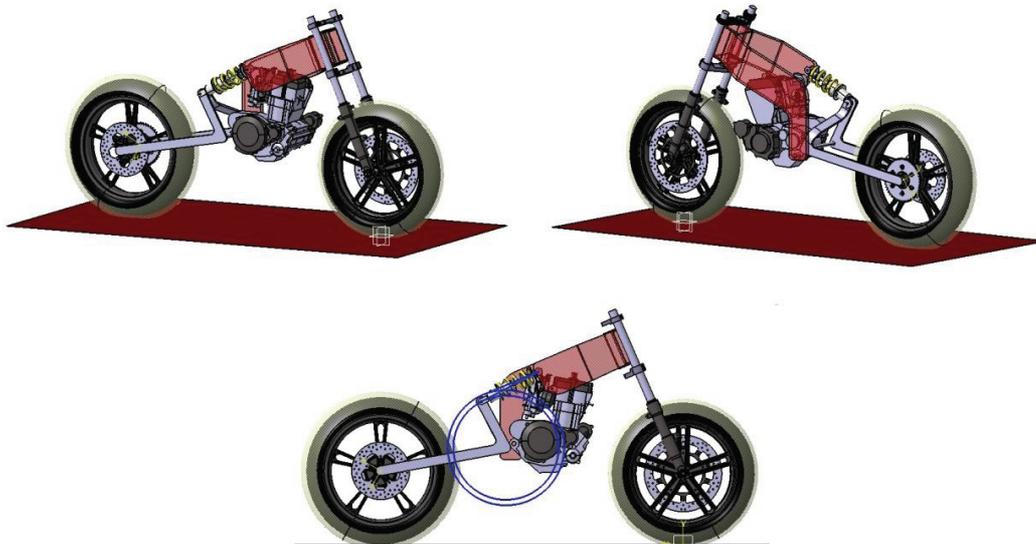


Ilustración 71. Alternativa 1-B para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera

Destacar que en la ilustración 73 se ha dibujado el amortiguador en una posición tal que la constante de la rueda es 18 N/mm en toda posición de compresión del mecanismo de suspensión. Para conseguir progresividad, se debería girar el amortiguador un determinado ángulo con respecto a la tangente a la circunferencia de radio 217 mm. Esta modificación se llevará a cabo apoyándose por software de diseño específico si finalmente se escogiese la alternativa 1-B como solución final.

Las ventajas y desventajas que presenta la alternativa 1-B se recogen en la tabla adjunta:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>En principio es un diseño más sencillo que el que adopta bieletas. Cuenta con <b>menos peso</b>, menos <b>componentes</b> y menos <b>uniones articuladas</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Es necesario concebir <b>estructuras</b> resistentes <b>complejas</b> (bastidor y basculante), ya que estas se verán sometidas a <b>esfuerzos asimétricos</b>.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se incrementa la <b>accesibilidad mecánica</b> y la calidad del trabajo sobre la motocicleta. Las maniobras de montaje y desmontaje del basculante y la suspensión trasera son notablemente más sencillas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Dada la geometría exigida al basculante y la posición del amortiguador, el <b>centro de gravedad</b> del sistema de suspensión queda posicionado relativamente <b>alto</b>.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se puede conseguir <b>exactamente</b> la <b>curva de progresividad</b> objetivo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>El <b>espacio</b> para el <b>airbox</b>, aún siendo mayor que el que reserva la alternativa 1-A, es insuficiente.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Presenta problemas de <b>seguridad</b>, al haber elementos móviles en las cercanías de la zona de actuación del piloto.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>El <b>recorrido</b> vertical de la rueda trasera que exhibe es <b>demasiado grande</b>.</li> </ul>

Tabla 93. Ventajas/desventajas para la alternativa 1-B de diseño preliminar del sistema de suspensión trasera

## B) ALTERNATIVA 2 • SISTEMA DE BIELETAS \_\_\_\_\_

En realidad las alternativas 1-A y 1-B nacieron del deseo de evitar la implementación de bieletas en el sistema de suspensión trasera. Con un mecanismo de este tipo es posible conseguir infinidad de curvas de progresividad para un amortiguador de características concretas, así como recorridos para las mismas y grados de compacidad. En cambio, estos mecanismos presentan una serie de desventajas, que llevaron a plantearse la no utilización del mismo. Estos son recogidos en la siguiente tabla:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Es posible lograr un mecanismo <b>muy compacto</b> que permita disponer de más espacio para el resto de sistemas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Más componentes que en la unión directa, lo que repercute en un <b>mayor peso</b> y una <b>menor accesibilidad mecánica</b>.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Presenta una versatilidad muy alta para la <b>consecución</b> de nuestros <b>objetivos</b>:           <ul style="list-style-type: none"> <li>Curva de progresividad</li> <li>Recorrido</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Presenta un <b>mayor número</b> de <b>articulaciones</b> que la unión directa de bastidor-basculante. Esto acarrea una serie de desventajas:           <ul style="list-style-type: none"> <li><b>Menor accesibilidad mecánica</b></li> <li><b>Mayor complejidad</b> en el diseño.</li> <li>Más <b>rozamientos</b></li> </ul> </li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Solución muy recomendable dada la <b>baja calidad del amortiguador</b> suministrado por la organización</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>El prototipo presentará una <b>relación masa suspendida/masa no suspendida</b> menor que si se realiza la unión directa bastidor-basculante.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>La <b>suspensión</b> trasera será necesariamente <b>menos robusta</b> que planteando una unión directa del bastidor-basculante.</li> </ul>

Tabla 94. Ventajas/desventajas de la implementación de un sistema de bieletas

No obstante, existen multitud de sistemas de bieletas, con los cuales en principio es posible conseguir cualquier curva de progresividad, aunque obviamente algunos tienen ventajas con respecto a otros en determinados aspectos <sup>[4]</sup>. Estos sistemas pueden englobarse en dos grupos mayoritarios:

- **Link conectado al Basculante:**

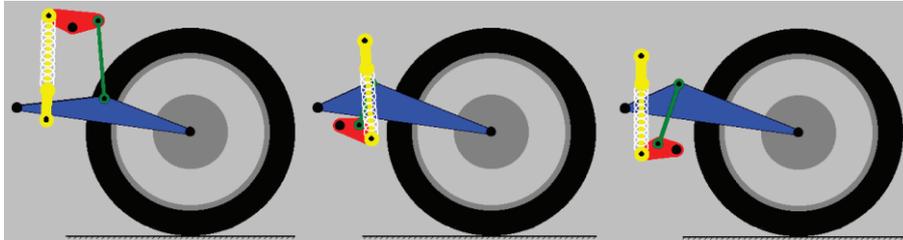


Ilustración 72. Distintas disposiciones para un sistema de bieletas con el link conectado al basculante

Esta disposición del mecanismo hace que la progresividad sea muy sensible a la longitud del link, de manera que una vez encontrada la geometría deseada podríamos regular en detalle el comportamiento de la suspensión con pequeñas variaciones de la longitud de la biela. Además, sería posible concebir una biela de longitud modificable (ilustración 75) que nos permitiese cambiar el comportamiento de la suspensión trasera en un cierto intervalo.



Ilustración 73. Detalle de links modificables en longitud

En cambio, esta disposición de los componentes hace que sea más difícil de implementar en el diseño, ya que aunque primeramente se efectúa un estudio en el plano, tratamos con un mecanismo tridimensional. Además, la unión rocker-bastidor puede ser compleja de conseguir con diseños simples.

- **Rocker conectado al basculante:**

Con el sistema de bieletas con el rocker conectado al basculante se puede conseguir el mismo comportamiento que si anclamos este al bastidor. No obstante, la geometría que requiere el mecanismo es, en general, más compacta y de más fácil realización.

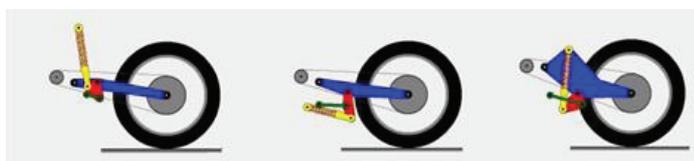


Ilustración 74. Distintas disposiciones para un sistema de bieletas con el rocker conectado al basculante

Tal y como se puede observar en la ilustración 76, esta disposición parece presentar ciertas ventajas respecto a otros sistemas de bieletas:

- El diseño de la unión link-bastidor es más sencillo, ya que la posición que determina la geometría del mecanismo es más favorable.
- El amortiguador queda en una posición más atrasada, lo que deja espacio disponible para otros sistemas, como el de admisión de aire.

Además de analizar las características de las distintas disposiciones de bieletas, es conveniente la realización de una breve tarea de benchmarking sobre las motocicletas de referencia en el mercado y la competición. Como resultado se observa que las motocicletas de uso comercial utilizan múltiples tipos de sistemas diferentes, mientras que en las motocicletas de competición la tónica general es la de utilizar disposiciones con el rocker anclado al basculante.



Ilustración 75. Detalle del sistema de bieletas empleado por las motocicletas de referencia

A destacar que las apreciaciones de este estudio deben ser sólo cualitativas, y nunca una referencia de la geometría de los componentes ya que las especificaciones de los amortiguadores pueden ser muy diferentes.

## 22.4. Método de selección de ideas

Como se ha venido realizando en apartados anteriores de este documento, es el momento de aplicar una técnica de selección de ideas que nos permita escoger a alternativa de diseño conceptual más conveniente según los objetivos marcados en la fase de diseño.

Destacar que en otras elecciones se ha verificado el grado de satisfacción de cada alternativa respecto a los requerimientos funcionales. Sin embargo, en este apartado el integrador considera conveniente comparar la facilidad con la cual las distintas alternativas nos permiten alcanzar los objetivos fijados para los parámetros funcionales.

El motivo de esta decisión es que las funcionalidades que cumplen los distintos sistemas de suspensión son muy similares, ya que se ha garantizado que todos poseen una curva de progresividad adecuada y cumplen las condiciones de recorrido. Es por esto que la comparación con los requerimientos funcionales se antoja poco útil en este caso.

Dicho todo lo anterior, se expone la tabla comparativa entre las distintas alternativas para el diseño del sistema de suspensión trasera:

PFC	Nº	Parámetro funcional	Naturaleza	Peso específico	ALT 1-A	ALT 1-B	ALT 2
CONJUNTO	1	Peso (kg)	95 kg	15.7	-	DATUM	-
	2	Altura C.D.G (mm)	650 mm	11.1	=		+
	9	Distancia libre al suelo (mm)	MIN 100mm	6.04	=		+
	14	Volumen airbox (L)	6	8.9	-		+
	17	Rigidez unión chasis-basculante (N/mm)	▲	8.5	+		+
	19	Anchura bastidor (mm)	▼	8.3	-		+
	20	Anchura basculante (mm)	▲	3.02	=		=
	27	Margen regulación posición amortiguador (mm)	▲	7.15	=		+
	35	Altura del asiento (mm)	755 mm	4.8	=		+
	39	Distancia horizontal C.d.G. (mm)	625 mm	16.4	=		+
UNIONES	6	Intervalo de regulación de la altura del asiento(mm)	▲	3.18	-	+	
	9	Tiempo regulación altura asiento (s)	▼	6.81	+	+	
<b>RESULTADOS:</b>					<b>-27.58</b>	<b>DATUM</b>	<b>+65.48</b>

Tabla 95. Método de selección de ideas para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera

El equipo de diseño decidió que la alternativa de referencia sería la alternativa 1-B, con el amortiguador lateral, con el ánimo de evitar utilizar un mecanismo de bieletas y sortear los complejos problemas que presenta la opción 1-A. No obstante, los resultados obtenidos de la aplicación del método de la convergencia programada indican que la alternativa 2 presenta notables ventajas para la consecución de los objetivos referentes a los parámetros funcionales.

Siendo esto así, el equipo de diseño procederá al diseño conceptual de un mecanismo de bieletas para el prototipo.

## 22.5. Diseño conceptual del sistema de suspensión trasera \_\_\_\_\_

Una vez se ha decidido la tipología del sistema de suspensión a emplear, es el momento de diseñar con cierto detalle la geometría del mismo. Para ello es necesario verificar el cumplimiento de las limitaciones y objetivos expuestos a lo largo de los apartados 22.1 y 22.2 en todo momento.

Para asegurar el cumplimiento de estos, se plantea una metodología recurrente, de manera cada geometría ensayada para el mecanismo de suspensión trasera se verifica posteriormente con el software de CAD en el ámbito dimensional.

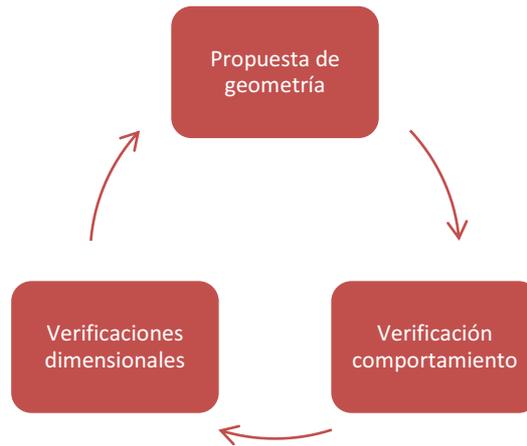


Ilustración 76. Esquema de la metodología de diseño del sistema de suspensión trasera

Para el estudio dinámico y cinemático del mecanismo de la suspensión se emplea un software específico para el estudio de este ámbito, y desarrollado por el prestigioso diseñador de motocicletas Tony Foale <sup>[17]</sup>. Este programa es capaz de arrojar multitud de datos además de la curva de progresividad y recorrido del sistema de suspensión, y para ello emplea los siguientes inputs:

PARÁMETRO FUNCIONAL	VALOR
▪ Peso de la rueda delantera (kg)	7.9
▪ Peso de la rueda trasera (kg)	10.95
▪ Momento inercia rueda delantera (kg m <sup>2</sup> )	0.3
▪ Momento inercia rueda trasera (kg m <sup>2</sup> )	0.4
▪ Altura del C.d.G (mm)	650
▪ Distancia longitudinal C.d.G. (mm)	625
▪ Radio rueda delantera (mm)	296.9
▪ Radio rueda trasera (mm)	307.9
▪ Ángulo de lanzamiento (deg)	23.4
▪ Offset tijas (mm)	32.15
▪ Batalla (mm)	1250
▪ Altura del asiento del piloto (mm)	755

Tabla 96. Inputs para el diseño preliminar del sistema de bieletas

Tras sucesivos ensayos variando las dimensiones de rocker y link, y la posición de los anclajes de link-bastidor y rocker-basculante; y las verificaciones dimensionales correspondientes, la solución final para la geometría del mecanismo de suspensión son las siguientes:

LINK		
	• Posición unión link-bastidor	X=19.25 mm
		Y=304.16 mm
	• Longitud link	158 mm

Tabla 97. Dimensiones preliminares para el link

ROCKER		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Posición unión rocker-basculante</li> </ul>	$X_b=178.5 \text{ mm}$
		$Y_b=25 \text{ mm}$
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dimensiones rocker</li> </ul>	▪ ED 100 mm
		▪ DF 75 mm
		▪ FE 115.2 mm

Tabla 98. Dimensiones preliminares para el rocker

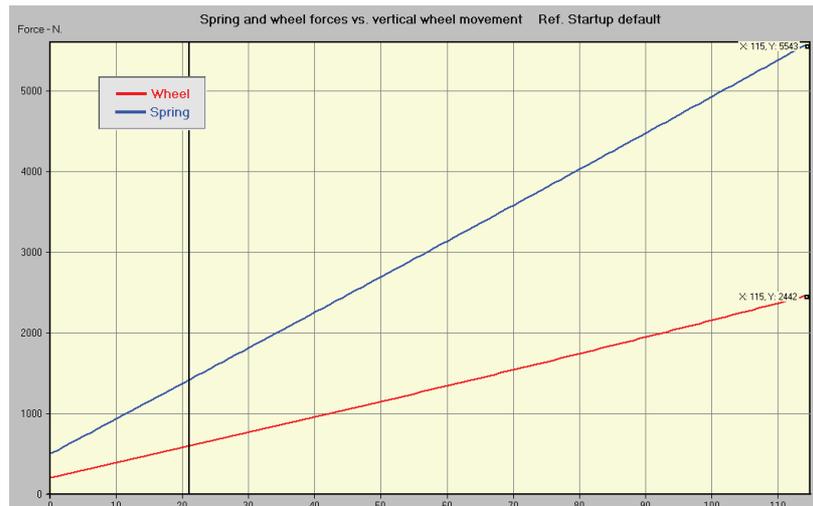
AMORTIGUADOR		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Posición unión amortiguador-bastidor</li> </ul>	$X=70 \text{ mm}$
		$Y=598.05 \text{ mm}$
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Características amortiguador</li> </ul>	Recorrido: 54 mm
		Constante rigidez muelle: 103 N/mm

Tabla 99. Posicionamiento preliminar del amortiguador

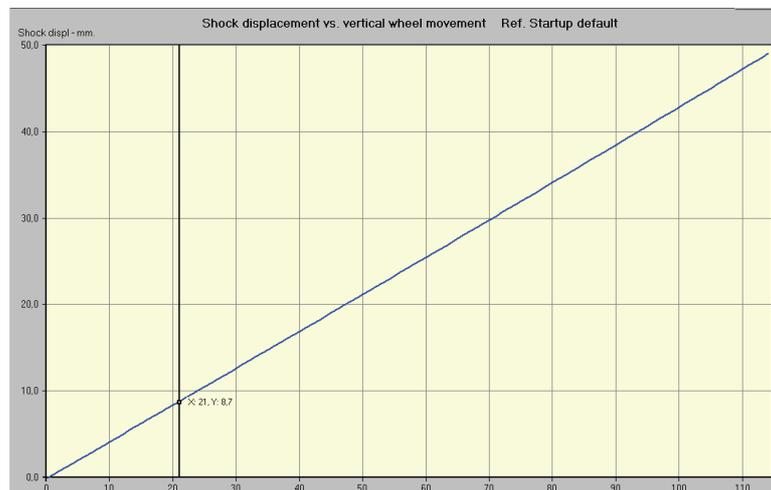
Y la información que proporciona el software para esta geometría es la que se muestra en las gráficas 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, y 20.



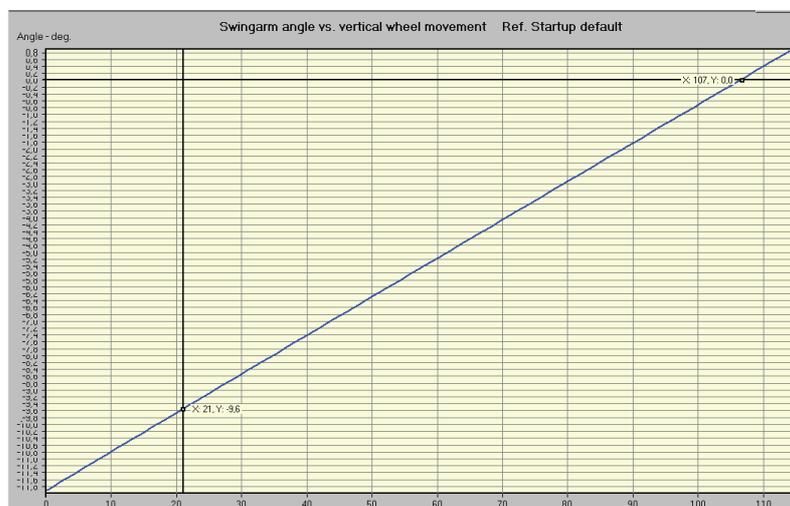
Gráfica 13. Constante efectiva en la rueda en función del desplazamiento vertical de la rueda



Gráfica 14. Módulo de las fuerzas en el amortiguador y la rueda en función del desplazamiento vertical de la rueda



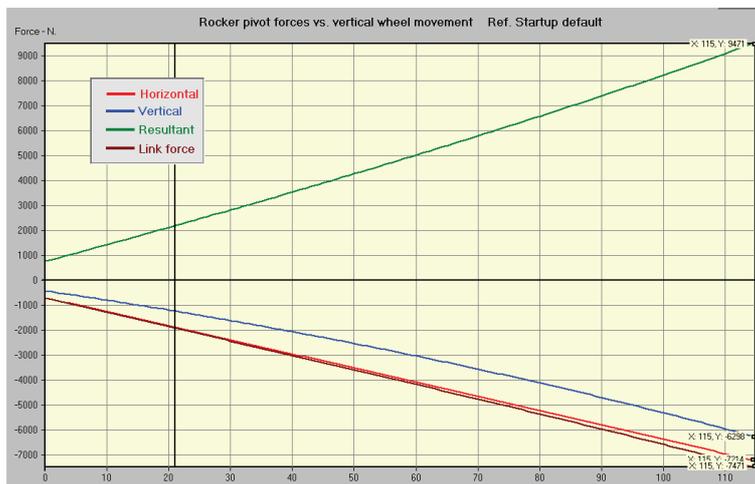
Gráfica 15. Desplazamiento del amortiguador en función del desplazamiento vertical de la rueda



Gráfica 16. Ángulo del basculante respecto a la horizontal en función del desplazamiento vertical de la rueda



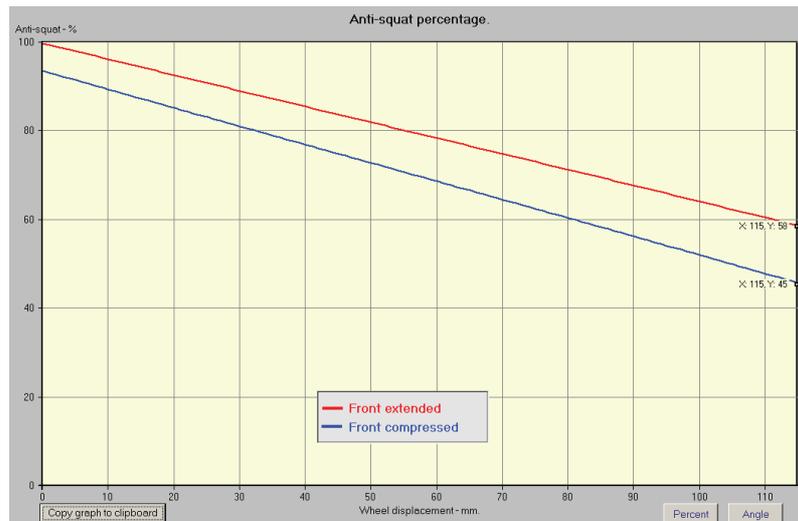
Gráfica 17. Fuerzas sobre el eje del basculante en función del desplazamiento vertical de la rueda



Gráfica 18. Fuerzas sobre el eje del rocker en función del desplazamiento vertical de la rueda



Gráfica 19. Energía almacenada en el amortiguador frente al desplazamiento vertical de la rueda



Gráfica 20. Porcentaje anti-squat en función del desplazamiento vertical de la rueda

## 22.6. Dimensionamiento de ejes y rodamientos del sistema de bieletas

Una vez se ha obtenido la geometría final de los componentes del sistema de bieletas, se procederá a dimensionar los ejes y los rodamientos de cada unión.

Esta tarea es más propia de la fase de diseño en detalle, pero el quipo consideró conveniente realizarla en la fase de diseño preliminar, ya que de lo contrario podríamos encontrarnos con problemas de espacio en estadios posteriores de diseño.

Al conocer al completo la geometría preliminar de bastidor, basculante y sistemas de suspensión trasera y delantera, somos capaces de trasladar las cargas desde el punto de aplicación de las mismas (puntos de contacto de las ruedas con el suelo) hasta cualquier punto de la estructura resistente. En el Anexo 10 del presente documento se explica la metodología empleada para la traslación de estas cargas, y los valores máximos para las solicitaciones en cada uno de los componentes en cuestión. La citada información se recoge en la tabla 97.

SOLICITACIÓN	VALOR MÁXIMO (N)	CASO
$H_2$	9093	Aceleración máxima Amortiguador máxima extensión
$V_2$	983	Aceleración máxima Amortiguador máxima compresión
$F_a$	5917	Amortiguador máxima compresión
$F_r$	9077	Aceleración máxima Amortiguador máxima extensión
$F_{li}$	7225	Aceleración máxima Amortiguador máxima compresión

Tabla 100. Solicitaciones máximas en las articulaciones del sistema de bieletas (I)

Para diseñar desde un punto de vista conservador, se tomarán los valores máximos para cada una de las solicitaciones, independientemente de la posición de compresión del

amortiguador. Obviamente, los valores resultantes nunca serán alcanzables simultáneamente para una única posición del amortiguador, pero esto nos permitirá sobredimensionar los componentes y diseñar primando la seguridad del conjunto. Según lo expuesto, las solicitaciones con las cuales se calcularán los componentes son:

UNIÓN	SOLICITACIÓN MÁXIMA (N)
➤ Amortiguador-Bastidor	5917
➤ Rocker-Amortiguador	5917
➤ Link-Rocker	7225
➤ Rocker-Basculante	9077
➤ Bastidor-Basculante	9145

Tabla 101. Solicitaciones máximas en las articulaciones del sistema de bieletas (II)

Para el dimensionamiento de ejes y rodamientos, en primer lugar se escogerán los rodamientos a utilizar para la unión y posteriormente se verificará si el diámetro del eje de la misma es suficiente para soportar los esfuerzos mencionados. Destacar que en esta fase no es necesario calcular la longitud del eje, realizándose esta operación durante el diseño en detalle. El motivo es que los problemas de espacio que antes se han mencionado se presentan en el plano medio de la motocicleta, y no en la dimensión transversal.

### 22.6.1. Dimensionamiento de los rodamientos del sistema de bieletas

Para la selección de los rodamientos que se utilizarán en el mecanismo de bieletas, se han de realizar ciertas reflexiones en cuanto a su tipología, tamaño y número de los mismos. Se recogen a continuación las conclusiones y condiciones de diseño derivadas de estos estudios:

#### TIPOLOGÍA DE RODAMIENTOS

- Los rodamientos alojados en el rocker sufren fuerzas únicamente en sentido radial, y se prima la compacidad en la citada dirección. A la vista de estas necesidades, se prescinde del análisis de alternativas en cuanto a la tipología de rodamientos y se decide directamente utilizar casquillos de agujas. Estos poseen las siguientes características:
  - Son la tipología de rodamientos para cargas radiales que menor tamaño constructivo exhiben en la dirección radial.
  - Existen referencias con jaula interior y sin ella. Los rodamientos sin jaula poseen más agujas y su capacidad de carga radial es más elevada que los que tienen jaula, aunque durante el montaje de los primeros es necesaria una lubricación adicional y están enfocados a velocidades de giro más bajas.
    - Al tratar con velocidades de giro relativamente pequeñas, podemos implementar en el diseño casquillos de agujas sin jaula.
  - Existen rodamientos con obturación por ambos lados, que contribuye a aumentar los periodos entre lubricación y a impedir que la suciedad penetre en la pista de rodadura. Los rodamientos con obturación doble llevan en su referencia el añadido 2-RS.

Ante la alta disponibilidad de rodamientos propiciada por la existencia del proveedor de los mismos, se decide el empleo de casquillos de agujas con obturación doble.

## NÚMERO DE RODAMIENTOS

- Sólo se colocarán rodamientos alojados en el rocker, mientras que en el resto de uniones los ejes estarán alojados directamente sobre el agujero.

El motivo de esta decisión se justifica mediante el estudio de la funcionalidad del sistema de bieletas. El objetivo último de este sistema es el de modificar la posición del rocker o balancín para que la geometría de este haga variar la ventaja mecánica del mecanismo durante el recorrido. Esto es, si aseguramos la suavidad de movimiento del balancín, estaremos garantizando la correcta funcionalidad del sistema de bieletas.

## TAMAÑO DE RODAMIENTOS

- A la vista del rango de variación de las solicitaciones en cada unión, se abre la discusión sobre si incorporar tres rodamientos de igual tamaño o ajustar el tamaño de cada rodamiento a cada unión. En la tabla 99 se plasman las ventajas e inconvenientes de utilizar rodamientos de igual tamaño.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>El tamaño de rodamiento vendrá dado por el que requiere la unión rocker-basculante, que es la más solicitada.</li> </ul> <p>Si los demás rodamientos quedan determinados por el tamaño de este el diámetro de los ejes de las demás uniones será el mismo que el de esta. Este hecho hace que tanto los <b>ejes</b> como los <b>rodamientos</b> de las demás uniones estén <b>sobredimensionados</b>, de manera que se aumenta la <b>robustez</b> del sistema de <b>suspensión trasera</b>.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Escogiendo el mismo tamaño de rodamientos, <b>no</b> se está <b>optimizando</b> el <b>diseño</b>, sobre todo en cuanto a peso respecta. Si se utiliza el rodamiento necesario para cada articulación el peso del conjunto será más contenido.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Se empeora la <b>calidad del trabajo</b> sobre la motocicleta, ya que si incorporamos tamaños distintos de ejes y rodamientos para cada unión se tiene integrado un sistema <i>poka-joke</i> que <b>evita defectos de rama en el montaje</b> del mecanismo de la suspensión</li> </ul>

Tabla 102. Ventajas/desventajas de la utilización del mismo rodamiento para todo el sistema de bieletas

Según los valores de los parámetros funcionales involucrados en la decisión, opta por la alternativa de utilizar rodamientos de distinto tamaño en cada una de las articulaciones, primando la ligereza y calidad el trabajo sobre la motocicleta frente a la robustez de la suspensión trasera.

Comentar, no obstante, que la robustez no depende exclusivamente del tamaño del eje y rodamiento, sino que también puede ser incrementada durante la fase de diseño en detalle de cada uno de los componentes del mecanismo.

- Los tres rodamientos que van alojados en el rocker han de tener la misma anchura, ya que determinan la anchura del componente. Se intentará maximizar la anchura de los rodamientos, ya que esto aumenta considerablemente la robustez del sistema de suspensión.

Así, según las conclusiones anteriormente expuestas, se decide la utilización de los rodamientos que se indican en la tabla 100, los cuales poseen un diámetro de eje distinto para optimizar el diseño en cuanto a ligereza y facilidad de montaje, manteniendo las premisas de número de rodamientos y anchura de los mismos.

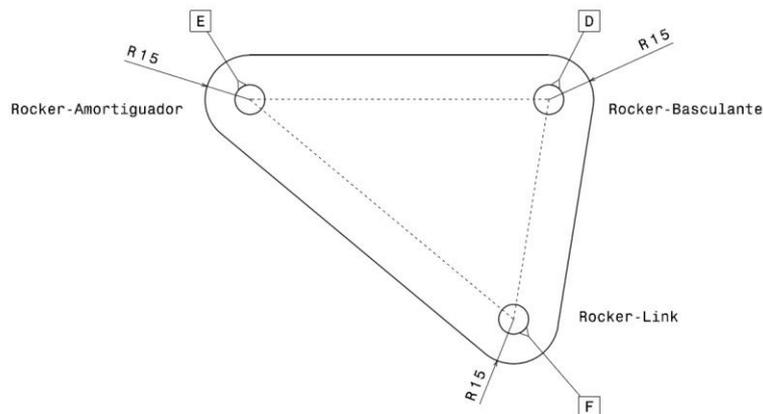


Ilustración 77. Designación de las uniones presentes en el rocker

UNIÓN	REFERENCIA RODAMIENTO	$\phi_{EJE}$	$\phi_{AGUJERO}$	$F_{UNIÓN}$	$F_{MAX}$ RODAMIENTO	C.S. RODAMIENTO
D	HK 1516-2RS	15 mm	21 mm	9077 N	9800 N	1.08
E	HK 1216-2RS	12 mm	18 mm	5917 N	7300 N	1.23
F	HK 1416-2RS	14 mm	20 mm	7225 N	8500 N	1.18

Tabla 103. Descripción de los rodamientos implementados en el sistema de bieletas

### 22.6.2. Dimensionamiento de los ejes del sistema de bieletas

Para el dimensionado de los ejes del sistema de bieletas, separaremos el cálculo de estos en dos grupos, en función de las condiciones que ya se han impuesto a los citados componentes. Bajo el punto de vista del cálculo, encontramos dos grupos de ejes:

- Ejes alojados en rodamientos, de los cuales se conoce su diámetro máximo admitido, que viene delimitado por el rodamiento escogido. La labor en estos es la de verificar si el diámetro que les impone el rodamiento en cuestión es suficiente para soportar los esfuerzos a los que se verá sometido.
- Ejes que se alojan directamente sobre el agujero, para los cuales no existe en principio una limitación en cuanto a diámetro. Se calculará para ellos el diámetro mínimo que se demanda para soportar las sollicitaciones de trabajo.

Comentar además que para el dimensionamiento de los citados componentes es necesario seleccionar el material con el cual serán fabricados. Tras la discusión de alternativas realizada por el equipo de diseño, se optó por acero de la serie F-125, el cual es vastamente utilizado

para el diseño y fabricación de ejes por su elevado límite de fluencia. Además, dada la elevada dureza que presenta, poseen una alta resistencia al desgaste, y alargará la vida de las articulaciones del sistema de suspensión

## A) EJES ALOJADOS EN RODAMIENTOS \_\_\_\_\_

Tal y como se ha comentado en la introducción del apartado, el cálculo de los ejes alojados en rodamientos se resume en obtener el diámetro de eje necesario para soportar las sollicitaciones a las que se verá sometido, y compararlo posteriormente con el diámetro interno del rodamiento. Las uniones que poseen un eje alojado en rodamiento son las siguientes:

- Link-rocker
- Amortiguador-rocker
- Basculante-rocker

En el caso de que el diámetro que permite el rodamiento no fuese suficiente, deberíamos replantearnos el cálculo y volver a la etapa anterior, escogiendo un casquillo de agujas que permita alojar un eje de suficiente diámetro.

En la tabla 101 se muestran los diámetros mínimos de ejes para soportar los esfuerzos a los que se verán sometidos, cuyo cálculo viene detallado en el Anexo 14 del presente documento. Se muestra además el tamaño de eje que exige el rodamiento de la articulación en cuestión, y el diámetro final que se propone para el componente en cuestión:

UNIÓN	$\Phi_{\text{EJE MÍNIMO}}$	$\Phi_{\text{INT RODAMIENTO}}$	VALIDEZ	$\Phi_{\text{FINAL EJE}}$
• Link-Rocker	6.39 mm	14 mm	OK	14 mm
• Amortiguador-Rocker	5.78 mm	12 mm	OK	12 mm
• Basculante-Rocker	7.16 mm	15 mm	OK	15 mm

Tabla 104. Resumen del dimensionamiento de ejes alojados en rodamientos del sistema de bieletas

A la vista de los resultados expuestos en la tabla anterior (tabla 101), se da por válida la elección de los casquillos de agujas integrados en el rocker, y se dimensionan los ejes alojados en los citados rodamientos, los cuales adoptarán el diámetro que se indica en la columna final.

## B) EJES ALOJADOS SOBRE EL AGUJERO \_\_\_\_\_

Como se ha comentado anteriormente, en la fase de diseño preliminar y para los ejes alojados directamente sobre el agujero, se obtiene únicamente el diámetro mínimo necesario, con la finalidad de reservar el espacio necesario en el lay-out de la motocicleta. Los ejes del sistema de suspensión trasera que irán alojados directamente sobre el agujero son los siguientes:

- Link-bastidor
- Amortiguador-bastidor

El cálculo de los diámetros mínimos necesarios se detalla en el Anexo 14 del presente documento, y son los que se recogen en la tabla 102. Destacar que el valor de esta dimensión puede ser alterado durante la fase de diseño en detalle de la unión, aunque conociendo de

antemano el tamaño mínimo del eje se previene problemas de espacio en estadios futuros del diseño.

<b>DIÁMETRO MÍNIMO exigido a los EJES alojados sobre AGUJEROS</b>	
<b>UNIÓN</b>	<b>Φ MÍNIMO EXIGIDO</b>
• Link-bastidor	6.39 mm
• Amortiguador-bastidor	5.78 mm

Tabla 105. Resumen del dimensionamiento de ejes alojados en agujeros del sistema de bieletas

## **23. Diseño conceptual de la articulación bastidor-basculante**

Una vez se ha definido conceptualmente el sistema de suspensión trasera, el siguiente paso en el proceso de diseño preliminar es el de decidir la naturaleza y dimensiones preliminares de la unión bastidor-basculante.

Se justifica que este sea el siguiente paso de la fase de diseño preliminar ya que se conoce la geometría básica de toda la estructura resistente del vehículo, y pueden trasladarse las cargas desde el punto de aplicación (punto de contacto de los neumáticos con el suelo) hasta cualquier punto de la misma, más en concreto hasta la articulación en cuestión. Como ya se comentó anteriormente, este proceso se detalla en el Anexo 10.

No obstante, en este apartado del diseño es en el que menos innovaciones se aprecian, ya que se comprueba que casi todas las motocicletas, tanto de calle como de competición, adoptan soluciones muy similares para solucionar la citada articulación, independientemente de la modalidad deportiva a la que esté enfocado el diseño y la tipología de estructura resistente que utilizan.

### **23.1. Objetivos y limitaciones para el diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante**

No son muchos los objetivos y limitaciones para el diseño conceptual de la articulación bastidor-basculante, aunque siempre hay determinados aspectos que se deben tener en cuenta:

- Se debe intentar maximizar la rigidez de la articulación, a la vez que se minimiza el diámetro del eje y su alojamiento.

La segunda de las cuestiones se convierte en una limitación dimensional, ya que al haber tomado decisiones sobre la geometría de la motocicleta, sistema de suspensión trasera y posicionamiento del propulsor, el espacio disponible en la zona de actuación es muy reducido, tal y como indica la ilustración 80.

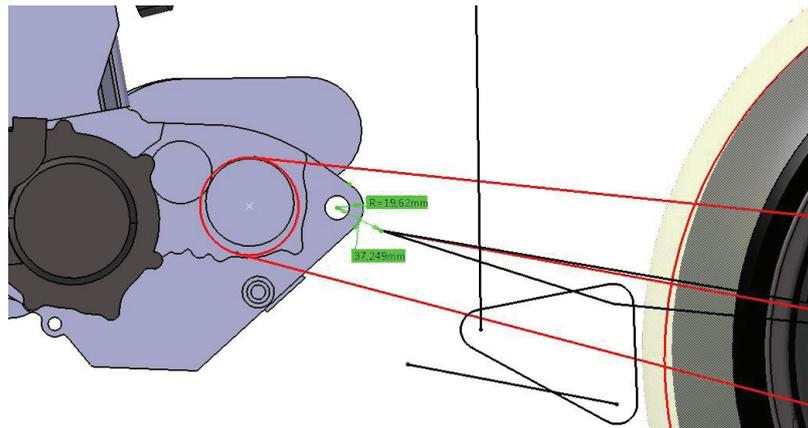


Ilustración 78. Espacio disponible para el diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante

Se comprueba entonces que el diámetro máximo para el eje y el alojamiento del mismo es de unos 35 mm.

Destacar que la ilustración 80 sólo muestra la geometría del sistema de bieletas en la posición de máxima extensión del amortiguador, pero durante el diseño del citado sistema se ha verificado que ningún componente se adentre en la zona reservada para esta articulación.

- La rigidez a torsión y flexión lateral de la estructura resistente de la motocicleta es mayor cuanto mayor es la longitud del eje del basculante, al poseer esta mayor inercia geométrica.

No obstante, el aumentar la anchura del conjunto hace que se dificulte el cumplimiento de otros requerimientos funcionales.

Se muestran en la tabla 103 los parámetros funcionales del PCF que intervienen en la toma de esta decisión:

PFC	Peso	Num	Parámetro funcional	Naturaleza	Target	Peso
CONJUNTO	85%	1	Peso (kg)	X	Min 95	4.96 %
		14	Volúmen Airbox (L)	▲	6	2.82 %
		15	Capacidad Depósito (L)	▼	8	3.09 %
		17	Rigidez unión bastidor-basculante (N/mm)	▲	-	2.69 %
		19	Anchura Bastidor (mm)	▼	-	2.63 %
		20	Anchura Basculante (mm)	▲	-	0.98 %
DEPÓSITO	6%	2	Altura del depósito (mm)	▼	-	0.29 %
		3	Anchura del depósito (mm)	▼	-	0.4 %
		8	Altura C.d.G depósito (mm)	▼	-	1.68 %
PIECERÍO	9%	9	Diámetro eje basculante-bastidor (mm)	▼	-	0.81 %

Tabla 106. Parámetros funcionales involucrados en el diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante

## 23.2. Cálculo preliminar de la unión bastidor –basculante\_\_\_\_\_

Una vez se han establecido los objetivos y limitaciones para el diseño conceptual de la articulación en cuestión, el siguiente paso es el de establecer las dimensiones preliminares para los componentes que la conforman. Entonces, para ello, se sigue la secuencia de cálculo que se explica:

- Se establece la anchura del bastidor en función de la información reflejada en la tabla 103. El valor de este parámetro funcional es necesario para conocer las dimensiones de la estructura resistente del vehículo en la dirección Y, lo que nos permitirá calcular el eje y los rodamientos de la unión..
- Se escoge el material con el cuál se fabricará el eje y se calcula el diámetro mínimo exigido para el mismo.
- Una vez se ha obtenido el diámetro del eje, se realiza un estudio de la tipología de rodamiento más adecuada, y se calcula el rodamiento necesario para aguantar los esfuerzos en cuestión.

### 23.2.1. Establecimiento de la anchura del bastidor\_\_\_\_\_

Para el cálculo y dimensionamiento de los componentes de la articulación de la dirección es necesario primeramente determinar la anchura de la citada zona. Destacar que en principio la anchura del bastidor y el basculante no tienen porqué ser la misma que la del eje de unión de ambos, aunque la anchura del bastidor quedará bastante delimitada por el valor de este parámetro funcional.

A la hora de tomar esta decisión se hacen las siguientes reflexiones:

- Un eje corto permite obtener ventajas en peso, en la reducción de la anchura del bastidor. Además nos permite (mas bien nos obliga) concebir un depósito de combustible más estrecho y alto.
- Un eje largo permite alcanzar con mayor facilidad los objetivos para capacidad del depósito, airbox, altura del depósito de combustible y altura del C.d.G.

Acudiendo a los valores de los parámetros funcionales (expuestos en la tabla 103), se decide minimizar la longitud del eje, ya que la mejora en cuanto a peso y anchura del bastidor (con pesos específicos de 4.96% y 2.63% respectivamente) prevalece ante el empeoramiento de otros parámetros como la altura del C.d.G. del depósito o la facilidad de consecución del volumen de airbox y depósito de combustible.

Para escoger la longitud mínima de eje que podemos implementar en el diseño, se realizan bocetos para delimitar la mínima anchura que el bastidor puede tener en la zona de actuación. El resultado puede observarse en la ilustración 81:

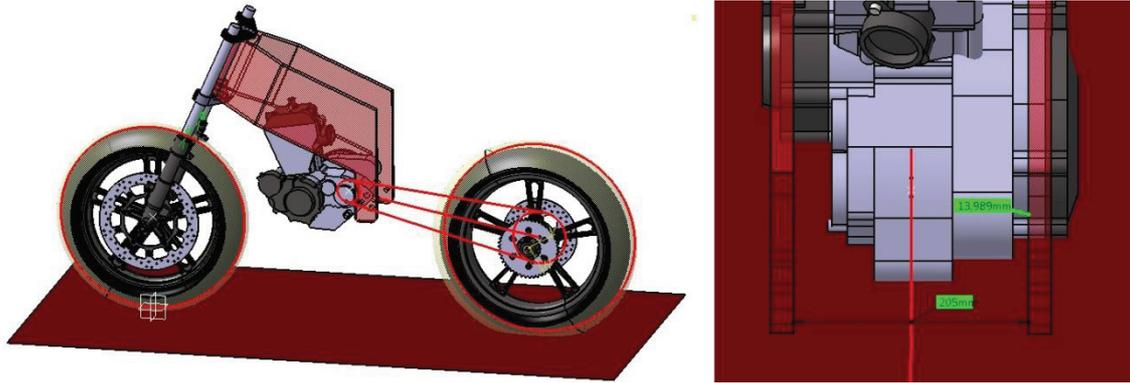


Ilustración 79. Elección de la anchura del bastidor

El elemento limitante de la anchura mínima que el bastidor puede adoptar es la geometría del motor. Así, se decide respetar un *gap* de 14 mm con respecto a este componente y establecer la anchura preliminar del bastidor en 205 mm, que según el criterio de los diseñadores es la solución de compromiso que mayor grado de consecución de los valores delimitados para los parámetros funcionales.

### 23.2.2. Cálculo de la dimensiones preliminares del eje de la unión bastidor-basculante

Tal y como se expuso en los apartados anteriores, una vez se conoce la longitud del eje de la articulación, estamos en disposición de realizar el cálculo resistente del citado componente.

El primer paso para el dimensionamiento del citado eje es el de obtener las solicitaciones máximas a las cuales se ve sometida la articulación. El citado proceso se detalla en el Anexo 13 del presente documento, y se resume en la tabla 104 adjunta:

SOLICITACIONES MÁXIMAS en la UNIÓN BASTIDOR-BASCULANTE			
SOLICITACIÓN	NOMENCLATURA	MÓDULO	
• Fuerza en el eje X	$R_x$	9093 N	
• Fuerza en el eje Y	$R_y$	1367 N	
• Fuerza en el eje Z	$R_z$	983 N	
• Momento en torno al eje Z	$M_z$	692 Nm	
• Momento en torno al eje X	$M_x$	580 Nm	
No existe momento de reacción en torno al eje Y, ya que se tiene un apoyo articulado en esa dirección.			

Tabla 107. Solicitaciones máximas en la unión bastidor-basculante

En segundo lugar, y una vez se conocen las solicitaciones máximas a las que se ve sometida la articulación, se decide ensayar en el programa de simulación FEM un modelo del eje. Esto es debido a que la situación de carga del mismo es relativamente compleja, y se tiene cierta incertidumbre sobre las condiciones de contorno que se acercan a la realidad. Para la construcción del citado modelo de análisis se realizaron las siguientes decisiones:

- El material con el cual será ensayado es acero de la serie F-125, por los mismos motivos que llevaron a emplearlo en los ejes del sistema de suspensión trasera. Es un acero ampliamente utilizado en la fabricación de ejes, debido a su alta resistencia y elevada dureza, que permite prolongar la vida útil del componente.

- Se tiene cierta incertidumbre sobre la naturaleza de los apoyos del eje. El diseño en detalle de la unión será tal que el eje trabaje empotrado en sus dos extremos, pero podría darse la situación en la que en alguno de los mismos exista una pequeña holgura, y esta debería modelizarse como un apoyo. Por este motivo, se realizaron los siguientes ensayos:
  - Eje empotrado en ambos extremos.
  - Eje empotrado en un extremo y apoyado en el otro.
  - Eje biapoyado.

Como es obvio, el eje se dimensionará según la tensión que arroje la situación de apoyo más desfavorable.

Una vez se ha construido el modelo, la variable de diseño que se intenta fijar es el diámetro del eje, ya que disponemos de libertad para el valor de esta dimensión, y delimitará posteriormente el diámetro interior de los rodamientos.

Tras un conjunto de simulaciones realizadas por el calculista del proyecto <sup>[18]</sup>, ensayando con varios diámetros de eje, se concluyó que el valor óptimo para el mismo es de 17 mm, y que junto a las condiciones de ensayo anteriores arroja los siguientes resultados tras los cálculos numéricos.

ESTADO TENSIONAL del EJE de la ARTICULACIÓN BASTIDOR-BASCULANTE		
CONDICIONES DE CÁLCULO	TIPO DE APOYO	TENSIÓN MÁXIMA (MPa)
○ Distancia entre apoyos 185 mm	• Biempotrado	331
○ Acero F-125	• Empotramiento/apoyo	345
○ $\phi=17\text{mm}$	• Biapoyado	497

Tabla 108. Resumen del cálculo numérico del eje de la articulación bastidor-basculante

Finalmente, las características preliminares del eje de la articulación bastidor-basculante aparecen recogidas en la columna 'CONDICIONES DE CÁLCULO', presente en la tabla 105.

### 23.2.3. Elección de los rodamientos para la unión bastidor-basculante

Por último, se pretende escoger la tipología y dimensión de los rodamientos presentes en la articulación a estudio. Se conoce la ubicación de los mismos, la naturaleza de las cargas que han de soportar y el diámetro del eje que han de alojar. Así, se hacen las siguientes reflexiones en cuanto a tipología, número y dimensiones de los rodamientos.

#### TIPOLOGÍA Y NÚMERO DE RODAMIENTOS

A la vista de la disponibilidad de espacio y de la naturaleza de las cargas que soporta la articulación, se barajan varias tipologías de rodamientos que permiten cumplir los objetivos de diseño:

- **Rodamientos de bolas con contacto angular:** Los rodamientos a bolas con contacto angular son aptos para cargas axiales y radiales combinadas, pudiendo ser las primeras en ambos sentidos si incorporamos un rodamiento de dos hileras de bolas o dos rodamientos en posición opuesta.

Como en el caso que nos atañe la magnitud de las fuerzas axiales es mucho menor que la de las cargas radiales, centraremos nuestra atención en rodamientos con un ángulo de contacto de 25°, es decir, diseñado para la predominancia de cargas radiales.

Estos rodamientos no permiten precarga axial, por lo que siempre existirá una holgura en el posicionamiento del eje en esta dirección. En cambio, el espacio constructivo que demandan en dirección radial es muy elevado frente a otra tipología de rodamientos, y este es un aspecto crítico en la aplicación donde deseamos implementarlos.

- **Rodamientos de agujas y bolas con contacto angular:** Esta tipología de rodamientos se compone de un rodamiento de agujas al cuál se le ha incorporado una hilera de bolas con contacto angular, de manera que conserva una gran capacidad de carga radial (típica de los rodamientos de agujas) y soporta con éxito la existencia de cargas axiales.

No es posible dar una precarga axial, por lo que el eje tendrá una holgura en la citada dirección de entre 0.08mm y 0.25mm.

El espacio constructivo que demandan es mucho más elevado en dirección axial que radial, hecho que está altamente primado en la aplicación a estudio.

- **Rodamientos cónicos de rodillos:** Los rodamientos de rodillos con apoyo cónico están diseñados también para soportar cargas axiales y radiales combinadas, y permiten la precarga axial.

A cambio, no son estancos, y el espacio constructivo en dirección radial se dispara; además de poseer unas dimensiones notables en sentido axial.

A la vista de la descripción de cada tipología de rodamiento y de las limitaciones y objetivos del diseño de la articulación, se decide no aplicar ningún método de selección de ideas, ya que parece que la opción más atractiva es claramente la de emplear rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular.

Además, cada uno de los rodamientos absorberá las fuerzas axiales en un sentido, y por tanto sólo es necesario colocar dos rodamientos de simple efecto, uno en cada lado. La referencia para los rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular es NKIA.

## TAMAÑO DE RODAMIENTOS

Habiendo fijado la tipología de rodamiento a emplear y el diámetro del eje que alojarán en el interior, el único candidato restante para la aplicación en cuestión es el rodamiento de referencia NKIA 5903, cuyas características se muestran en la tabla 106.

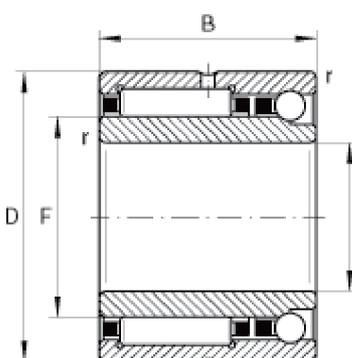
<b>NKIA 5903</b>		d	17 mm	m	0.056 kg
		D	30 mm	$C_{Or}$	14600 N
		B	18 mm	$C_{ar}$	4900 N
		F	22 mm	$n_G$	20600 rpm

Tabla 109. Características del rodamiento seleccionado para la articulación bastidor-basculante

Se comprueba que los esfuerzos que el rodamiento ha de soportar se encuentran por debajo de los límites de carga, tanto para el límite estático axial como para el radial (Ver tabla 107). Así, se confirma la implementación de dos rodamientos NKIA5903 para la articulación a estudio.

<b>ESTUDIO VALIDEZ RODAMIENTOS NKIA5903</b>		
	CARGA RADIAL (N)	CARGA AXIAL (N)
• <b>Solicitud máxima</b>	9381	1367
• <b>Límite rodamiento</b>	14600	4900
	<b>C.S.<sub>RADIAL</sub> = 1.56</b>	<b>C.S.<sub>AXIAL</sub> = 3.58</b>

Tabla 110. Estudio de la validez de los rodamientos seleccionados ante cargas estáticas

No obstante, es importante comentar que la orientación de estos rodamientos no es arbitraria, sino que es necesario prestar atención a la posición relativa de las bolas respecto a las pistas de rodadura. Un defecto de rama en el posicionamiento de los rodamientos haría que estos no fuesen capaces de soportar las cargas axiales, ya que los rodamientos NKIA son de simple efecto, y sólo soportan cargas axiales en una dirección. En la ilustración 82 se muestra la orientación de rodamientos que permite absorber correctamente las cargas axiales.

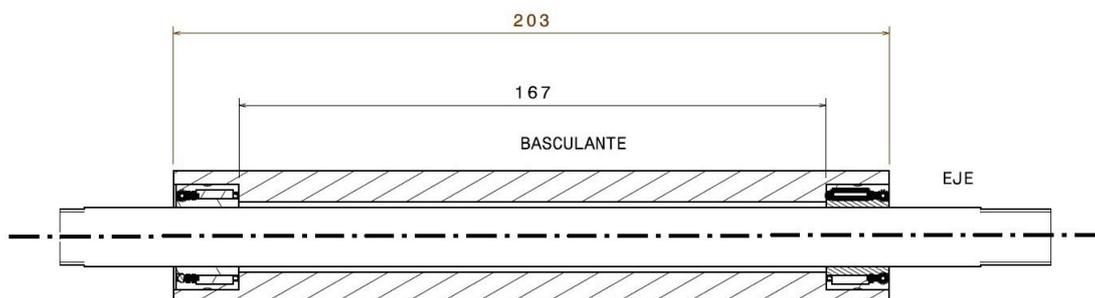


Ilustración 80. Boceto del diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante

## 24. Diseño conceptual del resto del lay-out de la motocicleta

Una vez se han definido la geometría y principales características de la estructura resistente del prototipo, es el momento de escoger la disposición del resto de sistemas del mismo.

La justificación de la secuencia de diseño preliminar es que la estructura resistente de la motocicleta es mucho más determinante en su comportamiento dinámico que el resto de sistemas, y además la naturaleza de esta condiciona la disposición y corrección de funcionamiento del resto de elementos. Es por esto que es completamente necesario concebir en primer lugar las principales características estructurales y después adecuar en medida de lo posible el resto de componentes.

### 24.2. Objetivos para la adecuación del lay-out de la motocicleta

Los objetivos a alcanzar a la hora de decidir el lay-out de la motocicleta son como siempre derivados del cumplimiento de los objetivos para los parámetros funcionales. Así, en esta fase se deberán tomar las siguientes decisiones:

- Se debe decidir la **disposición relativa de los sistemas y subsistemas** que aún quedan por posicionar en la motocicleta. Esto es, se deben encontrar las zonas de la motocicleta donde irán posicionados los siguientes sistemas y componentes:
  - Airbox
  - Depósito de combustible
  - Sistema de escape
  - Sistema de refrigeración
  - Sistema de alimentación

Se observa que aún quedarían por posicionar otros componentes, pero con el fin de simplificar la metodología de diseño, y basándonos en que las influencia de estos son muy bajas con respecto al funcionamiento de los anteriormente mencionados, se posicionarán en apartados posteriores, cuando ya se conozca más a fondo la distribución en planta de la motocicleta. Los componentes que quedan por ubicar son los siguientes:

- Sistemas de frenado delantero y trasero.
  - Estructuras
  - Reenvío del cambio
  - Asiento
- En la fase de diseño preliminar sólo se intenta encontrar la **ubicación más acertada** de cada sistema/componente, encontrando una solución de compromiso entre los siguientes aspectos:
  - Se deben garantizar las mejores **condiciones de funcionamiento** para cada componente. La ubicación del mismo puede condicionar enormemente su rendimiento, como puede suceder por ejemplo con la ubicación del airbox o del sistema de refrigeración.

- Es necesario encontrar la posición de cada sistema que permita conseguir los **objetivos** fijados para el prototipo en **conjunto**. Esto es, la ubicación escogida debe permitir alcanzar los objetivos de accesibilidad mecánica, puesta a punto, ergonomía, etc...
- Aunque no será hasta la fase de diseño en detalle cuando se efectúe la síntesis de las **uniones** (con la estructura resistente y entre los componentes entre sí), es conveniente no perder de vista la naturaleza de las mismas, ya que sería posible encontrar una solución de compromiso entre los dos objetivos anteriores pero que no fuese viable al no poder posicionar físicamente el sistema en cuestión.

### 24.3. Limitaciones para la adecuación del lay-out de la motocicleta

A la hora de establecer una distribución de sistemas en la motocicleta que nos permita alcanzar el cumplimiento de los citados objetivos, nos encontramos con limitaciones de dos tipos:

- Limitaciones impuestas por elementos ya posicionados en el prototipo, como son los diseños preliminares de dirección, articulación del basculante, ...
- Limitaciones establecidas por los PCFs, como las dimensiones preliminares de airbox, depósito, ...

#### 24.3.3. Limitaciones impuestas por sistemas posicionados

Estas son limitaciones dimensionales impuestas por la ubicación y geometría de los sistemas y componentes ya desarrollados durante el diseño preliminar. Estas son las que se exponen a continuación:

- **Dimensiones preliminares del bastidor:** Se conoce una aproximación a la geometría del bastidor, que en este estadio de diseño presenta el aspecto que muestra la ilustración 83. Para concebirlo se han tenido en cuenta los valores de los parámetros funcionales que se conocen hasta ahora, que son:
  - Se conocen las dimensiones del perfil estructural que conforma la pipa de la dirección, así como la naturaleza y dimensiones preliminares de los rodamientos y su alojamiento.
  - Se conoce el máximo ángulo con el que las vigas pueden interceptar al perfil estructural para respetar el invariante de ángulo de giro mínimo, más un margen que se destinó a implementar un sistema de topes de dirección regulables.
  - Se conoce la anchura preliminar del bastidor, que fue obtenida para el cálculo de los rodamientos de la articulación bastidor-basculante.
  - Al conocer los valores de los parámetros geométricos se puede posicionar la unión con el basculante. Además, al haber deducido la ubicación para el propulsor y el número de anclajes con el bastidor, pueden posicionarse los citados anclajes.

- Durante el diseño conceptual del sistema de suspensión trasera, se decidió la posición para la unión de link-bastidor y amortiguador-bastidor, e incluso las dimensiones preliminares del eje que los une.

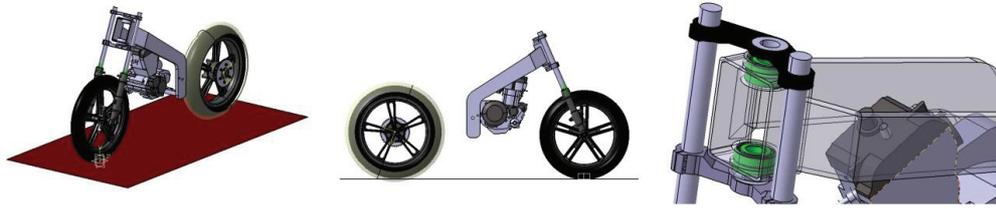


Ilustración 81. Limitaciones impuestas por el bastidor para el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta

- **Dimensiones preliminares del basculante:** En cuanto a la geometría del basculante, en parte es conocida gracias a los parámetros geométricos recogidos en el PCF, y en parte a la labor de diseño conceptual realizada para el sistema de suspensión trasera. El aspecto que presenta es el que muestra la ilustración 84.

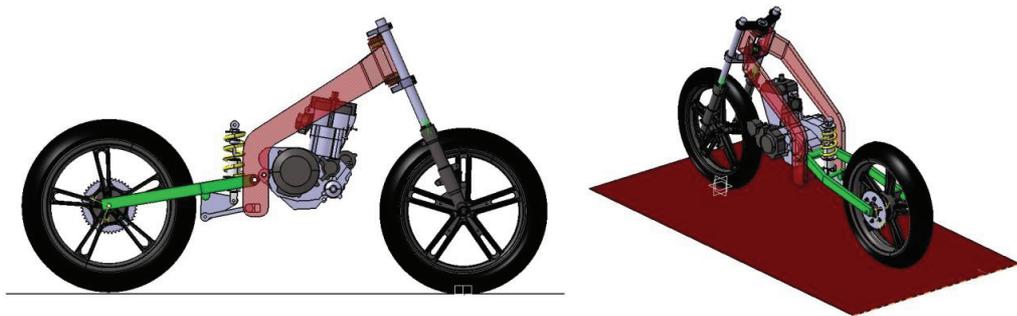


Ilustración 82. Limitaciones impuestas por el basculante para el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta

- **Elección del carburador como sistema de alimentación:** Ante la decisión de qué sistema de alimentación de combustible implementar, se barajaron las alternativas de utilizar carburación o inyección de combustible. Para llevarla a cabo, el equipo de diseño planteó las ventajas y desventajas de cada una de ellas durante una sesión de *brainstorming*, las cuales se muestran recogidas en las tablas 108 y 109 adjuntas.

ALTERNATIVA • CARBURADOR en la alimentación de combustible	
VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>• El carburador es proporcionado por la organización son que exista un coste económico extra por su adquisición. Esta es una ventaja importante dada la escasez de recursos económicos con la que cuenta el equipo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Es una solución poco innovadora, hecho que está primado en la competición de ingeniería en la que el equipo se ve envuelto.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• El propulsor funciona comercialmente con un sistema de</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Presenta poca versatilidad en la puesta a punto, ya que deja pocos</li> </ul>

<b>carburación.</b>	parámetros por ajustar en cuanto a la mezcla de combustible-aire.
<ul style="list-style-type: none"> <li>La carburación reviste una mayor <b>facilidad de puesta a punto</b> que la inyección, aunque a costa de una menor versatilidad de la misma.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Deja <b>poca</b> o ninguna <b>libertad</b> en el <b>diseño dimensional</b> del sistema de alimentación de combustible.</li> </ul>

Tabla 111. Ventajas/desventajas de la implementación de carburador como sistema de alimentación de combustible

ALTERNATIVA • INYECCIÓN en la alimentación de combustible	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Es una solución <b>altamente innovadora</b>, al no existir sistemas comerciales de inyección de combustible para el propulsor en cuestión.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><b>No existen</b> sistemas de inyección de combustible <b>comerciales</b> para el modelo de propulsor fijado por la organización.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Presenta una <b>elevada versatilidad</b> en la <b>puesta a punto</b>, ya que permite variar más parámetros de la mezcla combustible-aire.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>El diseño de este sistema presenta una <b>complejidad muy elevada</b>, ya que además del diseño y adquisición de componentes mecánicos, es necesario implementar y calibrar multitud de sensores y elementos de naturaleza electrónica. Además, todos ellos han de funcionar con una precisión relativamente elevada.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Permite mayor <b>libertad</b> en el <b>diseño dimensional</b> del sistema, ya que la totalidad del mismo sería de diseño propio.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>El <b>coste económico</b> de implementar un sistema de este tipo se dispara, ya que tratamos con multitud de componentes de diseño propio y de una complejidad relativamente elevada.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>A pesar de tener una puesta a punto más tediosa, permite alcanzar un <b>rendimiento mayor</b> del propulsor que el sistema de carburación</li> </ul>	

Tabla 112. Ventajas/desventajas de la implementación de inyección como sistema de alimentación de combustible

Finalmente, de la contemplación de las consideraciones anteriormente expuestas, se decide la utilización del carburador proporcionado por la organización como sistema de alimentación de combustible (Keihin FCR-MX 39), y se descarta el diseño de la inyección de combustible dado el alto coste de recursos económicos y de tiempo que esta presenta.

- **Dimensiones preliminares del conducto de admisión de aire:** Tal y como se decidió durante el diseño conceptual de la articulación de la dirección, se tiene fijada la naturaleza y las dimensiones del conducto de admisión de aire. Este ha de atravesar la pipa de la dirección y poseer las dimensiones que se indican en el apartado 21.6 de este documento.

Este hecho nos condicionará principalmente para concebir la ubicación del sistema de admisión de aire y depósito de combustible.

### 24.3.4. Limitaciones impuestas por el PFC\_\_\_\_\_

Además de las limitaciones que se imponen al situar los componentes y uniones que se han desarrollado hasta el momento, se deben alcanzar los valores de los parámetros funcionales obtenidos durante los cálculos preliminares en la fase de prediseño, y que fueron plasmados en los distintos pliegos de condiciones funcionales. Las tablas 110 y 111 recogen las magnitudes a tener en cuenta en esta fase del diseño preliminar:

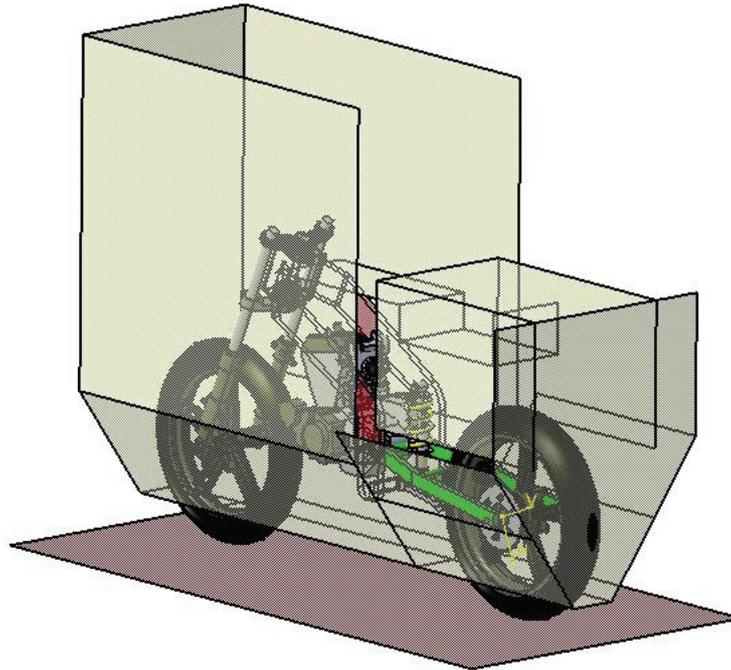
PFC • CONJUNTO				
Nº	Parámetro funcional	Peso (%)	Naturaleza	Target
8	Ángulo de inclinación (°)	4.76	▼	Min 55
9	Distancia Libre al Suelo (mm)	2.25	▼	Min 100
11	Altura Joroba (mm)	2.23	X	860
14	Volúmen airbox (L)	3.32	X	6
15	Capacidad depósito (L)	3.63	X	8
16	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )	1.16	X	0.0408
29	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	3.31	X	0.014
35	Altura del asiento (mm)	1.78	X	755
36	Anchura del asiento (mm)	1.04	▼	
37	Distancia interfase joroba-asiento (mm)	2.48	X	850
38	Distancia final asiento (mm)	1.18	X	1250

Tabla 113. Parámetros funcionales involucrados en el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta (I)

PFC • ALIMENTACIÓN-ESCAPE-REFRIGERACIÓN				
Nº	Parámetro funcional	Peso (%)	Naturaleza	Target
1	Volúmen airbox (L)	10.44	X	6
2	Longitud escape (mm)	3.00	X	525
3	Diámetro escape (mm)	3.93	X	42
4	Superficie radiador (m <sup>2</sup> )	4.87	X	0.0408
9	Volumen expansión refrigerante (L)	8.71	X	0.05
11	Sección entrada airbox (m <sup>2</sup> )	10.13	X	0.014
12	Espesor radiador (mm)	4.54	X	22
14	Longitud conducto admisión airbox (mm)	4.05	X	520
15	Sección admisión (m <sup>2</sup> )	8.83	X	0.008015

Tabla 114. Parámetros funcionales involucrados en el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta (II)

De entre las limitaciones anteriores, hay algunas que pueden plasmarse en CAD, como las concernientes a la ergonomía del prototipo, y otras que se incorporarán en el momento del diseño conceptual del sistema correspondiente, como el espesor del radiador o el diámetro del escape. El aspecto que presenta la maqueta 3D habiendo incluido estas limitaciones es el siguiente:



**Ilustración 83. Modelización en CAD de las limitaciones dimensionales impuestas por el PFC para el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta**

Destacar que a la hora de plantear las distintas alternativas para el lay-out general de la motocicleta será prácticamente imposible alcanzar el cumplimiento de todos los objetivos antes expuestos. Entonces, la labor del diseñador, será comprobar el grado de consecución del objetivo y el peso específico que este tiene, para así ser capaz de encontrar una solución de compromiso.

#### 24.4. Alternativas para el lay-out general de la motocicleta \_\_\_\_\_

Una vez se han expuesto los objetivos y limitaciones para la disposición en planta de los sistemas funcionales de la motocicleta, es el momento de plantear alternativas para la ubicación de los mismos.

Al tratar con un elevado número de sistemas, se decide plantear el posicionamiento de los mismos por separado, pero sin olvidar la existencia del resto, y los requisitos que estos han de cumplir.

##### 24.4.3. Alternativas para airbox y depósito de combustible \_\_\_\_\_

En primer lugar se decide discutir sobre la ubicación del depósito de combustible y el sistema de alimentación, que son los componentes que mayor espacio requieren en el diseño. Las alternativas que surgen para estos son:

## A) AIRBOX SOBRE EL DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE

La primera idea que surgió en el grupo de diseño fue la de posicionar el depósito de combustible bajo el sistema de admisión de aire, con el objetivo de obtener un centro de gravedad lo más bajo posible y conseguir un diseño cuanto menos poco convencional.

Para comprobar la viabilidad de la citada alternativa, es necesario realizar un pequeño estudio de disponibilidad de espacio, y formas que adoptarían dichos componentes. Recordar que para verificar este punto es necesario tener en cuenta los siguientes valores para los parámetros funcionales:

- Altura de la joroba
- Distancia principio asiento
- Volumen del airbox
- Capacidad del depósito
- Sección entrada airbox
- Anchura del bastidor

Tras el trabajo correspondiente en CAD, se consigue realizar un boceto que presente un grado de consecución aceptable con los parámetros funcionales. Este presenta el aspecto que muestra la ilustración 87.

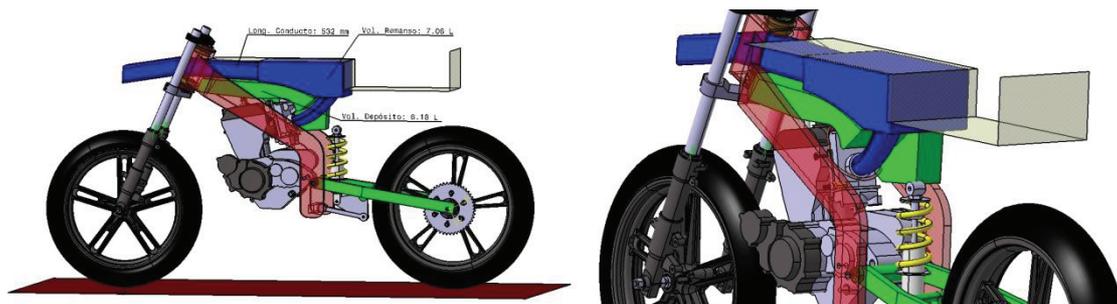


Ilustración 84. Alternativa de airbox bajo el depósito de combustible

▪ Capacidad del depósito:	6,2 L
▪ Volumen de remanso:	7,1 L
▪ Longitud conducto admisión:	532 mm

Y a continuación se expone el listado de las ventajas e inconvenientes que presenta esta alternativa:

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se obtiene una <b>centro de gravedad</b> notablemente <b>bajo</b></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>fabricabilidad</b> del depósito es <b>muy baja</b>, ya que posee formas caprichosas.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Lay-out <b>innovador</b></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se trabaja sólo con un boceto del depósito, pero el <b>diseño en detalle</b> de este <b>complicará</b> la <b>forma</b> aún más, ya que es necesario asegurar el suministro de combustible en cualquier situación de conducción.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diseño <b>compacto</b>, ya que aprovecha bastante bien el espacio</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>accesibilidad mecánica</b> a la zona del carburador y el depósito es muy <b>limitada</b>. Es complejo encontrar un <b>recorrido</b> suficiente</li> </ul>

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se dispone de espacio para el <b>ruteado del escape por encima</b> del cárter del propulsor</li> </ul>	<p>para las <b>herramientas</b>.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• La facilidad de puesta a punto decae drásticamente por varios motivos:           <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ El <b>carburador</b> es uno de los sistemas que más importancia tiene en la fase de <b>puesta a punto</b>, y queda muy oculto.</li> <li>▪ Se pueden presentar problemas a la hora de poner combustible en el prototipo, ya que el <b>acceso al depósito</b> de combustible es <b>limitado</b></li> </ul> </li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La evolución de la sección transversal del sistema de <b>admisión de aire</b> no es la correcta, ya que tenemos un estrechamiento notable después de la zona de remanso, lo que hace que la <b>efectividad</b> del mismo decaiga drásticamente.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>No se aprovecha el espacio</b> bajo la cuba del carburador. No obstante, es interesante ya que permite rutear el sistema de escape a través de esa zona.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dada la posición del carburador, se obtiene un <b>depósito asimétrico</b>, lo que hace que el C.d.G. pueda quedar fuera del plano medio de la moto; con los inconvenientes en comportamiento que eso conlleva.</li> </ul>

Tabla 115. Ventajas/desventajas del posicionamiento del airbox bajo el depósito de combustible

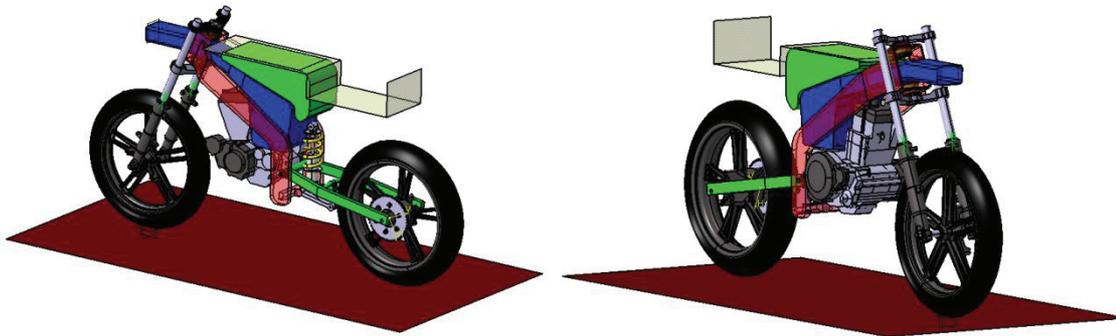
## B) AIRBOX BAJO EL DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE \_\_\_\_\_

A la vista de las complejidades técnicas que presenta el posicionar el depósito de combustible bajo el sistema de admisión de aire, se decidió plantear otra alternativa de diseño más comúnmente aceptada; y que consiste en situar el depósito de combustible sobre el volumen de remanso de aire e inmediatamente debajo de la joroba.

Durante el estudio dimensional de esta alternativa se advierte que el espacio disponible para la implementación de los 6 litros de volumen de remanso de aire es reducido, por lo que además se plantearon dos morfologías distintas para este componente: en la primera el carburador se encuentra dentro de la caja de remanso, mientras que la segunda este está fuera del volumen de remanso.

Se adjuntan a continuación los bocetos en CAD de cada una de las dos opciones, con los valores obtenidos para los parámetros más significativos, y con la discusión de pros y contras que presenta su adopción:

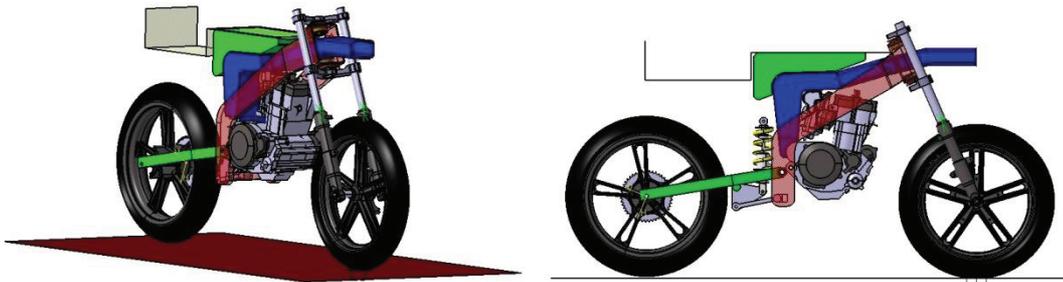
CARBURADOR DENTRO del AIRBOX (B.1)



▪ Capacidad del depósito:	7.2 L
▪ Volumen de remanso:	8.3 L (excluyendo carburador)
▪ Longitud conducto admisión:	528 mm

Tabla 116. Valores de los parámetros funcionales alcanzados con la alternativa del carburador dentro del airbox

CARBURADOR FUERA del AIRBOX (B.2)



▪ Capacidad del depósito:	7.8 L
▪ Volumen de remanso:	6.9 L
▪ Longitud conducto admisión:	528 mm

Tabla 117. Valores de los parámetros funcionales alcanzados con la alternativa del carburador fuera del airbox

CARBURADOR DENTRO DEL AIRBOX (B.1)

VENTAJAS

- Se consiguen fácilmente los **valores objetivo** para los **parámetros funcionales**.
- Se tiene una **accesibilidad mecánica** mucho mayor que en la alternativa A. El **diseño** de las uniones **respetando** los **requerimientos funcionales** es mucho más **sencillo**.
- La disposición en planta es mucho más **sencilla** que en la alternativa A.

DESVENTAJAS

- Se **elimina** la posibilidad del **ruteado del escape por encima** del los cárteres del motor, al ocuparse con esta alternativa todo el espacio disponible.
- El **centro de gravedad** que se obtiene está notablemente más **alto** que en la alternativa A.
- La **accesibilidad mecánica** y **facilidad de puesta a punto** es mucho más **baja** que en la alternativa B.2.

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Correcta evolución de la magnitud de la sección transversal del <b>airbox</b>, lo que optimiza su <b>rendimiento</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se presentarán <b>problemas de sellado del volumen de remanso</b>, ya que es necesario conducir todos las conexiones con el carburador en su interior</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se <b>aprovecha el espacio</b> bajo la cuba del carburador para conseguir el volumen de remanso. No obstante, es en esta zona donde se producirá la mayor sobrepresión de aire, con lo cual la utilidad de aprovechar la citada zona es baja.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Eliminamos</b> la problemática que introduce un <b>depósito asimétrico</b>, respecto a la alternativa A.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• La presencia del <b>carburador</b> en el interior del volumen de remanso <b>favorece</b> en cierta manera el <b>funcionamiento</b> del sistema de admisión de aire, ya que la rugosidad que este aporta ayuda a frenar el aire entrante.</li> </ul>	

Tabla 118. Ventajas/desventajas de la implementación del carburador dentro del airbox

CARBURADOR FUERA del AIRBOX (B.2)	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Soluciona</b> en gran medida los problemas de <b>accesibilidad mecánica</b> y <b>facilidad de puesta a punto</b> presentes en la alternativa A.2.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El <b>centro de gravedad</b> que se obtiene está en una posición notablemente más <b>elevada</b> que en la alternativa A.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se <b>eliminan</b> los <b>problemas de sellado</b> del volumen de remanso, al no ser necesario introducir componentes de ningún subsistema en el interior del airbox.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>evolución</b> de la <b>sección transversal del airbox</b> es menos adecuada que la que presenta la alternativa B.1.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Es posible conseguir <b>una buena aproximación</b> al valor objetivo de los <b>parámetros funcionales</b>, aunque no con la misma facilidad que en la alternativa B.1.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• En general, es una solución que <b>aprovecha peor el espacio</b> que en la alternativa <b>B.1</b>, a costa de solucionar los problemas de accesibilidad mecánica.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• El <b>depósito de gasolina</b> es <b>simétrico</b>, con lo que se elimina la problemática existente en la alternativa A.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Al haber menos espacio disponible que en la alternativa B.1, es más difícil conseguir una forma sencilla de depósito que asegure el suministro de combustible en cualquier situación.</li> </ul>

Tabla 119. Ventajas/desventajas de la implementación del carburador fuera del airbox

### C) MÉTODO DE SELECCIÓN DE IDEAS. DEPÓSITO-AIRBOX\_\_\_\_\_

Tal y como se ha venido haciendo en los apartados anteriores, una vez se han expuesto las distintas alternativas de diseño conceptual, es el momento de aplicar una técnica de diseño que nos permita obtener cuál es la mejor alternativa de diseño según los objetivos reflejados en los PCF's.

Para ello, volveremos a aplicar el método de la convergencia programada chequeando el cumplimiento de los requerimientos funcionales (ya se ha verificado el cumplimiento de los parámetros funcionales principales: capacidad del depósito, volumen de remanso, longitud del conducto de admisión,...).

Para ello, y a la vista de las tablas de ventajas y desventajas de cada una de las alternativas, el equipo de diseño decide que la alternativa de referencia es la de implementar el airbox bajo el depósito con el carburador incluido en el volumen de remanso. Se sabe que esta alternativa presenta notables problemas en cuanto a puesta a punto y accesibilidad mecánica, y se desea comprobar en este apartado si las mejoras en el rendimiento del sistema de admisión son tales que suplan las carencias antes comentadas.

PFC	Nº	Requerimiento funcional	Peso (%)	ALT-A	ALT -B.1	ALT-B.2
CONJUNTO	2	Capacidad de aceleración	14.37	-	<b>DATUM</b>	-
	3	Maniobrabilidad	14.7	+		=
	4	Ausencia de vibraciones/efectos	3.17	-		=
	5	Accesibilidad	9.75	-		+
	7	Facilidad de puesta a punto	7.74	-		+
	10	Seguridad	21.5	=		=
	11	Aerodinámica adecuada	2.15	-		-
	12	Apta para condiciones de lluvia	1.57	=		=
	13	Espacio para el ruteado eléctrico/hidráulico	0.82	-		=
	14	Espacio para el airbox	4.23	-	+	
DEPÓSITO	8	La forma del depósito asegura el suministro en cualquier situación	20	-		-
<b>RESULTADOS:</b>				<b>-47.5</b>	<b>DATUM</b>	<b>-14.8</b>

Tabla 120. Método de selección de ideas para el diseño preliminar de la posición relativa de airbox y depósito de combustible

Entonces, a la vista de los resultados expuestos en la tabla 117, se concluye que la alternativa para la ubicación de airbox y depósito que mejor responde a los objetivos fijados en el presedño es la alternativa B.1, que consiste en disponer el depósito de combustible sobre el sistema de admisión de aire, y haciendo que el carburador quede englobado dentro del volumen de remanso del mencionado sistema.

Como se ha comentado anteriormente, se ha sacrificado la accesibilidad mecánica y la facilidad de puesta a punto que ofrece la alternativa B.2. frente al rendimiento en la admisión que presenta la solución elegida.

Esta decisión, aunque pueda parecer algo sorprendente, se justifica teniendo en cuenta que uno de los objetivos principales en la fase de prediseño era el de implementar un sistema de admisión de aire, al ser un punto innovador. Además, las carencias de accesibilidad mecánica y facilidad de puesta a punto pueden ser remediadas en gran parte durante la fase de diseño en detalle.

24.4.4. Alternativas para el sistema de escape \_\_\_\_\_

A) DISCUSIONES EN TORNO AL SILENCIOSO \_\_\_\_\_

El primer punto en el balance de alternativas de diseño conceptual para el sistema de escape es el de la decisión de si incorporar o no silencioso. A continuación se exponen las

ventajas e inconvenientes de implementar un componente de esta naturaleza, obtenidas durante la sesión de *brainstorming* del equipo de diseño:

INCORPORACIÓN DE SILENCIOSO	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Asegura</b> el cumplimiento de los <b>invariantes de diseño</b> concernientes a contaminación acústica.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Reduce</b> en cierta medida el <b>rendimiento</b> del sistema de escape, al disipar la energía de la onda de sonido en forma de calor.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menos <b>emisiones</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Problemas dimensionales</b>, al tener que implementar más componentes en el prototipo.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Precio</b></li> </ul>

Tabla 121. Ventajas/desventajas de la incorporación de silencioso al diseño

De la observación de la tabla 119, el equipo de diseño decidió aprobar la utilización del silencioso. Esta decisión puede parecer sorprendente, aunque se tomó en base a la inseguridad existente acerca del cumplimiento de la normativa de ruidos, ya que se desconocía la intensidad de sonido que produciría en motor sin silenciador.

Para comprobar el nivel de ruido del propulsor con un sistema de escape sin silenciador se propuso la realización de una prueba experimental en la que se midiese el nivel de intensidad sonora que emite el mismo, dotándolo con un sistema de escape provisional de 525 mm de longitud. El citado ensayo se canceló debido a la escasez de recursos económicos, humanos y de tiempo, aunque se presentó como la única alternativa para conocer si la incorporación de silencioso es evitable o no.

Una vez se tomó la decisión de dotar de silencioso al sistema de escape, el siguiente paso fue el de decidir qué componente concreto se implementaría. Se decidió por unanimidad adaptar un silencioso comercial, y por tanto es conveniente en este punto discernir cuál de todos los disponibles en el mercado. Los motivos de escoger en este punto el componente en concreto son los siguientes:

- Se establecen límites dimensionales a la hora del diseño preliminar del sistema de escape, ya que se impone la geometría exacta del componente. Es importante a la hora de encontrarle ubicación en el lay-out de la motocicleta.
- Establece limitaciones en la longitud del tubo de escape. Tal y como se indicó durante el apartado correspondiente, la longitud que se calcula para el conducto de escape es la correspondiente desde el asiento de la válvula de escape hasta el final del silencioso, con lo cual al fijar el componente, se obtiene el valor de longitud deseada para el conducto de escape.

Finalmente, el equipo fue provisto de un silenciador marca Leo Vince, modelo GP Style EVO II, proveniente de una Yamaha R6. Este es un silencioso fabricado en acero inoxidable AISI 304, y que respeta los parámetros de homologación presentes en la normativa europea 97/247CE del 17 de junio de 1997.

La decisión de integrar este modelo de silenciador en el prototipo se debe más a motivos económicos que a motivos técnicos, ya que de nuevo la escasez de recursos limitaba enormemente la capacidad de adquirir el componente en cuestión.

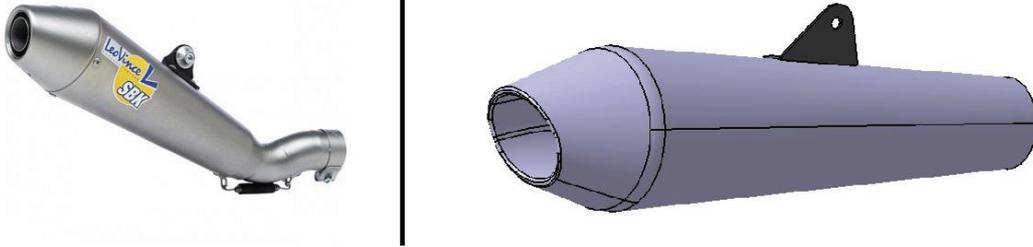


Ilustración 85. Silencioso Leo Vince GP Style EVO II

Además, para este componente en concreto se puede regular el nivel sonoro de la motocicleta en detrimento del rendimiento gracias al sistema comercial conocido como 'dB killer', y que consiste en un componente adicional que puede ser colocado en la salida de humos para disminuir aún más la intensidad de las ondas sonoras. En el caso de no cumplir los invariantes establecidos para la prueba de ruidos, podremos incorporar este componente al prototipo, y reducir aún más el nivel de ruidos que genera el propulsor.



Ilustración 86. 'dB killer'

Por último, comentar que la longitud del silencioso escogido es de 363 mm, lo que nos marca la longitud de tubo que optimiza la entrega de potencia del motor. Teniendo en cuenta que buscamos una longitud de escape de 525 mm, durante el planteamiento de alternativas debemos encontrar ubicación para un tubo de 162 mm, si despreciamos la distancia entre el asiento de la válvula de escape y el inicio del conducto de escape.

## B) ESCAPE RUTEADO BAJO EL PROPULSOR

A la vista de que la longitud del conducto de escape a diseñar es mínima, y de que se dispone de espacio libre en la parte inferior del propulsor, la alternativa más razonable parece ser el rutear el sistema de escape por debajo del mismo, y que la salida de humos se coloque antes del sistema de bieletas, lo cual evita posibles interferencias entre el sistema de escape y suspensión.

En la ilustración 90 puede observarse el boceto de diseño conceptual con el sistema de escape ruteado por debajo del propulsor:



Ilustración 87. Alternativa de escape ruteado bajo el propulsor

Además, debe comprobarse que con esta alternativa es posible cumplir los invariantes de diseño involucrados en la ubicación del sistema de escape. Estos son:

- Ningún componente debe estar situado a menos de 15 mm de los neumáticos, para cualquier punto del recorrido de las suspensiones y para cualquier posición de los reglajes de geometría.

Tal y como se aprecia en la ilustración 91, es posible alcanzar el cumplimiento de este invariante. Hacer notar que esta verificación se hace con los casquillos reguladores del offset de la horquilla de -4 mm, ya que es el reglaje de geometría que más aproxima el colector de escape a la rueda delantera.

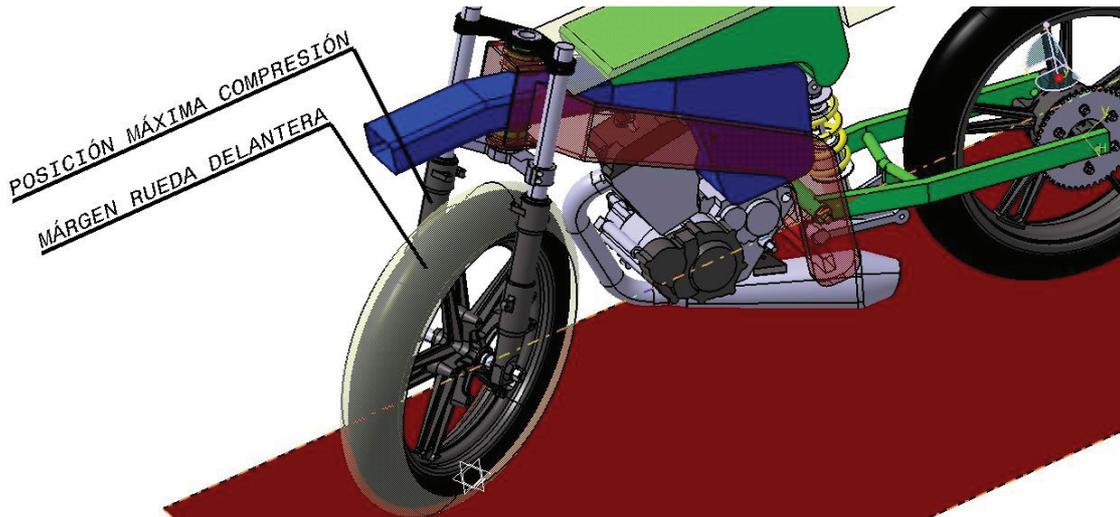


Ilustración 88. Verificación de la distancia de seguridad en torno al neumático delantero con la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor

- La distancia libre al suelo ha de ser de al menos 100 mm, para cualquier posición de compresión de las suspensiones y para cualquier reglaje de geometría.

Aunque durante la fase de diseño preliminar se comprueba que este es un invariante alcanzable, se comprueba que el margen dimensional del que se dispone para ello es muy pequeño; siendo este uno de los principales hándicaps que presenta la adopción de esta alternativa.

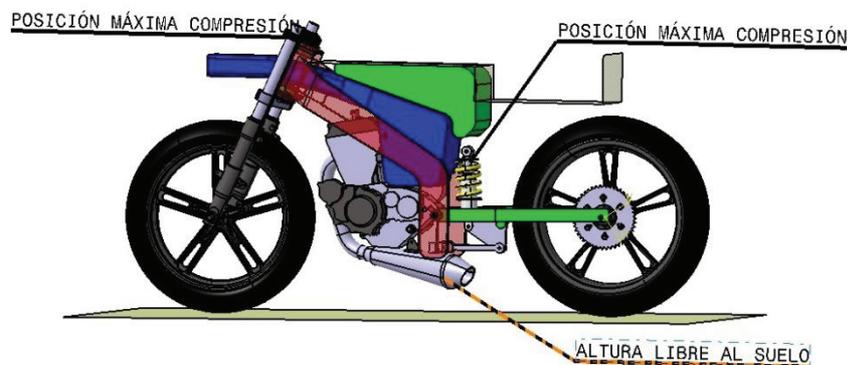
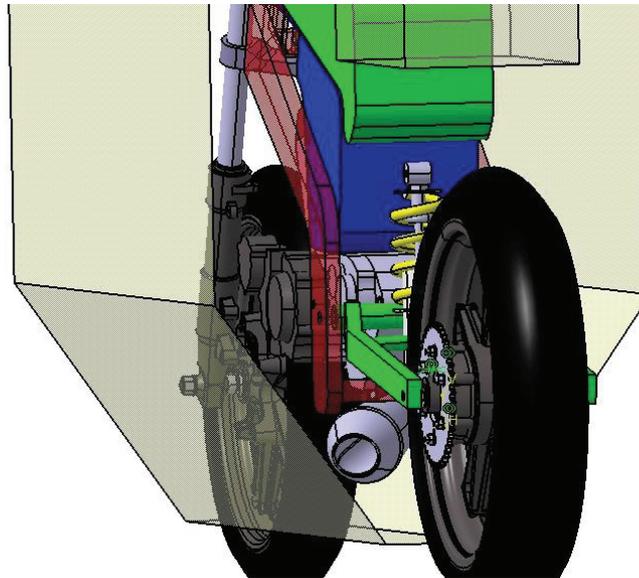


Ilustración 89. Verificación de la altura libre al suelo para la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor

- La motocicleta ha de poder inclinarse al menos 50° lateralmente sin que ningún componente toque el suelo. Se comprueba que esta condición es fácilmente alcanzable.



**Ilustración 90. Verificación del ángulo máximo de inclinación para la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor**

Una vez se ha verificado que pueden conseguirse los invariantes de diseño ruteando el sistema de escape por debajo del motor, se exponen las ventajas y desventajas de la alternativa en cuestión.

RUTEADO CONDUCTO ESCAPE BAJO EL PROPULSOR	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se obtiene un <b>C.d.G.</b> más <b>bajo</b> que con la alternativa C, además de <b>aprovechar</b> el <b>espacio</b> disponible bajo el motor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aunque se ha comprobado que es posible alcanzar el <b>cumplimiento</b> de los <b>invariantes de diseño</b>, existen <b>dificultades</b> para ello dada la escasa disponibilidad de espacio.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>distancia piloto-escape</b> es <b>grande</b>, lo que aumenta el grado de seguridad durante la conducción.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>unión</b> del sistema de escape con el bastidor se presenta más <b>compleja</b> que en otras alternativas.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>dificultad constructiva</b> del escape es <b>menor</b>.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Presenta un grado de <b>accesibilidad mecánica mayor</b> que en otras alternativas, ya que los sistemas están repartidos más homogéneamente en la motocicleta.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• La <b>longitud</b> que presenta el sistema de <b>escape</b> (710 mm en el boceto que ilustra la figura 92) se <b>acerca</b> más a la <b>longitud óptima</b> calculada que la que presenta la alternativa C.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se alejan fuentes de calor de los espacios de ruteado de la <b>instalación eléctrica</b>.</li> </ul>	

**Tabla 122. Ventajas y desventajas para la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor**

### C) ESCAPE RUTEADO SOBRE EL PROPULSOR

Durante el análisis de la alternativa de posicionar el escape por debajo del propulsor, se advierte que el espacio disponible para el mismo es escaso, más aún si tenemos en cuenta que dada la escasa longitud del conducto de escape necesaria es preciso alojar el silenciador en el espacio bajo el motor.

Para paliar estas carencias, el equipo de diseño decide plantear una nueva alternativa en la que el conducto de escape se ubica encima del motor. El boceto ilustrativo de la citada opción es el que se muestra a continuación:



Ilustración 91. Alternativa de escape ruteado sobre el propulsor

RUTEADO CONDUCTO ESCAPE SOBRE EL PROPULSOR	
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Permite conseguir con mayor <b>facilidad</b> el <b>cumplimiento</b> de los <b>invariantes de diseño</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>La <b>longitud</b> que se obtiene (970 mm en la disposición que muestra la ilustración 94) <b>difiere</b> mucho de la <b>longitud óptima calculada</b> para el conducto de escape.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se obtiene un <b>menor nivel de ruido</b>, ya que hay mayor longitud disponible para disipar la energía de las ondas de presión.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Puede aparecer <b>problemas térmicos</b> en la zona del <b>airbox</b>, ya que el conducto de escape ha de pasar por las inmediaciones de este sistema.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se puede <b>utilizar</b> el <b>colector</b> que monta el propulsor en la <b>producción en serie</b>, aunque esto puede presentar grandes <b>dificultades constructivas</b> al soldarlo con otro componente.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>La <b>distancia piloto-escape</b> es <b>reducida</b>, con los problemas de seguridad que esto puede acarrear.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>La <b>unión</b> con el bastidor se antoja más <b>sencilla</b> que en otras alternativas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Se obtiene un <b>C.d.G. alto</b>, además de <b>no aprovechar</b> el <b>espacio</b> disponible bajo el propulsor.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Se pueden presentar <b>problemas de accesibilidad mecánica</b>, al presentarse un diseño muy compacto.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Es necesario tener en cuenta el paso del conducto de escape a la hora de <b>definir la geometría del airbox</b>.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>El calor que desprende el conducto de escape dificulta el <b>ruteado</b> de la <b>instalación eléctrica</b></li> </ul>

Tabla 123. Ventajas y desventajas para la alternativa de escape ruteado sobre el propulsor

## D) MÉTODO DE SELECCIÓN DE IDEAS. ESCAPE \_\_\_\_\_

De la observación de las tablas de ventajas e inconvenientes presentes en el apartado anterior, se deduce que la alternativa más ventajosa es la de posicionar el sistema de escape en el espacio disponible bajo el motor. No obstante, aplicaremos el método de la convergencia programada para comprobar esta suposición, y obtener un valor numérico que nos indique cuánto mejor es la alternativa escogida como DATUM.

PFC	Nº	Requerimiento funcional	Peso	ALT B	ALT C
CONJUNTO	2	Capacidad de aceleración	20.88	DATUM	-
	5	Accesibilidad	15.06		-
	7	Facilidad de puesta a punto	11.96		-
	9	Ergonomía adecuada	9.13		-
	10	Seguridad	33.22		-
	13	Espacio para el ruteado eléctrico	1.27		-
	14	Espacio para el airbox	6.54		-
	15	Espacio para el reenvío	1.94		+
<b>RESULTADOS:</b>				<b>DATUM</b>	<b>-98.06</b>

Tabla 124. Método de selección de ideas para el diseño preliminar del sistema de escape

Tal y como puede observarse en la tabla anterior, la alternativa B, en la que se plantea posicionar el sistema de escape bajo el propulsor, posee un grado de cumplimiento de los requerimientos funcionales mucho mayor que la alternativa B.2.

No obstante, el método de la convergencia programada no tiene en cuenta si es posible alcanzar los invariantes de diseño, y las conclusiones que se obtienen de la aplicación de esta metodología de selección de ideas pueden ser incorrectas. Es por este motivo que a la hora de plantear cada alternativa se ha verificado que es posible cumplir el reglamento a la hora de implementarla.

Se concluye entonces que el prototipo se dotará de un sistema de escape posicionado bajo el propulsor y con un solo silenciador. La geometría definitiva y uniones con el resto de componentes se plantearán durante la fase de diseño en detalle.

### 24.4.5. Alternativas para el sistema de refrigeración \_\_\_\_\_

A la hora de concebir el diseño preliminar del sistema de refrigeración, se plantean alternativas tanto en el número de radiadores como en su posición. Esto da lugar a múltiples combinaciones de las mismas, las cuales es necesario valorar separadamente.

#### A) UTILIZACIÓN DE LOS RADIADORES DE LA YAMAHA WRF250

La primera idea que se planteó en el equipo de diseño es el de implementar en el prototipo el sistema de refrigeración que presenta comercialmente el propulsor. Para ello, se utilizarían los radiadores de que equipa la Yamaha WRF 250, verificando previamente que cumplen con las condiciones impuestas a los mismos en el apartado de prediseño del presente documento.

El citado sistema de refrigeración cuenta con dos radiadores, los cuales presentan las siguientes características:



Ilustración 92. Radiadores Yamaha WR250F

<b>Sección frontal:</b>	275 cm <sup>2</sup>	<b>Espesor:</b>	35 mm
<b>Material:</b>	Aluminio	<b>Anclajes:</b>	Laterales

Se advirtieron las siguientes ventajas y desventajas de la utilización de dos radiadores en el diseño de la motocicleta.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se utiliza el propulsor con el sistema de refrigeración que utiliza en la fabricación en <b>serie</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Presentan <b>menor superficie</b> que un radiador convencional proveniente de una motocicleta de carreras.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Las condiciones de diseño <b>garantizan</b> una <b>refrigeración suficiente</b>, ya que la Yamaha WRF 250 está pensada para rodar a velocidades menores que nuestro prototipo de Moto3.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>La <b>facilidad de puesta a punto</b> se ve afectada, al ser más laborioso el implementar y manipular un sistema de <b>regulación</b> rápida de la <b>superficie del radiador</b>.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Al contar con componentes de menor tamaño que en el caso de un solo radiador, la alternativa presenta una mayor <b>versatilidad</b> en la <b>ubicación</b> de los mismos. Esta versatilidad puede ser interesante para <b>matizar</b> la <b>posición</b> del centro de gravedad global, entre otras funciones.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>En principio se necesitan <b>más conductos</b> de alimentación, lo que hace decaer también la facilidad de puesta a punto. No obstante, la longitud total de los conductos puede ser menor que en otras alternativas, ya que esta depende en última instancia de la posición del radiador</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se sabe que el sistema de refrigeración <b>funciona</b> comercialmente <b>sin vaso</b> de expansión, aunque la implementación de este depende en última instancia de la longitud de los conductos de refrigeración.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>El principal modo de fallo del sistema de refrigeración es la <b>rotura del radiador</b>. Al implementar en serie dos de estos componentes, la <b>probabilidad</b> de esta modo de fallo aumenta sensiblemente; aunque esto depende de nuevo de la posición de los radiadores.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>En principio cabe esperar una <b>menor accesibilidad mecánica</b> y facilidad de puesta a punto, ya que se cuenta con <b>más componentes, uniones, etc.,</b></li> </ul>

Tabla 125. Ventajas/desventajas para la alternativa de utilización de dos radiadores

## B) UTILIZACIÓN DE UN SOLO RADIADOR\_\_\_\_\_

En contraposición a la alternativa de emplear los radiadores que incorpora el propulsor en su producción en serie, se propone implementar un sistema de refrigeración con un único radiador, que es la opción más ampliamente utilizada en motocicletas del segmento en el que nos movemos.

Consultando disponibilidad de radiadores entre los patrocinadores del equipo, se recomendó el empleo del proveniente de la Cagiva Mito 125 c.c., el cual presenta las siguientes características:

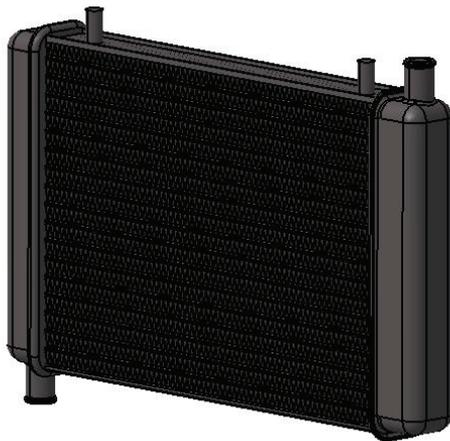


Ilustración 93. Radiador Cagiva Mito 125

• <b>Sección frontal:</b>	54000 mm <sup>2</sup>
• <b>Material:</b>	Aluminio
• <b>Espesor:</b>	30 mm
• <b>Anclajes:</b>	Gran versatilidad en el diseño de los anclajes

El empleo de un solo radiador resta flexibilidad en la adecuación del lay-out, ya que se necesita de un espacio mayor para su ubicación, aunque el equipo de diseño creyó que el grado de consecución de los requerimientos funcionales podría ser mayor con esta alternativa de diseño.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cabe esperar una <b>mayor accesibilidad mecánica</b>, ya que la solución requiere un menor número de componentes, uniones, etc...</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Presenta una <b>menor flexibilidad</b> para la <b>adecuación del lay-out</b> de la motocicleta, al demandar una cantidad de espacio libre mayor que dos radiadores más pequeños.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se espera una <b>mayor facilidad de puesta a punto</b> con esta alternativa, ya que en principio requiere <b>menos longitud</b> de los <b>conductos</b> de refrigeración. No obstante, esta depende en última instancia de la posición relativa del radiador y el propulsor.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Es la <b>solución</b> más <b>comúnmente adoptada</b> en motocicletas de competición.</li> </ul>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• En principio hay una <b>menor probabilidad</b> de fallo del sistema de refrigeración, ya que la <b>rotura del radiador</b> se cree menos probable que si implementamos dos de estos</li> </ul>	

componentes.

- Se puede ser más **selectivo** con la **superficie del radiador**, tanto en términos nominales como en la superficie de regulación.

Tabla 126. Ventajas/desventajas para la alternativa de utilización de un solo radiador

### C) UBICACIÓN DEL RADIADOR EN EL FRONTAL DE LA MOTOCICLETA

En cuanto a la ubicación de los radiadores, la opción más natural y observada en motocicletas comerciales es la de disponerlos en el frontal de la motocicleta, en la parte posterior a la horquilla telescópica.

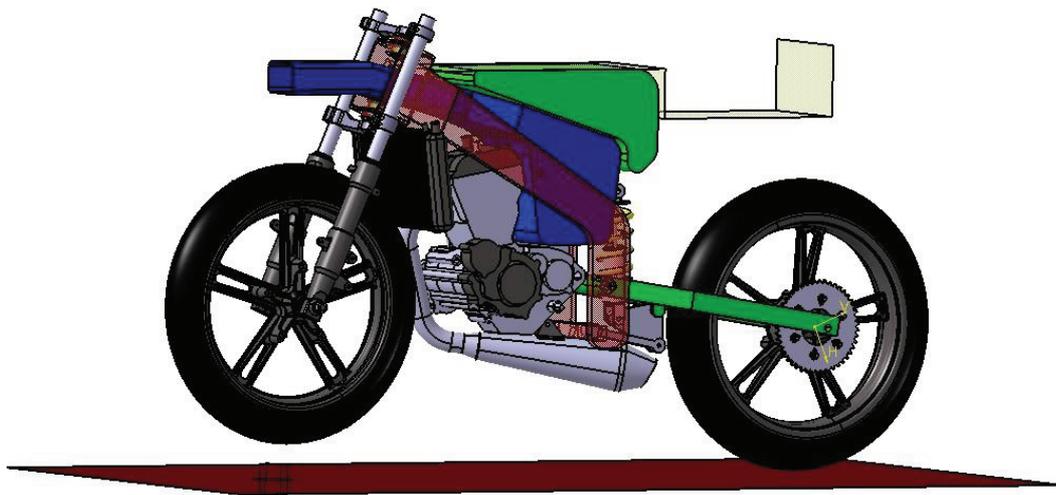


Ilustración 94. Alternativa de posicionamiento de un sólo radiador ubicado en el frontal de la motocicleta

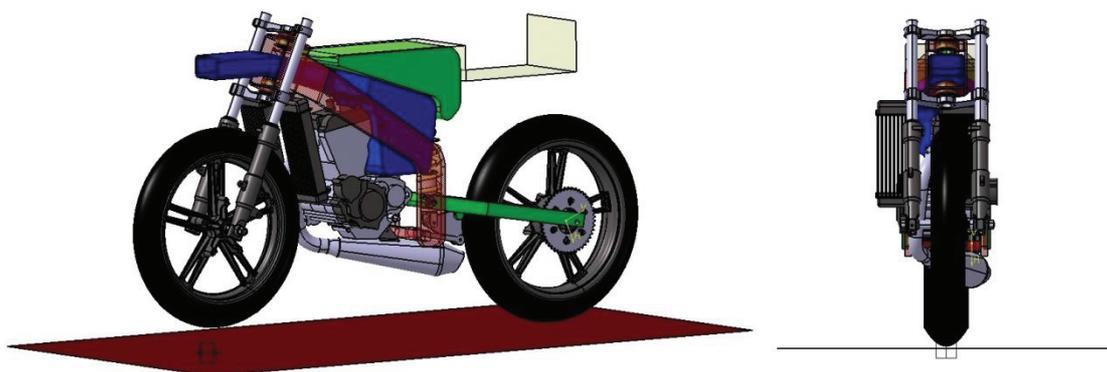


Ilustración 95. Alternativa de posicionamiento de dos radiadores ubicados en el frontal de la motocicleta

Tal y como se puede observar en las ilustraciones 97 y 98, la integración del radiador en el lugar mencionado tiene distinta problemática en función de si escogemos la alternativa de utilizar uno o dos radiadores. Se exponen a continuación los pros y los contras de la utilización de este espacio para el citado componente de la refrigeración.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> <li>Ubicación <b>ampliamente utilizada</b> en motocicletas comerciales y de competición.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><b>Disponibilidad de espacio reducida</b> debido al recorrido de la suspensión delantera. No obstante, esta problemática es de fácil solución implementando la alternativa con doble radiador.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Zona que recibe <b>aire limpio</b> y sin perturbar, con lo que cabe esperar que la refrigeración esté optimizada.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>La disposición que utiliza <b>2 radiadores</b> es <b>asimétrica</b>, y además uno de ellos queda parcialmente oculto tras la horquilla telescópica. Este hecho reduce sensiblemente la capacidad de refrigeración del sistema.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li><b>Conductos de refrigeración relativamente cortos</b>, al situarse el radiador en las cercanías del propulsor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Los <b>radiadores</b> quedan <b>muy expuestos</b> en la zona lateral, de manera que una caída asegura casi por completo el impacto del radiador con el suelo. Esta problemática puede ser solucionada implementando unos topes que eviten el mencionado contacto radiador-suelo.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Lay-out <b>compacto</b>, ya que aprovecha el espacio en gran medida.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><b>Dificultad</b> para el <b>diseño</b> de las <b>uniones</b> con la alternativa que emplea doble radiador.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Los <b>radiadores</b> permanecen <b>alejados</b> de la zona de actividad del <b>piloto</b>.</li> </ul>	

Tabla 127. Ventajas/desventajas para la alternativa de posicionamiento del radiador en el frontal de la motocicleta

## D) UBICACIÓN DEL RADIADOR EN LA ZONA TRASERA DE LA MOTOCICLETA

Con el fin de proponer un mayor número de alternativas para el posicionamiento del radiador o radiadores del sistema de refrigeración, se planteó la posibilidad de implementar el componente en la parte trasera del vehículo <sup>[16]</sup>.



Ilustración 96. Alternativa de posicionamiento del radiador en la parte trasera de la motocicleta

Esta opción para el diseño preliminar del sistema de refrigeración surge de la contemplación de ciertos prototipos de motocicleta en los cuales el radiador va situado en la parte trasera del vehículo, bajo el asiento. Para conseguir canalizar el flujo de aire hasta el componente, el carenado se modifica convenientemente y se aprovecha la zona de bajas presiones que se crea en la zona superior de la rueda trasera.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>Diseño <b>innovador</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Gran <b>complejidad del diseño en detalle</b> en relación a lo sencillo que es la consecución de la funcionalidad.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>El <b>radiador</b> queda situado en una <b>zona protegida</b> de los <b>golpes</b>. Esto aumenta la fiabilidad del sistema de refrigeración.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Una vez se haya realizado el estudio aerodinámico, se necesita una gran <b>precisión</b> en la <b>construcción del carenado</b>.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>En principio hay mayor <b>facilidad de diseño</b> para la <b>unión</b> del radiador, ya que este quedaría envuelto en la estructura que sustenta el asiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Hay una <b>importante gravedad del fallo</b>, tanto durante la fase de diseño en detalle como en la constructiva.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Los <b>cálculos preliminares</b> que se muestran en el apartado de diseño preliminar <b>no reflejan la realidad</b> de esta alternativa, ya que las condiciones de cálculo no son las correctas.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>La alternativa demanda unos <b>conductos de refrigeración</b> relativamente <b>largos</b>, con el detrimento de la facilidad de puesta a punto que esto conlleva.</li> </ul>

Tabla 128. Ventajas/desventajas para la alternativa de posicionamiento del radiador en la parte trasera de la motocicleta

## E) MÉTODO DE SELECCIÓN DE IDEAS. REFRIGERACIÓN \_\_\_\_\_

Como se ha venido haciendo en apartados anteriores, se intentará obtener cual es la combinación de posición del radiador y número de radiadores a emplear con la cual conseguiremos un mayor grado de consecución de los objetivos fijados en el apartado de prediseño.

Para ello se aplicará el método de la convergencia programada, pero antes se presentan todas las posibles combinaciones entre número de radiadores y su posición, con la nomenclatura que se asigna a cada una de ellas:

- F-1:** Un solo radiador colocado en el frontal de la motocicleta.
- F-2:** Dos radiadores ubicados en el frontal de la motocicleta.
- T-1:** Un radiador posicionado bajo el asiento.
- T-2:** Dos radiadores posicionados bajo el asiento.

En un principio, el equipo de diseño consideró que la alternativa de referencia es F-2, por lo que se compararán las funcionalidades de las demás propuestas en relación a esta.

PCF	Nº	Requerimiento funcional	Peso específico (%)	F-1	F-2	T-1	T-2
CONJUNTO	4.	Ausencia de vibraciones/ efectos	4.82	=	DATUM	+	+
	5.	Accesibilidad mecánica	14.57	+		-	-
	6.	Capacidad de refrigeración	2.3	+		-	-
	7.	Facilidad de puesta a punto	11.57	=		-	-
	9.	Ergonomía adecuada	8.83	-		+	+
	10.	Seguridad	32.13	=		=	=
	11.	Aerodinámica adecuada	3.22	=		-	-
	13.	Espacio para el ruteado eléctrico/hidráulico	1.23	+		-	-
	14.	Espacio para el airbox	6.32	=		-	-
ALIM-REF-ESCAPE	11.	Bajas pérdidas en la refrigeración	15.01	+		-	-
<b>RESULTADOS:</b>				<b>+24.28</b>	<b>DATUM</b>	<b>-40.57</b>	<b>-40.57</b>

Tabla 129. Método de selección de ideas para el diseño preliminar del sistema de refrigeración

Así, tras aplicar el método de selección de ideas, se advierte que la opción más conveniente para nuestros intereses es la alternativa F-1, posicionando un solo radiador en el frontal de la motocicleta.

Como curiosidad comentar que los valores obtenidos en las comparaciones para las alternativas T-1 y T-2 son iguales. Esto es así porque en principio no hay diferencias entre incorporar un solo radiador bajo el asiento o dos más pequeños, al disponerse de espacio suficiente para ambos.

## F) DECISIONES EN TORNO AL VASO DE EXPANSIÓN \_\_\_\_\_

Una vez se conoce la naturaleza del conjunto del sistema de refrigeración, es el momento de discutir si la implementación de un vaso de expansión de refrigerante es necesaria. Como ya se discutió en el cálculo del volumen de vaso de expansión necesario (parámetro funcional número 9 en el PCF de refrigeración-alimentación-escape), la cantidad de volumen de expansión que se necesita es muy pequeña comparada con el volumen nominal de refrigerante con el que trabaja el circuito.

Así, con la longitud de conductos de refrigeración que exige la alternativa T-1, se considera que el prototipo portará entre 1 L y 1.5 L de refrigerante, y por tanto el volumen de expansión supone entre un 0.05% y un 0.033% del volumen total de refrigerante.

No obstante, se propondrán una serie de pros y contras en la utilización de un vaso de expansión en nuestro prototipo:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>La existencia del vaso de expansión aumenta el grado de <b>seguridad</b> del sistema de refrigeración.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>La <b>accesibilidad mecánica</b> se ve ligeramente afectada, ya que se integra un mayor número de componentes, uniones, etc...</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>La existencia de dicho depósito hace que las maniobras con el líquido refrigerante sean más sencillas, ya que no es necesario preveer un volumen de aire en el llenado del circuito. Esto mejora en cierto grado la <b>facilidad de puesta a punto</b>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Los <b>conductos</b> son necesariamente <b>más largos</b> si incorporamos un vaso de expansión, ya que es necesario conectar este con el circuito del refrigerante.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Es necesario construir u <b>obtener un depósito</b> que aguante las condiciones de presión demandadas, además de cumplir ciertas condiciones dimensionales para su ubicación.</li> </ul>

Tabla 130. Ventajas/desventajas para la utilización de vaso de expansión

Finalmente, a la vista de la magnitud de volumen de expansión demandada y de las ventajas e inconvenientes de la implementación de un vaso de expansión, el equipo de diseño decidió prescindir de él.

A cambio, durante el llenado del sistema de refrigeración será necesario prestar atención para proveer el circuito de un pequeño volumen de aire que actúe paliando las variaciones de presión. Como se comenta en la tabla 127, este hecho perjudica a la facilidad de puesta a punto, aunque no en gran medida al no ser muy habituales las maniobras de llenado y vaciado del líquido refrigerante.

A cambio se obtienen importantes ventajas en el diseño y constructivas, al contar con un menor número de componentes implicados en el mismo.

## 25. Diseño preliminar de los elementos ergonómicos

En la fase de diseño preliminar de los sistemas y subsistemas con funciones ergonómicas trataremos de caracterizar y posicionar los siguientes componentes:

- **Estriberas:** La posición de las estriberas viene marcada por la ergonomía del piloto, de manera que según lo expuesto en los cálculos preliminares (apartado 18), estamos en disposición de situarlas en el plano OXZ. No obstante, el posicionamiento a lo largo del eje OY deberá realizarse cuando se conozca la anchura definitiva del basculante, aunque sin perder de vista la ergonomía del piloto.
- **Reenvío del cambio:** Una vez se han situado las estriberas, en principio es posible realizar los primeros cálculos y bocetos del mecanismo del reenvío del cambio, el cual se considerará plano durante su dimensionamiento.

No obstante, el integrador consideró oportuno postponer el diseño del citado subsistema hasta la fase de diseño en detalle, ya que no se conocen las geometrías definitivas de bastidor y basculante. Aun así, es necesario recordar a los distintos

diseñadores la demanda de espacio, y comprobar si la ventaja mecánica que presenta el mecanismo se aleja o no de las habituales en las motocicletas.

- **Subchasis-colín:** Al conocer la posición del asiento gracias al estudio ergonómico realizado en la fase de prediseño, es posible situar el colín de la motocicleta, y por tanto concebir la naturaleza del subchasis que lo sustentará.

A pesar de ello, de nuevo nos encontramos con la problemática de no conocer la geometría definitiva del bastidor, y por tanto no se está en disposición de diseñar el subchasis en las inmediaciones de este componente.

Por todos los motivos expresados anteriormente, en la fase de diseño preliminar se decide posicionar únicamente el colín, con el fin de ir reservando espacio para ciertos componentes; mientras que el subchasis se diseñará en etapas posteriores, cuando se conozca definitivamente el bastidor del prototipo.

### 25.1. Elección y posicionamiento de las estriberas

El primer paso a dar antes del posicionado de las estriberas es el de decidirse por la adquisición de unas estriberas comerciales o bien el diseño y fabricación de las mismas. El equipo de diseño decidió que la opción más recomendable era la de implementar un conjunto de estriberas comerciales, y diseñar, en el caso en el que fuese necesario, un nuevo componente que posicionara estas en la ubicación deseada. Esta decisión fue tomada en base a dos criterios:

- El diseño y fabricación del conjunto de estriberas es complejo, ya que supone un mecanismo en el cual se debe asegurar la movilidad de los componentes, lo que presenta cierta complejidad durante los procesos antes mencionados.
- Los puntos o zonas de unión que presentan los componentes comerciales están concebidos para ser utilizados sobre un modelo de motocicleta en concreto, lo que dificulta en gran medida la implementación en nuestro diseño. Por este motivo, el concebir un soporte para las mismas aporta gran flexibilidad, y es posible trabajar sobre las funcionalidades que nos interesan para el mismo.

A cambio, cabe esperar un mayor peso en el conjunto, y un mayor número de piezas y uniones a diseñar.

Tras contactar con la red de proveedores del equipo, se dispuso de un conjunto de estriberas-soportes provenientes de una Metrakit PreGP 125, el cual presenta el aspecto que se aprecia en la ilustración 101.



Ilustración 97. Ejemplo de posicionamiento de estriberas mediante un componente intermedio

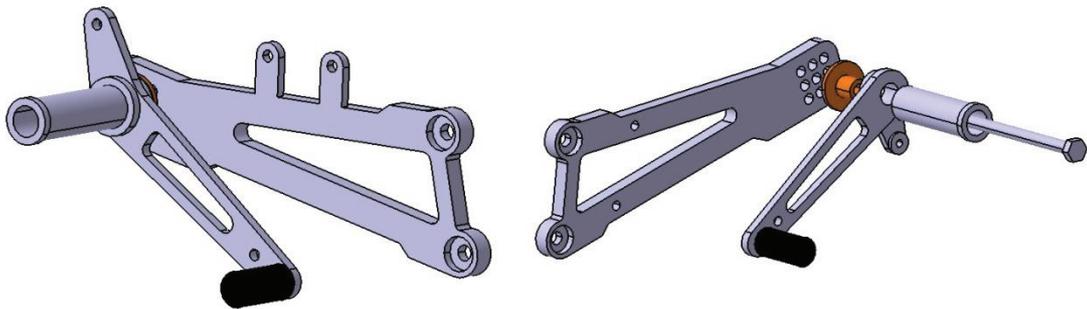


Ilustración 98. Estriberas Metrakit Pre-GP 125

Y una vez se seleccionó el modelo de estriberas del que dispondría el prototipo, se posicionó en la ubicación escogida durante el estudio ergonómico realizado en el apartado de prediseño. El resultado es el que muestra la ilustración 102.

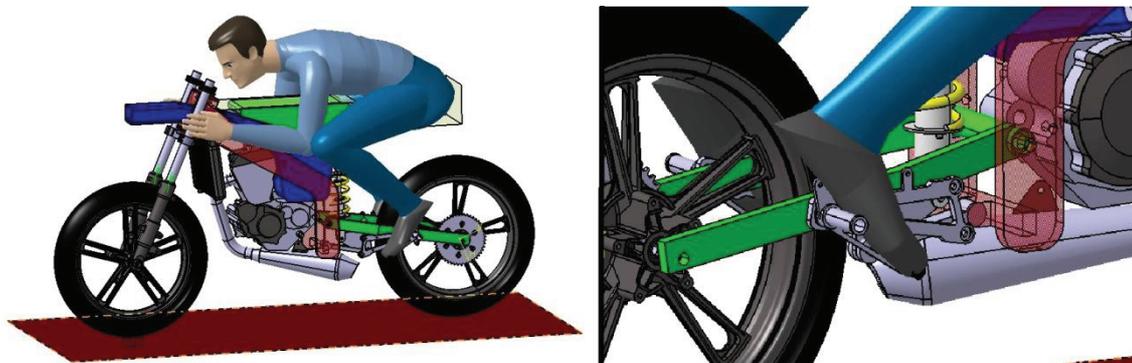


Ilustración 99. Posicionamiento de las estriberas en función de la ergonomía del piloto

## 25.2. Diseño preliminar del mecanismo del reenvío del cambio

Tal y como se ha comentado en el apartado introductorio, en este punto del diseño no se está en condiciones de diseñar el mecanismo de reenvío del cambio, al no conocerse la geometría final de bastidor y basculante. No obstante, en integrador decidió hacer una primera estimación de la geometría y dimensiones del citado mecanismo, con el fin de establecer unos objetivos para el funcionamiento del mismo y recordar al resto de diseñadores las demandas de espacio que se plantean.

Para poder llevar a cabo estas acciones, el equipo fijó unas condiciones de diseño encaminadas a caracterizar el funcionamiento del citado sistema, y que se muestran en la tabla 128.

CONDICIONES DE DISEÑO para el mecanismo REENVIO DEL CAMBIO	
•	El <b>accionamiento</b> del cambio ha de ser de naturaleza <b>invertida</b> , tal y como se observa en las motocicletas de competición. Esto tiene ventajas ergonómicas durante los cambios de marcha en situaciones mucha inclinación, ya que dificulta el contacto del pie del piloto contra el suelo
•	<b>Fuerza de accionamiento:</b> Como objetivo para la fuerza de accionamiento del cambio se fija la fuerza que es necesario ejercer en la Yamaha WRF 250, que es la motocicleta en la que se utiliza el propulsor comercialmente.
•	<b>Recorrido:</b> Como objetivo para el recorrido del accionamiento se fija también un recorrido similar al que presenta la Yamaha WRF 250.

Tabla 131. Condiciones de diseño para el mecanismo del reenvío del cambio

En cuanto a la primera de las condiciones de diseño, se observa que utilizando el componente de longitud  $L_3$  no es posible concebir un mecanismo del cambio invertido por motivos de falta de espacio, tal y como se muestra en la ilustración 103.

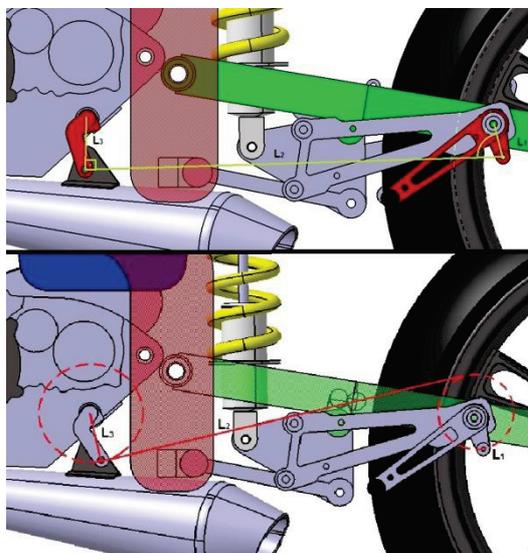


Ilustración 100. Alternativas de diseño conceptual para el mecanismo del reenvío del cambio

Para paliar este problema, se propone implementar una solución en la palanca de accionamiento del cambio, que nos permitirá aprovechar el componente  $L_3$ , proporcionado por la organización. Asumiendo esta condición, el diseño preliminar del mecanismo del reenvío del cambio puede observarse en la ilustración 104.

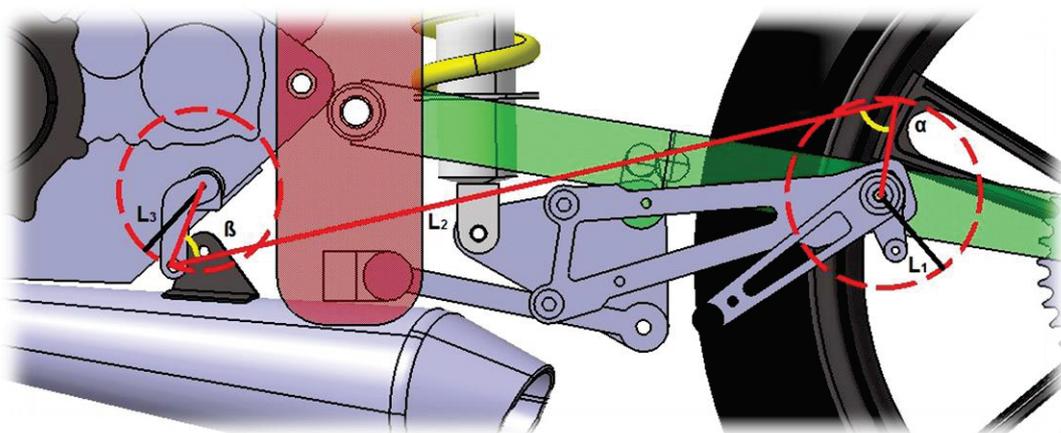


Ilustración 101. Diseño conceptual del mecanismo del reenvío del cambio

Para resolver las condiciones de diseño que se refieren al recorrido y fuerza de accionamiento del mecanismo, en el Anexo 15 se obtienen las ecuaciones que caracterizan estos parámetros, tanto en la motocicleta de referencia (la Yamaha WRF 250) como para el mecanismo conceptual del prototipo de Moto 3. Estas ecuaciones se recogen en las tablas 129 y 130 adjuntas, junto con la traducción analítica de ambas condiciones de diseño:

Comparativa de RECORRIDOS del accionamiento del cambio	
• Yamaha WRF 250	$\alpha_{eje} = 10.75 \cdot Desp_{PEDAL}$
• Moto 3	$\theta_{EJE} = \frac{1}{a} \cdot \frac{L_1}{L_3} \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot Desp_{PEDAL}$
CONDICIÓN DE DISEÑO	$\frac{1}{a} \cdot \frac{L_1}{L_3} \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta = 10.75$

Tabla 132. Conclusiones del estudio cinemático preliminar del mecanismo de reenvío del cambio

Comparativa de FUERZAS DE ACCIONAMIENTO del cambio	
• Yamaha	$M_{EJE} = 0.093 \cdot F_{PILOTO}$
• Moto 3	$M_{EJE} = \frac{L_3}{L_1} \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \cdot a \cdot F_{PILOTO}$
CONDICIÓN DE DISEÑO	$\frac{L_3}{L_1} \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \cdot a = 0.093$

Tabla 133. Conclusiones del estudio dinámico preliminar del mecanismo de reenvío del cambio

Se deben escoger los valores de  $L_1$ ,  $\alpha$  y  $\beta$  que permitan conseguir las condiciones de diseño anteriores. Destacar que la longitud de  $L_2$  quedará fijada cuando se escojan los valores de los otros 3 parámetros.

No obstante, ya que la elección de alguno de estos 3 parámetros puede desembocar en problemas dimensionales durante la fase de diseño en detalle del mecanismo del reenvío del cambio, se decide dejar planteada la relación entre parámetros que nos permite alcanzar las condiciones de diseño impuestas. Así, se podrá decidir el valor de estos cuando se conozca más en detalle la disponibilidad de espacio en torno al mecanismo en cuestión.

La citada relación entre parámetros que nos permite conseguir las condiciones de diseño impuestas es la que indican las ecuaciones 25.1 y 25.2

$$\begin{cases} L_1 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta = 0.07114 & \text{ecuación 25.1} \\ \frac{1}{L_1} \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = 14.053 & \text{ecuación 25.2} \end{cases}$$

### 25.3. Posicionamiento del asiento

Tal y como se comentó al inicio del apartado, durante la fase de diseño preliminar el diseñador no consideró adecuado destinar recursos al subchasis, y se prefirió concebirlo durante la fase de diseño en detalle. No obstante, sí que se tomaron ciertas decisiones en torno a la naturaleza y posicionamiento del asiento.

Tras consultar la disponibilidad de componentes entre los colaboradores habituales del equipo, se comprobó que la opción más económica para la adquisición de un asiento era la de realizar una copia del colín de una Honda RS 125 c.c., y que es el que se incorporó en el prototipo diseñado para la anterior edición. Al estar esta copia fabricada en fibra de vidrio multidireccional y contar con los recursos humanos necesarios para ello, se podrán introducir modificaciones posteriores con el fin de alcanzar el cumplimiento de los invariantes y requisitos funcionales del diseño. El aspecto que presenta el componente en cuestión es el que se aprecia en la ilustración 105.



Ilustración 102. Colín Honda RS 125

Para comprobar el cumplimiento de los objetivos de diseño mencionados en el párrafo anterior, se posiciona el colín en el software de CAD en la posición indicada en el PCF correspondiente al conjunto. El resultado es el que se muestra en la ilustración 106.

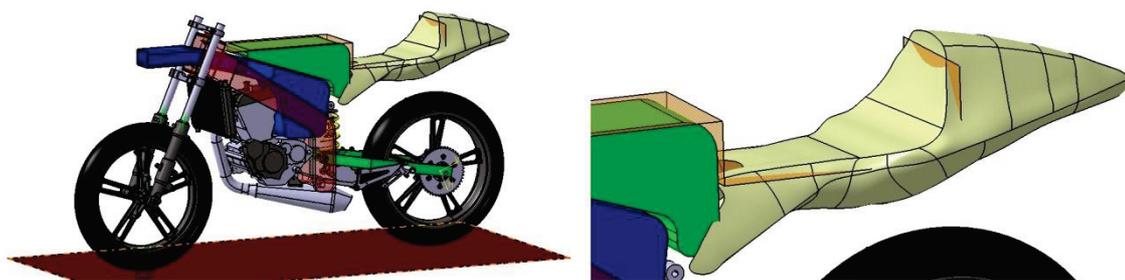


Ilustración 103. Posicionamiento del colín según los requisitos fijados en la fase de prediseño

En la tabla 131 se verifica además el cumplimiento de los invariantes y requerimientos implicados en la operación en cuestión:

INVARIANTES/REQUISITOS DE DISEÑO	LÍMITE	COMPROBACIÓN
• Altura existente entre el asiento y el colín	MAX 150 mm	142 mm
• Anchura del asiento	MAX 400 mm	319 mm
• Distancia tangente vertical rueda trasera-colín	MAX 0 mm	36 mm

• Altura del asiento	700 mm	700 mm
• Distancia horizontal interfase joroba-asiento	850 mm	850 mm
• Distancia final del asiento	1250 mm	1255 mm

Tabla 134. Verificación de los invariantes de diseño involucrados en la implementación del colín

Se comprueba que con el colín que se dispone es posible conseguir los objetivos prefijados, a excepción del invariante que limita la longitud del prototipo por detrás de la tangente de la rueda trasera. Por este motivo, se encargó al fabricante del colín que redujese la longitud de este en la zona final del mismo, con el objetivo de no perjudicar el cumplimiento del resto de invariantes y requerimientos.

## 26. Diseño preliminar del sistema de frenado

El diseño preliminar del sistema de frenado del prototipo tiene como objetivo realizar las decisiones pertinentes en cuanto a la elección de los componentes del mismo, así como de realizar un pequeño balance de alternativas para los componentes de diseño propio.

### 26.1. Subsistema de frenado delantero

#### 26.1.1. Componentes del sistema de freno delantero

Los componentes que se incorporarán para el subsistema de freno delantero son en parte proporcionados por la organización y los proveedores habituales del equipo, y en parte de diseño propio. Se presenta a continuación cada uno de ellos:

- **Bomba de freno y accionamiento:** El accionamiento y bomba hidráulica del subsistema de frenado son proporcionados por la organización, pudiendo consultar su ficha de características técnicas en el Anexo 5 del presente documento.

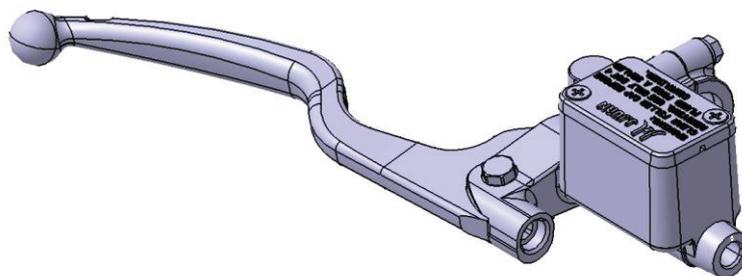


Ilustración 104. Mecanismo de accionamiento del subsistema de freno delantero

La incorporación del este componente fija el accionamiento del freno en la mano derecha del piloto, mediante una bomba de freno de accionamiento tangencial.

- **Disco de freno:** Los discos de freno son componentes exentos de reglamentación, por lo que existe cierta libertad para su elección. No obstante, al ser la utilización de la llanta delantera y los componentes de freno seleccionados un invariante del diseño fijado por el reglamento, si que existen limitaciones indirectas para la elección del disco de freno delantero. Estas limitaciones se muestran en la tabla 132.

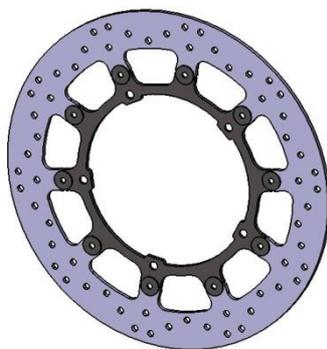
LIMITACIONES impuestas por la utilización de la LLANTA		
• N° Agujeros unión llanta:	5	Anexo 8
• Diámetro de la base del disco:	155 mm	
• Diámetro de los centros de los agujeros:	170 mm	
LIMITACIONES impuestas por la utilización de la PINZA DEL FRENO		
• Espesor del disco:	3mm - 4.5 mm	Anexo 5
• Diámetro exterior máximo:	Máx 320 mm	
• Flotabilidad:	Disco Flotante	
LIMITACIONES impuestas por la utilización del CJTO. BOMBA-PINZA		
• Relación diámetro-fuerza de frenado:	Tabla 70	Apartado 12

Tabla 135. Limitaciones para la elección del disco de freno delantero

A la vista de las limitaciones existentes, el integrador consideró que la elección que más condiciona la funcionalidad del subsistema de frenado delantero es la del diámetro del disco, ya que como se estudió en el apartado 12 de los cálculos preliminares, este es el parámetro determinante en la fuerza que el piloto ha de ejercer sobre el accionamiento del freno.

Ante la incertidumbre de la magnitud de esta fuerza de accionamiento, se decidió tomar una decisión conservadora, e incorporar el disco de mayor tamaño que admite la pinza de freno. Así, con un disco de freno de diámetro exterior 320 mm (143.5 mm de radio efectivo, a la vista de las dimensiones de las pastillas de freno), el piloto ejercerá una fuerza sobre la maneta de freno de 36.5 N, lo que parece una magnitud aceptable.

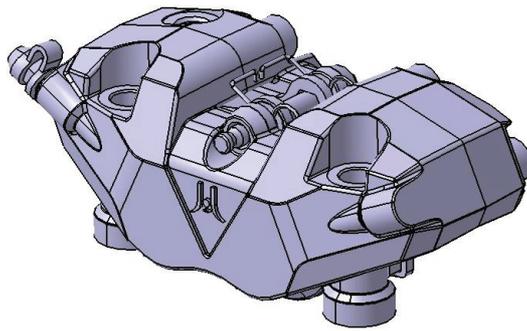
Finalmente, y tras proporcionar las limitaciones para el disco de freno delantero al proveedor correspondiente, se consiguió un componente con las características que se indican a continuación:



• Diámetro exterior:	320 mm
• Radio efectivo:	143.5 mm
• Espesor:	4 mm
• Naturaleza:	Flotante

Tabla 136. Características principales del disco de freno delantero

- **Pinza de freno:** De nuevo, la pinza de freno es un componente proporcionado por la organización, y cuyas características técnicas pueden ser consultadas en el Anexo 5 del presente documento.



**Ilustración 105. Pinza del subsistema de freno delantero**

No obstante, la pinza de freno delantero de la que se dispone es una pinza de anclaje radial, mientras que la parte fija del mecanismo (la botella de la horquilla telescópica en este caso) presenta únicamente posibilidad de anclaje para una pinza axial.



**Ilustración 106. Posicionamiento preliminar de los componentes del subsistema de freno delantero**

Así, se pone de manifiesto la necesidad de concebir un componente de unión pinza-horquilla de diseño propio, actividad que será desarrollada durante las fases de diseño preliminar y diseño conceptual.

### 26.1.2. Balance de alternativas para el soporte de la pinza de freno delantera

Una vez se han presentado los componentes principales del subsistema de freno delantero, se procederá a integrar los mismos en el diseño del prototipo.

El principal problema que surge durante este proceso es que la pinza de freno proporcionada por la organización es de anclaje radial, mientras que la horquilla telescópica a utilizar presenta facilidades para la incorporación de una pinza de anclaje axial. Para comprender mejor ambas tipologías de anclaje y los motivos de su existencia, se adjunta la tabla 134 con una comparativa entre ambas.

PINZA DE ANCLAJE AXIAL	PINZA DE ANCLAJE RADIAL
	
<p>Las pinzas de freno de <b>anclaje axial</b> se caracterizan por tener el eje de los tornillos de unión en dirección axial al plano que define el disco de freno.</p>	<p>En las pinzas de <b>anclaje radial</b>, los pernos de anclaje se disponen en un plano paralelo al del disco de freno.</p>
<p>Las <b>pinzas de anclaje radial</b> son pinzas de nueva generación, y presentan ciertas <b>ventajas</b> respecto a las axiales, que son más acusadas cuanto mayor es la potencia de frenado que se demanda a la motocicleta. Entre estas ventajas pueden citarse:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Mayor rigidez de la fijación de la pinza, ya que esta queda sujeta por sus dos extremos.</li> <li>▪ Mayor precisión en el ataque de la pinza y los pistones al disco, derivado de esta mayor rigidez en la unión.</li> <li>▪ Mejor aislamiento de la horquilla de las fuerzas que ejerce la pinza al frenar.</li> <li>▪ Eliminación de las fuerzas axiales producidas por las pinzas convencionales en las frenadas.</li> </ul>	

Tabla 137. Comparativa entre pinza de freno de anclaje axial y pinzas de freno de anclaje radial

Además se debe tener en cuenta que el disco de freno escogido es de naturaleza flotante, de manera que la superficie de frenado presenta cierta movilidad respecto a la parte fija a la llanta, y permite cierta holgura que es empleada en paliar las deformaciones mecánicas y térmicas de los componentes del subsistema. De esta manera, se consigue una mejor adaptación entre pastilla y disco a la hora de frenar.

Según lo expuesto en el párrafo anterior, la unión entre horquilla y pinza de freno debe ser lo más rígida posible, ya que el encargado de paliar estas pequeñas deformaciones es el disco de freno.

Comenzando entonces con el proceso de diseño preliminar del componente de unión pinza-horquilla, se calculan las solicitaciones y reacciones a las cuales está sometido dicho soporte. El cálculo detallado puede consultarse en el Anexo 16 del presente documento.

Una vez se han obtenido las solicitaciones del componente a diseñar, se plantean dos alternativas distintas para el diseño del mismo, con el fin de obtener una aproximación a las reacciones que estos sufrirán, y decidir cuál de las dos es mejor desde el punto de vista estructural.

ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
	
<p>La alternativa 1 nace de la adaptación del soporte de una pinza de freno radial a nuestro prototipo.</p>	<p>La alternativa 2 es la solución correspondiente a implementar una pinza de freno axial.</p>

Tabla 138. Alternativas de diseño para el soporte de la pinza de freno delantera

Se recoge en la tabla 137 las reacciones que surgen en los apoyos tanto de la alternativa 1 como de la alternativa 2:

ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
$H_A=416.2 \text{ N}$	$H_A= 0 \text{ N}$
$V_A=4455.9 \text{ N}$	$V_A= -4214 \text{ N}$
$H_B=416.2 \text{ N}$	$M_A= -144.12 \text{ Nm}$
$V_B=617.1 \text{ N}$	

Tabla 139. Reacciones en los apoyos para las distintas alternativas del soporte de la pinza de freno delantera

A la vista del valor de las reacciones en los apoyos, se escogió como mejor alternativa de diseño la alternativa 1. Para ello se aportan los siguientes motivos:

- La mayor de las reacciones en los apoyos se da sobre el eje de la rueda delantera, que es un componente de diseño propio y puede dimensionarse a tal efecto. En la alternativa 2, las reacciones se localizan en la botella de la horquilla telescópica, cuya resistencia es incierta por ser un componente proporcionado por la organización.
- La mayor de las solicitaciones en la alternativa 1 tiene un valor similar a la homóloga de la alternativa 2, pero el momento en el apoyo de esta última alternativa es excesivamente elevado. Este es uno de los motivos por los que surgió la alternativa 1, para que el momento de frenado fuese absorbido por el apoyo B, al tener este mejores condiciones geométricas para hacerlo.

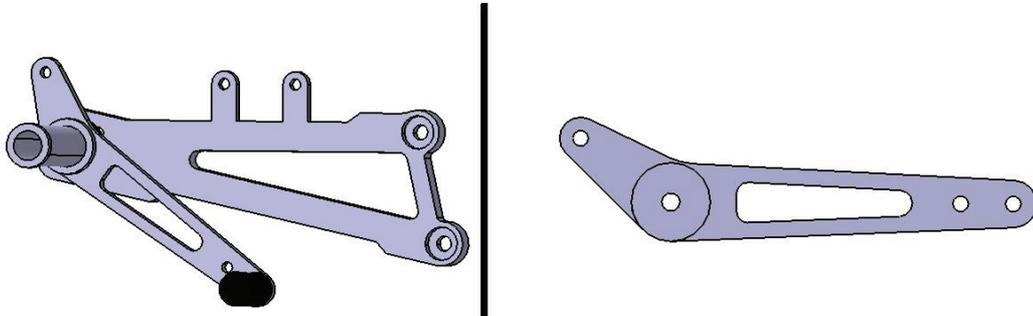
## 26.2. Subsistema de frenado trasero \_\_\_\_\_

### 26.2.1. Componentes del sistema de freno trasero \_\_\_\_\_

En el caso del subsistema de freno trasero, existen también ciertos componentes que han sido proporcionados por la organización de la competición, mientras que otros han sido proporcionados por la red de proveedores del equipo Upna Racing. Se presenta a continuación cada uno de los mismos, exponiendo algunas de sus características y el motivo por el cual han sido seleccionados.

- **Accionamiento del freno trasero:** El accionamiento del freno trasero es uno de los componentes que son de libre elección según el reglamento de la competición, aunque en el caso que nos atañe fue proporcionado con el conjunto de estribos y estriberas.

Siendo así, al conocer la geometría completa de la palanca de accionamiento, se puede obtener el ratio de ampliación de la fuerza que este introduce en el sistema.

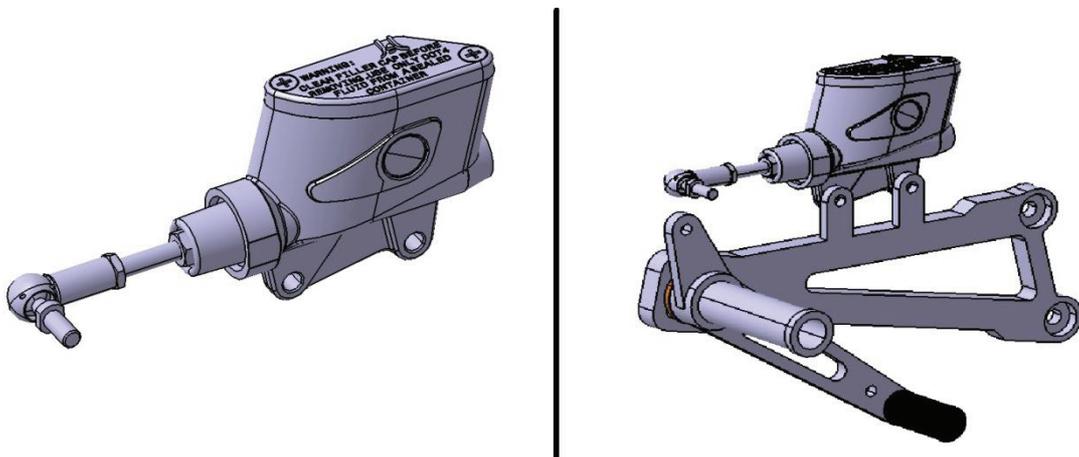


**Ilustración 107. Mecanismo de accionamiento del subsistema de freno trasero**

De la consulta de las características dimensionales del mismo, y suponiendo que el piloto ejerce la fuerza de frenado en la dirección normal al brazo de palanca mayor, se advierte que el ratio de ampliación de la fuerza que introduce la palanca en el subsistema de freno trasero es de 5.4.

Esta información será determinante en la elección del diámetro de disco de freno trasero, junto con el estudio realizado para el freno trasero en el apartado 13.

- **Bomba de freno trasera:** La bomba del subsistema de frenado trasero es proporcionada por la organización y sus características pueden ser consultadas en el Anexo 5 del presente documento.



**Ilustración 108. Bomba hidráulica del subsistema de freno trasero**

A la vista de las características constructivas, la ubicación del citado componente está predestinada a ser el soporte de la estribera que sustenta la palanca del freno. Además, se comprueba que la distancia entre los agujeros destinados a la unión es la misma en ambos componentes, lo que facilitará enormemente el proceso de diseño en detalle del subsistema de freno trasero.

- **Pinza de freno trasera:** La pinza de freno es también un componente facilitado por la organización, y cuyas características técnicas y dimensionales aparecen reflejadas en el Anexo 5.

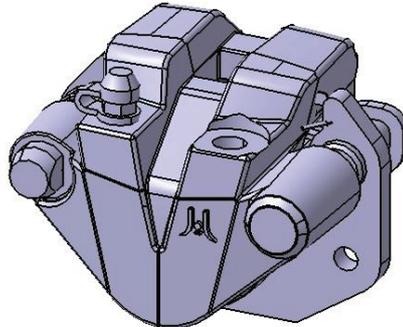


Ilustración 109. Pinza del subsistema de freno trasero

Al contrario con lo que ocurre con el freno delantero, la pinza trasera es flotante para permitir el juego necesario entre disco y pastilla, que es recomendable para paliar deformaciones térmicas en el conjunto y mantener la mordida óptima. Según este razonamiento, se deduce que la unión pinza de freno-soporte deberá ser lo más rígida posible, ya que los citados movimientos de adaptación son realizados por la propia pinza.

- **Disco de freno trasero:** Al igual que sucede con el disco de freno delantero, la elección del disco trasero no está regida por el reglamento de la competición, aunque al ser la utilización de las llantas y los componentes del sistema de frenado un invariante de diseño, para la elección de este quedan impuestas ciertas limitaciones de forma indirecta. Estas se recogen en la tabla 136 adjunta:

LIMITACIONES impuestas por la utilización de la LLANTA			
• <b>Nº Agujeros unión llanta:</b>	5	Anexo 8	
• <b>Diámetro de la base del disco:</b>	102 mm		
• <b>Diámetro de los centros de los agujeros:</b>	120 mm		
LIMITACIONES impuestas por la utilización de la PINZA DEL FRENO			
• <b>Espesor del disco:</b>	3 mm – 4 mm	Anexo 5	
• <b>Diámetro exterior máximo:</b>	260 mm		
• <b>Flotabilidad:</b>	Disco NO flotante		
LIMITACIONES impuestas por la utilización del CJTO. BOMBA-PINZA-PEDAL			
• <b>Relación diámetro-fuerza de frenado:</b>	Ecuación 13.16	Apartado 13	

Tabla 140. Limitaciones para la elección del disco de freno trasero

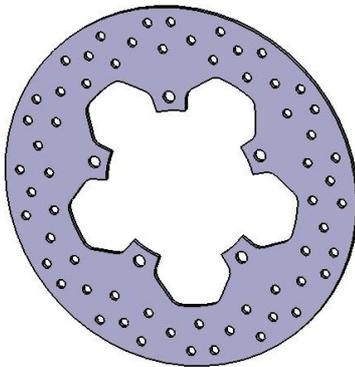
En el estudio que se realizó en el apartado 13 sobre la relación entre la fuerza que el piloto ha de ejercer sobre el pedal de freno y el diámetro del disco, no se conocía el ratio de amplificación de la fuerza que introducía la palanca de freno, parámetro que ahora estamos en disposición de incluir al conocer la geometría final del citado componente.

Se muestra en la tabla 137 la citada relación actualizada con la inclusión del citado parámetro.

D <sub>EXTERIOR</sub> (mm)	R <sub>EFFECTIVO</sub> (mm)	F <sub>PILOTO</sub> (N)
160	65	47,7
180	75	41,3
200	85	36,5
220	95	32,6
240	105	29,5
260	115	27,0

Tabla 141. Relación entre el diámetro exterior del disco de freno trasero y la fuerza ejercida por el piloto sobre el accionamiento

A la vista de los resultados de la tabla anterior, y tras consultar los tamaños de disco de freno de motocicletas de referencia, se optó por integrar en el diseño un disco proporcionado por el fabricante NG, el cual presenta las características constructivas que se adjuntan:



• <b>Diámetro exterior:</b>	180mm
• <b>Radio efectivo:</b>	75 mm
• <b>Espesor:</b>	3 mm
• <b>Naturaleza:</b>	NO flotante

### 26.2.2. Diseño preliminar del soporte de la pinza del freno trasera

Para el diseño preliminar del componente de unión de la pinza de freno trasera con la estructura resistente de la motocicleta, se establecen en primer lugar los objetivos funcionales que este ha de cumplir. Estos se plasman en la tabla 138 adjunta:

CONDICIONES de diseño para el SOPORTE de la PINZA del FRENO TRASERA
<ul style="list-style-type: none"> <li>El componente debe dotar a la <b>unión</b> pinza de freno-estructura resistente de la <b>mayor rigidez posible</b>, ya que las holguras de compensación de los esfuerzos térmicos y mecánicos durante la frenada son aportadas por la naturaleza flotante de la pinza de freno.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>El componente debe <b>permitir el desplazamiento</b> de la <b>pinza de freno respecto a la estructura resistente</b> del vehículo, para permitir las maniobras de tensado y destensado de la cadena; las cuales hacen variar la posición relativa del disco de freno y la estructura. Destacar además que este desplazamiento debe ser en la <b>misma dirección</b> que el margen de <b>regulación</b> para la <b>tensión</b> de la <b>cadena</b>, ya que si no se introducirían variaciones angulares en la posición relativa disco-pinza de freno.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>La <b>pinza de freno</b> ha de moverse <b>solidaria</b> al <b>disco</b> durante las maniobras de tensado y destensado de la cadena.</li> </ul>

Tabla 142. Condiciones de diseño para el soporte de la pinza de freno trasera

De la contemplación de los objetivos de diseño para el componente, y tras consultar la naturaleza de los soportes que integran las motocicletas de referencia del sector, se proponen los siguientes apoyos para el soporte de la pinza de freno trasera:

- Un apoyo articulado con respecto al eje de la rueda trasera, lo que asegura que la posición relativa entre disco y pinza permanece siempre constante.
- Un apoyo deslizante entre el soporte y el basculante, que permita el desplazamiento entre ambos componentes para paliar los efectos del tensado de la cadena. Como ya se ha comentado en la anterior, para que la posición de la pinza respecto al disco permanezca exactamente fija, la dirección de deslizamiento del apoyo debería ser la misma que la del apoyo eje delantero-basculante. No obstante, las variaciones de posición que introduce el no cumplir esta condición son muy pequeñas, más aún si tenemos en cuenta la escasa longitud del intervalo de regulación de la posición de eje trasero.

El diseño preliminar del componente en cuestión que recoge las consideraciones anteriores sobre los apoyos presenta el aspecto que se aprecia en la ilustración 113.

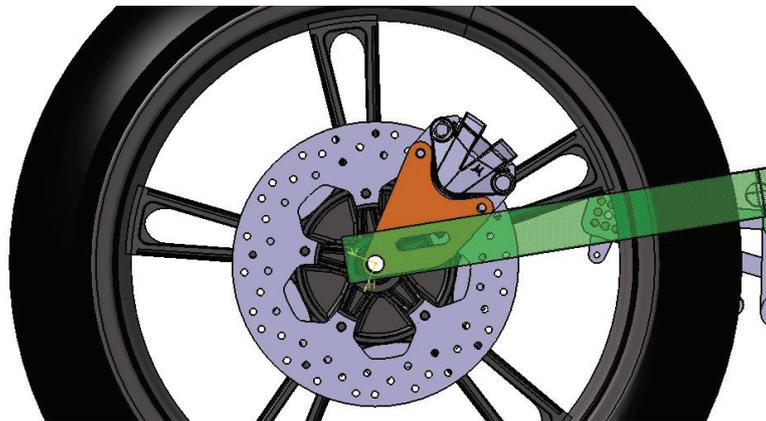


Ilustración 110. Diseño preliminar del soporte de la pinza de freno trasera

Como además se puede posicionar la pinza de freno con respecto al disco gracias a la ficha de características proporcionada por el fabricante (Anexo 5), estamos en disposición de calcular las reacciones que el soporte sufre consecuencia de los esfuerzos de frenada. El proceso de cálculo preliminar de los mismos puede ser consultado en el Anexo 17 del presente documento.

El cálculo inicial de las citadas reacciones en los apoyos es importante ya que la magnitud de la reacción en el apoyo deslizante puede variar en gran medida en función de la posición que adopte la rueda respecto al basculante. Por este motivo, en la fase de diseño conceptual se dejará indicado el módulo de la citada reacción en función de la distancia entre el eje de la rueda trasera y este apoyo deslizante, expresión que será útil a la hora del diseño en detalle del basculante y el soporte de la pinza de freno trasera.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA  
DE COMPETICIÓN**

**DISEÑO EN DETALLE**

## 27. Introducción al diseño en detalle

El diseño en detalle de cada uno de los componentes del prototipo es la última de las fases que componen el proyecto que tratamos. El objetivo de este estadio del diseño es el de desarrollar cada uno de los componentes hasta su aspecto final.

Como datos de partida encontramos el diseño en detalle de los principales componentes de la motocicleta, los cuales han sido concebidos por los diseñadores correspondientes, y que son convenientemente presentados en el apartado 30. No obstante, la morfología de estos no tiene en cuenta las uniones con el resto de elementos, así como muchas de las funcionalidades previstas en la fase de prediseño.

Así pues, la labor del autor de este proyecto será la de integrar estos componentes en el vehículo mediante el diseño detallado de las uniones, y velando por el cumplimiento de las premisas determinadas durante la fase de prediseño.

Obviamente, el aspecto final de los componentes que ahora se toman como partida, cambiará para permitir alcanzar los objetivos fijados para el conjunto, y por tanto será necesaria la colaboración del resto de integrantes del equipo para evaluar las modificaciones que afectan a su ámbito de desarrollo. Esta metodología de diseño recurrente se muestra de forma gráfica en la ilustración 111.

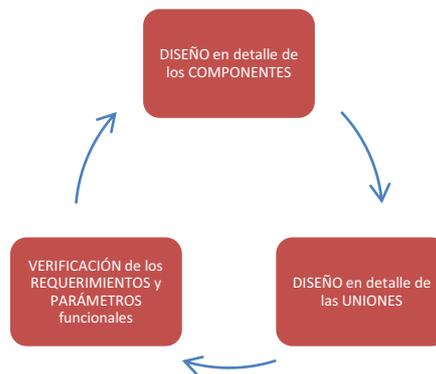


Ilustración 111. Esquema de la metodología de diseño en detalle

## 28. Objetivos de la fase de diseño en detalle

Durante el diseño preliminar, se decidió la tipología de cada uno de los sistemas que consta el prototipo, y se posicionaron los principales componentes de los mismos.

Como se ha sugerido durante el apartado introductorio, es ahora en el diseño en detalle cuando se diseñarán las uniones entre los distintos componentes asegurando que se cumplan las funcionalidades que fueron impuestas durante la fase de prediseño. Para ello, se fijan ciertos objetivos genéricos durante este estadio del diseño.

- Se establecerán las relaciones entre los distintos subsistemas manteniendo la tipología y ubicación relativa que han sido decididas durante el diseño preliminar. Es decir, se decidirá entre cuales de los componentes es necesaria una unión, atendiendo a las funcionalidades que cumplen cada uno de ellos.

- Se establecerá un orden para el diseño de las uniones, ya que las características finales de algunas de ellas influyen de manera determinante en el diseño de otras.
- Se concebirán al detalle cada una de las uniones, intentando preservar los objetivos establecidos durante la fase de diseño. Se muestran a continuación los requerimientos funcionales que atañen a las uniones, y las actuaciones que es necesario llevar a cabo en cada una de ellas para procurar su consecución:

➤ Ausencia de vibraciones y efectos	○ Estudio de la transmisividad de vibraciones en la unión
➤ Accesibilidad mecánica	○ Decisión de la rigidez y amortiguamiento necesarios. ○ Estudio de las maniobras de montaje y desmontaje de cada componente. ○ Verificación del recorrido de las herramientas
➤ Facilidad de puesta a punto	○ Estudio y determinación de los márgenes de regulación en las uniones que lo necesiten ○ Tiempo de montaje y desmontaje en función de la naturaleza de los componentes y la unión. ○ Estandarización y minimización del número componentes y herramientas necesarias
➤ Robustez	○ Cálculo resistente para los nuevos componentes que se implementan como consecuencia del diseño de las uniones

## 29. Enumeración y ordenación de las uniones a diseñar

Una vez se han establecido los objetivos a tener en cuenta durante el diseño en detalle, es el momento de obtener la relación de uniones entre componentes que son necesarias en el prototipo, además de establecer la secuencia de diseño de las mismas.

La existencia y obtención de esta secuencia antes de comenzar con el diseño se justifica bajo dos puntos de vista:

- **Motivos dimensionales**, ya que el diseño de algunas de las uniones impondrá restricciones de espacio en algunas otras. Por citar algún ejemplo, para el diseño del mecanismo del reenvío del cambio es necesario conocer la geometría definitiva de la articulación bastidor-basculante y de la unión bastidor-propulsor.
- **Motivos funcionales**, ya que el orden en la secuencia de diseño puede primar la consecución de unos objetivos de diseño antes que otros. Para mostrar esto con un ejemplo, se aprecia que los parámetros funcionales concernientes a la estructura resistente del vehículo (como los que contemplan la rigidez en las articulaciones, parámetros nº 31 y 32 en el PCF del conjunto) poseen un peso específico mayor que los referentes a la ergonomía del piloto (parámetros nº 35, 36, 37, 38 y 39 del PCF

conjunto). Así, esto sugiere que se deben diseñar antes las uniones de la estructura resistente de la motocicleta que las uniones referentes a la ergonomía.

Nº	Parámetro funcional	Peso específico (%)	Naturaleza del parámetro	Valor objetivo	Flexibilidad
31.	Rigidez unión dirección (N/mm)	3,44	3,44	▲	C4
32.	Rigidez unión chasis-basculante (mm)	3,17	3,17	▲	C4
35.	Anchura semimanillares (mm)	1,77	▲	MAX 450	C5
36.	Altura del asiento (mm)	1,78	X	755	C3
37.	Anchura del asiento (mm)	1,04	▼	MAX 450	C5
38.	Distancia horizontal interfase joroba-asiento (mm)	2,48	X	850	C3
39.	Distancia final asiento (mm)	1,18	X	1250	C2

Tabla 143. Ejemplos de parámetros funcionales que influyen en el orden de diseño de las uniones

### 29.1. Relación de uniones presentes en la motocicleta \_\_\_\_\_

En el presente apartado se trata de obtener una relación de las uniones que requiere el prototipo de motocicleta, para lo cual se plantea un esquema como el que aparece en la ilustración 112. En primer lugar se enumeran los componentes de los que consta el diseño y posteriormente se decide entre qué componentes es necesaria una conexión y entre cuáles no. Así se puede identificar de forma gráfica las relaciones de unión entre los distintos componentes.

Aunque la representación de las uniones en la ilustración en cuestión es igual para todas ellas, cabe destacar que la complejidad y naturaleza de las mismas es muy variable. Entre las mismas podemos encontrar distintos tipos:

- Uniones para las cuales se requiere la implementación de un nuevo componente, como puede ser las concernientes a la pinza del freno delantera y la horquilla telescópica (ver apartado 26.2.4 de la fase de diseño preliminar) o al bastidor y las estriberas. En la tabla que presenta la secuencia de ordenación de estas (tabla 144), se señalan uniones para las cuales en principio es necesario concebir un nuevo componente.
- Uniones regulables, que permiten cambiar la posición relativa de los dos componentes a los que atañe, y cuyos motivos de existencia fueron expuestos durante el apartado de prediseño. Asimismo, se muestra cuales de las uniones han de ser regulables en la tabla que muestra la secuencia de diseño de las uniones (tabla 144).

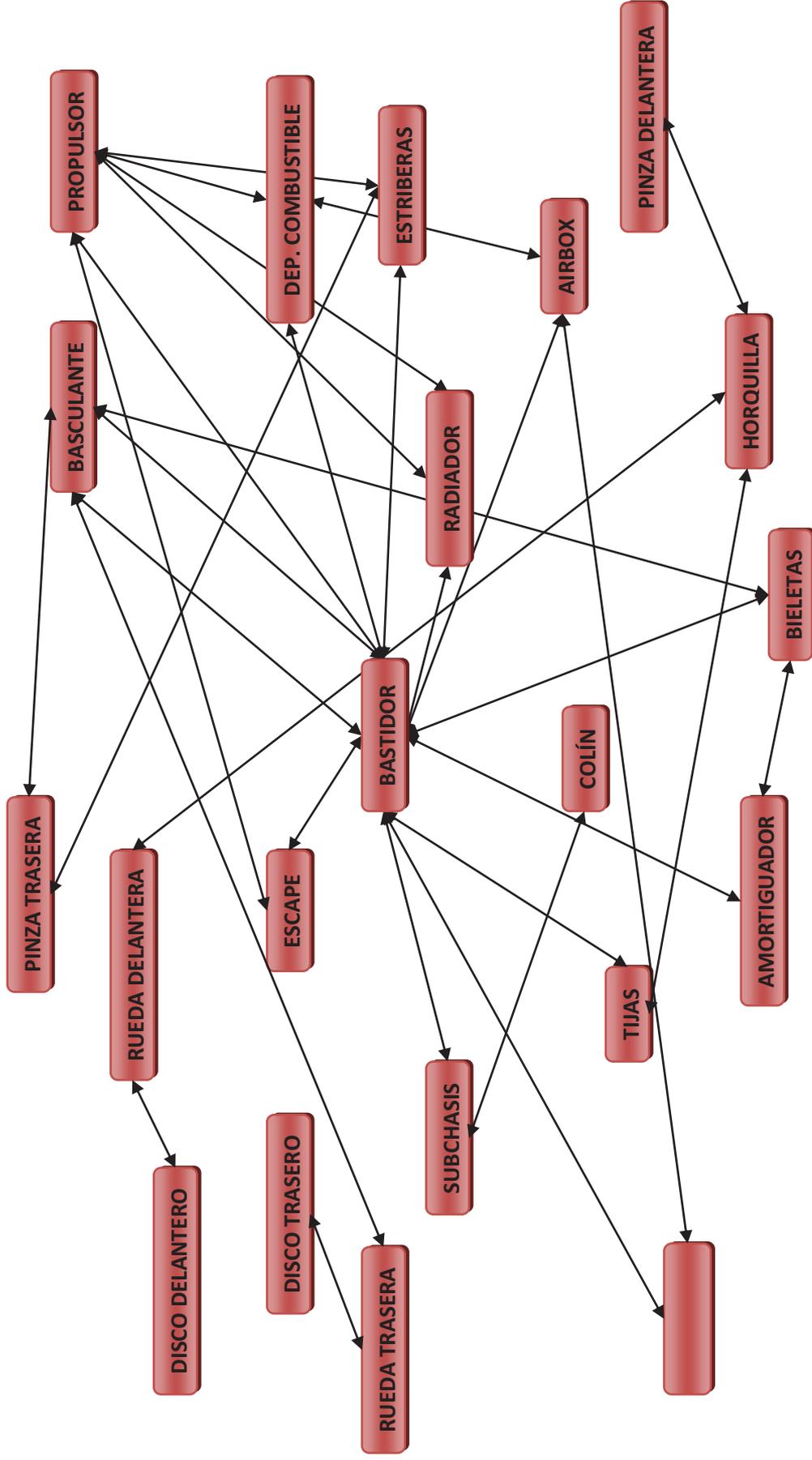


Ilustración 112. Esquema de identificación de la relación de uniones entre componentes

## 29.2. Secuencia de ordenación del diseño de las uniones \_\_\_\_\_

Se expone a continuación una tabla que recoge la ordenación de la secuencia de diseño de las uniones establecidas en el apartado anterior. Destacar, no obstante, que la ordenación de algunas de ellas es arbitraria, y por ello se han clasificados en grupos.

Así, los objetivos de diseño se conseguirán manteniendo el orden que se establece entre grupos de las mismas, pudiendo variar el orden de ejecución entre las uniones dentro del mismo grupo. Además es recomendable no perder de vista los diseños pertenecientes a los mismos grupos, ya que la naturaleza, tipología y dimensiones de unos pueden afectar en gran medida al diseño del resto de uniones dentro del mismo grupo.

Se indica además en el apartado de observaciones las uniones que se estima necesitan del diseño de nuevos componentes y aquellas en las que se decidió establecer un margen de regulación:

Nº	GRUPO	COMPONENTES A UNIR		OBSERVACIONES
1.	ESTRUCTURA RESISTENTE	Horquilla	Pinza freno delantera	NUEVO COMPONENTE
2.		Horquilla	Rueda delantera	NUEVO COMPONENTE
3.		Horquilla	Tijas	REGULABLE
4.		Tijas	Bastidor	NUEVO COMPONENTE
5.		Bastidor	Basculante	NUEVO COMPONENTE
6.		Basculante	Pinza trasera	REGULABLE NUEVO COMPONENTE
7.		Basculante	Rueda trasera	REGULABLE NUEVO COMPONENTE
8.		Bieletas	Bieletas	NUEVO COMPONENTE
9.		Bieletas	Basculante	NUEVO COMPONENTE
10.		Amortiguador	Bastidor	REGULABLE NUEVO COMPONENTE
11.		Bieletas	Bastidor	NUEVO COMPONENTE
12.		Amortiguador	Bieletas	NUEVO COMPONENTE
13.		Bastidor	Propulsor	NUEVO COMPONENTE
14.	FRENOS	Rueda trasera	Disco freno trasero	
15.		Rueda delantera	Disco freno delantero	
16.	ESTRIBERAS	Estriberas	Propulsor	REGULABLE NUEVO COMPONENTE
17.		Estriberas	Pinza freno trasera	
18.		Estriberas	Bastidor	REGULABLE NUEVO COMPONENTE
19.	ALIMENTACIÓN	Bastidor	Depósito de combustible	
20.		Bastidor	Airbox	
21.		Airbox	Depósito de combustible	
22.		Depósito de combustible	Propulsor	
23.	ESCAPE	Propulsor	Escape	
24.		Bastidor	Escape	
25.	REFRIGERACIÓN	Radiador	Propulsor	
26.		Radiador	Bastidor	
27.	ERGONOMÍA	Bastidor	Subchasis	
28.		Subchasis	Colín	REGULABLE

29.	<b>CARENADO</b>	Bastidor	Carenado
30.		Airbox	Carenado

Tabla 144. Secuencia ordenada del diseño de las uniones

### 30. Presentación del diseño en detalle de los componentes

Tras el trabajo en grupo realizado durante la fase de diseño preliminar, y junto con los objetivos especificados en los PCF's correspondientes, los diseñadores del equipo conciben los componentes a diseñar con un elevado nivel de detalle, aunque sólo teniendo en cuenta la funcionalidad y fabricabilidad de los mismos, y sin tener en cuenta las relaciones entre los distintos componentes.

Dicho esto, se entiende que en este estadio del proyecto el grado de detalle en el diseño de cada uno de los componentes es elevado, pero aún serán necesarias modificaciones sobre los mismos hasta llegar a la solución final.

Se presenta a continuación el resultado de la fase de diseño en detalle llevada a cabo por cada uno de los diseñadores.

<b>BASTIDOR</b>	
• <b>Tipología:</b>	Multitubular en acero
• <b>Material:</b>	Acero Reynolds 631
• <b>Proceso de fabricación:</b>	Doblado en frío y soldadura TIG

Tabla 145. Presentación del diseño en detalle inicial del bastidor

<b>BASCULANTE</b>	
• <b>Tipología:</b>	Multitubular en acero
• <b>Material:</b>	Acero Reynolds 631
• <b>Proceso de fabricación:</b>	Doblado en frío y soldadura TIG

Tabla 146. Presentación del diseño en detalle inicial del basculante

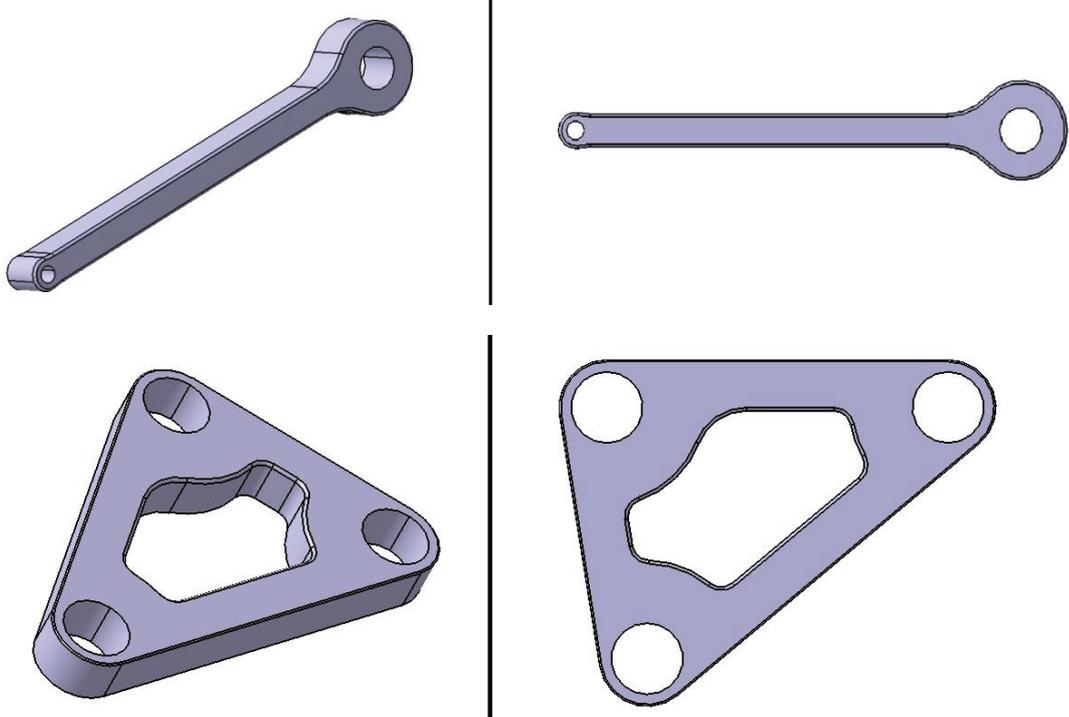
COMPONENTES SISTEMA DE BIELETAS	
	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Material:</b></li> </ul>	Acero F-125
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Proceso de fabricación:</b></li> </ul>	Mecanizado

Tabla 147. Presentación del diseño en detalle inicial de los componentes del sistema de bieletas

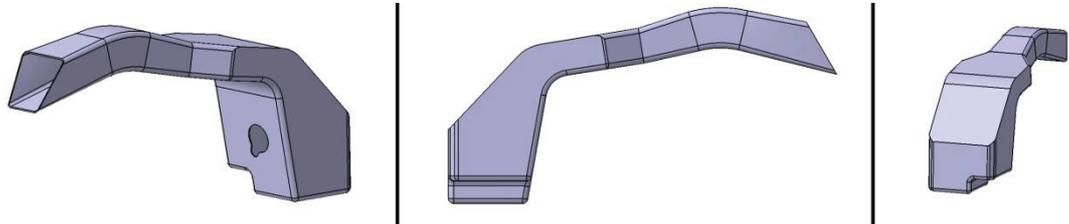
AIRBOX	
	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Material:</b></li> </ul>	Fibra de vidrio
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Proceso de fabricación</b></li> </ul>	Moldeo
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Volumen de remanso:</b></li> </ul>	10.8 L
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Longitud del conducto de admisión:</b></li> </ul>	380 mm

Tabla 148. Presentación del diseño en detalle inicial del airbox

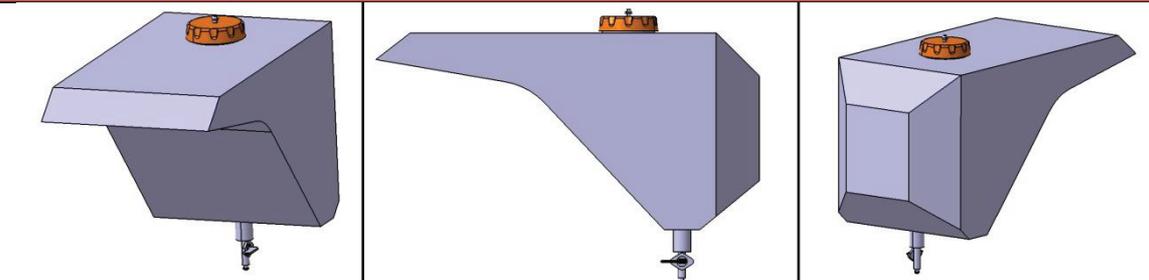
DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE	
	
• Material:	Chapa de aluminio
• Proceso de fabricación:	Doblado en frío y soldadura TIG
• Volumen interno:	8.9 L

Tabla 149. Presentación del diseño en detalle inicial del depósito de combustible

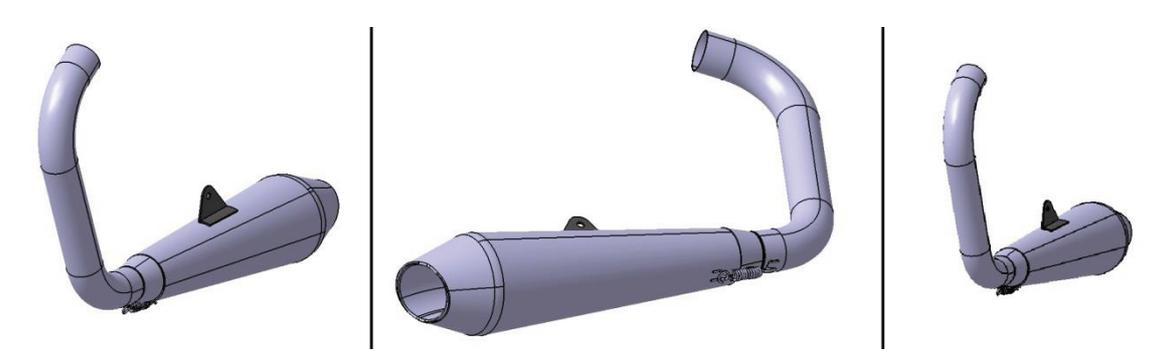
ESCAPE		
		
• Material:	Acero inoxidable	
• Proceso de fabricación:	Doblado en frío y soldadura TIG (Cono, soporte del muelle de unión)	
• Longitud	Colector	304 mm
	Cono	32 mm
	Silencioso	360mm
	TOTAL	696 mm
• Diámetro del colector:	43 mm	

Tabla 150. Presentación del diseño en detalle inicial del escape

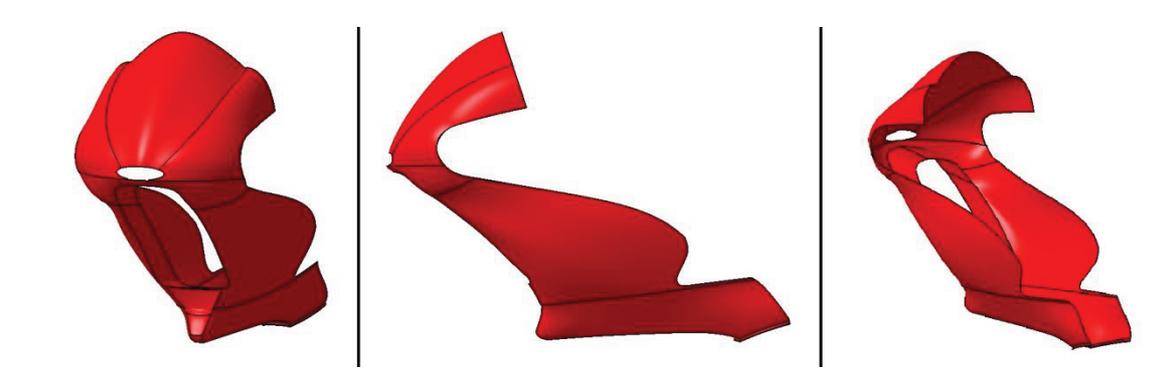
CARENADO	
	
<p>Al no contar con recursos económicos y humanos suficientes, se optó por adaptar al diseño un carenado proveniente de una Honda RS 125 c.c.. Además, el contar con colaboradores capaces de trabajar la fibra de vidrio flexibiliza en gran medida la alternativa de implementar un carenado comercial al prototipo.</p>	

Tabla 151. Presentación del carenado

## 31. Algunos ejemplos del diseño en detalle de uniones\_

Durante el diseño en detalle de las uniones, se seguirá una metodología de diseño que intente asegurar el cumplimiento de los requerimientos funcionales en el mayor grado posible. Dicha secuencia de diseño consta de los siguientes pasos:

- **Funciones a cumplir por la unión:** Se realiza una enumeración de las funcionalidades que ha de presentar la unión, que contempla funcionalidades estructurales, funcionalidades derivadas de la vida útil de cada unión, funcionalidades ergonómicas, etc...
- **Soluciones adoptadas en la unión:** De la contemplación de las funciones que ha de cumplir la unión, se deriva una serie de soluciones y actuaciones ejecutadas en la unión y en el diseño de los componentes correspondientes. No obstante, en el documento de planos se recoge de manera gráfica mucha mayor información de la que puede aportarse en este documento.
- **Datos a aportar:** Una vez se ha obtenido un diseño de los componentes presentes en la unión que satisfaga las funcionalidades enunciadas en el primer paso de la secuencia, se proporcionan datos concernientes a la unión junto con su justificación, como pueden ser las tolerancias de ajuste eje-agujero o los pares de apriete.

### 31.1. Diseño en detalle de la unión rueda delantera-horquilla\_\_\_\_\_

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- Soportar los esfuerzos calculados para la unión.
- Mantener constante la distancia entre las barras y botellas de la horquilla telescópica.
- Mantener la rueda delantera centrada entre las barras de la horquilla y respecto a la rueda trasera.
- La pista interior de los rodamientos de la rueda permanece fija con respecto al eje, mientras que la pista exterior de los mismos gira solidaria a la rueda.
- Permitir sencillez en las maniobras de montaje y desmontaje de la rueda, ya que deberá llevarse a cabo con cierta frecuencia. Destacar que la facilidad de esta operación no depende en exclusiva del diseño de esta unión.

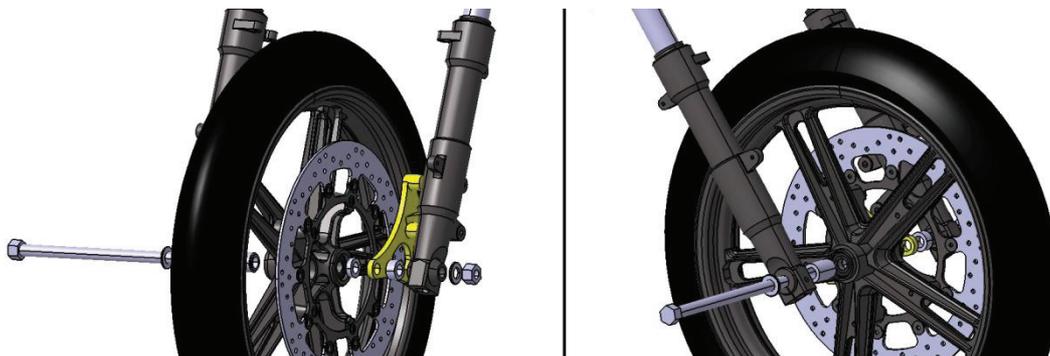


Ilustración 113. Aspecto del diseño en detalle de la unión rueda delantera-horquilla telescópica

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

1. Para garantizar que la unión aguanta los esfuerzos calculados para la misma, se escoge el material del eje de la rueda, ya que el diámetro del mismo viene dado por el tamaño del agujero de los rodamientos de la rueda y el tamaño del agujero en las botellas de la horquilla.
 

La labor de cálculo fue desarrollada por el calculista del equipo <sup>[18]</sup>.
2. Se concibe un sistema de casquillos centradores que permite el cumplimiento de las siguiente funcionalidades:
  - Mantienen constante la distancia entre las barras y botellas de la horquilla telescópica.
  - Mantienen constante la distancia entre el soporte de la pinza del freno delantero y la llanta.
  - Mantienen la rueda centrada.
  - Aseguran que la pista interna del rodamiento permanezca fija, ya que la geometría de los casquillos es tal que sólo entran en contacto esta pista. La precarga de la que se dota al eje junto con el engrase de este durante el montaje ayudan a conseguir este efecto.
3. Para facilitar las maniobras de montaje y desmontaje se llevan a cabo dos actuaciones:
  - La tolerancia del eje con los casquillos, rodamientos y agujeros de la horquilla es de ajuste suave.
  - En el extremo roscado del eje se practica una marca que facilite el centrado del botador, herramienta que será necesaria para las citadas maniobras.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Rodamientos	$\phi 15g6$	Rodamiento libre con aro interior desplazable (Anexo 21)
Eje	Casquillos	$\phi 30g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)

Tabla 152. Tolerancias dimensionales en la unión rueda delantera-horquilla telescópica

### 31.2. Diseño en detalle de la unión rueda trasera-basculante\_\_\_\_\_

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- A) Soportar los esfuerzos calculados para la unión
- B) Mantener constante la distancia entre los extremos del basculante.
- C) Mantener la rueda trasera centrada respecto a la rueda delantera y los extremos del basculante.
- D) Mantener constante la distancia entre la rueda y el soporte de la pinza de freno trasera.
- E) Mantener la pista interna de los rodamientos fija al eje, mientras que la pista externa de los mismos girará solidaria a la rueda.
- F) Permitir el cambio de posición relativa entre la rueda trasera y el basculante para permitir las operaciones de tensado y destensado de la cadena. Además estas operaciones deben poder llevarse a cabo de una manera rápida, ya que son habituales durante el trabajo en pista y por tanto influyentes en la capacidad de puesta a punto.

- G) Permitir sencillez en las maniobras de montaje y desmontaje de la rueda, ya que deberá llevarse a cabo con cierta frecuencia. Destacar que la facilidad de esta operación no depende en exclusiva del diseño de esta unión.

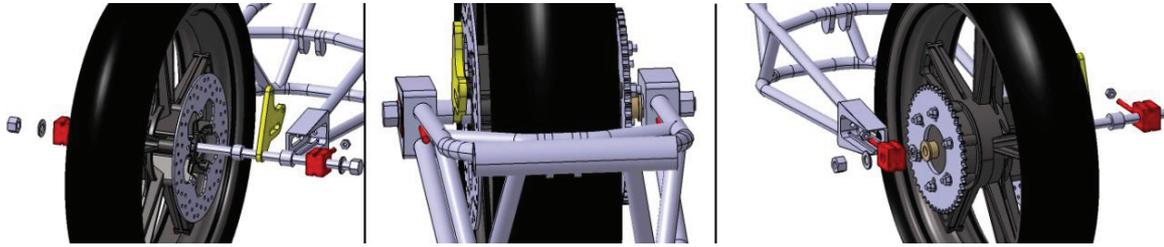
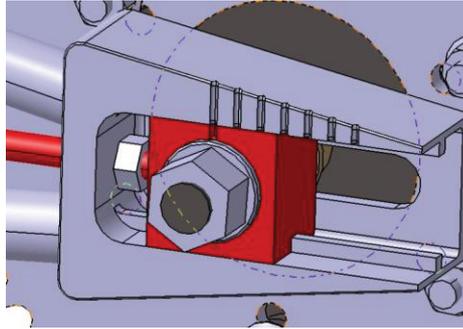


Ilustración 114. Aspecto del diseño en detalle de la unión rueda trasera-basculante

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

- Para garantizar que la unión aguanta los esfuerzos calculados para la misma, se escoge el material del eje de la rueda, ya que el diámetro del mismo viene dado por el tamaño del agujero de los rodamientos de la rueda.  
La labor de cálculo fue desarrollada por el calculista del equipo <sup>[18]</sup>.
- Se concibe un sistema de casquillos centradores concéntricos al eje que permite alcanzar el cumplimiento de las siguientes funcionalidades:
  - Mantiene constante la distancia entre los extremos del basculante.
  - Mantiene la rueda trasera centrada respecto a la rueda delantera y los extremos del basculante.
  - Mantiene constante la distancia entre la rueda y el soporte de la pinza de freno trasera.
  - Asegura que la pista interior del rodamiento permanezca fija, ya que la geometría de los casquillos es tal que sólo entran en contacto esta pista. La precarga de la que se dota al eje junto con el engrase de este durante el montaje ayudan a conseguir este efecto.
- Se escoge un margen de variación para la longitud de la cadena de 40mm. Con este margen de regulación y los desarrollos utilizados para el diseño ( $Z_{PIÑÓN}$ (Ref. 520)=14,  $Z_{CORONA}$ (Ref. 520)=37), se ha estimado que se puede variar la longitud de la cadena en torno a un 5%, lo cual parece un valor más que aceptable.
- Para mejorar la capacidad de puesta a punto, se propone la implementación de un conjunto de marcas calibradas durante el postmecanizado del basculante, presentando este el aspecto que se muestra en la ilustración 115.



**Ilustración 115. Detalle del mecanismo de regulación de la tensión de la cadena**

Con la incorporación de este pequeño número de marcas es posible realizar las operaciones de tensado y destensado de manera rápida, asegurando la alineación de la rueda delantera y trasera sin necesidad de tomar medias. Además, el coste económico del postmecanizado prácticamente no se altera.

Además, se ha incorporado al diseño de los tensores de la cadena una ranura que los guía en su desplazamiento, y le otorga al conjunto una mayor rigidez, lo cual puede mejorar el comportamiento del vehículo ante esfuerzos de flexión lateral y torsión <sup>[4]</sup>.

5. Para facilitar las maniobras de montaje y desmontaje de la unión, se llevan a cabo dos actuaciones:
  - La tolerancia del eje con los casquillos, rodamientos y agujeros del basculante es de ajuste suave.
  - En el extremo roscado del eje se practica una marca que facilite el centrado del botador, herramienta que será necesaria para las citadas maniobras.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Rodamiento	$\phi 15g6$	Rodamiento libre con aro interior desplazable (Anexo 21)
Eje	Casquillos	$\phi 15g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)
Eje	Soporte pinza	$\phi 15g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)
Eje	Basculante	$\phi 15g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)
Eje	Tensor de la cadena	$\phi 15g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)

**Tabla 153. Tolerancias dimensionales en la unión rueda trasera-basculante**

### 31.3. Diseño en detalle de la unión horquilla telescópica-pinza freno delantera

Como ya se vio en el apartado 26.2 de la fase de diseño preliminar, es necesario concebir un nuevo componente que posicione la pinza de freno delantera respecto a la horquilla telescópica. Además, se decidió su morfología básica y se calcularon las solicitaciones que sufre..

## FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- A) Soportar los esfuerzos calculados para la unión
- B) Mantener la pinza de freno centrada respecto al disco.
- C) Permitir la extracción relativamente sencilla del eje de la rueda delantera.
- D) Permitir la extracción del conjunto de la rueda delantera sin necesidad de desmontar el conjunto soporte-pinza



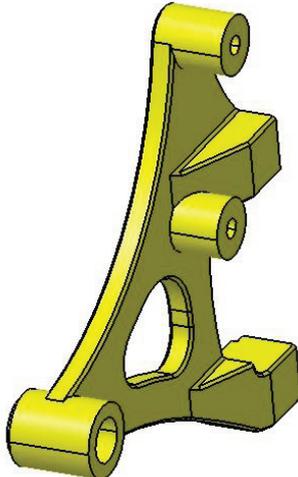
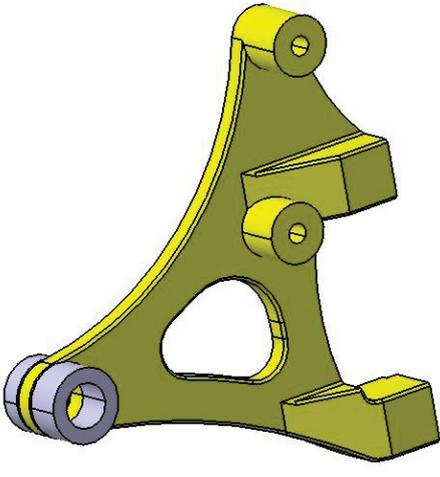
Ilustración 116. Aspecto del diseño en detalle de la unión pinza de freno delantera-horquilla telescópica

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

1. Para garantizar que soporta los esfuerzos calculados, se ensaya el componente en software de cálculo numérico, utilizando el modelo que se estudia en el Anexo 16.
2. Se asume que el sistema de casquillos centradores que se diseñó para la unión rueda delantera-horquilla mantiene en soporte a una distancia constante de la rueda, y por tanto la pinza de freno centrada respecto al disco.

No obstante, con el fin de reducir el número de piezas en el diseño final, se barajó la posibilidad de incorporar al soporte de la pinza del freno los casquillos que lo mantienen en la citada posición.

En la tabla 154 adjunta se ilustran ambas posibilidades y se comenta brevemente las características principales de cada una de ellas.

CASQUILLOS INTEGRADOS EN EL SOPORTE	CASQUILLOS SEPARADOS DEL SOPORTE
	

PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE LAS ALTERNATIVAS	
<ul style="list-style-type: none"> <li>Se reduce el número de piezas del conjunto, con lo cual en principio se mejora la calidad del trabajo sobre el prototipo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>A pesar de integrar un mayor número de piezas en el conjunto, el precio de fabricación de estas es menor, ya que el soporte de la pinza del freno es notablemente más sencillo.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Se facilitan en gran medida las maniobras de montaje y desmontaje de la rueda delantera. La solución que integra los casquillos en el soporte estorba a la hora de manipular la rueda</li> </ul>

Tabla 154. Alternativas para el diseño en detalle del soporte de la pinza de freno delantera

Finalmente, se concluye que a pesar de contar con un mayor número de componentes, la opción de integrar los casquillos en el soporte de la pinza de freno delantera va en detrimento de la accesibilidad mecánica y la economía de fabricación.

- Para facilitar las maniobras de montaje y desmontaje de la rueda delantera, se escoge una tolerancia dimensional para el agujero que aloja el eje de ajuste deslizante, igual que para los casquillos centradores

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Soporte pinza freno	$\phi 15g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)

Tabla 155. Tolerancias dimensionales en la unión pinza de freno delantera-horquilla telescópica

### 31.4. Diseño en detalle de la unión tijas-bastidor\_\_\_\_\_

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- Soportar los esfuerzos calculados para la unión.
- El montaje y desmontaje de la misma ha de resultar ciertamente sencillo, dada la existencia del sistema de casquillos reguladores del offset.  
Si estas operaciones resultasen excesivamente tediosas, la facilidad de puesta a punto del prototipo se vería notablemente afectada.
- Ha de presentar un elevado grado de precisión y suavidad, ya que las sensaciones que percibe el piloto durante la conducción del prototipo están íntimamente ligadas a la calidad de funcionamiento de la articulación en cuestión.
- Se deben prever problemas de suciedad y lubricación en los rodamientos, al no ser estos autoretenidos.
- La pista externa de los rodamientos debe permanecer fija al bastidor, mientras que la pista interna girará solidaria al eje.

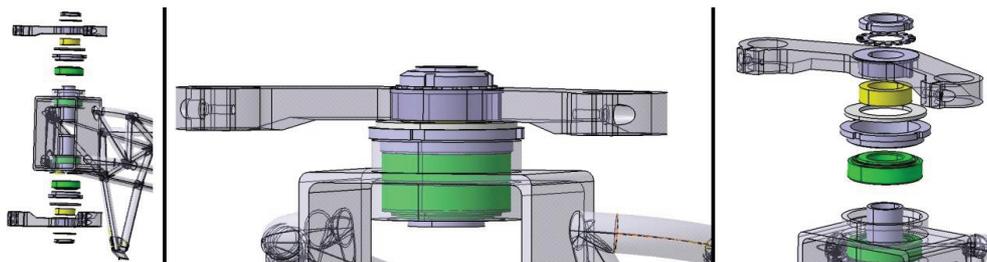


Ilustración 117. Aspecto del diseño en detalle de la articulación de la dirección

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

1. Para garantizar que los componentes de la articulación soportan los esfuerzos calculados para la misma se llevan a cabo las siguientes actuaciones:
  - El dimensionamiento de los alojamientos de los rodamientos en el bastidor se llevó a cabo durante la fase de diseño en detalle del bastidor.
  - Las tijas fueron calculadas por el diseñador correspondiente de la edición anterior de la competición Motostudent, ya que se han heredado las tijas del prototipo de 125 c.c.
  - Los rodamientos fueron escogidos durante la fase de diseño en detalle, en el apartado 25.1 del presente documento.
  - Los semiejes se calculan analíticamente en el Anexo 18.
2. Para concebir unas maniobras de montaje y desmontaje sencillas, se adoptan las siguientes decisiones:
  - Es posible intercambiar los casquillos reguladores del offset sólo desmontando las tuercas KM y las arandelas estriadas.
  - Es posible extraer los semiejes sin necesidad de desmontar las tapas de precarga.
  - Las dimensiones de las tapas de precarga, casquillos separadores de aluminio y arandelas de nylon son idénticas para el semieje superior e inferior, de manera que son intercambiables entre sí.
  - Sólo es necesaria una llave de uña para realizar las operaciones en cuestión, ya que la tapa de precarga se diseñó para manipularla con una llave de este tipo, la misma que para la tuerca KM6.
3. Para asegurar la calidad de funcionamiento de la articulación se adoptaron una serie de decisiones:
  - El ajuste de los rodamientos con el alojamiento del bastidor es de gran apriete. Esto mejorará el tacto de la dirección, aunque hará casi imposible el desmontaje de la pista externa de los mismos. No obstante, en la vida útil del prototipo no tiene porqué darse esta circunstancia.
  - La tolerancia de los semiejes con las pista interna del rodamiento es de ajuste forzado. Esto mejora enormemente el tacto de la dirección, aunque dificulta las maniobras de montaje y desmontaje.  
La decisión se tomó en base a los pesos específicos de los requerimientos funcionales, ya que la maniobrabilidad (requerimiento funcional número 3, peso relativo 13.93%) está primada ante la accesibilidad mecánica (requerimiento funcional número 5, peso específico 9.24%).
4. Para evitar la penetración de suciedad se incorpora una arandela de nylon en cada semieje, de tal manera que los rodamientos quedan prácticamente ocultos.
5. La movilidad relativa entre componentes queda garantizada por las siguientes actuaciones en el diseño:
  - El ajuste entre los rodamientos y el alojamiento hace que no se produzca giro relativo entre ambos.
  - El casquillo separador de aluminio tiene unas dimensiones tales que sólo apoya en la pista interna del rodamiento, de manera que la precarga de la que se dota al semieje asegura que giren solidarios.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Rodamiento	Alojamiento	$\phi 62M7$	Carga circunferencial en aro exterior. Carga normal (Anexo 21)
Rodamiento	Semieje	$\phi 30h6$	Rodamiento de rodillo cónico con aro interior ajustado (Anexo 21)
Casquillo offset	Semieje	$\phi 30 h6/K7$	Ajuste fino, montaje con herramienta (Anexo 22)
Casquillo centrador	Semieje	$\phi 30F8/h6$	Ajuste holgado con juego mediano (Anexo 22)

Tabla 156. Tolerancias dimensionales en la unión tijas-bastidor

### 31.5. Diseño en detalle de la unión bastidor-basculante \_\_\_\_\_

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- Soportar los esfuerzos calculados para la unión.
- Ha de poseer un grado de rigidez notable, ya que es una articulación determinante en el comportamiento dinámico de la motocicleta.
- No debe existir contacto directo entre bastidor y basculante, ya que afectaría al comportamiento del sistema de suspensión trasera; además de a la durabilidad de la articulación.
- La pista interna del rodamiento ha de permanecer fija al eje, mientras que la pista externa ha de girar solidaria al basculante

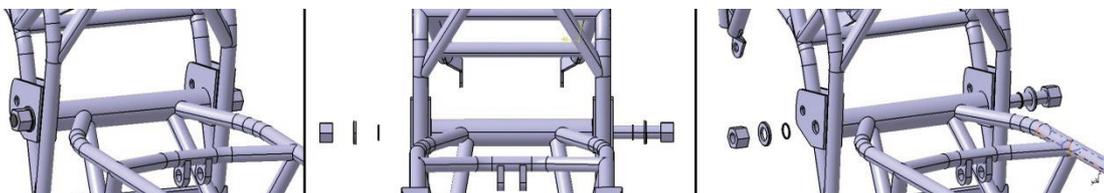


Ilustración 118. Aspecto del diseño en detalle de la articulación bastidor-basculante

#### SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

- Para garantizar que los componentes de la unión van a soportar las sollicitaciones que se han calculado que sufrirán en servicio, se llevaron a cabo las siguientes actuaciones en el diseño:
  - En el apartado 23.3.2 de la fase de diseño preliminar se comentó el proceso por el cual se eligió el material y la geometría preliminar del eje.
  - En el apartado 23.3.3 de la fase de diseño conceptual se decidieron los rodamientos a emplear.
  - Durante el diseño en detalle de bastidor y basculante se aseguró que las zonas de unión con el eje soportase los esfuerzos calculados.
- La zona del bastidor que soporta al eje presenta una elevada rigidez, siendo junto con la articulación de la dirección una de las más determinantes en el comportamiento final de la motocicleta.

3. Se reserva un pequeño *gap* entre el bastidor y el basculante, en el cual se alojan dos casquillos centradores que cumplen una doble función:
  - Evita el contacto directo bastidor-basculante, de manera que evita los problemas comentados respecto a las funcionalidades de la unión.
  - Al apoyar sólo en la pista interna de los rodamientos, y junto con la precarga de la que se dota al eje, asegura el movimiento relativo previsto entre los componentes.
4. Para facilitar la maniobra de montaje y desmontado del eje, y como se ha venido comentando para otras uniones, se practica una pequeña hendidura en el extremo roscado del mismo que facilita el asentamiento del botador.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Rodamientos	$\phi 17g6$	Rodamiento libre con aro interior desplazable (Anexo 21)
Eje	Bastidor	$\phi 17g6/K7$	Ajuste fino forzado ligero (Anexo 22)
Eje	Casquillos	$\phi 17g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)

Tabla 157. Tolerancias dimensionales en la unión bastidor-basculante

### 31.6. Diseño en detalle de la unión basculante-pinza freno trasera\_

Tal y como ocurría en el apartado 31.4 del presente documento, y según lo visto en la fase de diseño conceptual, es necesario concebir un nuevo componente para posicionar la pinza del freno trasero con respecto al basculante.

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- A) Soporta los esfuerzos calculados para la unión.
- B) Permite el cambio de la posición relativa entre los dos elementos a unir, debido a las maniobras de tensado y destensado de la cadena. Además, el margen de variación de la posición de los citados componentes viene regido por el que se reservó a la hora de realizar el diseño de la unión basculante-trasera.
- C) Mantiene la pinza centrada con respecto al disco.
- D) Permite la extracción relativamente sencilla del eje de la rueda trasera.

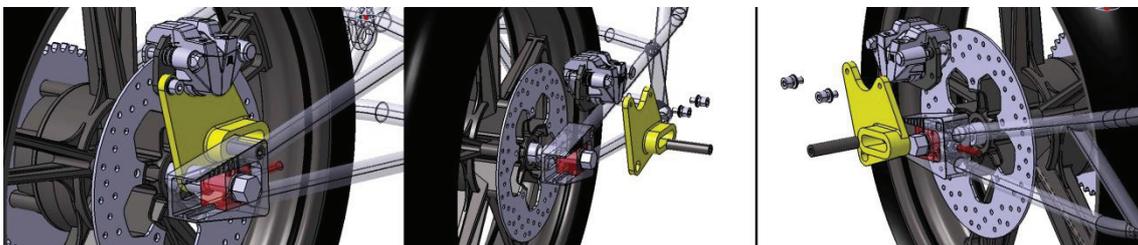


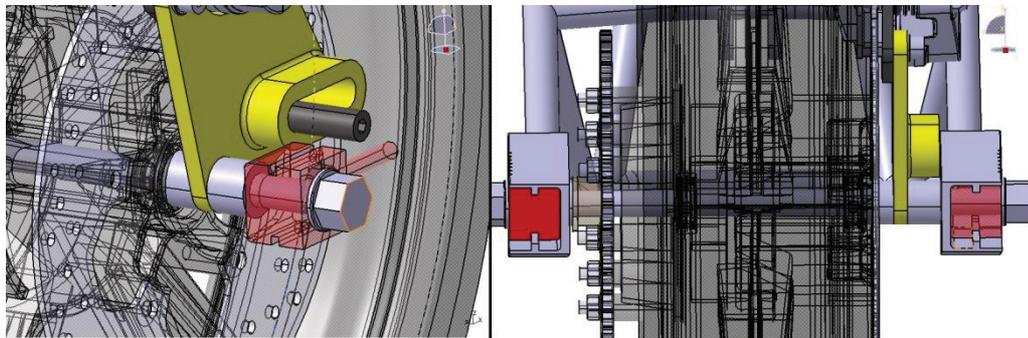
Ilustración 119. Aspecto del diseño en detalle de la unión pinza de freno trasera-basculante

#### SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

1. En el Anexo 19 se realiza el cálculo resistente de los componentes involucrados en el diseño en detalle de la unión.

Tal y como se comentó en el apartado 26.3.4 en el diseño preliminar, surge la problemática del enorme rango de variación de la reacción en el apoyo deslizante. El basculante tubular no permite posicionar este muy alejado del eje de la rueda trasera, y por tanto el valor de las citadas reacciones se dispara para las posiciones de batalla mínima. Para solventar este problema, se llevaron a cabo dos actuaciones:

- Se modificó la geometría del soporte de la pinza de freno para que el espárrago apoyado en el basculante quedase lo mejor apoyado posible en el citado componente, de manera que se minimizan los esfuerzos de flexión en el mismo, y se puede reducir el diámetro demandado en el espárrago.
  - Se elige un espárrago con una calidad superior a la habitual, que presenta una mayor fragilidad, propiedad que no es deseable para este tipo de unión, pero evita un rediseño a fondo del basculante.
2. Tal y como se expuso en el apartado 26.3.4 del presente documento, el soporte de la pinza presenta un apoyo articulado en torno al eje de la rueda trasera y otro apoyo deslizante con respecto al basculante, lo cual permite que la posición de la pinza de freno con respecto al disco permanezca constante.
- Además, se ha de implementar en la geometría del soporte el margen de regulación escogido para las maniobras de tensado y destensado de la cadena.
3. Se asume que los casquillos centradores diseñados en el apartado 31.3 mantienen la pinza de freno centrada con respecto al disco. En este caso, la alternativa de aunar los casquillos con el soporte de la pinza del freno se descartó, ya que el optar por ella haría muy complejo el montaje o desmontaje de la rueda trasera.



**Ilustración 120. Detalle del soporte de la pinza de freno trasera y los casquillos centradores**

Tal y como se muestra en la ilustración 120, si los casquillos centradores y el soporte fueran una única pieza, para extraer la rueda sería necesario desmontar también el soporte, al no existir espacio en la dirección axial para la citada extracción de la rueda trasera.

4. Para que la extracción del eje de la rueda resulte sencilla, se opta por el mismo ajuste eje-agujero que para los casquillos centradores.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Soporte pinza freno	$\phi 15g6/H7$	Ajuste fino. Juego pequeño de rodamientos (Anexo 22)

**Tabla 158. Tolerancias dimensionales en la unión pinza de freno trasera-basculante**

### 31.7. Diseño en detalle de la unión link-rocker

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- A) Soportar los esfuerzos calculados para la unión
- B) El eje permanecerá fijo al link durante el movimiento, mientras que la pista externa del casquillo de agujas girará solidaria al rocker.
- C) El eje debe ser desmontable, mientras que no se prevén maniobras de desmontaje para los casquillos de agujas alojados en el rocker.
- D) En principio el mecanismo de bieletas no soporta fuerzas laterales, que son absorbidas por el basculante. No obstante, siempre existirán fuerzas residuales en la citada dirección, debido entre otros motivos a la deformabilidad de los componentes. Será necesario paliar los efectos de estas pequeñas sollicitaciones laterales.
- E) El link y el rocker no han de entrar en contacto en ningún momento, ya que esto originaría rozamientos que perjudicarían la funcionalidad del sistema y la vida útil del mismo.

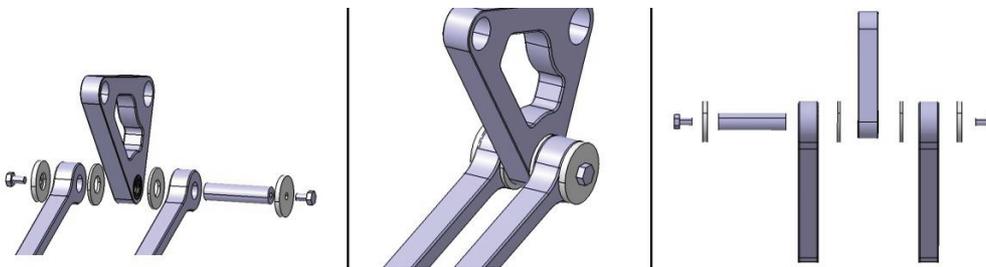


Ilustración 121. Aspecto del diseño en detalle de la unión link-rocker

#### SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

1. Para garantizar que los componentes soportan los esfuerzos calculados para esta articulación, se llevan a cabo las siguientes actuaciones:
  - El rocker y el link han sido ensayados mediante software de cálculo numérico por el calculista del proyecto <sup>[18]</sup>.
  - La validez del tipo y tamaño de rodamiento empleado se calculó en el apartado 22.7.1 del presente documento.
  - El material y tamaño del eje se estudian en el Anexo 14.  
No obstante, y tal y como se indica en el citado documento, es necesario hacer valer la hipótesis del cálculo, y para ello hay que minimizar los esfuerzos de flexión en el eje. Esto se consigue minimizando la longitud de contacto con elementos no resistentes (arandelas de nylon separadoras) y maximizando la de links y rocker. De esta manera se mejora el apoyo y se pueden despreciar los esfuerzos de flexión en el eje.
2. Mediante la correcta elección de las tolerancias dimensionales de ajuste eje-agujero se asegura la consecución de dos de las funcionalidades mencionadas anteriormente:
  - Se asegura la movilidad relativa entre componentes propuesta en la funcionalidad B.
  - Se mantienen las premisas de montaje y desmontaje que se mencionan en la funcionalidad C.
3. Para paliar los efectos de las fuerzas laterales residuales, se implementa en la unión un sistema de arandelas de nylon centradoras, que mantienen el eje en la posición de diseño ante pequeños esfuerzos axiales. Estas se unen al eje mediante tornillos M6 roscados al eje, lo que supone un gran ahorro en peso respecto a la alternativa de utilizar una tuerca.

4. Para evitar el contacto entre link y rocker se interponen entre ambos arandelas de nylon separadoras. Como ya se ha comentado en la solución 1, es importante minimizar su espesor para conseguir que el eje quede bien apoyado en los componentes resistentes y se pueda asumir que trabaja a cortadura pura.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Links	$\phi 14h6/H7$	Ajuste fino forzado ligero, desmontable (Anexo 22)
Eje	Casquillo de agujas	$\phi 14h6$	Ajuste forzado ligero. Desmontable (Anexo 21)
Casquillo de agujas	Rocker	$\phi 20P6$	No desmontable, carga elevada, paredes de alojamiento delgadas (Anexo 21)

Tabla 159. Tolerancias dimensionales en la unión link-rocker

### 31.8. Diseño en detalle de la unión link-bastidor

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- Soportar los esfuerzos calculados para la unión.
- El eje debe ser desmontable. Además, por la posición que ocupa el en el diseño, es importante hacer alguna pequeña verificación que asegure la accesibilidad de la herramienta durante estas maniobras.
- Los links y el bastidor no han de entrar en contacto en ningún momento, ya que esto va en detrimento de la calidad del sistema de suspensión trasera.
- Como ocurre con el resto de uniones del mecanismo de bieletas, en principio no existen solicitaciones en estado axial. No obstante, el eje necesita de un sistema de centrado que lo mantenga en la posición de diseño.
- Al no existir rodamiento en la unión, la movilidad relativa entre los componentes existentes es indiferente.

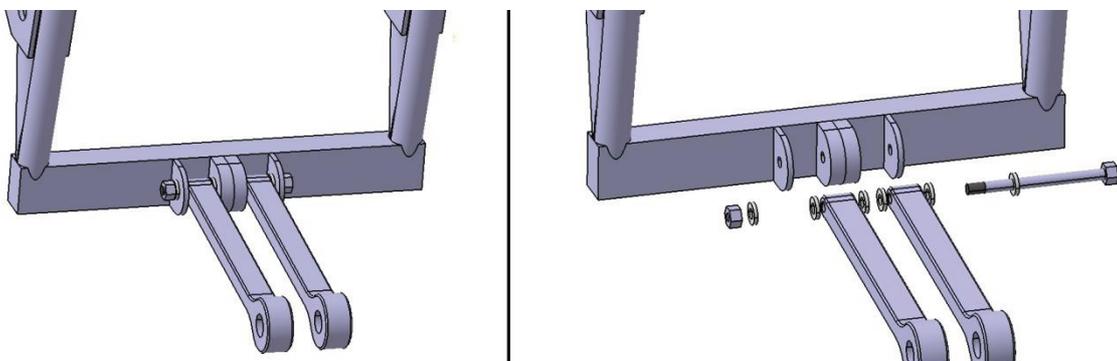


Ilustración 122. Aspecto del diseño en detalle de la unión links-bastidor

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

- Para asegurar que los componentes de la unión soportan los esfuerzos calculados para el servicio, se llevan a cabo las siguientes actuaciones:
  - El material y el diámetro mínimo del eje de discute en el Anexo 14. No obstante, y como ocurre para todos los ejes calculados en el citado documento, es necesario preservar las hipótesis de cálculo. Para ello se minimiza la longitud de contacto con componentes no resistentes y se disponen orejetas a ambos lados de cada links, lo que nos permite desprestigiar los efectos de la flexión en el eje y suponer que este trabaja a cortadura pura.
  - Los links fueron calculados por software de cálculo numérico por el calculista del proyecto <sup>[18]</sup>.
  - Las orejetas del bastidor fueron calculadas mediante métodos analíticos por el calculista del proyecto <sup>[18]</sup>.
- Como el movimiento relativo de los componentes no es importante, se escogerá el mismo ajuste para los dos ajustes eje agujero de la unión. Además, al no existir rodamiento, se pueden ordenar acabados superficiales relativamente más bastos.
- Como se ha venido haciendo durante el diseño en detalle de las uniones del sistema de bieletas, se incorporan a la unión un conjunto de arandelas de nylon separadoras, las cuales evitan en todo momento el contacto entre los links y el bastidor.
- Como el diámetro del eje es pequeño en relación a otros ejes de la suspensión trasera (debido a que no hay rodamiento en la unión), se optará por colocar una tuerca en vez del sistema de arandelas de nylon centradoras.
- Se comprueba que el tamaño de las orejetas es tal que hay suficiente espacio para introducir el vaso y la llave de carraca. En su defecto se podría haber utilizado una llave plana, pero esto va en detrimento de la accesibilidad mecánica del prototipo.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Links	$\phi 6 \text{ h9/F10}$	Ajuste medio holgado. (Anexo 22)
Eje	Bastidor	$\phi 6 \text{ h9/F10}$	Ajuste medio holgado. (Anexo 22)

Tabla 160. Tolerancias dimensionales en la unión link-bastidor

### 31.9. Diseño en detalle de la unión rocker-basculante \_\_\_\_\_

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- Soportar los esfuerzos calculados para la unión.
- El eje permanecerá fijo con respecto a basculante, mientras que la pista exterior del casquillo de agujas girará solidaria al basculante.
- El casquillo de agujas y el rocker no han de ser desmontables entre sí, ya que no se prevee este caso en ningún momento de la vida útil del prototipo. El eje obviamente de que ha de ser desmontable

- D) En principio ningún componente de la unión soporta fuerzas en sentido axial, aunque es necesario paliar los efectos de las fuerzas residuales que aparecen en dicha dirección, debidas entre otros motivos a la deformabilidad de los componentes.
- E) Es necesario evitar el contacto entre el rocker y el basculante en cualquier posición de funcionamiento de ambos.

Como era de esperar, las funcionalidades de esta unión son muy similares a las de la unión links-rocker.

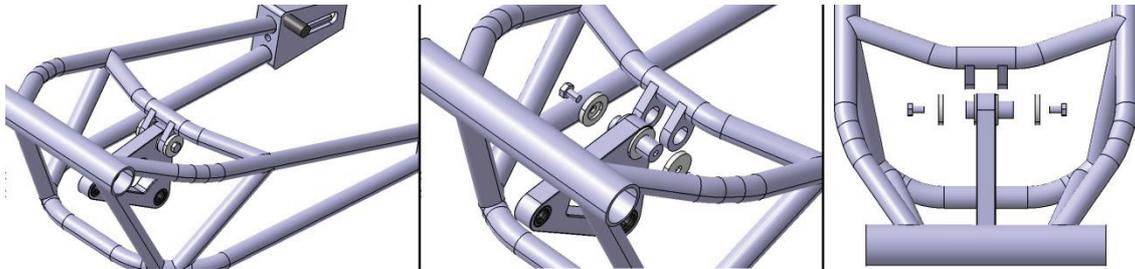


Ilustración 123. Aspecto del diseño en detalle de la unión rocker-basculante

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

- Para asegurar que los componentes de la unión soportan los esfuerzos calculados para el servicio, se hace el estudio resistente de cada uno de ellos:
  - El diámetro mínimo del eje fue calculado en el Anexo 14. Pero además, y como viene ocurriendo con los ejes estudiados es dicho anexo, es necesario minimizar los esfuerzos a flexión del eje para que el cálculo sea válido. Para ello, se minimiza el espesor de las arandelas de nylon separadoras (que son componentes no resistentes) frente al espesor del rocker y las orejetas del basculante.
  - Las dimensiones de las orejetas y la unión soldada con el basculante fueron calculadas por métodos numéricos por el calculista del proyecto <sup>[18]</sup>.
  - El rocker fue ensayado por software de cálculo numérico por el calculista del proyecto <sup>[18]</sup>, y el casquillo de agujas fue escogido en el apartado 22.7 del presente documento.
- La movilidad relativa de los componentes se asegura mediante las tolerancias de ajuste eje-agujero.  
El ajuste que se otorga entre el casquillo de agujas y su alojamiento en el rocker es de gran aprieto, ya que como se comentó en la funcionalidad C no será necesario desmontarlos en ningún momento. Para su montaje se recurrirá a técnicas de interferencia térmica.
- La accesibilidad de la herramienta a este eje está garantizada ya desde la fase de postmecanizado del basculante, ya que se procuró que el agujero de las orejetas de unión con el rocker fuese accesible por la herramienta desde el exterior de los brazos del basculante. El resultado de esta consideración puede apreciarse en la ilustración 124.

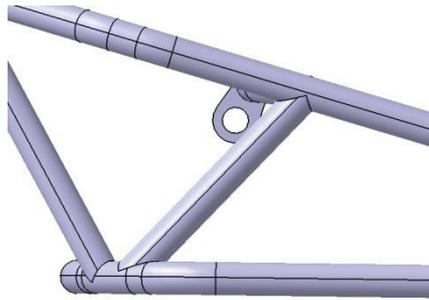


Ilustración 124. Detalle de la ergonomía de la unión rocker-basculante

4. Para paliar los efectos de las citadas fuerzas axiales residuales, y teniendo en cuenta el diámetro del eje, se implementa el sistema de arandelas centradoras que se utilizó en la unión links-rocker, que mantienen al eje en la posición de diseño en todo momento.
5. Para evitar el contacto entre los componentes a unir, se dispone de nuevo de un sistema de arandelas separadoras de nylon, que se interponen entre el rocker y las orejetas del basculante.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Casquillo de agujas	$\phi 15h6$	Ajuste forzado ligero. Desmontable (Anexo 21)
Eje	Basculante	$\phi 15 h6/J7$	Ajuste forzado ligero. Desmontable (Anexo 22)
Casquillo de agujas	Rocker	$\phi 21P6$	No desmontable, carga elevada, paredes de alojamiento delgadas (Anexo 21)

Tabla 161. Tolerancias dimensionales en la unión rocker-basculante

### 31.10. Diseño en detalle de la unión rocker-amortiguador \_\_\_\_\_

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- A) Soportar los esfuerzos calculados para la unión.
- B) El casquillo de agujas ha de permanecer fijo al rocker, mientras que el eje gira solidario al amortiguador.
- C) Los tamaños del agujero que presentan el amortiguador el casquillo de agujas para su unión son distintos, de manera que habrá que proponer alguna adaptación para solventar el problema, siempre acorde a los objetivos fijados durante la fase de prediseño.
- D) Se necesita un sistema de centrado de amortiguador, ya que este presenta una anchura en su anclaje notablemente más elevada que la anchura del rocker.
- E) Los componentes a unir nunca han de entrar en contacto, ya que esto va en detrimento de la funcionalidad del sistema de suspensión trasera.

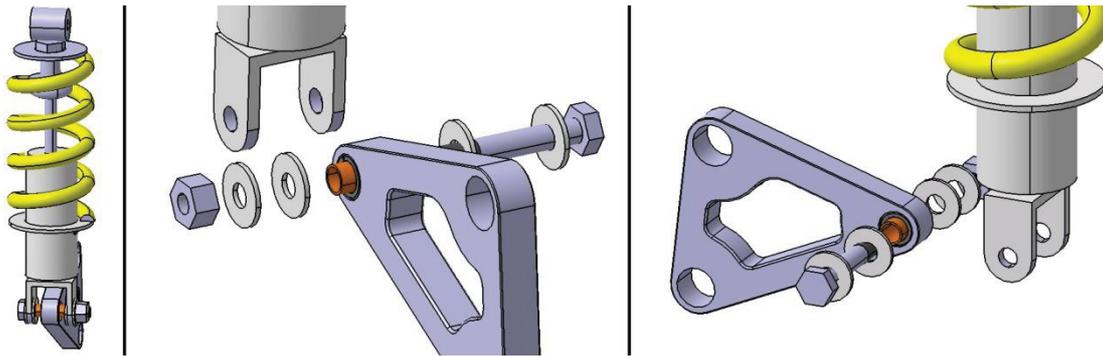


Ilustración 125. Aspecto del diseño en detalle de la unión amortiguador-rocker

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

- Para garantizar que los componentes de la unión soportan las solicitaciones calculadas según la metodología expuesta en el Anexo 10, se lleva a cabo en análisis resistente de todos ellos:
  - El diámetro mínimo del eje fue calculado en el Anexo 14. Además, para hacer valer las hipótesis de cálculo, se maximiza la longitud del casquillo adaptador de diámetros que se presentará posteriormente. Esto permite minimizar los esfuerzos de flexión del eje y asumir que trabaja a cortadura pura.
  - Como ya se ha indicado anteriormente, el rocker ha sido ensayado mediante software de cálculo numérico por el calculista del proyecto <sup>[18]</sup>; y los rodamientos fueron escogidos durante el apartado 22.7.1 de la fase de diseño preliminar.
  - Las orejetas que presenta el amortiguador han sido calculadas por el fabricante, y se puede asegurar que soportan los esfuerzos al depender estos únicamente de las características del componente ( $F_{AM} = K \cdot x$ ) y no de parámetros al alcance de los diseñadores de Upna Racing.
- Para solventar el problema dimensional que se comenta en la funcionalidad C, se propusieron dos alternativas que fueron evaluadas según los criterios dictados en la fase de prediseño. Estas se exponen, junto con sus principales características, en la tabla 162 adjunta:

MECANIZAR UN NUEVO AGUJERO EN EL AMORTIGUADOR	IMPLEMENTAR UN CASQUILLO ADAPTADOR DEL DIÁMETRO
<p>Aunque el diámetro del nuevo agujero sería tan sólo 2 mm mayor que el que presenta originalmente, y es una alternativa que no requiere de la introducción de más componentes, presenta la problemática de estar alterando la resistencia del anclaje, la cual fue calculada por el fabricante y se tiene cierta incertidumbre acerca de la modificación de la misma.</p>	<p>A pesar de contar con un nuevo componente, la opción de implementar un casquillo que se disponga en el interior del casquillo de agujas y exterior al eje puede presentar ventajas frente al peso del conjunto, evita modificaciones en el amortiguador y permite minimizar el trabajo a flexión del eje. La única desventaja surge de la movilidad relativa de los componentes, ya que se desea que el casquillo gire solidario al eje, mientras que la unión entre ambos ha de ser desmontable.</p>

Tabla 162. Comparación entre las alternativas de adaptación amortiguador-rocker

A la vista de las ventajas e inconvenientes, se cada una de las alternativas, se escoge la opción de implementar un casquillo adaptador del diámetro del eje.

3. La movilidad relativa se asegura mediante las tolerancias dimensionales de ajuste eje-agujero.

Como ya se ha comentado, la incorporación del casquillo adaptador de diámetros complica esta actuación. Se escogió un ajuste forzado medio entre el casquillo y el eje, lo que asegura que giren solidarios pero hace necesaria la herramienta para desmontarlo. No obstante, no se prevén muchas maniobras de montaje y desmontaje de esta unión durante la vida del prototipo.

En cuanto al ajuste del casquillo de agujas con su alojamiento en el rocker, se escogerá un ajuste muy apretado al no preverse maniobras de desmontaje, y el montaje del mismo se realizará empleando técnicas de interferencia térmica.

4. En este caso la función de centrado del amortiguador la realiza el casquillo adaptador de diámetro. Con una geometría que maximice su longitud axial, se logra cumplir la doble funcionalidad de minimizar los efectos de flexión del eje y conseguir un buen centrado del amortiguador.

En cuanto al eje, la función de centrado será encomendada una tuerca, ya que el diámetro que este presenta la convierte en una solución más adecuada que un sistema de arandelas centradoras.

5. Por último, y para evitar el contacto entre el casquillo adaptador y el amortiguador, se dispone el sistema de arandelas de nylon centradoras que se ha venido comentando durante el diseño de las uniones del sistema de bieletas.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	Casquillo	$\phi 10h6/K7$	Ajuste fino, forzado medio, montaje a martillo. (Anexo 22)
Casquillo	Casquillo de agujas	$\phi 12h6$	Ajuste forzado ligero. Desmontable (Anexo 21)
Casquillo de agujas	Rocker	$\phi 18P6$	No desmontable, carga elevada, paredes de alojamiento delgadas (Anexo 21)

Tabla 163. Tolerancias dimensionales en la unión rocker-amortiguador

### 31.11. Diseño en detalle de la unión amortiguador-bastidor \_\_\_\_\_

#### FUNCIONALIDADES A CUMPLIR POR LA UNIÓN

- A) Soportar los esfuerzos calculados para la unión.
- B) Se debe permitir el giro del amortiguador, pero teniendo en cuenta que este será de una amplitud y velocidad de giro relativamente pequeña.
- C) Debe existir un margen de regulación de la posición relativa entre ambos componentes a unir, según lo expuesto en el apartado 9.5 del presente documento, durante los cálculos preliminares.

- D) La variación de la citada posición relativa entre el amortiguador y el bastidor debe ser lo más rápida posible, ya que tanto el margen de regulación como el tiempo que se emplea en variarla son determinantes en la capacidad de puesta a punto del prototipo.
- E) Es necesario prever el centrado del amortiguador, al igual que ocurría con la unión entre el amortiguador y el rocker.
- F) Se debe asegurar que el eje no se salga de su alojamiento, a pesar de que este no soporta fuerzas en sentido axial.

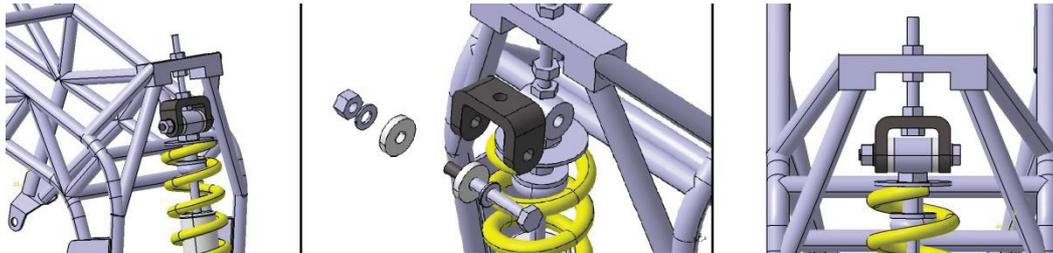
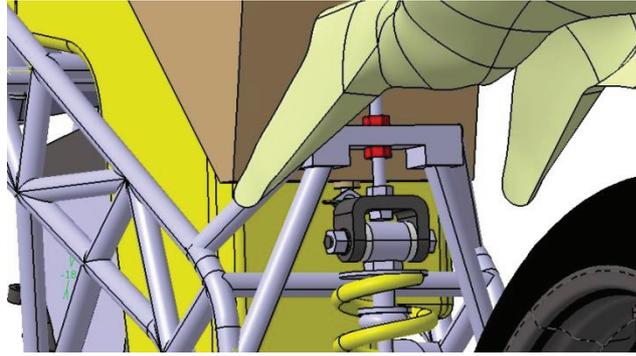


Ilustración 126. Aspecto del diseño en detalle de la unión amortiguador-bastidor

## SOLUCIONES ADOPTADAS EN LA UNIÓN

1. Para garantizar que los componentes presentes en la unión resisten las solicitaciones calculadas se realiza su análisis resistente en el Anexo 20.
2. Como el giro del amortiguador es de poca amplitud y de velocidad reducida se prescinde de utilizar rodamientos, lo que permite obtener una solución más ligera y sencilla y económica de fabricar.
3. Según lo expuesto en el apartado 9.5 mencionado anteriormente, la existencia de este margen de regulación es el de paliar las variaciones de altura de marcha que induce la existencia del margen para la posición relativa entre horquilla y tijas.  
 Así, la amplitud de regulación debería ser  $50\text{mm} \cdot \cos(\text{lanzamiento}) = 45.9\text{mm}$ . No obstante, se decide implementar un margen de regulación para la altura del amortiguador de 50 mm, lo cual nos asegura que la capacidad de puesta a punto no se verá afectada.
4. La regulación de la altura mencionada se lleva a cabo únicamente manipulando las dos tuercas DIN 934 que se destacan en rojo en la ilustración 127. Además, se asegura el rápido acceso a las mismas por el hueco interior del colín y entre las vigas del subchasis, hecho que asegura la capacidad para una rápida regulación de la misma.



**Ilustración 127. Detalle de la ergonomía de la regulación de altura del amortiguador**

5. Se incorporan dos arandelas de nylon que cumplen una doble función, la de mantener centrado el amortiguador y la de evitar el contacto entre este y el soporte superior, lo que ocasionaría problemas de comportamiento y desgaste de la articulación
6. La función de mantener el eje en la posición de diseño y paliar los efectos de las fuerzas axiales residuales se encomienda a una tuerca DIN 985, ya que el diámetro del eje es lo suficientemente pequeño como para desechar la solución del sistema de arandelas centradoras utilizado en otras uniones.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN LA UNIÓN			
Componentes de la unión		Tolerancia	Tipo de ajuste
Eje	U-Amortiguador	$\phi 10h9/E9$	Ajuste medio deslizante (Anexo 22)
No existe ajuste entre el eje y el amortiguador, ya que se conoce que el diámetro del agujero en el amortiguador es 10.1 mm, pero se desconoce la tolerancia del mismo.			

**Tabla 164. Tolerancias dimensionales en la unión amortiguador-bastidor**



## ÍNDICE DE TABLAS

Nº Tabla	Título	Página
1.	Calendario de la II Competición Motostudent.....	5
2.	Ponderación de las puntuaciones en la Fase MS1.....	8
3.	Cursograma de la Competición Motostudent.....	9
4.	Relación de componentes del equipo Upna Racing.....	11
5.	Condiciones de implementación de los componentes proporcionados por la organización.....	15
6.	Relación de información obtenida durante las entrevistas con los pilotos.....	17
7.	Relación de información obtenida del reglamento de la competición.....	19
8.	Relación de información obtenida del documento de lecciones aprendidas.....	20
9.	Relación de información obtenida de la aplicación del método RED.....	21
10.	Relación de requerimientos funcionales para el conjunto.....	22
11.	Relación de invariantes para el diseño para el conjunto.....	23
12.	Relación de requerimientos funcionales para el piecerío.....	24
13.	Relación de invariantes de diseño para el piecerío.....	24
14.	Relación de requerimientos funcionales para el depósito de combustible.....	25
15.	Relación de invariantes de diseño para el depósito de combustible.....	25
16.	Relación de requerimientos funcionales para las uniones.....	26
17.	Relación de requerimientos funcionales para el escape y la admisión.....	26
18.	Relación de invariantes de diseño para el escape y la admisión.....	27
19.	Escala de preferencias para el método AHP.....	28
20.	Valores para el índice de consistencia aleatorio (RI) en función del número de alternativas.....	29
21.	Matriz de comparación por pares para los requerimientos del conjunto.....	31
22.	Pesos específicos para los requerimientos del conjunto.....	33
23.	Matriz de comparación por pares para los requerimientos del piecerío.....	33
24.	Pesos específicos para los requerimientos del piecerío.....	35
25.	Matriz de comparación por pares para los requerimientos del depósito de combustible.....	35
26.	Pesos específicos para los requerimientos del depósito de combustible.....	36
27.	Matriz de comparación por pares para los requerimientos de la uniones.....	37
28.	Pesos específicos para los requerimientos de las uniones.....	38
29.	Matriz de comparación por pares para los requerimientos de la admisión y el escape.....	39
30.	Pesos específicos para los requerimientos de la admisión y el escape.....	40
31.	Escala dificultad consecución parámetros funcionales.....	43
32.	Escala para el grado de correlación entre requerimientos y parámetros funcionales.....	43
33.	Leyenda para la relación entre parámetros funcionales.....	43
34.	QFD. Requerimientos funcionales para el conjunto.....	44
35.	QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para el conjunto.....	45
36.	QFD. Relación entre los parámetros funcionales para el conjunto.....	46
37.	QFD. Parámetros funcionales para el conjunto.....	47
38.	QFD. Requerimientos funcionales para el piecerío.....	48
39.	QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para el piecerío.....	49
40.	QFD. Relación entre los parámetros funcionales para el piecerío.....	50
41.	QFD. Parámetros funcionales para el piecerío.....	51
42.	QFD. Requerimientos funcionales para el depósito de combustible.....	52
43.	QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para el depósito de combustible.....	52
44.	QFD. Relación entre los parámetros funcionales para el depósito de combustible.....	53
45.	QFD. Parámetros funcionales para el depósito de combustible.....	53
46.	QFD. Requerimientos funcionales para las uniones.....	54
47.	QFD. Relación entre requerimientos y parámetros para las uniones.....	55
48.	QFD. Relación entre los parámetros funcionales para las uniones.....	56
49.	QFD. Parámetros funcionales para las uniones.....	57

Nº Tabla	Título	Página
50.	QFD. Requerimientos funcionales para la admisión-escape.....	57
51.	QFD. Relación entre los requerimientos y parámetros para la admisión-escape	58
52.	QFD. Relación entre los parámetros funcionales para la admisión-escape.....	59
53.	QFD. Parámetros funcionales para la admisión-escape.....	60
54.	Tabla explicativa de las rigideces de consecución de los valores de los parámetros funcionales.....	61
55.	Tabla explicativa de las rigideces de verificación de los valores de los parámetros funcionales.....	62
56.	Pliero de Condiciones Funcional para el conjunto.....	63
57.	Pliero de Condiciones Funcional para el piecerío.....	64
58.	Pliero de Condiciones Funcional para el depósito de combustible.....	65
59.	Pliero de Condiciones Funcional para las uniones.....	66
60.	Pliero de Condiciones Funcional para el escape-admisión.....	67
61.	Límites dimensionales para la transmisión secundaria en función del tamaño de la cadena.....	79
62.	Valores mínimos para la relación de trasmisión secundaria en sunción del tamaño de la cadena.....	80
63.	Relaciones de trasmisión primaria y del cambio del propulsor.....	80
64.	Esquema de la trasmisión secundaria.....	82
65.	Tensiones máximas en la cadena ( $T_{MAX}$ ) y tensiones de rotura ( $T_{MAX ROTURA}$ ) según el tamaño de la cadena.....	82
66.	Velocidad máxima del prototipo en función de la relación de trasmisión secundaria.....	83
67.	Valores óptimos para los parámetros geométricos.....	102
68.	Valores de los parámetros característicos para el cálculo de la masa aparente del conjunto moto-piloto.....	106
69.	Parámetros característicos de la situación de máximo par ( $T_{CIGÜEÑAL MAX}$ ) del propulsor.....	107
70.	Relación entre la fuerza que el piloto ejerce sobre el accionamiento del freno ( $F_{PILOTO}$ ) con el diámetro efectivo del disco ( $\phi_{DISCO}$ ) para las condiciones de frenada impuestas.....	116
71.	Parámetros funcionales involucrados en el posicionamiento del propulsor.....	136
72.	Ventajas/desventajas para la alternativa 1 del posicionamiento del propulsor...	141
73.	Ventajas/desventajas para la alternativa 2 del posicionamiento del propulsor...	143
74.	Ventajas/desventajas para la alternativa 3 del posicionamiento del propulsor...	143
75.	Método de selección de ideas para el posicionamiento del propulsor.....	144
76.	Parámetros funcionales involucrados en el diseño de la articulación de la dirección.....	145
77.	Parámetros funcionales involucrados en la decisión del margen de regulación de la posición relativa tijas-horquilla.....	151
78.	Ventajas/desventajas para la alternativa 1 de diseño de la articulación de la dirección.....	154
79.	Ventajas/desventajas para la alternativa 2 de diseño de la articulación de la dirección.....	156
80.	Ventajas/desventajas para la alternativa 3 de diseño de la articulación de la dirección.....	157
81.	Solicitaciones para los rodamientos de la dirección.....	157
82.	Rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular.....	158
83.	Características de los rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular seleccionados.....	158
84.	Ventajas/desventajas de la implementación de rodamientos combinados de agujas y bolas con contacto angular en la articulación de la dirección.....	159
85.	Rodamientos a bolas con contacto angular.....	159
86.	Características para los rodamientos a bolas con contacto angular seleccionados.....	159
87.	Ventajas/desventajas de la implementación de rodamientos a bolas con contacto angular en la articulación de la dirección.....	160
88.	Características de los rodamientos de rodillos cónicos seleccionados.....	160

Nº Tabla	Título	Página
89.	Ventajas/desventajas de la implementación de rodillos cónicos en la articulación de la dirección.....	161
90.	Denominación de las distintas alternativas de diseño preliminar de la articulación de la dirección.....	161
91.	Método de selección de ideas para el diseño preliminar de la articulación de la dirección.....	162
92.	Ventajas/desventajas para la alternativa 1-A de diseño preliminar del sistema de suspensión trasera.....	174
93.	Ventajas/desventajas para la alternativa 1-B de diseño preliminar del sistema de suspensión trasera.....	175
94.	Ventajas/desventajas de la implementación de un sistema de bieletas.....	175
95.	Método de selección de ideas para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera.....	178
96.	Inputs para el diseño preliminar del sistema de bieletas.....	179
97.	Dimensiones preliminares para el link.....	179
98.	Dimensiones preliminares para el rocker.....	180
99.	Posicionamiento preliminar del amortiguador.....	180
100.	Solicitaciones máximas en las articulaciones del sistema de bieletas (I).....	183
101.	Solicitaciones máximas en las articulaciones del sistema de bieletas (II).....	184
102.	Ventajas/desventajas de la utilización del mismo rodamiento para todo el sistema de bieletas.....	185
103.	Descripción de los rodamientos implementados en el sistema de bieletas.....	186
104.	Resumen del dimensionamiento de ejes alojados en rodamientos del sistema de bieletas.....	187
105.	Resumen del dimensionamiento de ejes alojados en agujeros del sistema de bieletas.....	188
106.	Parámetros funcionales involucrados en el diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante.....	189
107.	Solicitaciones máximas en la unión bastidor-basculante.....	107
108.	Resumen del cálculo numérico del eje de la articulación bastidor-basculante...	108
109.	Características el rodamiento seleccionado para la articulación bastidor-basculante.....	194
110.	Estudio de la validez de los rodamientos seleccionados ante cargas estáticas..	194
111.	Ventajas/desventajas de la implementación de carburador como sistema de alimentación de combustible.....	112
112.	Ventajas/desventajas de la implementación de inyección como sistema de alimentación de combustible.....	112
113.	Parámetros involucrados en el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta (I).....	199
114.	Parámetros involucrados en el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta (I).....	199
115.	Ventajas/desventajas del posicionamiento del airbox bajo el depósito de combustible.....	202
116.	Valores de los parámetros funcionales alcanzados con la alternativa del carburador dentro del airbox.....	203
117.	Valores de los parámetros funcionales alcanzados con la alternativa del carburador fuera del airbox.....	203
118.	Ventajas/desventajas de la implementación del carburador dentro del airbox...	204
119.	Ventajas/desventajas de la implementación del carburador fuera del airbox.....	204
120.	Método de selección de ideas para el diseño preliminar de la posición relativa de airbox y depósito de combustible.....	205
121.	Ventajas/desventajas de la incorporación de silencioso al diseño.....	121
122.	Ventajas/desventajas para la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor...	209
123.	Ventajas/desventajas para la alternativa de escape ruteado sobre el propulsor.	210
124.	Método de selección de ideas para el diseño preliminar del sistema de escape	211
125.	Ventajas/desventajas para la alternativa de utilización de dos radiadores.....	212
126.	Ventajas/desventajas para la alternativa de utilización de un solo radiador.....	214

<b>Nº Tabla</b>	<b>Título</b>	<b>Página</b>
127.	Ventajas/desventajas para la alternativa de posicionamiento del radiador en el frontal de la motocicleta.....	215
128.	Ventajas/desventajas para la alternativa de posicionamiento del radiador en la parte trasera de la motocicleta.....	216
129.	Método de selección de ideas para el diseño preliminar del sistema de refrigeración.....	217
130.	Ventajas/desventajas para la utilización de vaso de expansión.....	218
131.	Condiciones de diseño para el mecanismo del reenvío del cambio.....	221
132.	Conclusiones del estudio cinemático preliminar del mecanismo de reenvío del cambio.....	222
133.	Conclusiones del estudio dinámico preliminar del mecanismo de reenvío del cambio.....	222
134.	Verificación de los invariantes de diseño involucrados en la implementación del colín.....	134
135.	Limitaciones para la elección del disco de freno delantero.....	225
136.	Características principales del disco de freno delantero.....	225
137.	Comparativa entre pinza de freno de anclaje axial y pinza de freno de anclaje radial.....	227
138.	Alternativas de diseño para el soporte de la pinza de freno trasera.....	228
139.	Reacciones en los apoyos para las distintas alternativas del soporte de la pinza de freno delantera.....	228
140.	Limitaciones para la elección del disco de freno delantero.....	230
141.	Relación entre el diámetro exterior del disco de freno trasero y la fuerza ejercida por el piloto sobre el accionamiento.....	231
142.	Condiciones de diseño para el soporte de la pinza de freno trasera.....	231
143.	Ejemplos de parámetros funcionales que influyen en el orden de diseño de las uniones.....	237
144.	Secuencia ordenada del diseño de las uniones.....	240
145.	Presentación del diseño en detalle inicial del bastidor.....	240
146.	Presentación del diseño en detalle inicial del basculante.....	240
147.	Presentación del diseño en detalle inicial de los componentes del sistema de bieletas.....	241
148.	Presentación del diseño en detalle inicial del airbox.....	241
149.	Presentación del diseño en detalle inicial del depósito de combustible.....	242
150.	Presentación del diseño en detalle inicial del escape.....	242
151.	Presentación del carenado.....	242
152.	Tolerancias dimensionales en la unión rueda delantera-horquilla telescópica... ..	244
153.	Tolerancias dimensionales en la unión rueda trasera-basculante.....	246
154.	Alternativas para el diseño en detalle del soporte de la pinza de freno delantera.....	248
155.	Tolerancias dimensionales en la unión pinza de freno delantera-horquilla telescópica.....	248
156.	Tolerancias dimensionales en la unión tijas-bastidor.....	250
157.	Tolerancias dimensionales en la unión bastidor-basculante.....	251
158.	Tolerancias dimensionales en la unión pinza de freno trasera-basculante.....	253
159.	Tolerancias dimensionales en la unión link-rocker.....	254
160.	Tolerancias dimensionales en la unión link-bastidor.....	256
161.	Tolerancias dimensionales en la unión rocker-basculante.....	257
162.	Comparación entre las distintas alternativas de adaptación amortiguador-rocker.....	258
163.	Tolerancias dimensionales en la unión rocker-amortiguador.....	259
164.	Tolerancias dimensiones en la unión amortiguador-bastidor.....	261

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Nº	Título	Página
1.	Casos de carga para la homologación del bastidor.....	6
2.	Propulsor proporcionado por la organización.....	12
3.	Carburador proporcionado por la organización.....	12
4.	Horquilla telescópica proporcionada por la organización.....	13
5.	Monoamortiguador proporcionado por la organización.....	13
6.	Llantas y neumáticos proporcionados por la organización.....	14
7.	Componentes del sistema de freno proporcionados por la organización....	14
8.	Disposición de la información según la metodología QFD.....	41
9.	Relaciones entre los inputs y los outputs en la metodología QFD.....	43
10.	Influencia de la altura del C.d.G. en el par desestabilizador durante la inclinación.....	71
11.	Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación de aceleración...	72
12.	Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación de frenada con el freno delantero.....	73
13.	Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación en la cual se alcanza la velocidad máxima.....	75
14.	Curva de potencia y par del propulsor.....	77
15.	Portacoronas de la transmisión secundaria. Límite dimensional para la corona mínima.....	79
16.	Intervalo de variación de las velocidades máximas (km/h).....	83
17.	Definición de los parámetros geométricos de una motocicleta.....	88
18.	Sistema de giro basado en la condición de Ackerman de una motocicleta.	89
19.	Influencia de la batalla frente a flexiones laterales del conjunto.....	89
20.	Influencia del radio de la rueda en la capacidad de superación de irregularidades del terreno.....	90
21.	Influencia del radio de la rueda en el tamaño de la huella de contacto del neumático.....	91
22.	Influencia del avance del vehículo en la magnitud del par autoalineante del tren delantero.....	91
23.	Influencia del avance trasero sobre la magnitud del par autoalineante en el tren delantero .....	92
24.	Influencia de los ángulos de dirección e inclinación en el avance real.....	92
25.	Definición del convenio de signos para el ángulo de lanzamiento.....	93
26.	Efectos de la existencia del ángulo de lanzamiento sobre la complejidad constructiva de la motocicleta.....	93
27.	Influencia del ángulo de lanzamiento en la descomposición de fuerzas actuantes sobre la horquilla telescópica.....	94
28.	Influencia del ángulo de lanzamiento sobre el avance real.....	94
29.	Efecto de los ángulos de lanzamiento y dirección sobre el avance real.....	95
30.	Influencia del ángulo de lanzamiento en el ángulo de comba que adquiere el neumático inscrito en una curva.....	96
31.	Influencia del ángulo de lanzamiento sobre el ángulo de giro efectivo que induce el piloto durante la conducción.....	97
32.	Influencia de la posición relativa piñón-eje del basculante sobre la descomposición de la fuerza de tracción.....	98
33.	Proceso de obtención de la línea de fuerzas.....	99
34.	Determinación del porcentaje anti- <i>squad</i> de la suspensión trasera en función de la posición de la línea de fuerzas.....	99
35.	Influencia de la longitud del basculante en el porcentaje anti- <i>squad</i> de la suspensión trasera.....	100
36.	Influencia del tamaño de los engranajes de la transmisión secundaria en el porcentaje anti- <i>squad</i> de la suspensión trasera.....	101
37.	Esquema de la metodología de obtención de los valores de los parámetros geométricos.....	102
38.	Sistema de casquillos intercambiables que permiten la variación del offset de las tijas.....	104

Nº	Título	Página
39.	Diagrama de sólido rígido del conjunto en la situación de aceleración.....	105
40.	Diagrama del sólido rígido para del conjunto para la situación de frenada..	110
41.	Diagrama del sólido rígido del conjunto para la situación de frenada accionando el freno trasero.....	116
42.	Modelo de cálculo para el sistema de alimentación de aire.....	122
43.	Definición de las medidas antropométricas básicas del piloto.....	128
44.	Verificación de la validez de la metodología de cálculo de los valores geométricos.....	129
45.	Metodología de la obtención de los valores geométricos.....	129
46.	Estado del diseño con los datos de partida para el diseño preliminar.....	135
47.	Posicionamiento del propulsor en el eje Y.....	137
48.	Posicionamiento del propulsor en el plano XZ.....	138
49.	Límite al posicionamiento del propulsor debido al colector de escape.....	138
50.	Límite al posicionamiento del propulsor debido a la lubricación.....	139
51.	Designación de las posibilidades de anclaje el propulsor.....	139
52.	Alternativa 1 para el posicionamiento del propulsor.....	141
53.	Alternativa 2 para el posicionamiento del propulsor.....	142
54.	Alternativa 3 para el posicionamiento del propulsor.....	143
55.	Influencia de la anchura del bastidor en el ángulo de dirección disponible.	146
56.	Espacio disponible para el eje de la dirección y el margen de regulación de la posición de las tijas.....	147
57.	Envoltorio del espacio libre necesario para un ángulo de giro de 25°.....	148
58.	Decisión final para el margen de regulación de la posición relativa tijas-horquilla.....	152
59.	Alternativa 1 para el diseño preliminar de la articulación de la dirección....	153
60.	Alternativa 2 para el diseño preliminar de la articulación de la dirección....	155
61.	Alternativa 3 para el diseño conceptual de la articulación de la dirección...	156
62.	Dimensiones preliminares básicas de la articulación de la dirección.....	163
63.	Curva característica del amortiguador trasero y curva característica de la suspensión trasera.....	166
64.	Implementación en CAD de los límites dimensionales de seguridad en torno a los neumáticos.....	167
65.	Obtención en CAD del máximo recorrido vertical de la rueda trasera.....	169
66.	Modelización en CAD del límite para el recorrido vertical impuesto por la posición del asiento.....	170
67.	Lugar geométrico de los puntos de anclaje del amortiguador para conseguir la curva característica de la suspensión objetivo.....	171
68.	Alternativa de unión del amortiguador al propulsor.....	171
69.	Detalles de alternativa de unión del amortiguador al propulsor.....	172
70.	Alternativa 1-A para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera.....	173
71.	Alternativa 1-B para el diseño preliminar del sistema de suspensión trasera.....	174
72.	Distintas disposiciones para un sistema de bieletas con el link conectado al basculante.....	176
73.	Detalle de links modificables en longitud.....	176
74.	Distintas disposiciones para un sistema de bieletas con el rocker conectado al basculante.....	176
75.	Detalle del sistema de bieletas empleado por la motocicletas de referencia.....	177
76.	Esquema de la metodología de diseño del sistema de suspensión trasera.	179
77.	Designación de las uniones presentes en el rocker.....	186
78.	Espacio disponible para el diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante.....	189
79.	Elección de la anchura del bastidor.....	191
80.	Boceto del diseño preliminar de la articulación bastidor-basculante.....	194
81.	Limitaciones impuestas por el bastidor para el diseño preliminar del layout de la motocicleta.....	197

Nº	Título	Página
82.	Limitaciones impuestas por el basculante para el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta.....	197
83.	Modelización en CAD de las limitaciones dimensionales impuestas por el PFC para el diseño preliminar del lay-out de la motocicleta.....	200
84.	Alternativa de airbox bajo el depósito de combustible.....	201
85.	Silencioso Leo Vince GP Style EVO II.....	207
86.	'dB killer'.....	207
87.	Alternativa de escape ruteado bajo el propulsor.....	207
88.	Verificación de la distancia de seguridad en torno al neumático delantero con la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor.....	208
89.	Verificación de la altura libre al suelo para la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor.....	208
90.	Verificación del ángulo máximo de inclinación para la alternativa de escape ruteado bajo el propulsor.....	209
91.	Alternativa de escape ruteado sobre el propulsor.....	210
92.	Radiadores Yamaha WRF 250.....	212
93.	Radiador Cagiva Mito 125.....	213
94.	Alternativa de posicionamiento de un sólo radiador ubicado en el frontal de la motocicleta.....	214
95.	Alternativa de posicionamiento de dos radiadores ubicados en el frontal de la motocicleta.....	214
96.	Alternativa de posicionamiento del radiador en la parte trasera de la motocicleta.....	215
97.	Ejemplo de posicionamiento de estriberas mediante un componente intermedio.....	219
98.	Estriberas Metrakit Pre-GP 125.....	220
99.	Posicionamiento de las estriberas en función de la ergonomía del piloto....	220
100.	Alternativas de diseño conceptual para el mecanismo del reenvío del cambio.....	103
101.	Diseño conceptual del mecanismo del reenvío del cambio.....	221
102.	Colín Honda RS 125.....	223
103.	Posicionamiento del colín según los requisitos fijados en la fase de prediseño.....	223
104.	Mecanismo de accionamiento del subsistema de freno delantero.....	224
105.	Pinza del subsistema de freno delantero.....	226
106.	Posicionamiento preliminar del los componentes del subsistema de freno delantero.....	226
107.	Mecanismo de accionamiento del subsistema de freno trasero.....	229
108.	Bomba hidráulica del subsistema de freno trasero.....	229
109.	Pinza del subsistema de freno trasero.....	230
110.	Diseño preliminar del soporte de la pinza de freno trasera.....	232
111.	Esquema de la metodología de diseño en detalle.....	235
112.	Esquema de identificación de la relación de uniones entre componentes...	238
113.	Aspecto del diseño en detalle de la unión rueda delantera-horquilla telescópica.....	243
114.	Aspecto del diseño en detalle de la unión rueda trasera-basculante.....	245
115.	Detalle del mecanismo de regulación de tensión de la cadena.....	246
116.	Aspecto del diseño en detalle de la unión pinza de freno delantera-horquilla telescópica.....	247
117.	Aspecto del diseño en detalle de la articulación de la dirección.....	248
118.	Aspecto del diseño en detalle de la articulación bastidor-basculante.....	250
119.	Aspecto del diseño en detalle de la unión pinza de freno trasera-basculante.....	251
120.	Detalle del soporte de la pinza de freno trasera y los casquillos centradores.....	252
121.	Aspecto del diseño en detalle de la unión link-rocker.....	253
122.	Aspecto del diseño en detalle de la unión links-bastidor.....	255
123.	Aspecto del diseño en detalle de la unión rocker-basculante.....	256

<b>Nº</b>	<b>Título</b>	<b>Página</b>
124.	Detalle de la ergonomía en la unión rocker-basculante.....	257
125.	Aspecto del diseño en detalle de la unión amortiguador-rocker.....	258
126.	Aspecto del diseño en detalle de la unión amortiguador-bastidor.....	260
127.	Detalle de la ergonomía de la regulación de altura del amortiguador.....	261

## ÍNDICE DE GRÁFICAS

Nº Gráfica	Título	Página
1.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=2.364$ .....	84
2.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=2$ .....	84
3.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=1.857$ .....	85
4.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=2.455$ .....	85
5.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=2.077$ .....	86
6.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=1.929$ .....	86
7.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=2.545$ .....	87
8.	Curva velocidad-régimen de giro para $i_{\text{SECUNDARIA}}=2.154$ .....	87
9.	Batalla en función de la posición relativa de tijas-horquilla para distintos valores del offset de las tijas.....	150
10.	Ángulo de lanzamiento en función de la posición relativa de tijas-horquilla, para distintos valores del offset de las tijas.....	150
11.	Avance sobre el suelo en función de la posición relativa de tijas-horquilla, para distintos valores del offset de las tijas.....	150
12.	Distancia libre al suelo en función del desplazamiento vertical de la rueda trasera.....	168
13.	Constante efectiva en la rueda en función del desplazamiento vertical de la rueda.....	180
14.	Módulo de las fuerzas en el amortiguador y la rueda en función del desplazamiento vertical de la rueda.....	181
15.	Desplazamiento del amortiguador en función del desplazamiento vertical de la rueda.....	181
16.	Ángulo del basculante respecto a la horizontal en función del desplazamiento vertical de la rueda.....	181
17.	Fuerzas sobre el eje del basculante en función del desplazamiento vertical de la rueda.....	182
18.	Fuerzas sobre el eje del rocker en función del desplazamiento vertical de la rueda.....	182
19.	Energía almacenada en el amortiguador frente al desplazamiento vertical de la rueda.....	182
20.	Porcentaje anti-squad en función del desplazamiento vertical de la rueda.....	183



## **BIBLIOGRAFÍA**

- [1] **“El Proceso de Análisis Jerárquico (AHP) como herramienta para la toma de decisiones en la selección de proveedores”**. Toskano Hurtado, Gérard Bruno. Tesis digitales UNMSM.
- [2] **“QFD: Conceptos, aplicaciones y nuevos desarrollos”**. Enrique Yacuzzi (Universidad del CEMA), Fernando Martín (Aventis Pharma).
- [3] **“El producto adecuado. Práctica del análisis funcional”** Tassani R. Ed. Marcombo (1994)
- [4] **“Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis”** Tony Foale (2003)
- [5] **“Motocicletas. Chasis”** John Robinson. Ed. Paraninfo (1992)
- [6] **“Dinámica de vehículos automóviles”**. Francisco Javier Alonso Sánchez. Apuntes para la docencia. Grupo 9 universidades.
- [7] **“Teoría de vehículos automóviles”**. Francisco Aparicio Izquierdo, Carlos Vera Álvarez, Vicente Díaz López. ETSII de la Universidad Politécnica de Madrid (2004)
- [8] **“Teoría de máquinas y mecanismos”**. Joseph Edward Shigley, John Joseph Uicker Jr. Ed. Mc Graw-Hill (1988)
- [9] **“Optimización de parámetros principales y cálculo de cargas de una motocicleta de competición”**. PFC Ibai Irigoyen Ulayar. Universidad Pública de Navarra. (2010)
- [10] **“Motorcycle Dynamics”**. Vittore Cossalter. Ed. Lulu. (2006)
- [11] **“Diseño en ingeniería mecánica”** Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke. Ed. Mc Graw-Hill (1990)
- [12] **“Sistema de admisión, refrigeración y escape en una moto de competición”**. PFC Gerardo Herce Gil de Muro. Universidad Pública de Navarra (2012)
- [13] **“Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)”**. Real Decreto 1826/2009.
- [14] **“Diseño de producto industrial”**. Pedro Villanueva Roldán, Rubén Lostado Lorza, Andrés Sanz García, Alpha V. Pernía Espinoza. Ed. López & Da Vinci. (2011)
- [15] **“Técnicas para la optimización y mejora del diseño industrial”**. Pedro Villanueva Roldán, Rubén Lostado Lorza, Andrés Sanz García, Alpha V. Pernía Espinoza. Ed. López & Da Vinci. (2011)
- [16] **“Ingeniería de la motocicleta”**. César Díaz de Cerio y José Sancho. Apuntes para la docencia. Universidad Pública de Navarra. (2010)
- [17] **Manual de usuario del software para el cálculo del sistema de bieletas”**. Tony Foale. [www.tonyfoale.com](http://www.tonyfoale.com)
- [18] **“Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis, basculante y sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”**. PFC Marian Ruiz Lara. Universidad Pública de Navarra. (2012)
- [19] **“Dibujo industrial”**. Jesús Félez, M<sup>a</sup> Luisa Martínez. Ed. Síntesis. (1995)



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

## INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

### PLANOS

Carlos Reoyo Rebollar

César Díaz de Cerio García de Mendaza

Pamplona, 11 de noviembre de 2013

# ÍNDICE DE PLANOS

## PLANO Nº:

1. Plano conjunto rueda delantera
2. Eje rueda delantera
3. Casquillo rueda delantera derecho
4. Casquillo rueda delantera izquierdo/derecho
5. Soporte pinza freno delantera
6. Casquillo rueda delantera izquierdo/izquierdo

- 
7. Plano conjunto rueda trasera
  8. Basculante
  9. Tensor cadena izquierdo
  10. Corona transmisión secundaria
  11. Casquillo rueda trasera derecho/izquierdo
  12. Soporte pinza freno trasera
  13. Eje rueda trasera
  14. Tensor cadena derecho
  15. Casquillo rueda trasera derecho/derecho
  16. Casquillo rueda trasera izquierdo

- 
17. Plano conjunto tijas-bastidor
  - 18-A. Bastidor-I
  - 18-B. Bastidor-II
  19. Tapar precarga dirección
  20. Semieje dirección superior
  21. Arandela nylon dirección
  22. Casquillo separador dirección
  23. Semieje dirección inferior

- 
24. Plano conjunto link-rocker
  25. Arandela nylon centradora link-rocker
  26. Link
  27. Rocker
  28. Arandela nylon separadora link-rocker
  29. Eje link-rocker

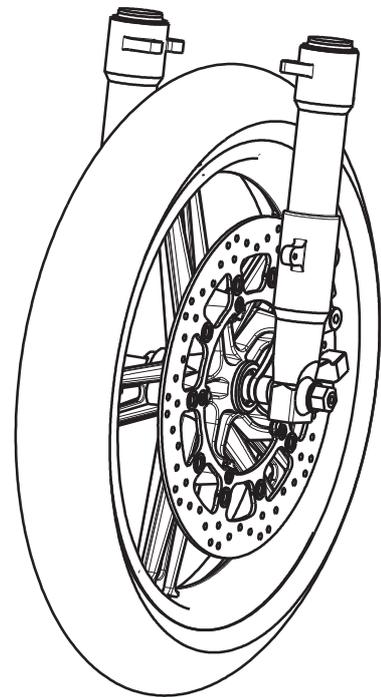
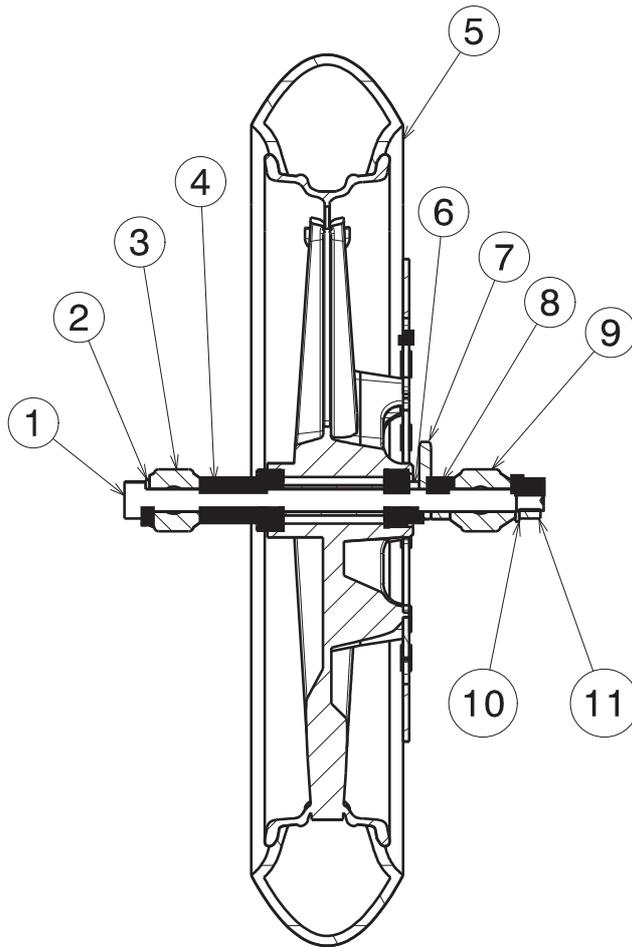
- 
30. Plano conjunto rocker-basculante
  31. Arandela nylon centradora link-basculante
  32. Arandela nylon separadora link-basculante
  33. Eje rocker-basculante

- 
34. Plano conjunto rocker-amortiguador
  35. Eje rocker-amortiguador
  36. Arandela nylon separadora rocker-amortiguador
  37. Casquillo adaptador diámetro

- 
38. Plano conjunto link-bastidor
  39. Eje link-bastidor
  40. Arandela nylon separadora link-bastidor

- 
41. Plano conjunto amortiguador-bastidor
  42. Arandela nylon separadora amortiguador-bastidor
  43. U-amortiguador
  44. Eje amortiguador-bastidor

- 
45. Plano conjunto bastidor-basculante
  46. Eje bastidor-basculante
  47. Casquillo basculante



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	EJE RUEDA DELANTERA	2
2	ARANDELA DIN-125A M14	
3	BOTELLA HORQUILLA DERECHA	
4	CASQUILLO RUEDA DELANTERA DERECHO	3
5	RUEDA DELANTERA	
6	CASQUILLO RUEDA DELANTERA IZQUIERDO/DERECHO	4
7	SOPORTE PINZA FRENO DELANTERA	5
8	CASQUILLO RUEDA DELANTERA IZQUIERDO/IZQUIERDO	6
9	BOTELLA HORQUILLA IZQUIERDA	
10	ARANDELA DIN-125A M14	
11	TUERCA DIN-985 M14	



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN**

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

**1:5**

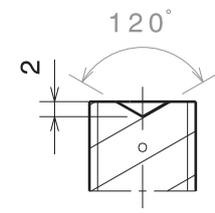
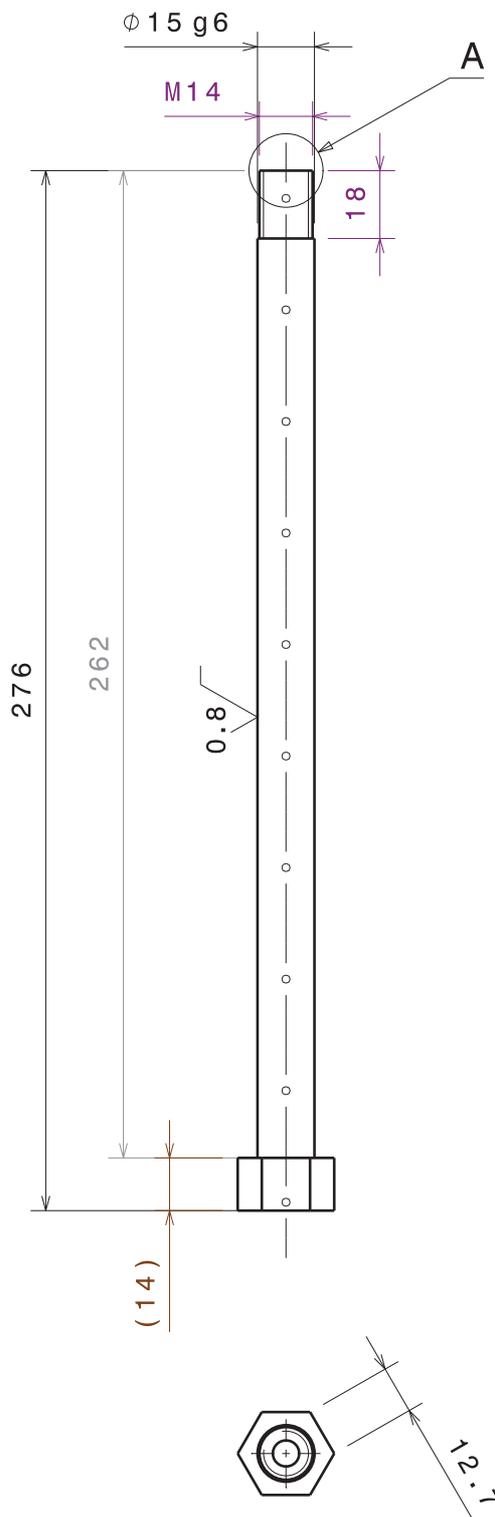
Nº PLANO:

**1**

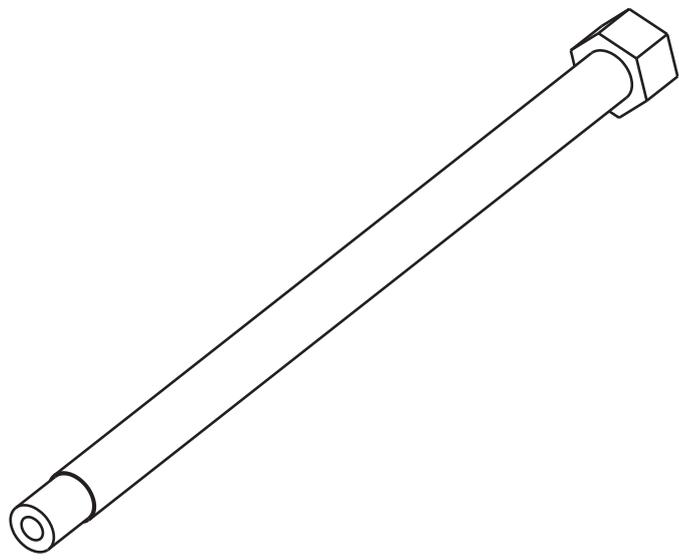
**upna**

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

**PLANO CONJUNTO RUEDA DELANTERA**



Detalle A  
Escala: 1:1



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:  
**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN**

REALIZADO:  
REOYO REBOLLAR, CARLOS

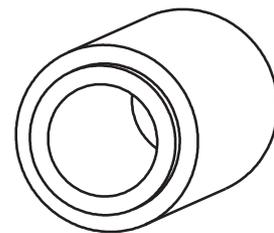
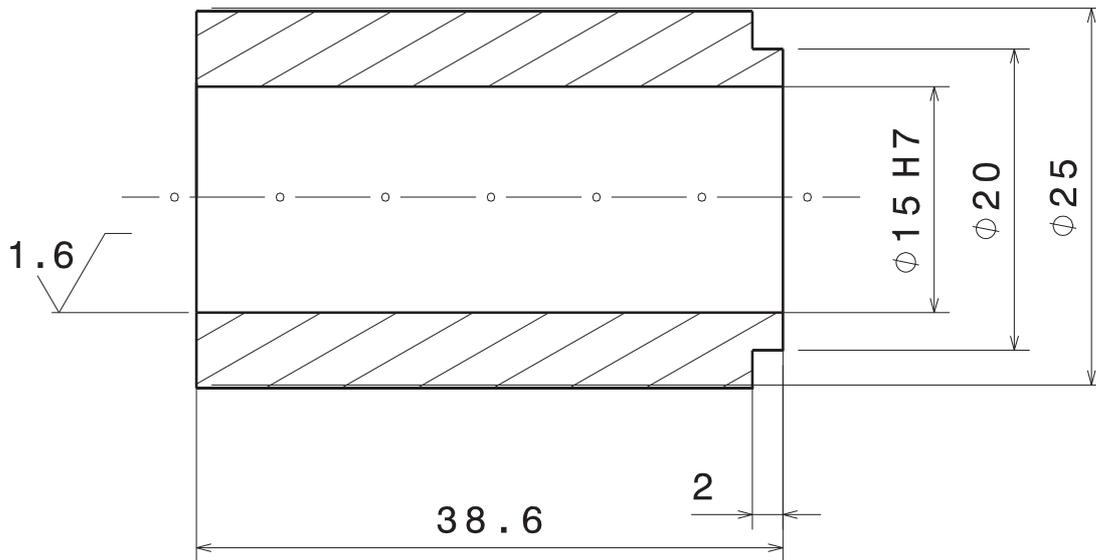
FIRMA:

FECHA:  
1-11-2013

ESCALA:  
1:2

Nº PLANO:  
2

**EJE RUEDA DELANTERA**



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

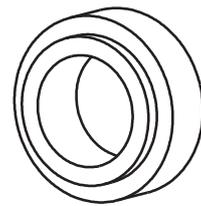
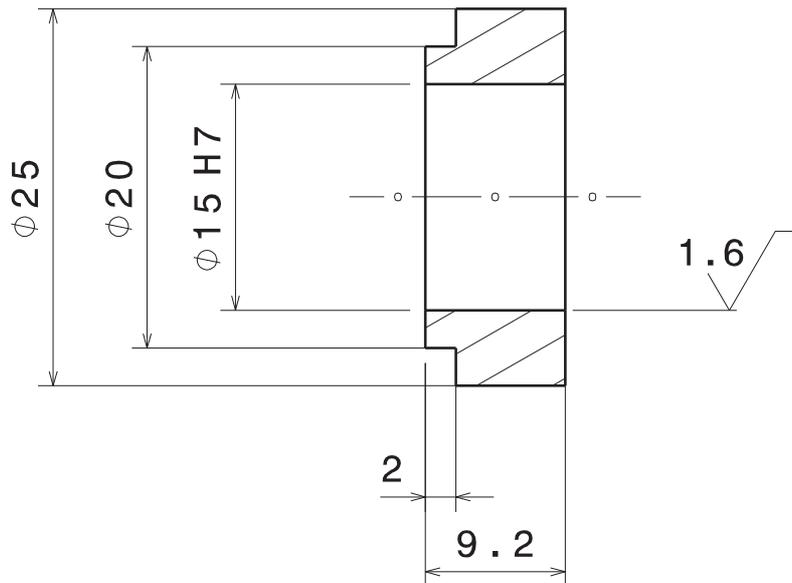
1-11-2013

ESCALA:

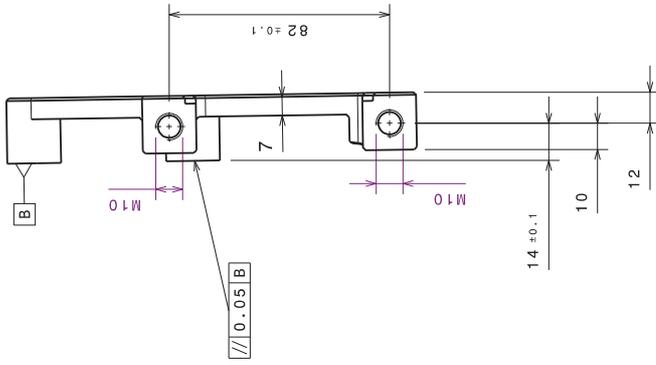
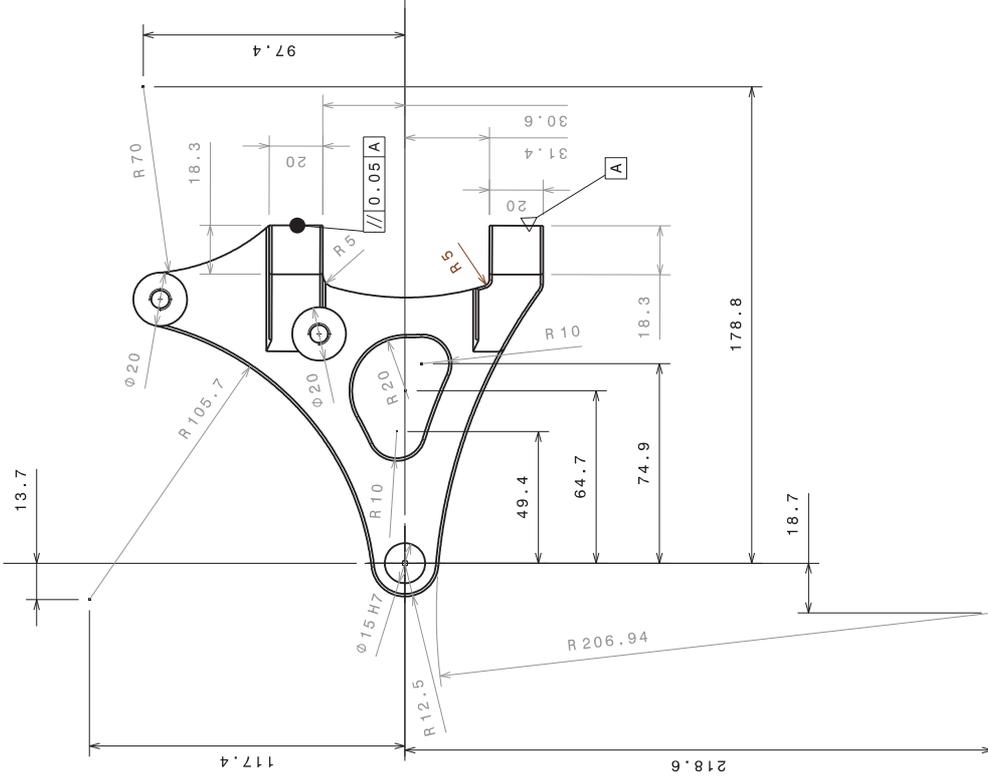
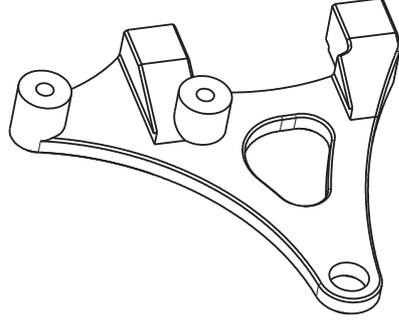
2:1

Nº PLANO:

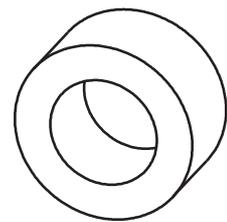
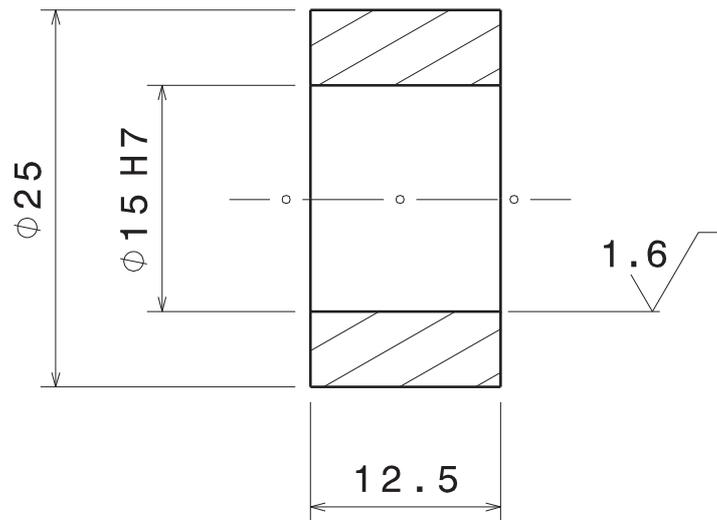
3



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibersitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO INDUSTRIAL		
PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b>		REALIZADO: REOYO REBOLLAR, CARLOS	
		FIRMA:	
 <b>CASQUILLO RUEDA DELANTERA IZQUIERDO/DERECHO</b>	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
	1-11-2013	2:1	4



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b>	
REALIZADO: <b>REYO REBOLLAR, CARLOS</b>		ESCALA: <b>1:2</b>
FIRMA:		Nº PLANO: <b>5</b>
PLANO: <b>SOPORTE PINZA FRENO DELANTERA</b>		FECHA: <b>1-11-2013</b>



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

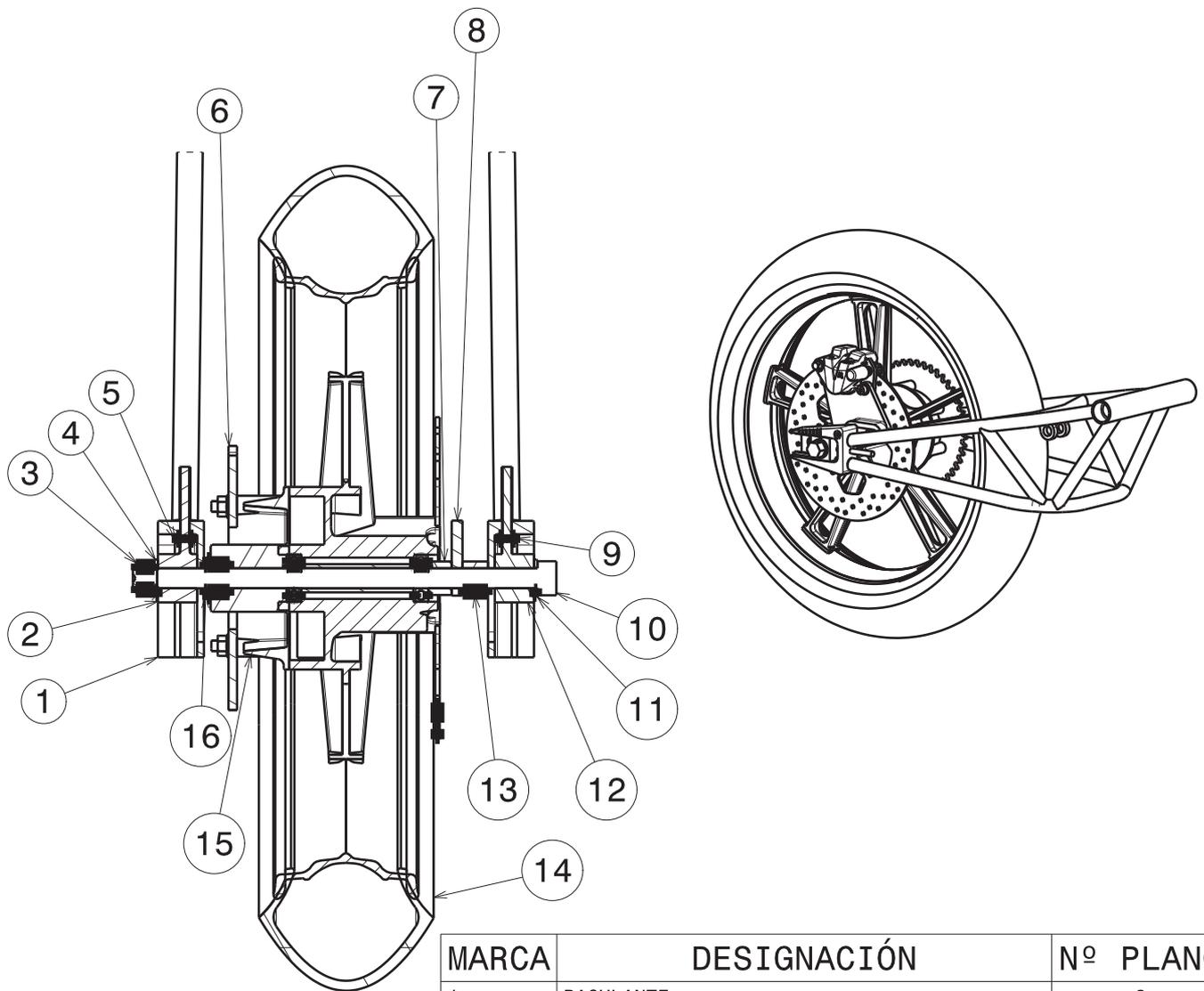
ESCALA:

2:1

Nº PLANO:

6

CASQUILLO RUEDA DELANTERA  
IZQUIERDO/IZQUIERDO



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	BACULANTE	8
2	TENSOR CADENA IZQUIERDO	9
3	TUERCA DIN-985 M14	
4	ARANDELA DIN-125A M14	
5	TUERCA DIN-934 M8	
6	CORONA TRANSMISION SECUNDARIA	10
7	CASQUILLO RUEDA TRASERA DERECHO/IZQUIERDO	11
8	SOPORTE PINZA FRENO TRASERA	12
9	TUERCA DIN-934 M8	
10	EJE RUEDA TRASERA	13
11	ARANDELA DIN-125A M14	
12	TENSOR CADENA DERECHO	14
13	CASQUILLO RUEDA TRASERA DERECHO/DERECHO	15
14	RUEDA TRASERA	
15	PORTACORONAS	
16	CASQUILLO RUEDA TRASERA IZQUIERDO	16



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN**

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

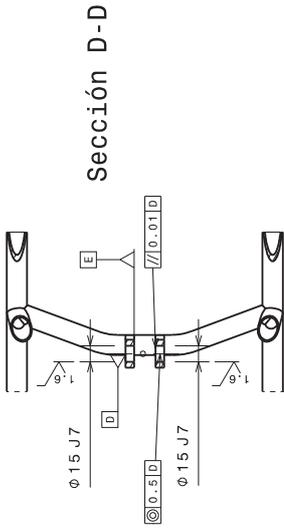
ESCALA:

**1:5**

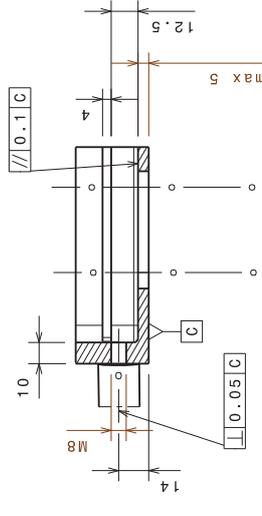
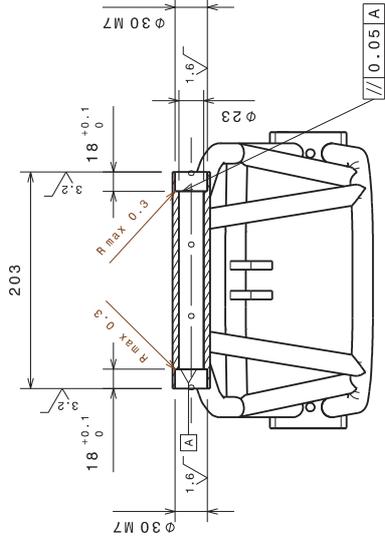
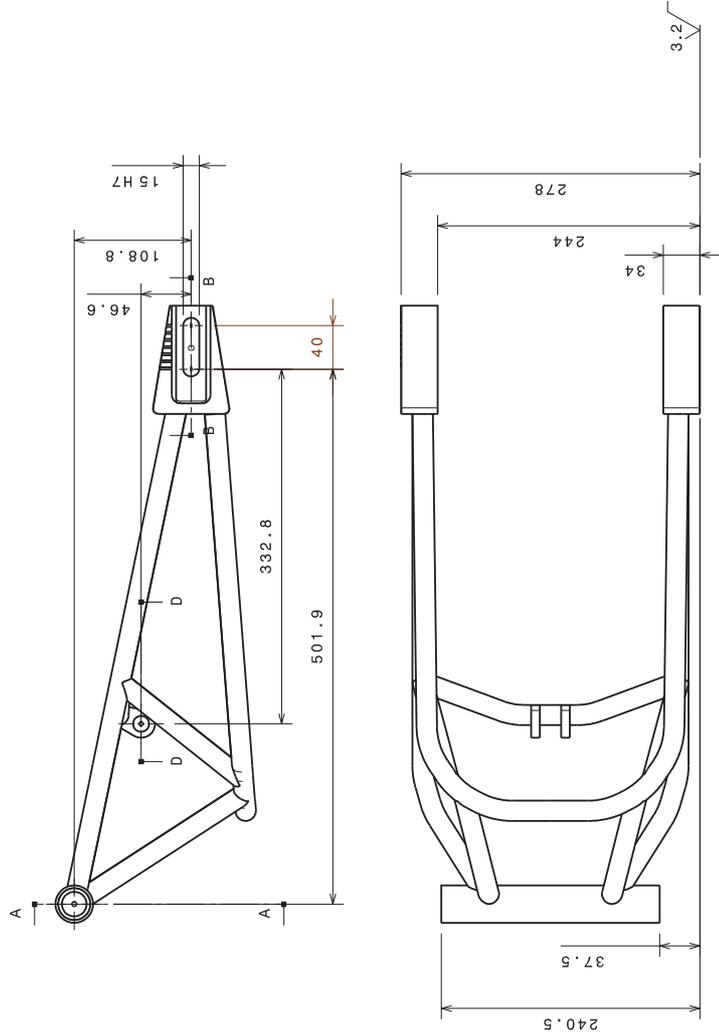
Nº PLANO:

**7**

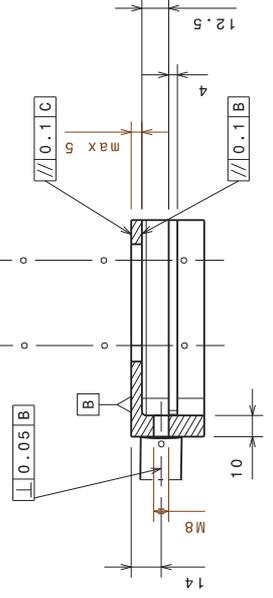
**PLANO CONJUNTO RUEDA TRASERA**



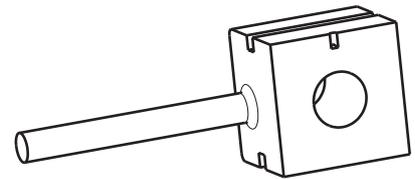
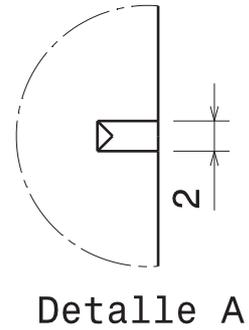
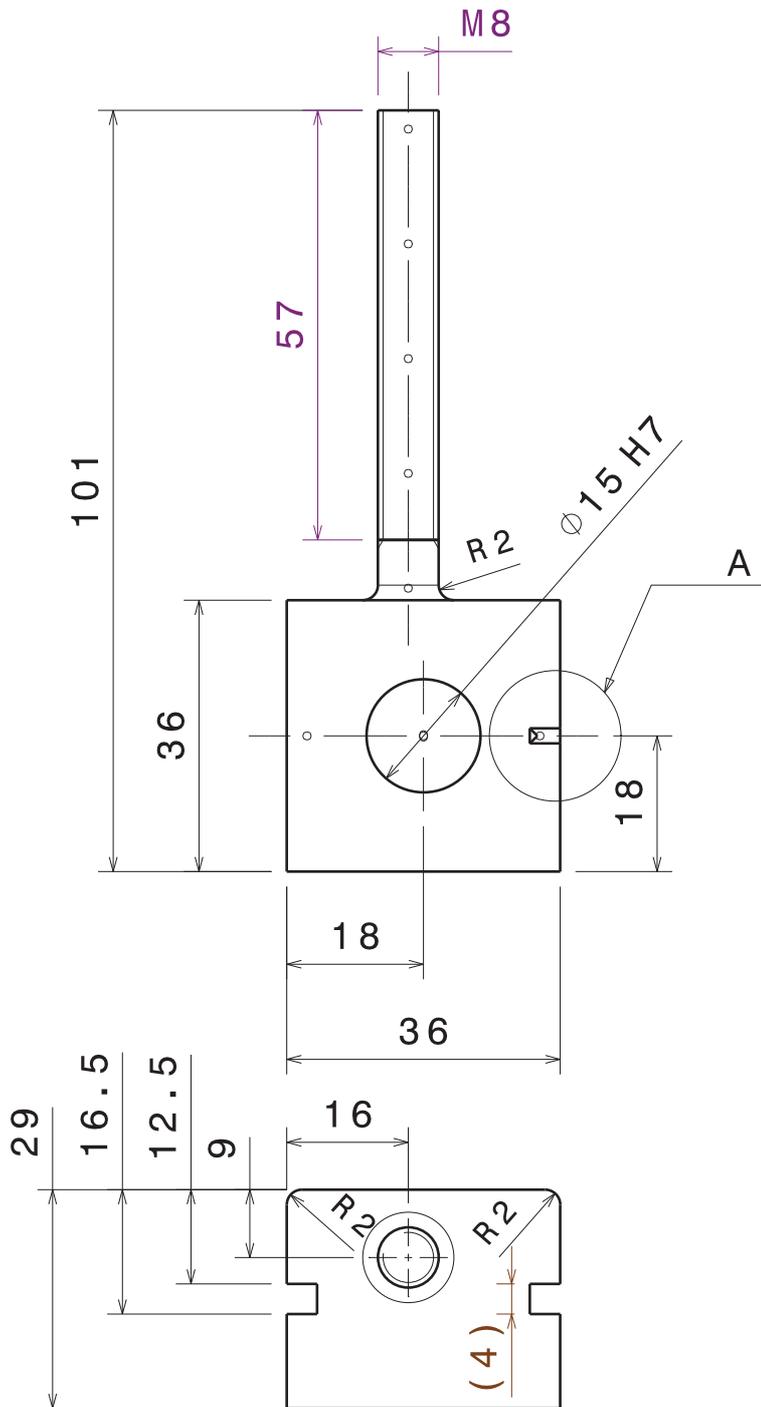
Sección D-D



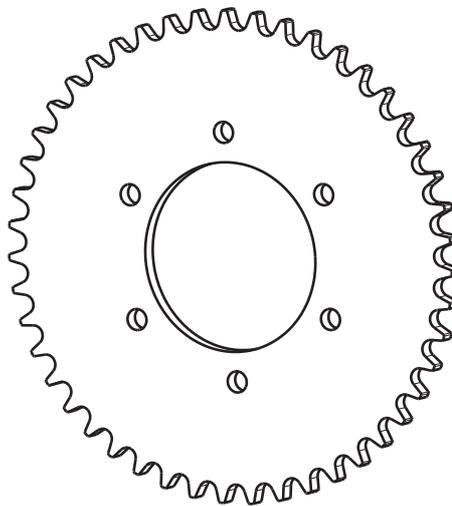
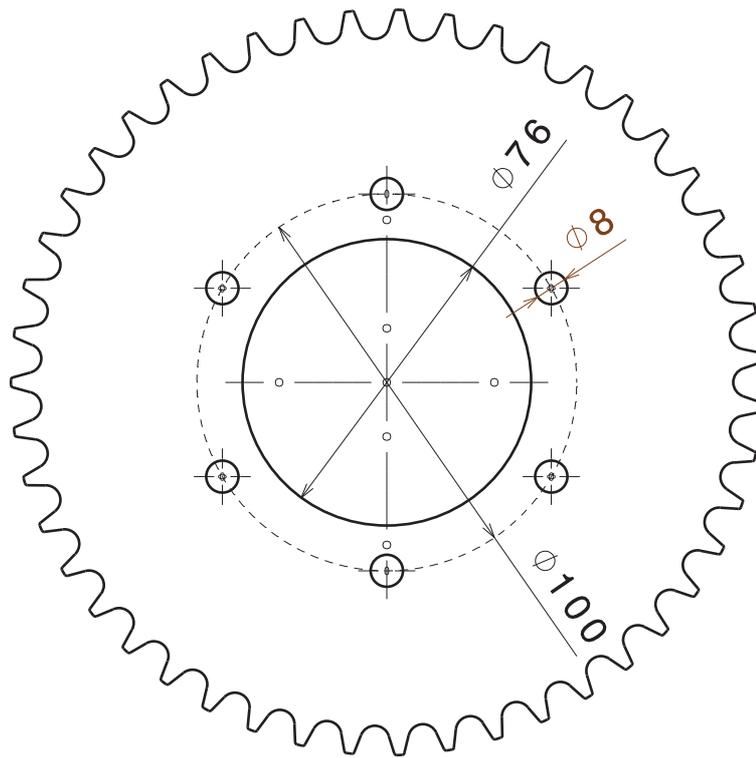
Sección B-B  
Escala: 2:5



Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	REALIZADO: REYO REBOLLAR, CARLOS	ESCALA: 1:5	Nº PLANO: 8
	PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA          MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b>			FIRMA:	FECHA: 1-11-2013



 <p>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibersitate Publikoa</p>	<p><b>E.T.S.I.I.T.</b></p>	<p>DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES</p>		
	<p>INGENIERO INDUSTRIAL</p>	<p>REALIZADO: REOYO REBOLLAR, CARLOS</p>		
<p>PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b></p>		<p>FIRMA:</p>		
<p>PLANO: <b>TENSOR CADENA IZQUIERDO</b></p>		<p>FECHA: 1-11-2013</p>	<p>ESCALA: <b>1:1</b></p>	<p>Nº PLANO: <b>9</b></p>



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

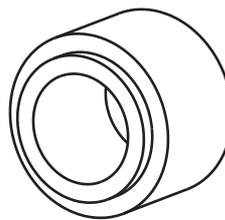
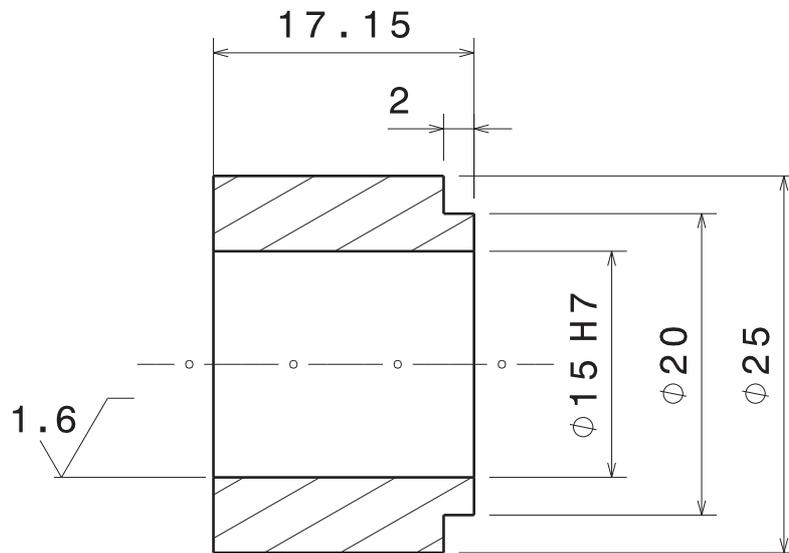
ESCALA:

1:2

Nº PLANO:

10

CORONA TRASMISIÓN SECUNDARIA



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

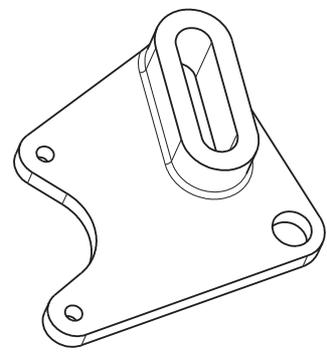
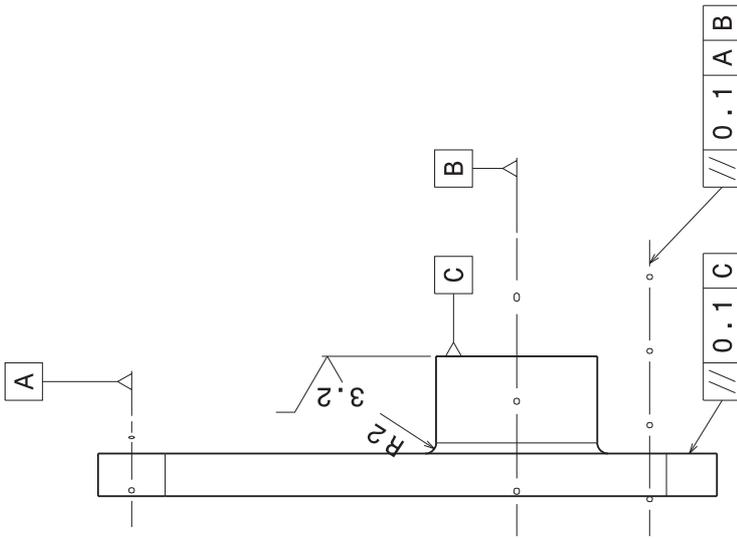
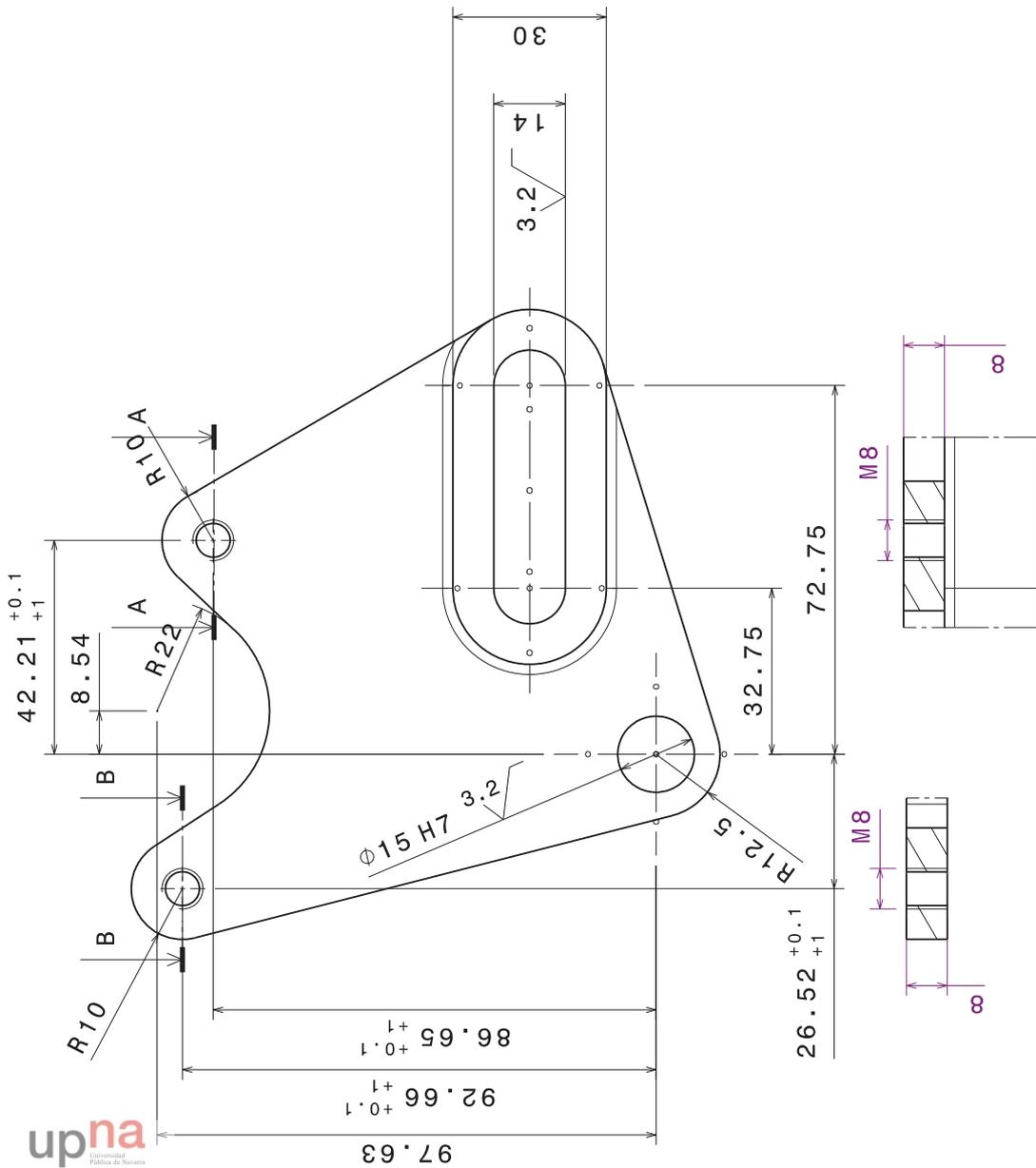
Nº PLANO:

11

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

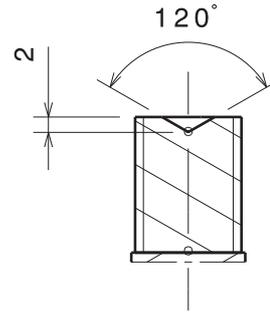
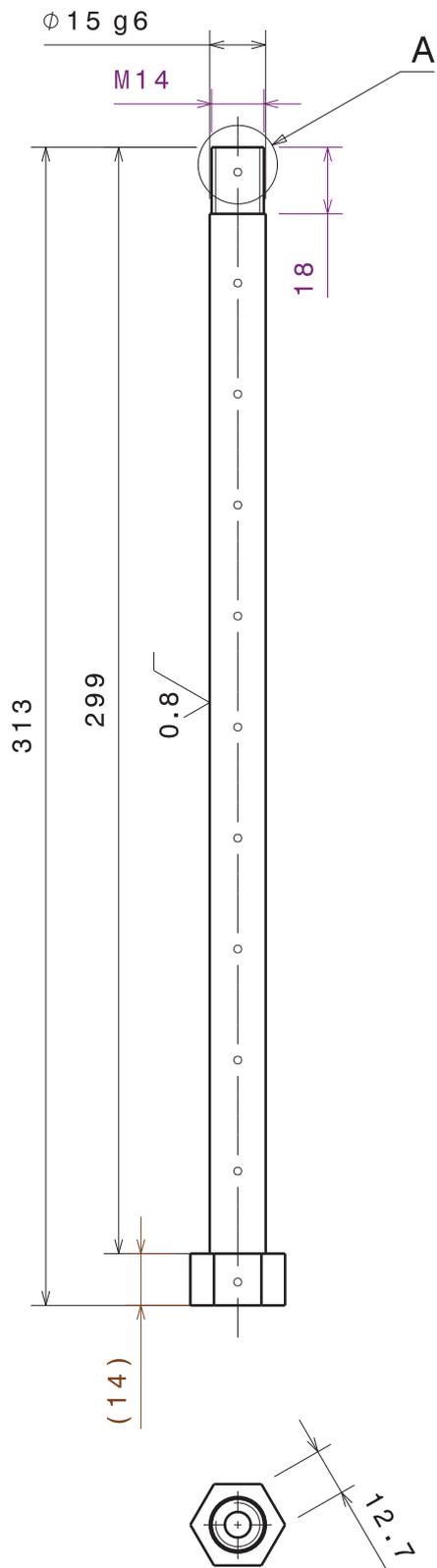
CASQUILLO RUEDA TRASERA  
DERECHO/IZQUIERDO



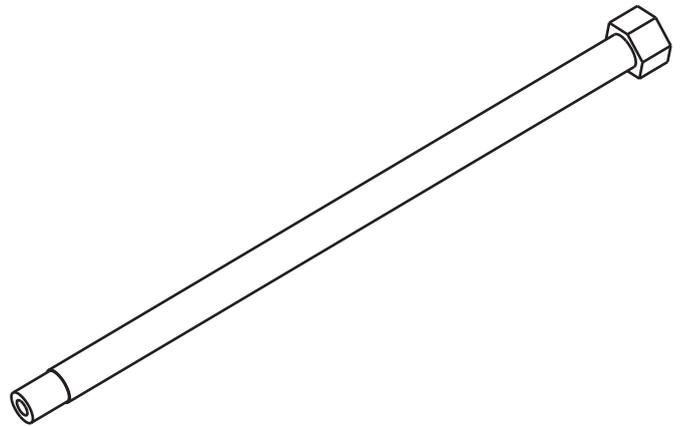
Sección B-B

Sección A-A

UNIVERSIDAD PÚBLICA DE NAVARRA E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	REALIZADO: REYO REBOLLAR, CARLOS	
	NAFARROAKO UNIBERTSITATE PUBLIKOA	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 12
PROYECTO: INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN		FIRMA:	
PLANO: SOPORTE PINZA FRENO TRASERA		FECHA: 1-11-2013	



Detalle A  
Escala: 1:1



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

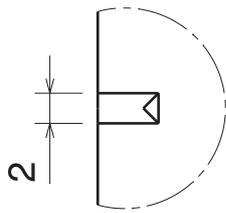
1-11-2013

ESCALA:

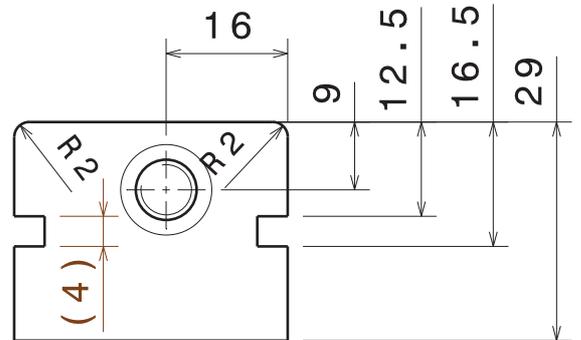
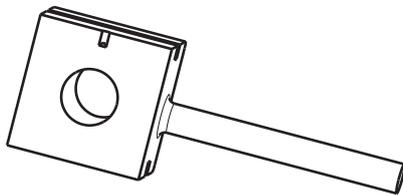
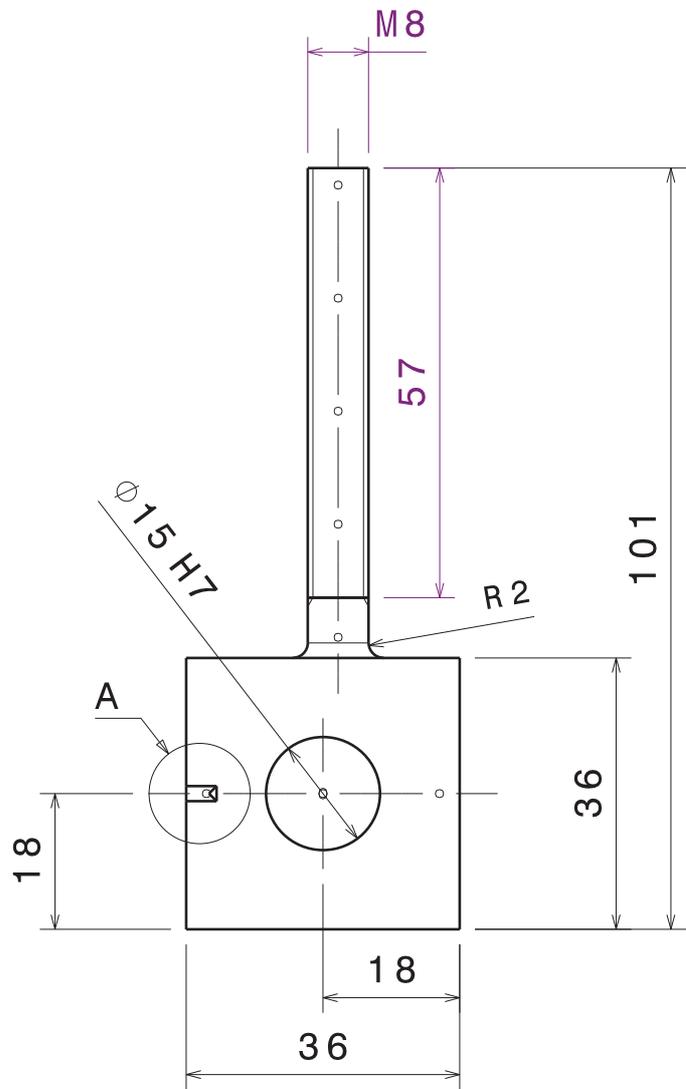
1:2

Nº PLANO:

13



Detalle A



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

1:1

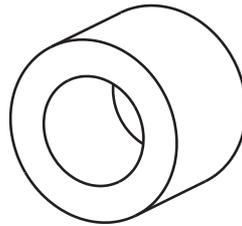
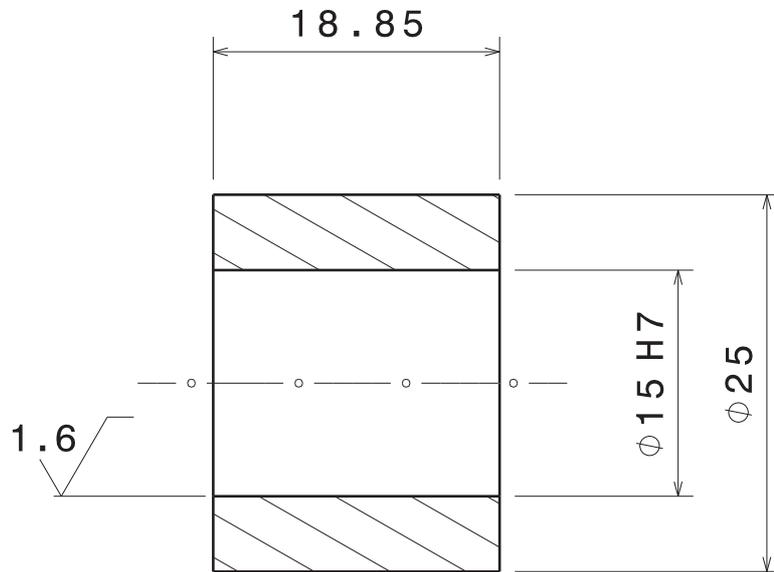
Nº PLANO:

14

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

TENSOR CADENA DERECHO



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

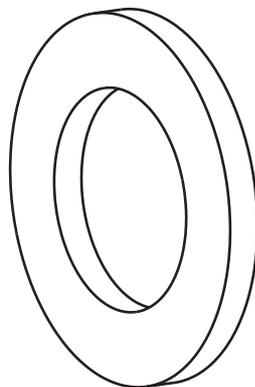
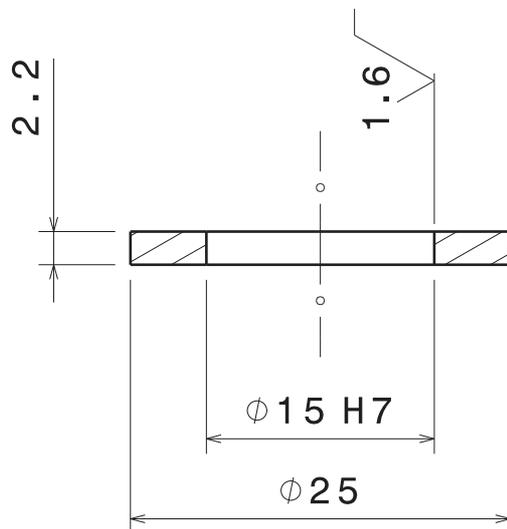
Nº PLANO:

15

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

CASQUILLO RUEDA TRASERA  
DERECHO/DERECHO



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

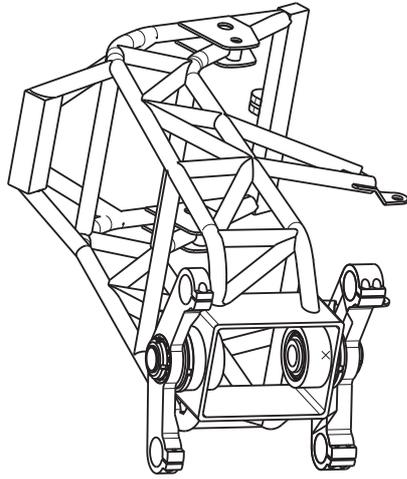
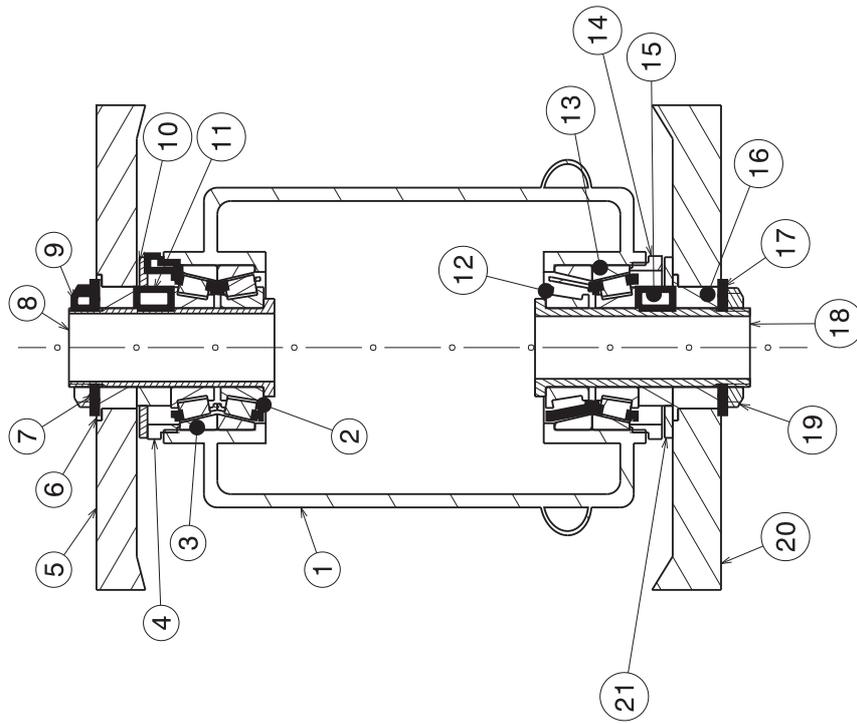
ESCALA:

2:1

Nº PLANO:

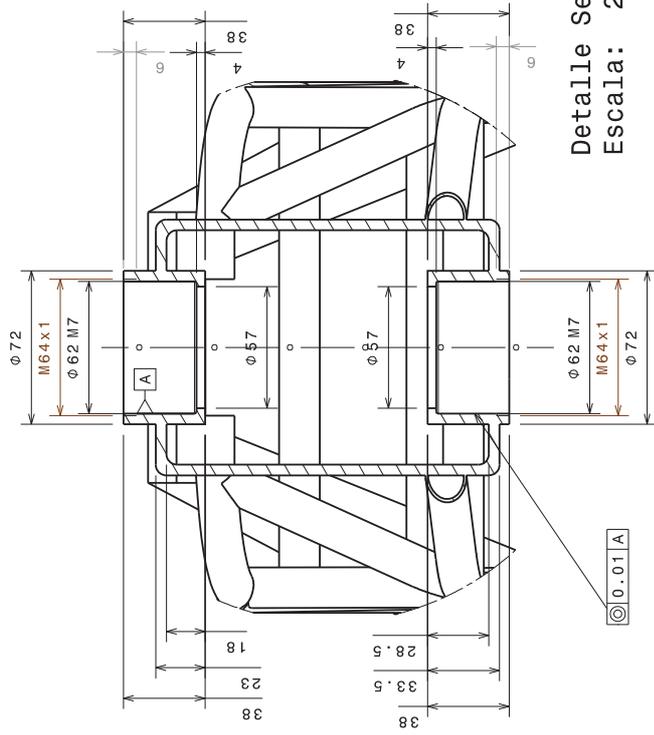
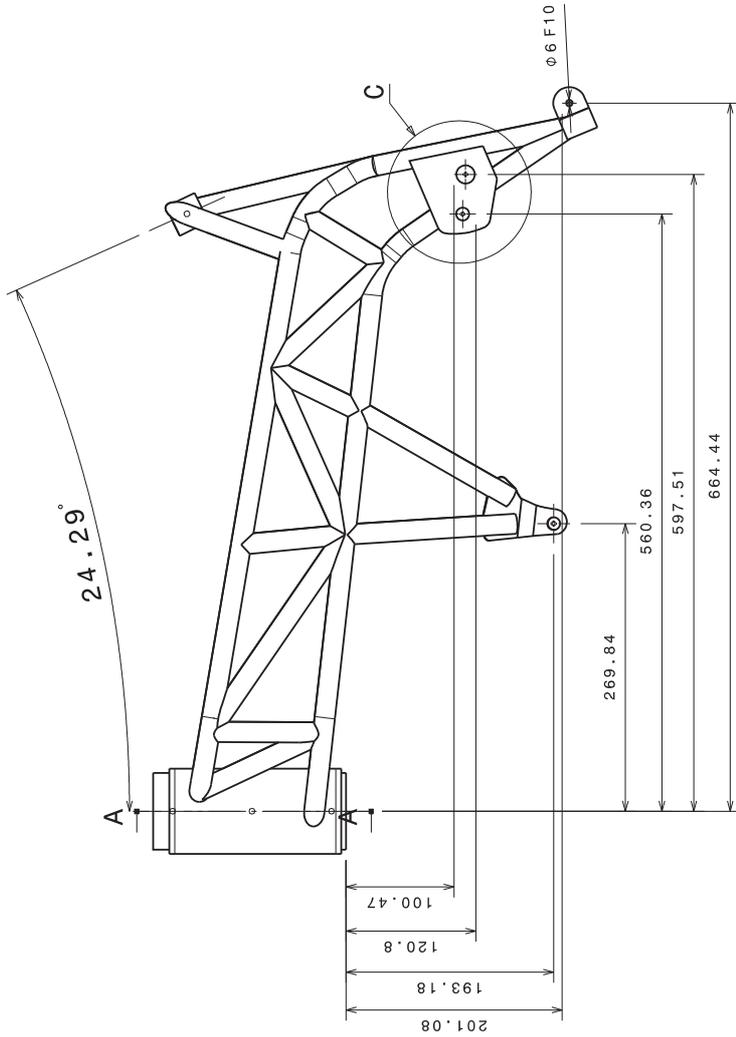
16

CASQUILLO RUEDA TRASERA  
IZQUIERDO

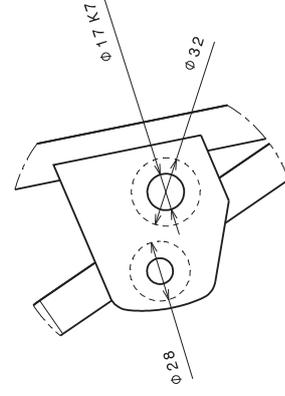


MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	BASTIDOR	18
2	RODAMIENTO 30206-A	
3	RODAMIENTO 30206-A	
4	TAPA DE PRECARGA DIRECCIÓN	19
5	TIJA SUPERIOR	
6	CASQUILLO OFFSET SUPERIOR	
7	ARANDELA 6797-AZ M30	
8	SEMIEJE DIRECCIÓN SUPERIOR	20
9	TUERCA KM6	
10	ARANDELA NYLON DIRECCIÓN	21
11	CASQUILLO SEPARADOR DIRECCIÓN	22
12	RODAMIENTO 30206-A	
13	RODAMIENTO 30206-A	
14	TAPA DE PRECARGA DIRECCIÓN	19
15	CASQUILLO SEPARADOR DIRECCIÓN	22
16	CASQUILLO OFFSET INFERIOR	
17	ARANDELA 6797-AZ M30	
18	SEMIEJE DIRECCIÓN INFERIOR	23
19	TUERCA KM6	
20	TIJA INFERIOR	
21	ARANDELA NYLON DIRECCIÓN	

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	REALIZADO: REYO REBOLLAR, CARLOS	
PROYECTO: INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN		
PLANO CONJUNTO ARTICULACIÓN DIRECCIÓN		ESCALA: 1:2
PLANO:		NÚMERO PLANO: 17
FECHA: 1-11-2013		
FIRMA:		

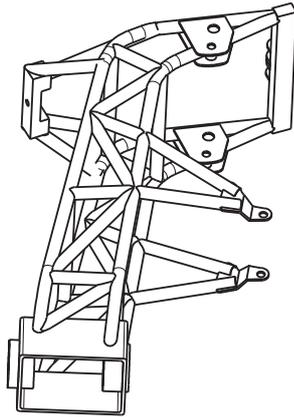
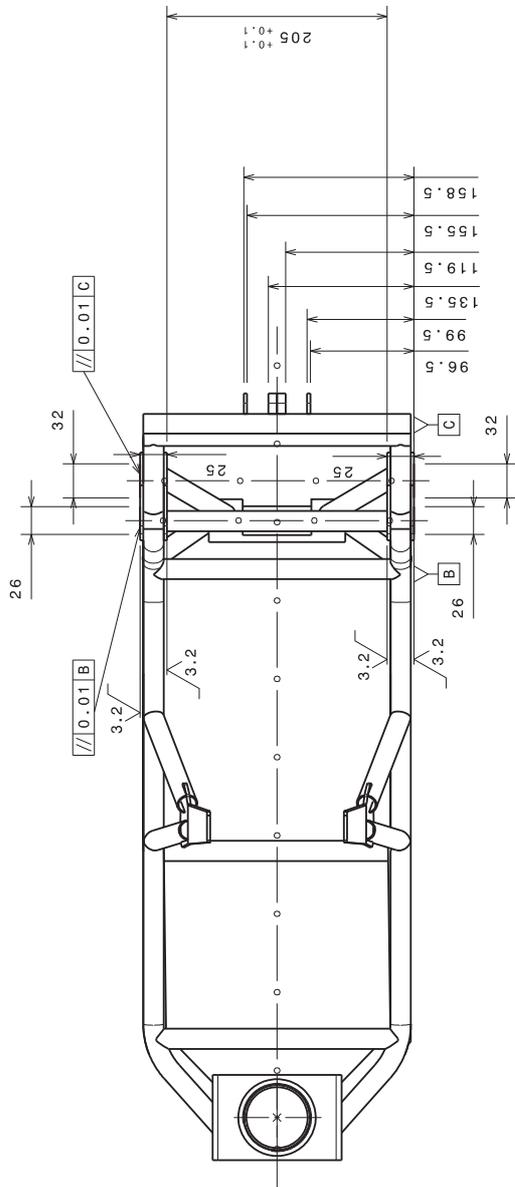


Detalle Sección A-A  
 Escala: 2:5

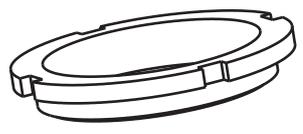
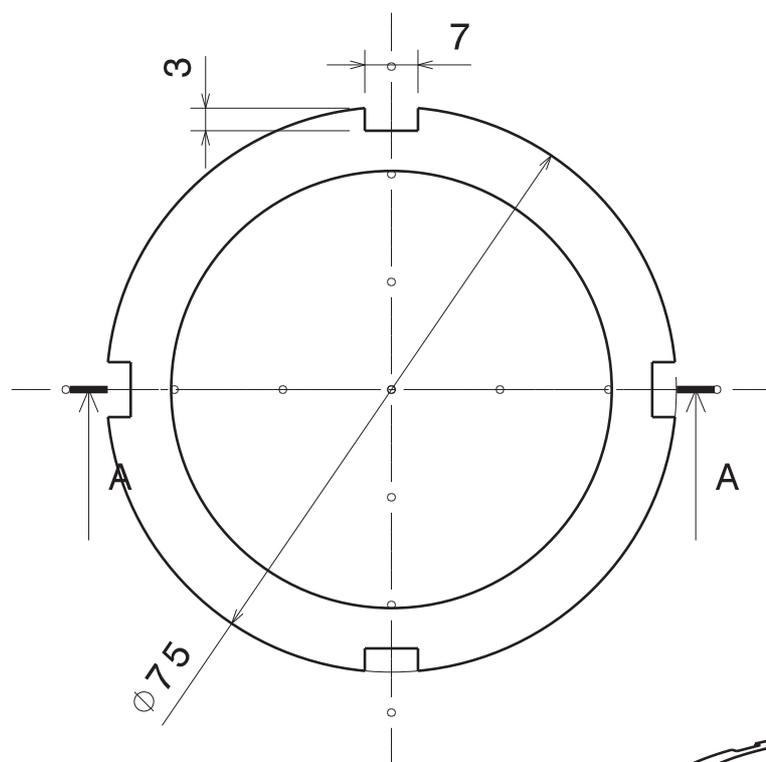
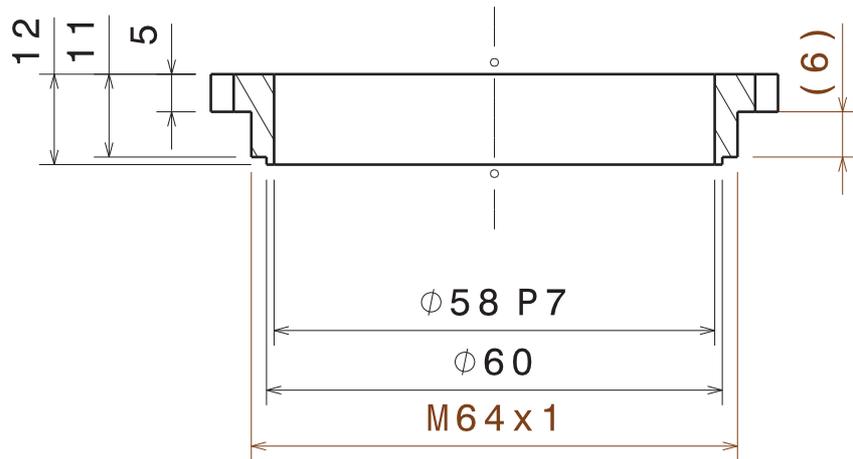


Detalle C

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	REALIZADO: REYO REBOLLAR, CARLOS	
FIRMA:		
PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA          MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b>		
PLANO: <b>BASTIDOR - I</b>		
FECHA: 1-11-2013	ESCALA: <b>1:5</b>	Nº PLANO: <b>18-A</b>



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA                  MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b>	
REALIZADO: REYO REBOLLAR, CARLOS		ESCALA: <b>1:5</b>
FIRMA:		N.º PLANO: <b>18-B</b>
PLANO: <b>BASTIDOR-II</b>		FECHA: 1-11-2013



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

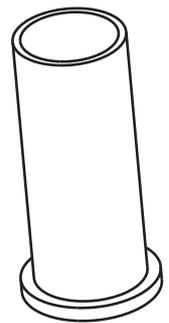
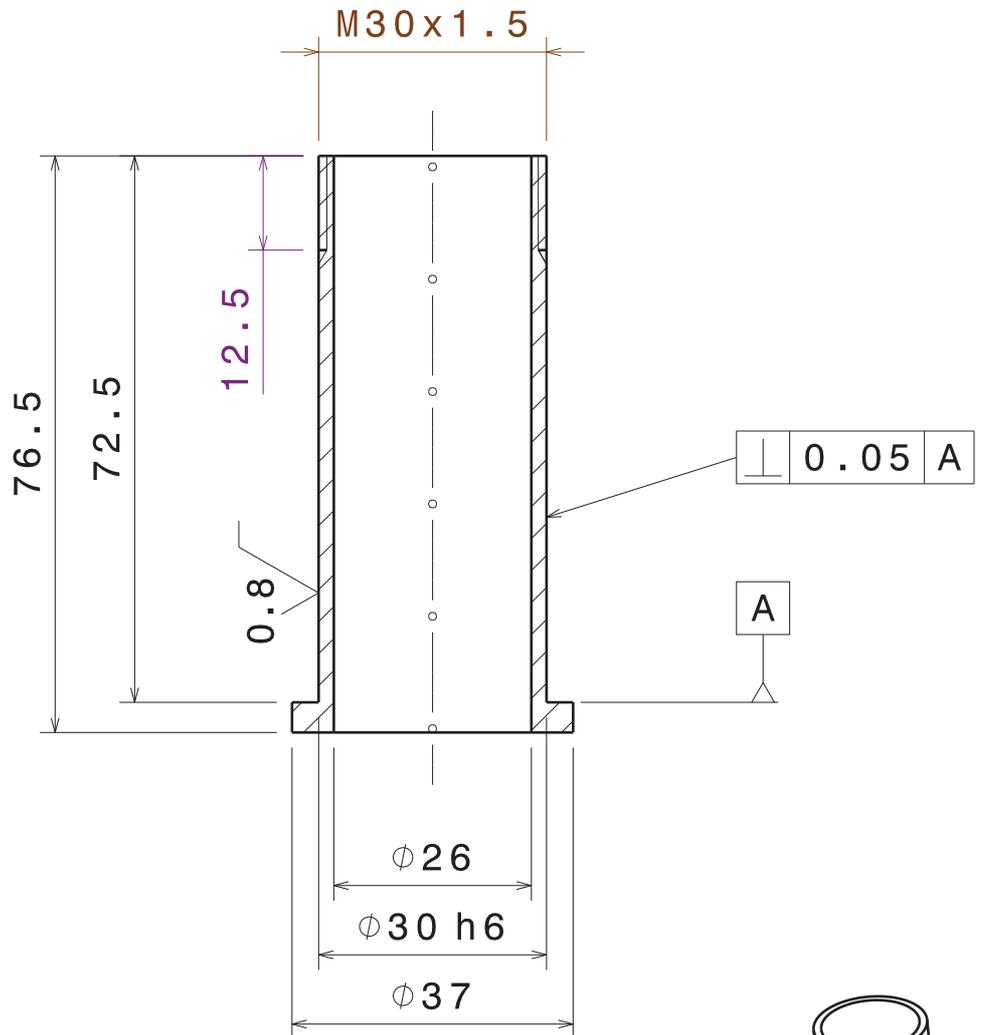
INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:  
**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN**

REALIZADO:  
REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

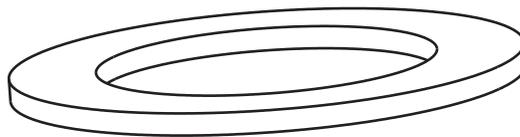
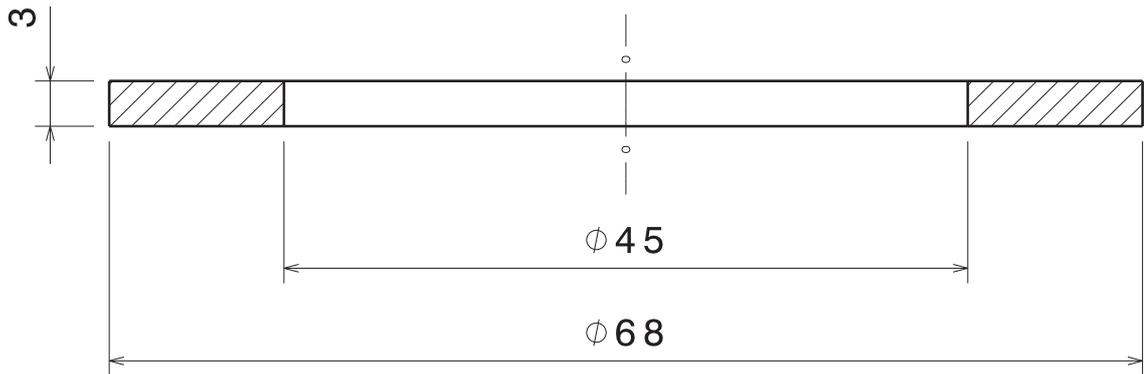
ESCALA:

1:1

Nº PLANO:

20

SEMIEJE DIRECCIÓN SUPERIOR



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

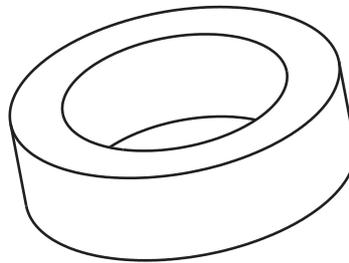
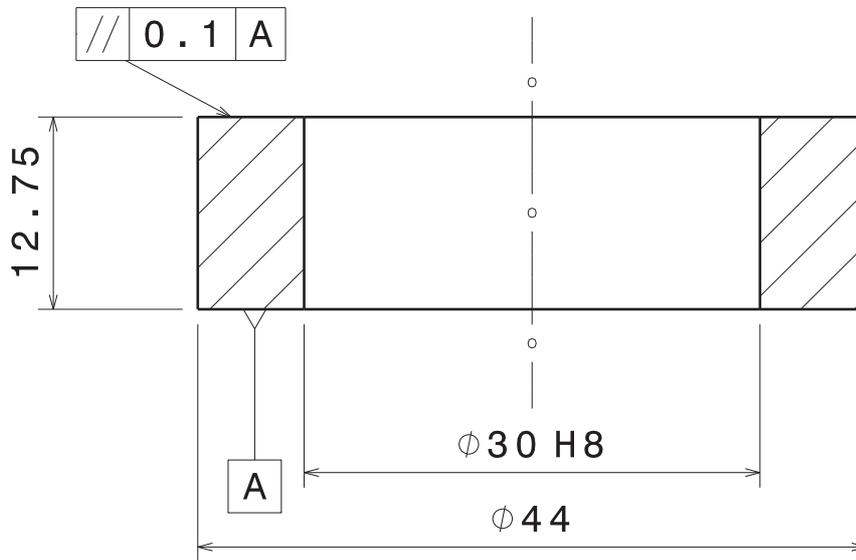
Nº PLANO:

21

upna

Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa  
Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ARANDELA NYLON DIRECCIÓN



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

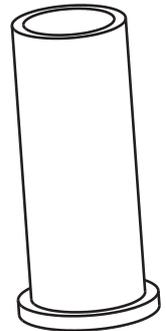
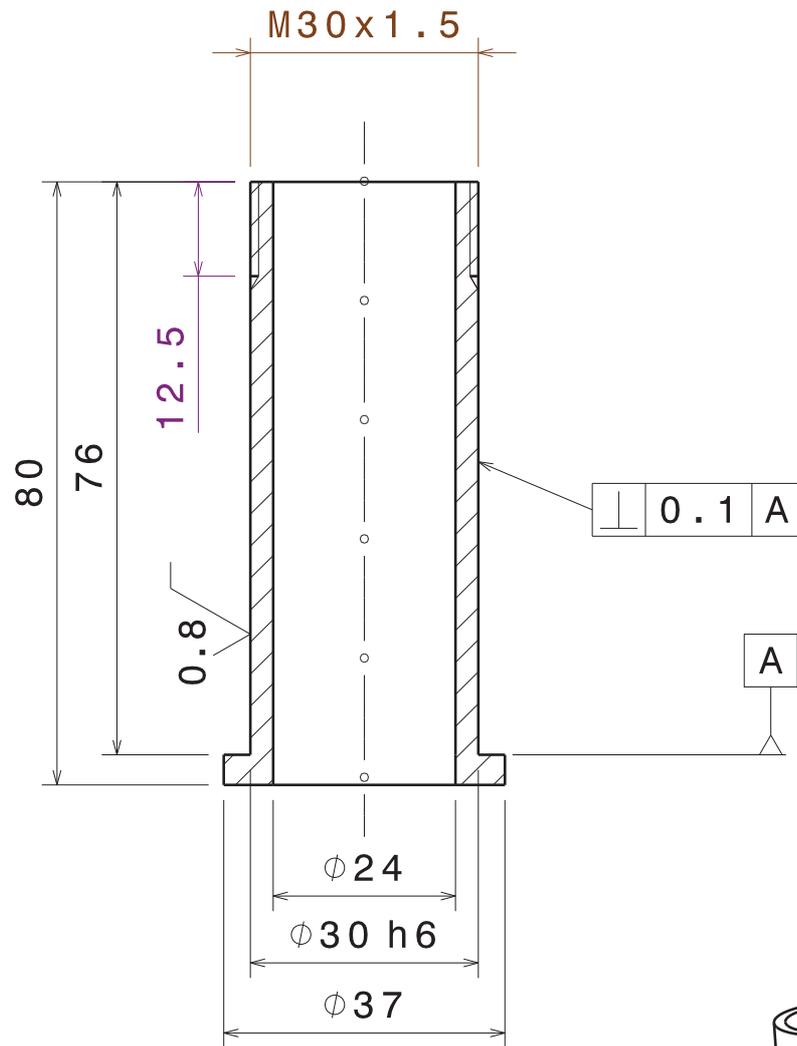
Nº PLANO:

22

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

CASQUILLO SEPARADOR DIRECCIÓN



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

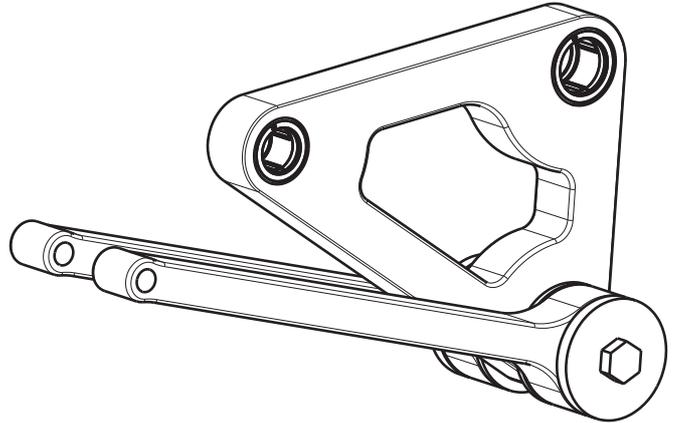
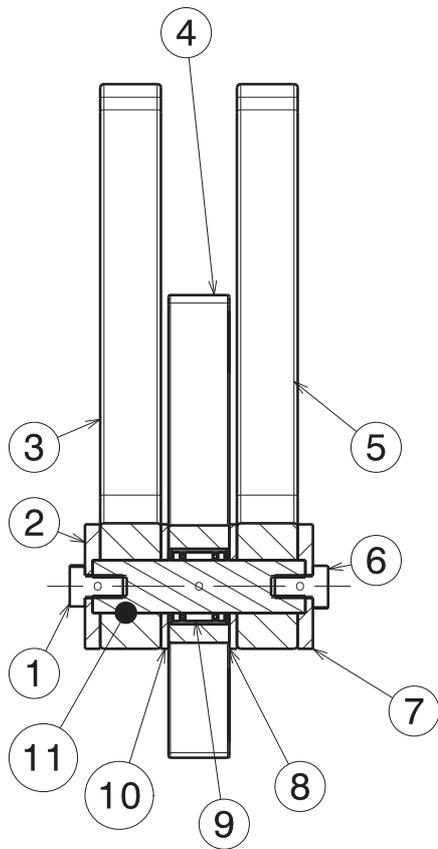
ESCALA:

1:1

Nº PLANO:

23

SEMIEJE DIRECCIÓN INFERIOR



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	TORNILLO DIN-933 M6	
2	ARANDELA NYLON CENTRADORA LINK-ROCKER	25
3	LINK	26
4	ROCKER	27
5	LINK	26
6	TORNILLO DIN-933 M6	
7	ARANDELA NYLON CENTRADORA LINK-ROCKER	25
8	ARANDELA NYLON SEPARADORA LINK-ROCKER	28
9	RODAMIENTO HK146-2RS	
10	ARANDELA NYLON SEPARADORA LINK-ROCKER	28
11	EJE LINK-ROCKER	29



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

**INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN**

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

**1:2**

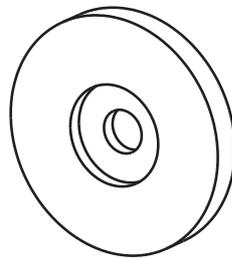
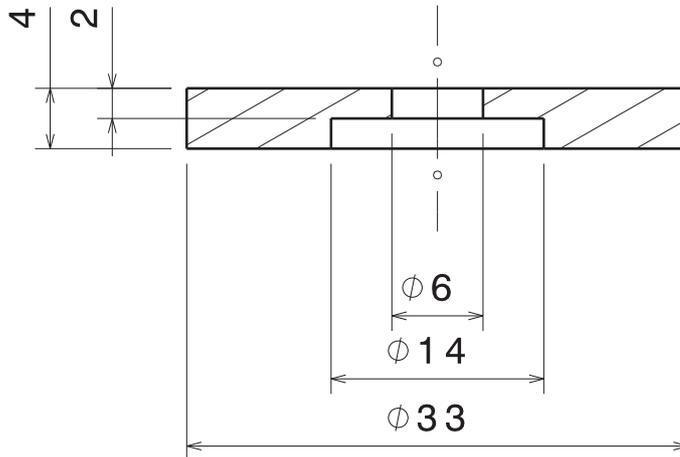
Nº PLANO:

**24**

**upna**

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

**PLANO CONJUNTO LINK-ROCKER**



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

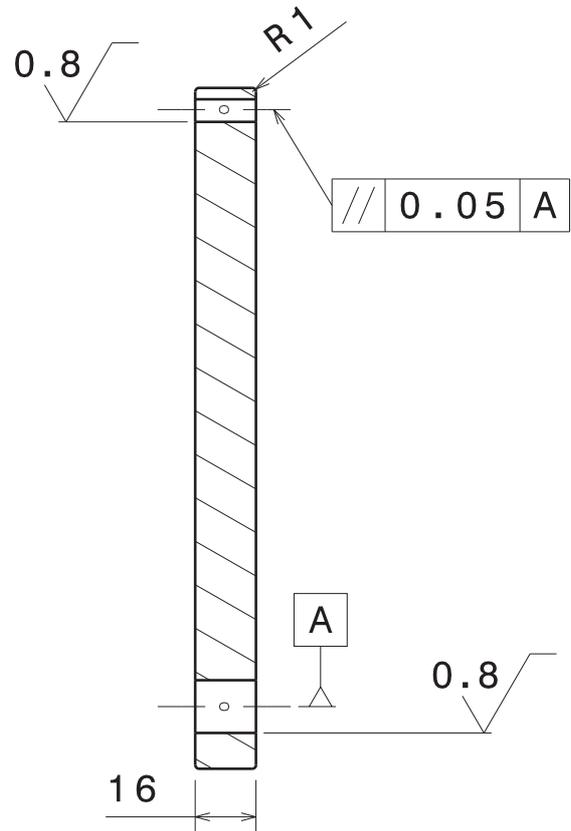
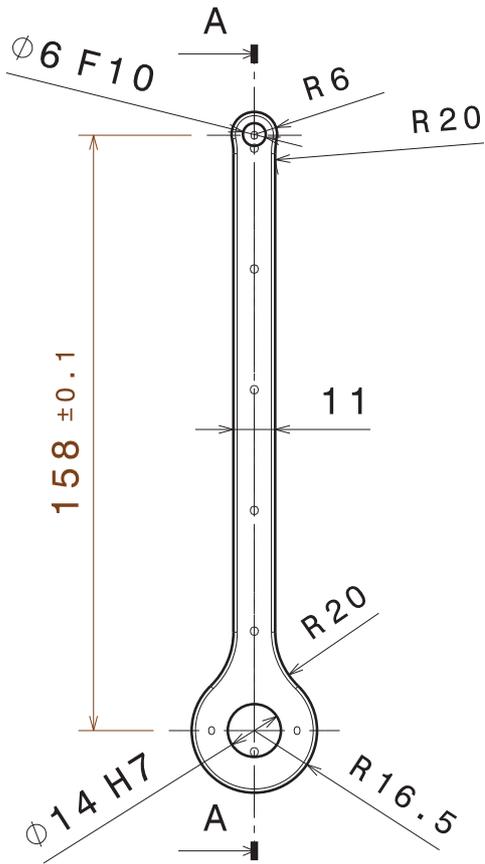
Nº PLANO:

25

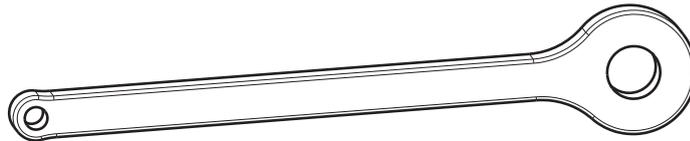
upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ARANDELA NYLON CENTRADORA  
LINK-ROCKER



Sección A-A



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

1:2

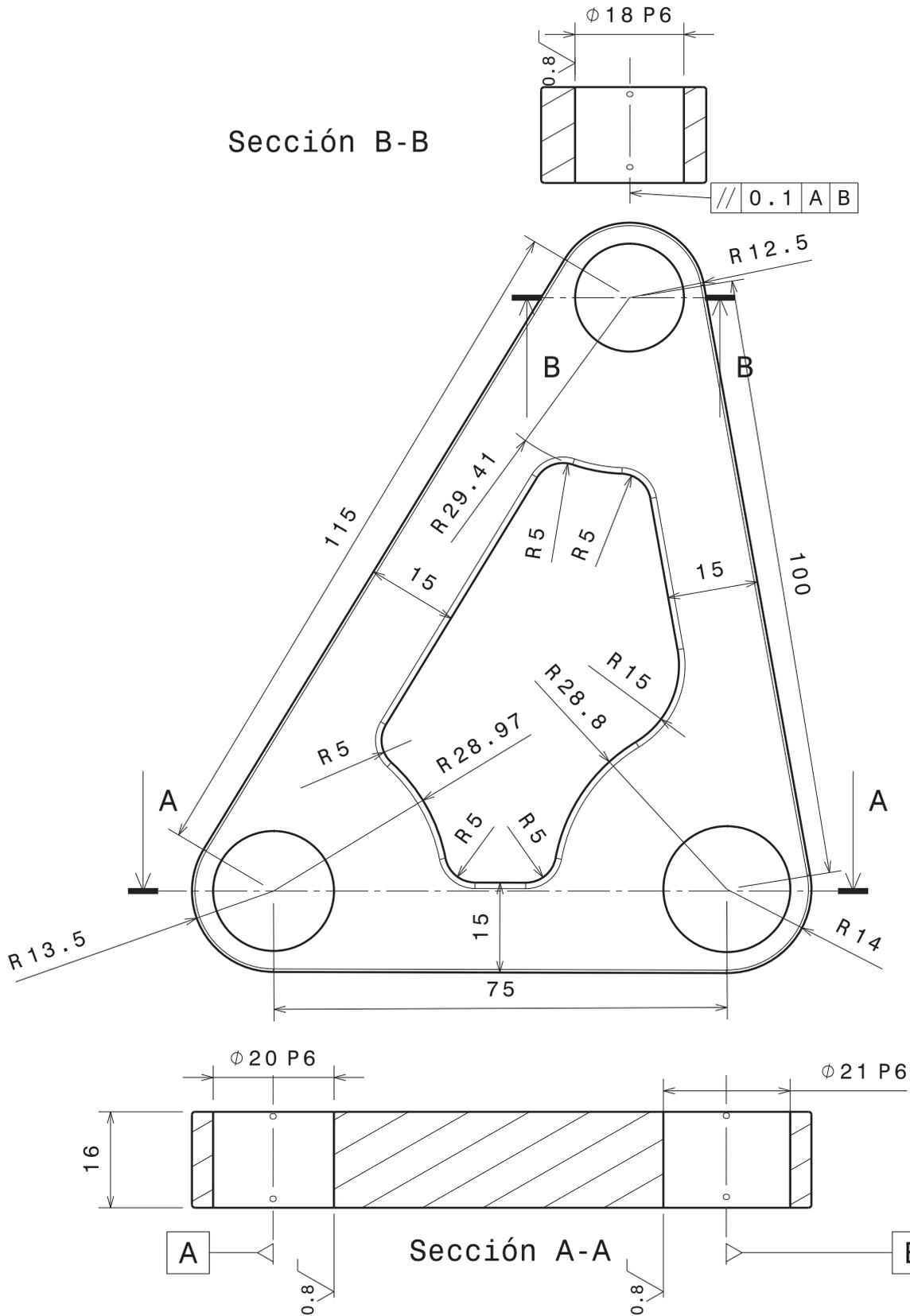
Nº PLANO:

26

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

LINK



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

1:1

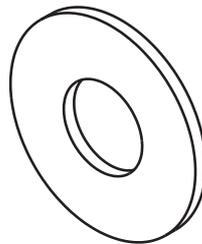
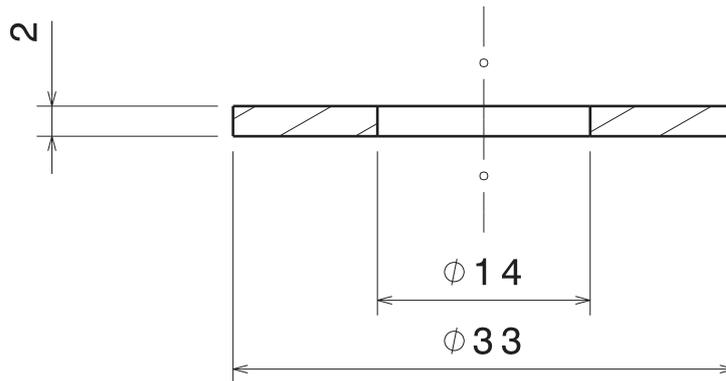
Nº PLANO:

27

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ROCKER



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

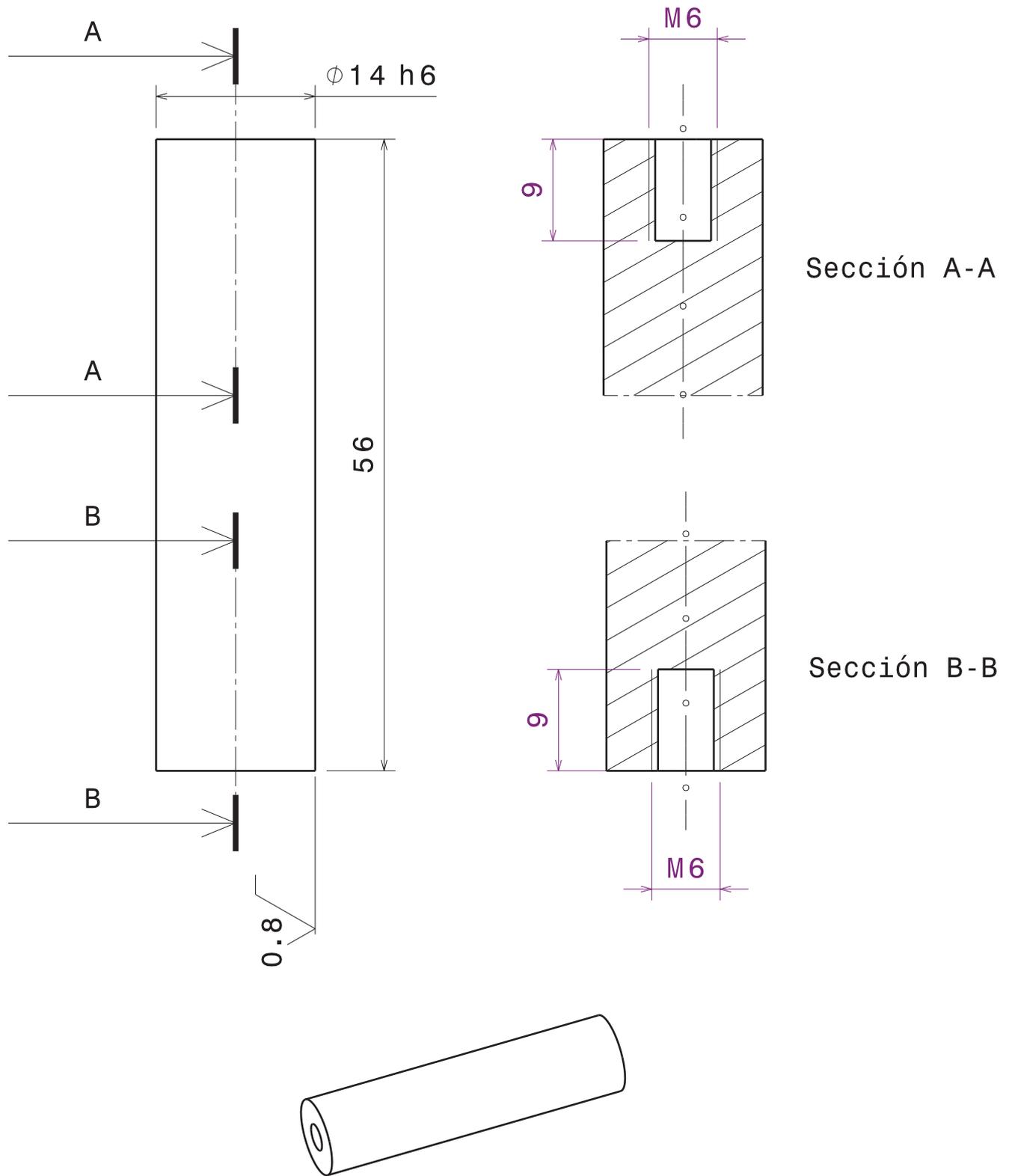
ESCALA:

2:1

Nº PLANO:

28

ARANDELA NYLON SEPARADORA  
LINK-ROCKER



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

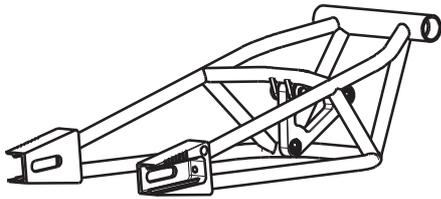
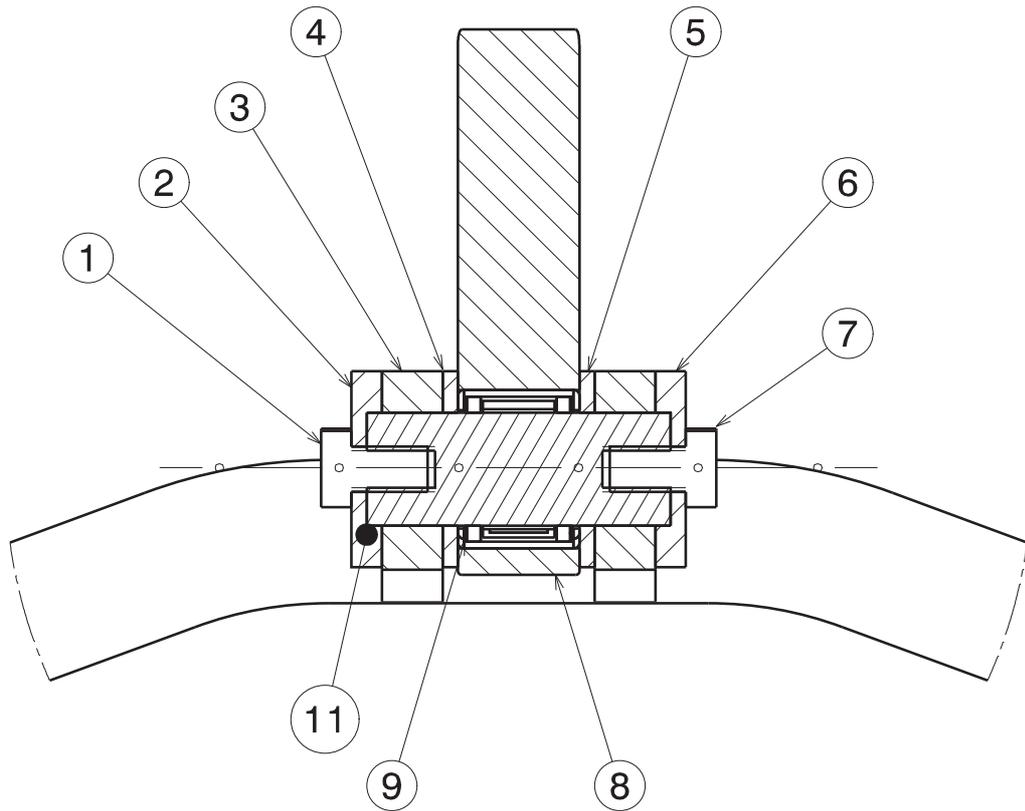
1-11-2013

ESCALA:

2:1

Nº PLANO:

29



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	TORNILLO DIN-933 M6	
2	ARANDELA NYLON CENTRADORA ROCKER-BASCULANTE	31
3	BASCULANTE	8
4	ARANDELA NYLON SEPARADORA ROCKER-BASCULANTE	32
5	ARANDELA NYLON SEPARADORA ROCKER-BASCULANTE	32
6	ARANDELA NYLON CENTRADORA ROCKER-BASCULANTE	31
7	TORNILLO DIN-933 M6	
8	ROCKER	27
9	RODAMIENTO HK1516-2RS	
10	EJE ROCKER-BASCULANTE	33



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

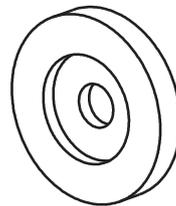
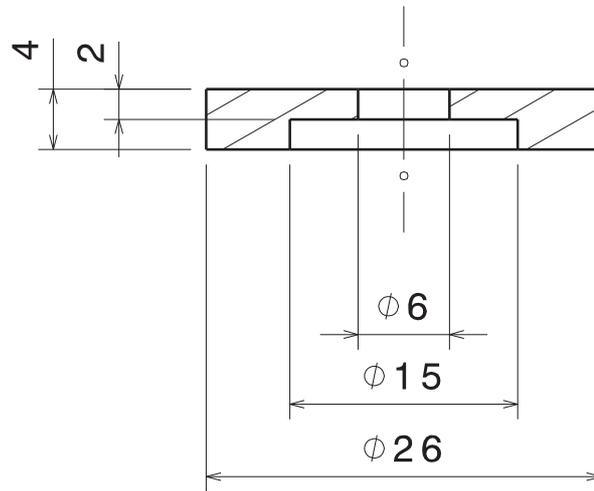
1-11-2013

ESCALA:

1:1

Nº PLANO:

30



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

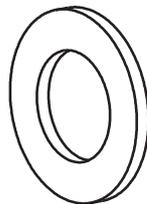
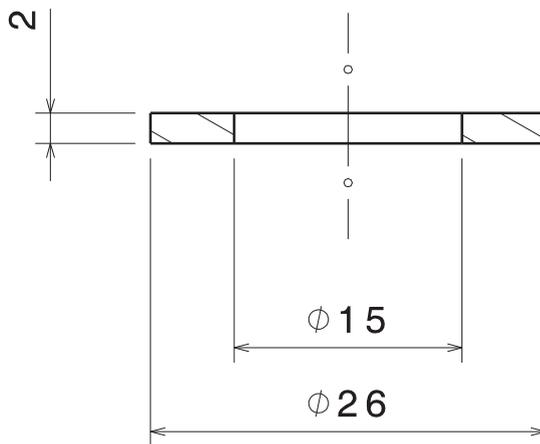
Nº PLANO:

31

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ARANDELA NYLON CENTRADORA  
ROCKER-BASCULANTE



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

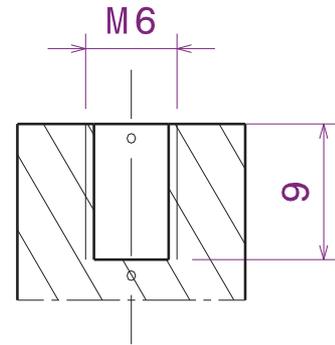
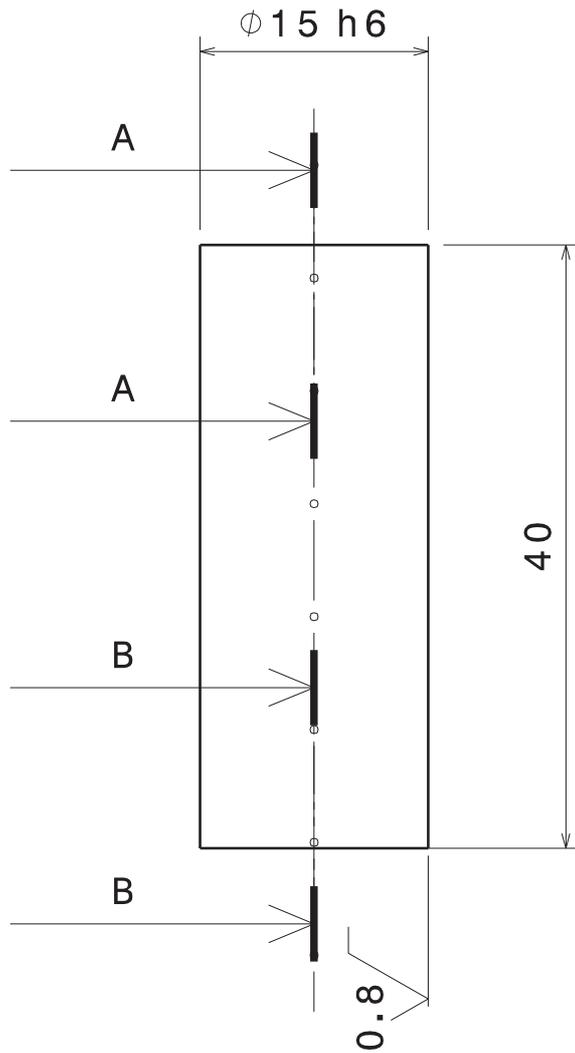
PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

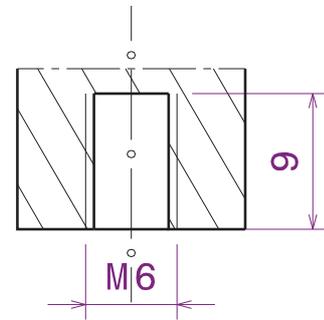
REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

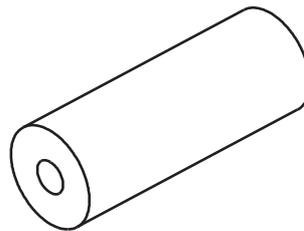
FIRMA:



Sección A-A



Sección B-B



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

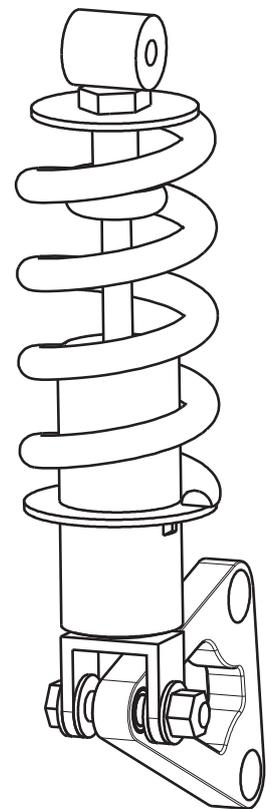
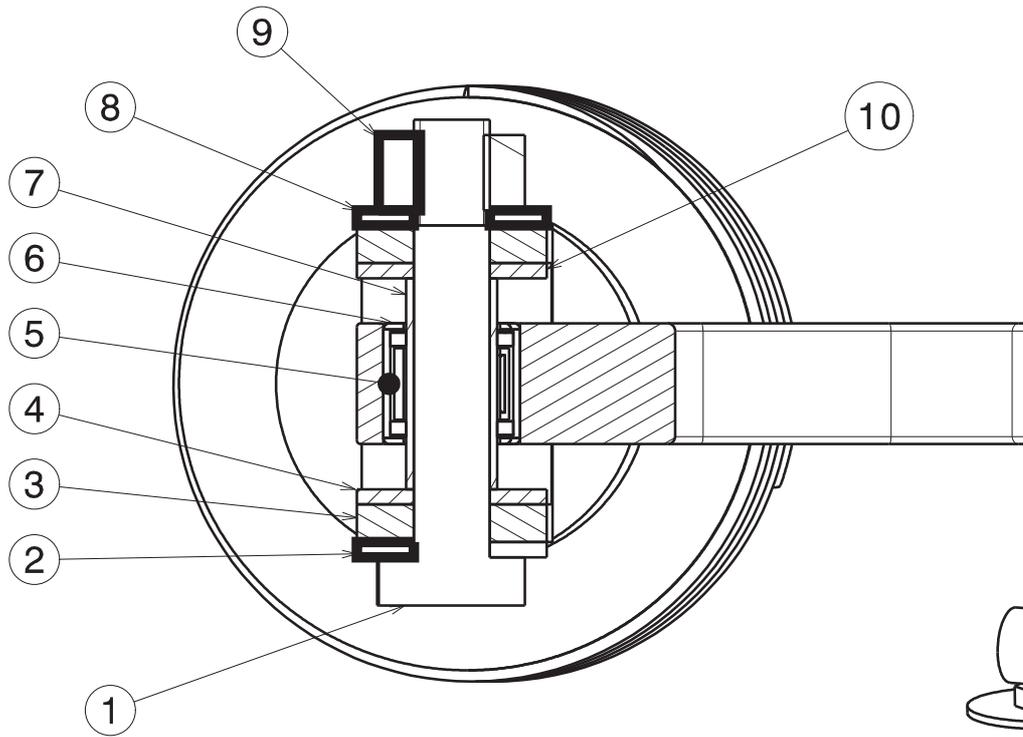
Nº PLANO:

33

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

EJE ROCKER-BASCULANTE



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	EJE ROCKER-AMORTIGUADOR	35
2	ARANDELA NYLON SEPARADORA ROCKER-AMORTIGUADOR	36
3	AMORTIGUADOR	
4	ARANDELA NYLON SEPARADORA ROCKER-AMORTIGUADOR	36
5	ROCKER	27
6	RODAMIENTO HK1216-2RS	
7	CASQUILLO ADAPTADOR DIÁMETRO	37
8	ARANDELA NYLON SEPARADORA ROCKER-AMORTIGUADOR	36
9	TUERCA DIN-985 M10	
10	ARANDELA NYLON SEPARADORA ROCKER-AMORTIGUADOR	36



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

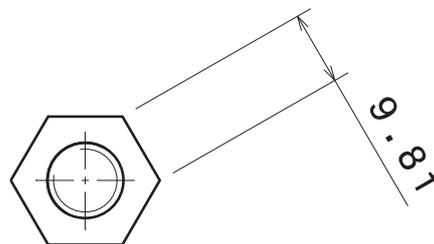
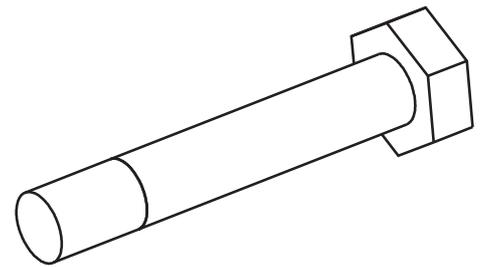
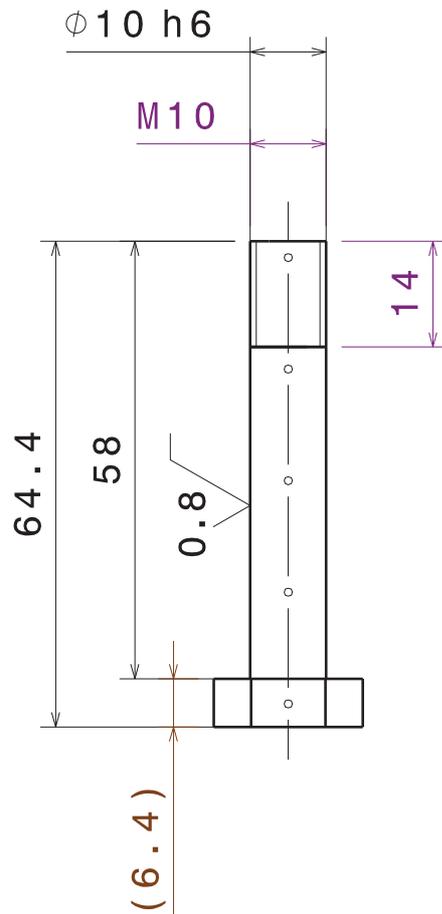
1-11-2013

ESCALA:

2:1

Nº PLANO:

34



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

1:1

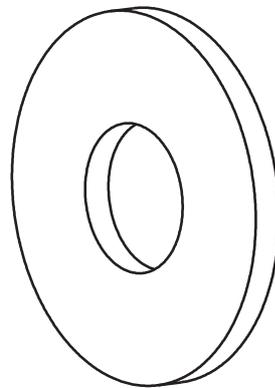
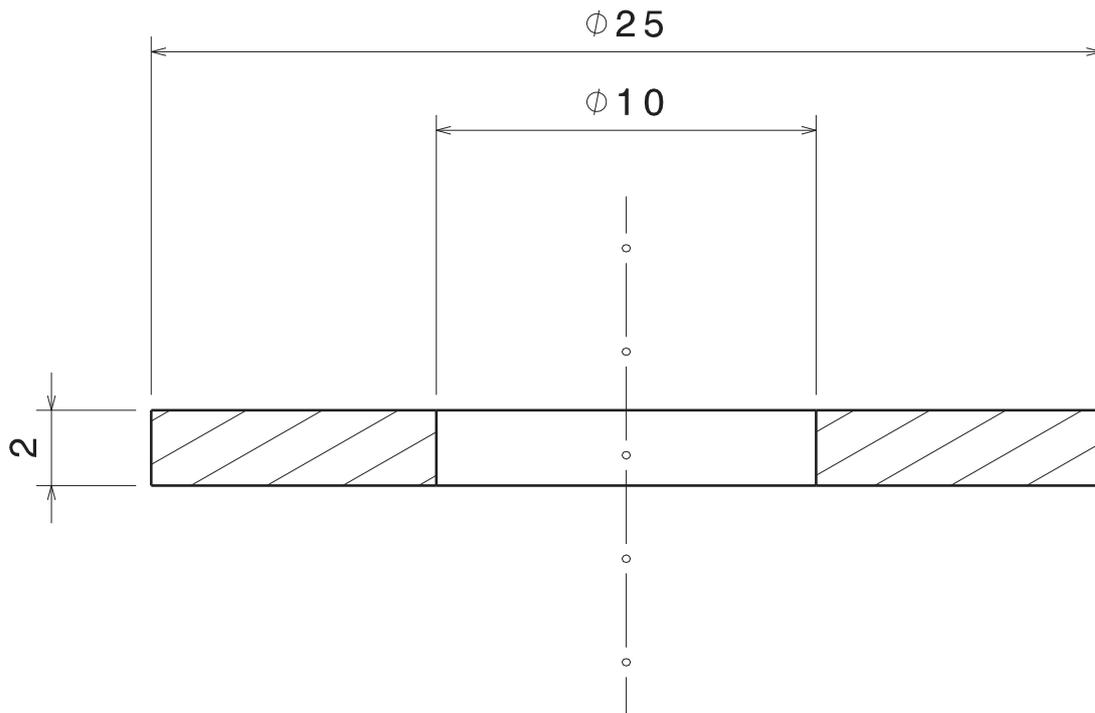
Nº PLANO:

35

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

EJE ROCKER-AMORTIGUADOR



Universidad Pública de  
Navarra  
Nafarroako Unibersitate  
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

5:1

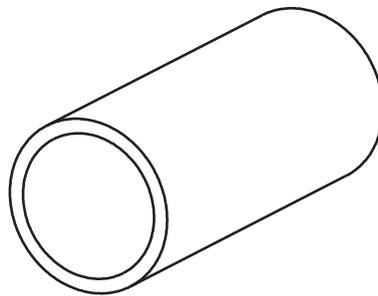
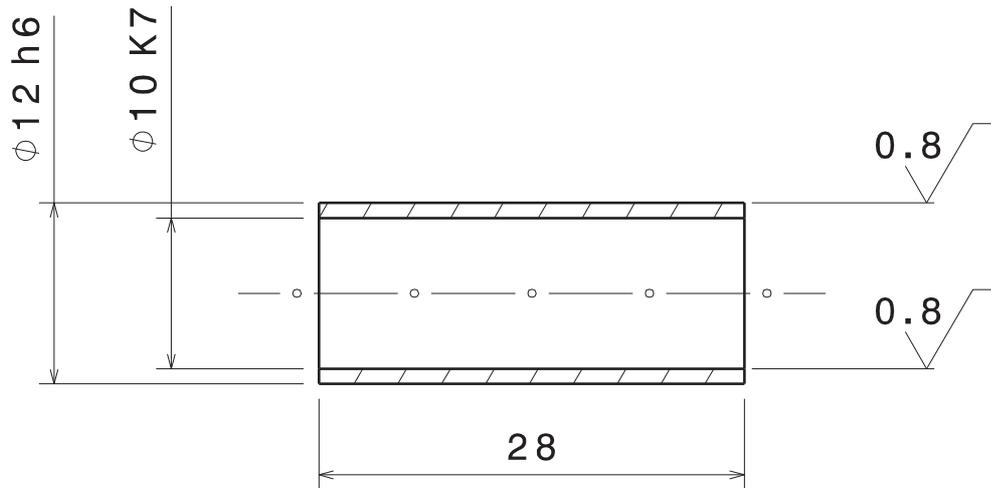
Nº PLANO:

36

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ARANDELA NYLON SEPARADORA  
ROCKER-AMORTIGUADOR



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

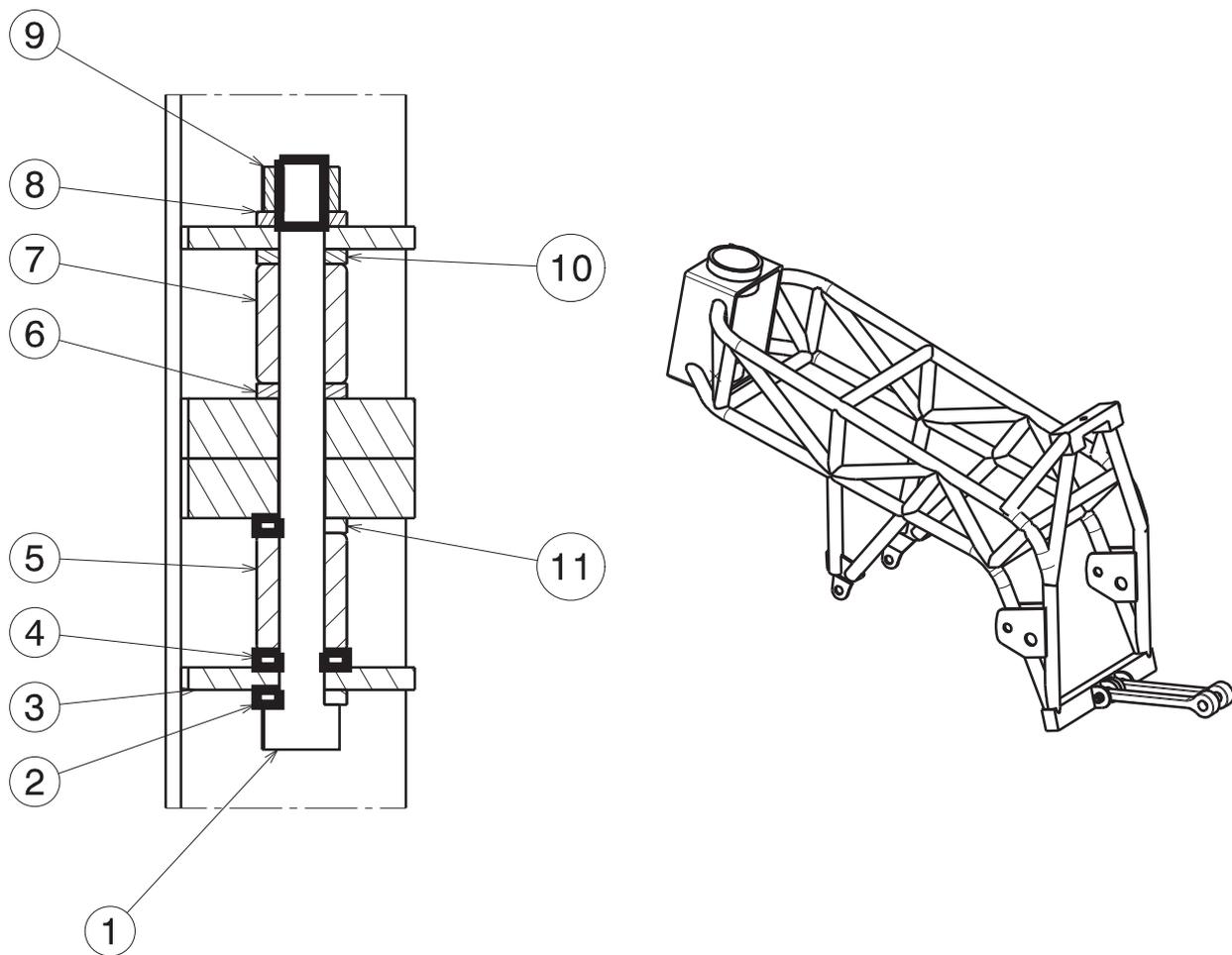
ESCALA:

2:1

Nº PLANO:

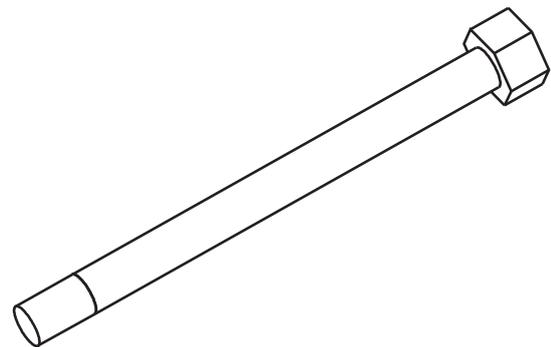
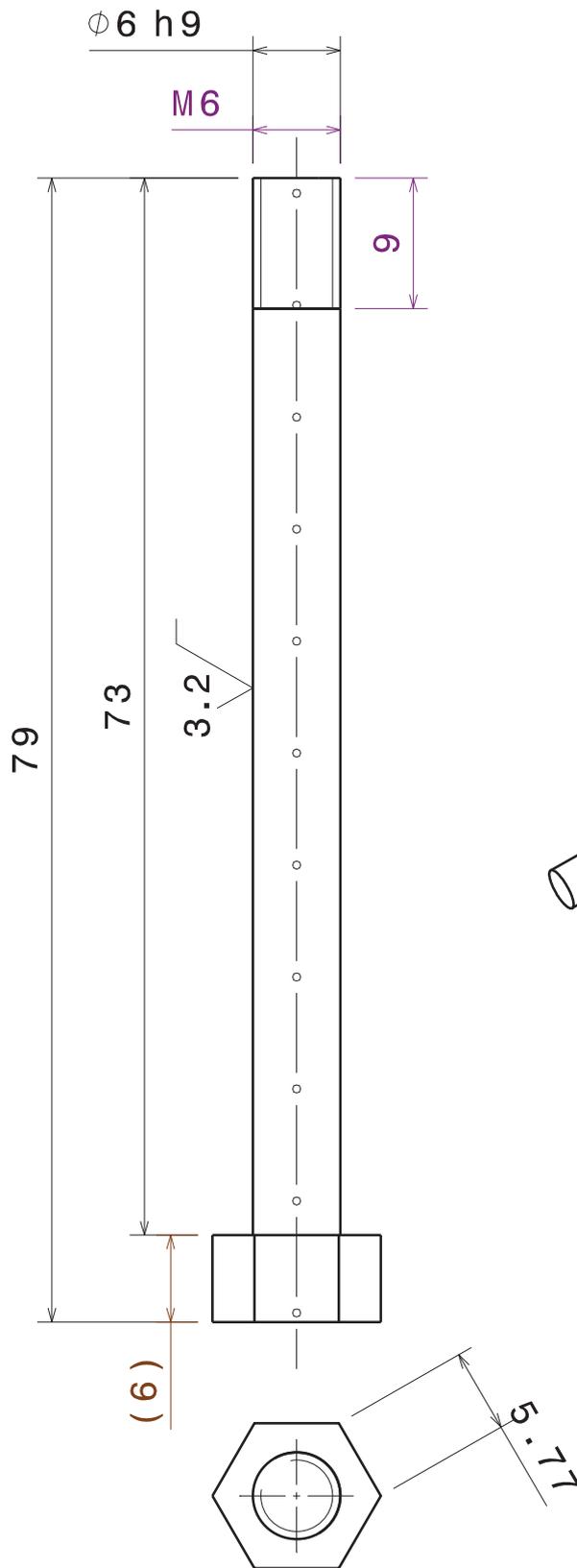
37

CASQUILLO ADAPTADOR DIÁMETRO



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	EJE LINK-BASTIDOR	39
2	ARANDELA NYLON SEPARADORA LINK-BASTIDOR	40
3	BASTIDOR	18
4	ARANDELA NYLON SEPARADORA LINK-BASTIDOR	40
5	LINK	26
6	ARANDELA NYLON SEPARADORA LINK-BASTIDOR	40
7	LINK	26
8	ARANDELA NYLON SEPARADORA LINK-BASTIDOR	40
9	TUERCA DIN-985 M6	
10	ARANDELA NYLON SEPARADORA LINK-BASTIDOR	40
11	ARANDELA NYLON DEPARADORA LINK-BASTIDOR	40

 <p>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibersitate Publikoa</p>	<p><b>E.T.S.I.I.T.</b></p>	<p>DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES</p>	
	<p>INGENIERO INDUSTRIAL</p>		
<p>PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b></p>		<p>REALIZADO: REOYO REBOLLAR, CARLOS</p>	
		<p>FIRMA:</p>	
		<p>FECHA: 1-11-2013</p>	<p>ESCALA: <b>1:1</b></p>
		<p>Nº PLANO: <b>38</b></p>	



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

2:1

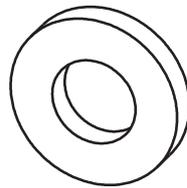
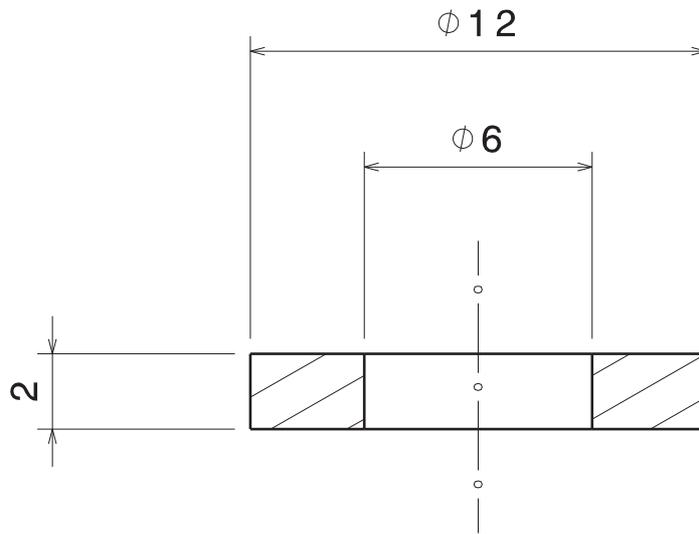
Nº PLANO:

39

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

EJE LINK-BASTIDOR



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

5:1

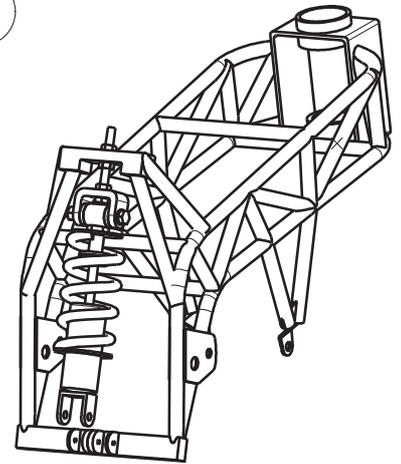
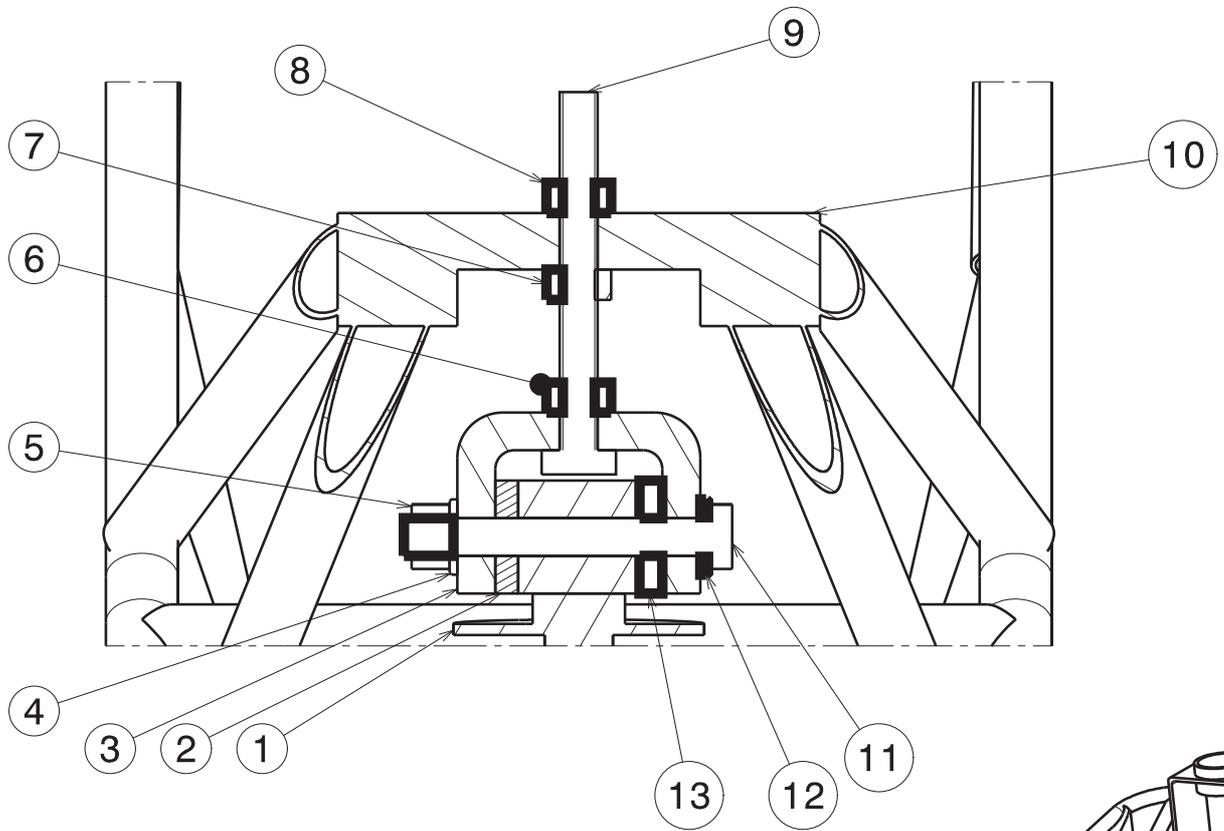
Nº PLANO:

40

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

ARANDELA NYLON SEPARADORA  
LINK-ROCKER



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	AMORTIGUADOR	
2	ARANDELA NYLON SEPARADORA AMORTIGUADOR-BASTIDOR	42
3	U-AMORTIGUADOR	43
4	ARANDELA DIN-125 A M10	
5	TUERCA DIN-985 M10	
6	TUERCA DIN-934 M10	
7	TUERCA DIN-934 M10	
8	TUERCA DIN-934 M10	
9	TORNILLO DIN-933 M10	
10	BASTIDOR	18
11	EJE AMORTIGUADOR-BASTIDOR	44
12	ARANDELA DIN-125 A M10	
13	ARANDELA NYLON SEPARADORA AMORTIGUADOR-BASTIDOR	42



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

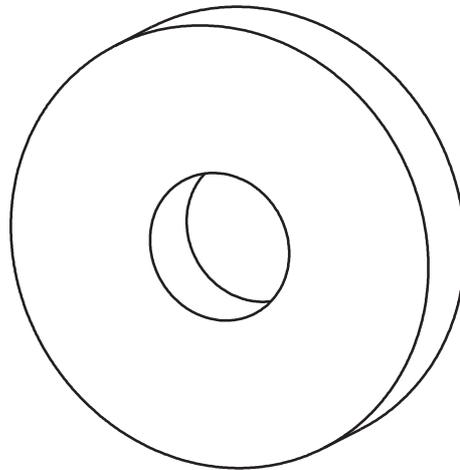
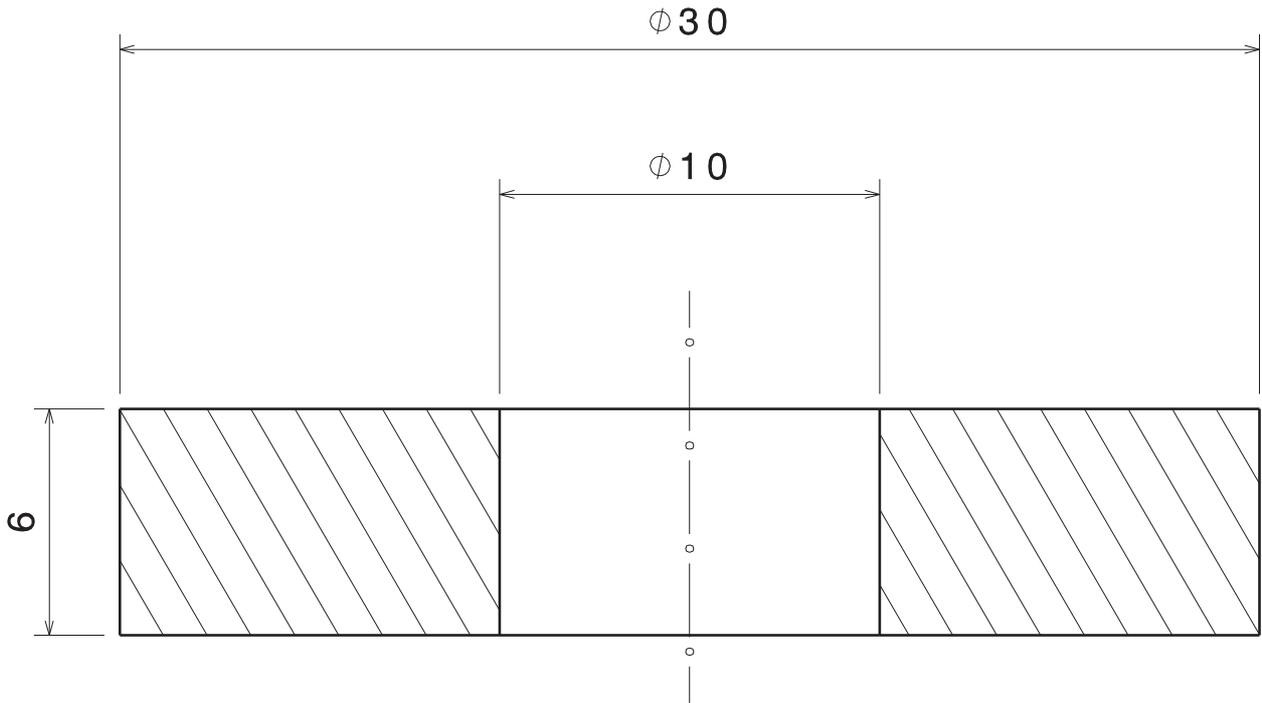
1-11-2013

ESCALA:

1:2

Nº PLANO:

41



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

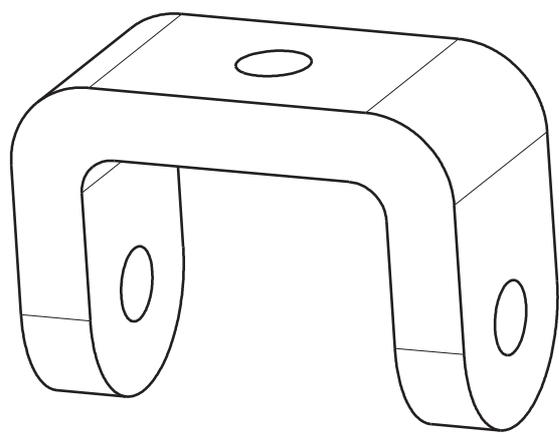
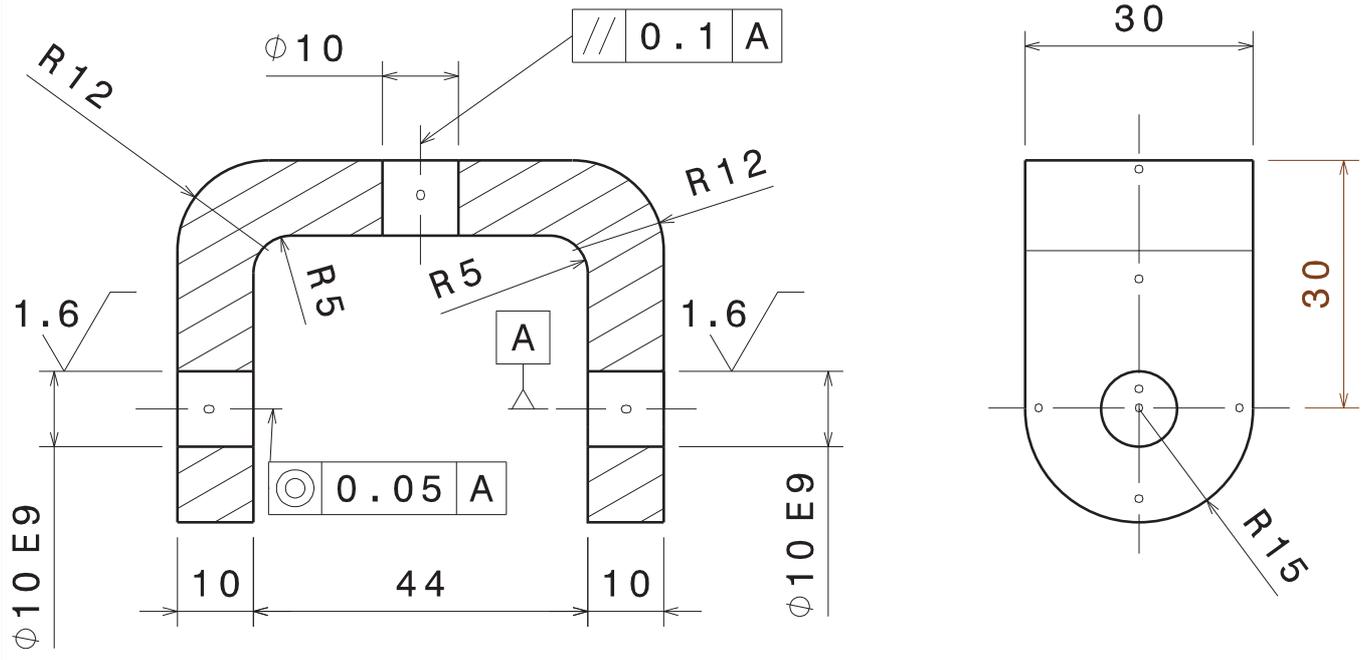
ESCALA:

5:1

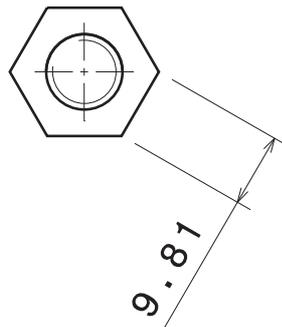
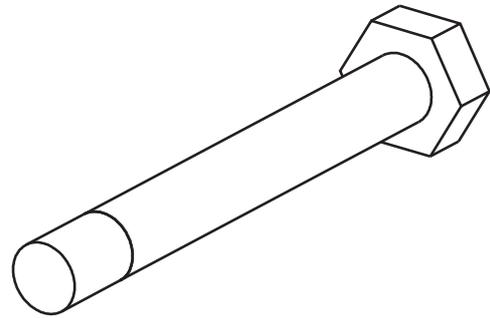
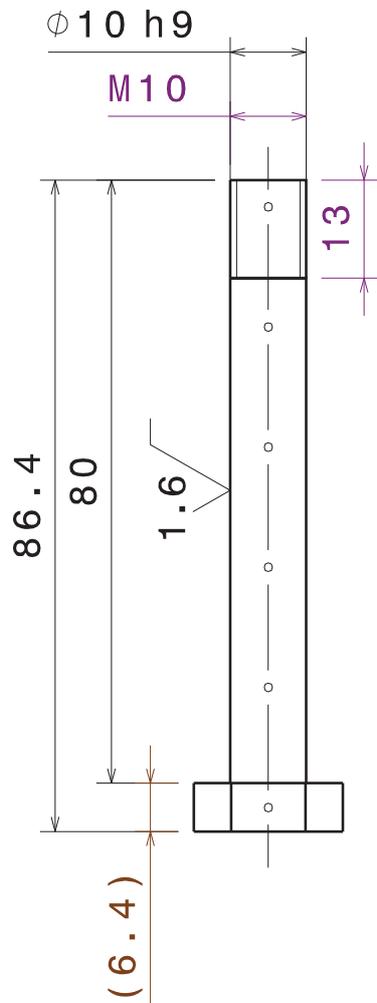
Nº PLANO:

42

ARANDELA NYLON SEPARADORA  
AMORTIGUADOR-BASTIDOR



 <p>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibersitate Publikoa</p>	<p><b>E.T.S.I.I.T.</b></p>	<p>DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES</p>		
	<p>INGENIERO INDUSTRIAL</p>	<p>REALIZADO: REOYO REBOLLAR, CARLOS</p>		
<p>PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b></p>		<p>FIRMA:</p>		
<p>PLANO: <b>U - AMORTIGUADOR</b></p>		<p>FECHA: 1-11-2013</p>	<p>ESCALA: <b>1:1</b></p>	<p>Nº PLANO: <b>43</b></p>



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

1:1

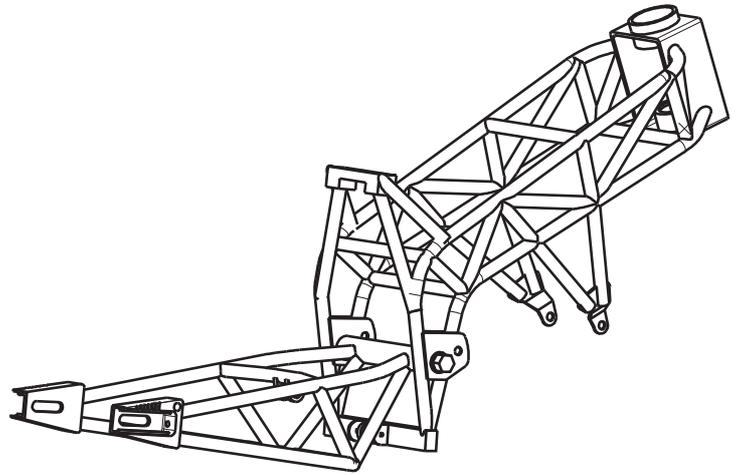
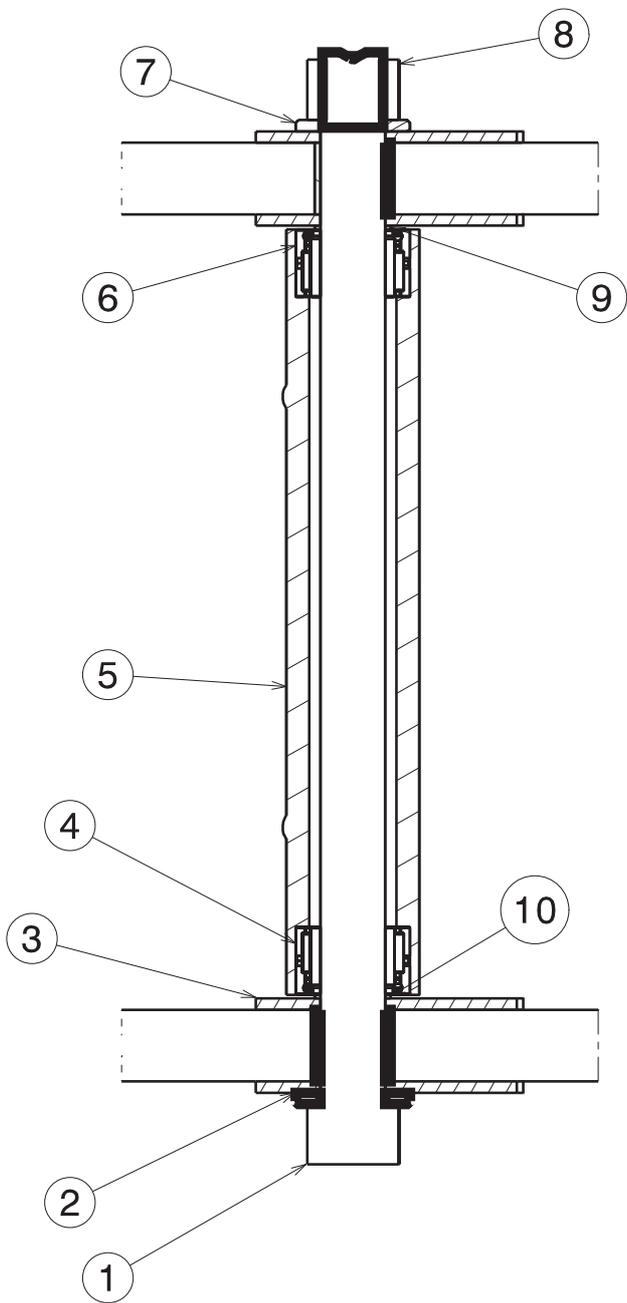
Nº PLANO:

44

upna

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

EJE AMORTIGUADOR-BASTIDOR



MARCA	DESIGNACIÓN	Nº PLANO
1	EJE BASTIDOR-BASCULANTE	46
2	ARANDELA DIN-125 A M16	
3	BASTIDOR	18
4	RODAMIENTO NKIA-5903	
5	BASCULANTE	8
6	RODAMIENTO NKIA-5903	
7	ARANDELA DIN-125 A M16	
8	TUERCA DIN958 M16	
9	CASQUILLO BASCULANTE	47
10	CASQUILLO BASCULANTE	47



Universidad Pública de Navarra  
Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

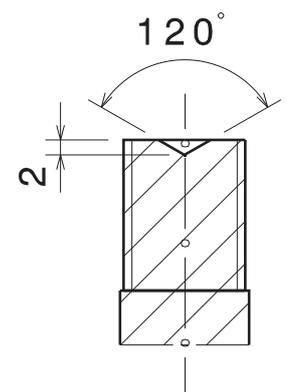
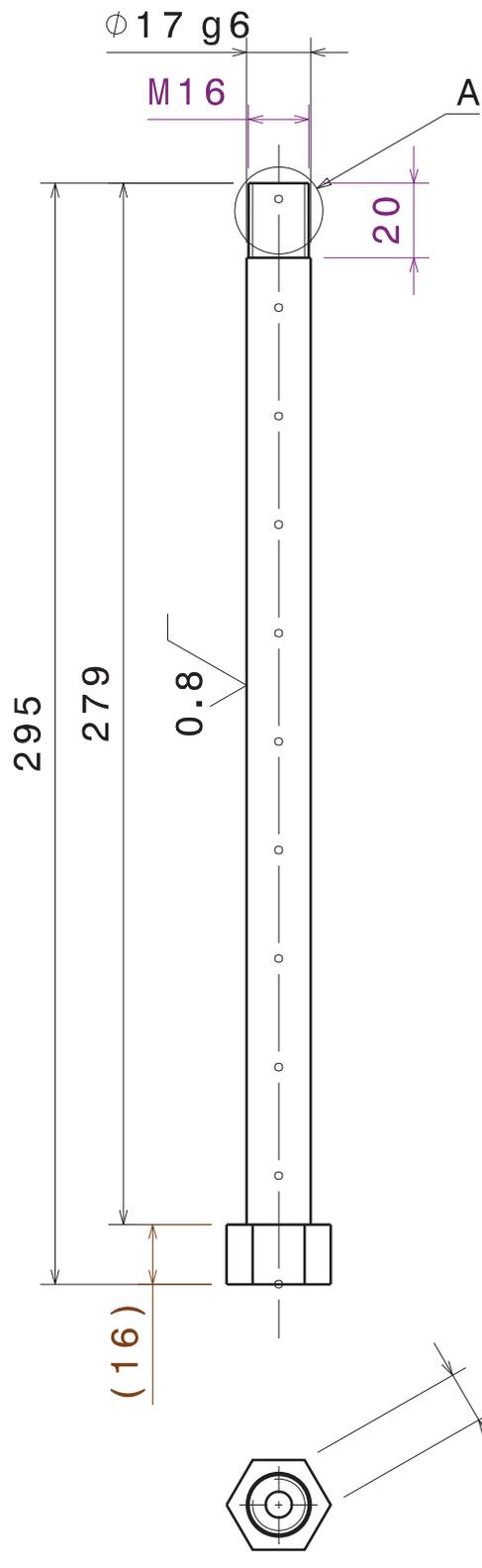
ESCALA:

1:2

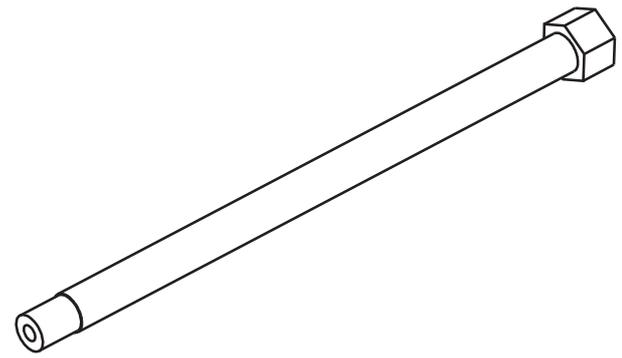
Nº PLANO:

45

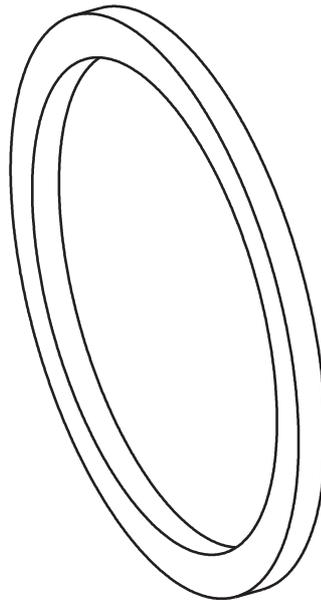
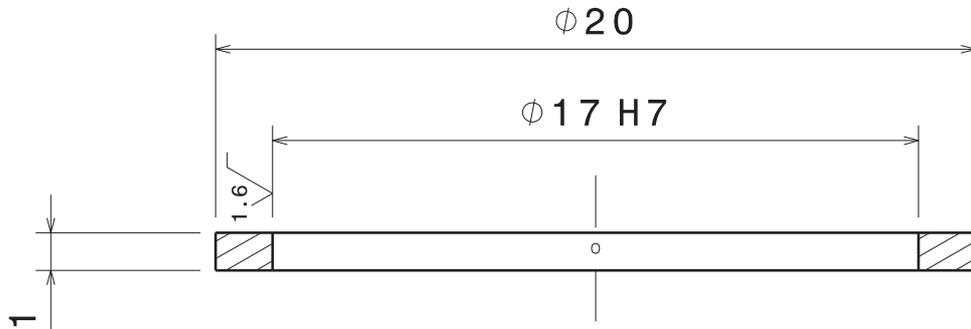
PLANO CONJUNTO BASTIDOR-  
BASCULANTE



Detalle A  
Escala 1:1



 <p>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibersitate Publikoa</p>	<p>E.T.S.I.I.T.</p>	<p>DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES</p>		
	<p>INGENIERO INDUSTRIAL</p>			
<p>PROYECTO: <b>INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN</b></p>		<p>REALIZADO: REOYO REBOLLAR, CARLOS</p>		
		<p>FIRMA:</p>		
<p>PLANO: <b>EJE BASTIDOR-BASCULANTE</b></p>		<p>FECHA: 1-11-2013</p>	<p>ESCALA: <b>1:2</b></p>	<p>Nº PLANO: <b>46</b></p>



Universidad Pública de Navarra

Nafarroako Unibersitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
DEPARTAMENTO DE ING.  
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y  
DE MATERIALES

PROYECTO:

INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

REOYO REBOLLAR, CARLOS

FIRMA:

FECHA:

1-11-2013

ESCALA:

5:1

Nº PLANO:

47

CASQUILLO BASCULANTE



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

## **INTEGRACIÓN DEL DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN**

**ANEXOS**

Carlos Reoyo Rebollar

César Díaz de Cerio García de Mendaza

Pamplona, 11 de noviembre de 2013

## ÍNDICE ANEXOS

### ANEXO N°:

- I. Reglamento deportivo Motostudent
- II. Reglamento técnico Motostudent
- III. Guión entrevista pilotos
- IV. Lecciones aprendidas MS2010-2011
- V. Características técnicas de los componentes del sistema de freno
- VI. Medidas antropométricas piloto
- VII. Características técnicas y dimensionales del propulsor
- VIII. Información técnica básica de piezas del bastidor
- IX. Norma para las dimensiones de la cadena. ANSI B29.1
- X. Metodología para la traslación de cargas desde los puntos de aplicación
- XI. *Benchmarking* geometría MS2010-2011
- XII. Obtención de los lugares geométricos para la unión del amortiguador
- XIII. Cálculo de solicitaciones en la articulación del basculante
- XIV. Cálculo y dimensionamiento de los ejes del sistema de suspensión trasera
- XV. Estudio preliminar del accionamiento del cambio
- XVI. Cálculo de solicitaciones en la pinza de freno delantera
- XVII. Cálculo de solicitaciones en la pinza de freno trasera
- XVIII. Cálculo resistente de los semiejes de la dirección
- XIX. Cálculo resistente de la unión basculante-freno trasero
- XX. Cálculo resistente de la unión amortiguador-bastidor
- XXI. Indicaciones para el diseño en detalle con rodamientos
- XXII. Aplicaciones de los ajustes. Sistemas eje base y agujero base

# **ANEXO I. Reglamento deportivo Motostudent**

---

## **REGLAMENTACIÓN DEPORTIVA GENERAL MOTOSTUDENT**



# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

## INDICE

1 OBJETIVO DE LA COMPETICIÓN .....	3
2 FASES DE LA COMPETICIÓN .....	3
3.CALENDARIO .....	4
4 REGLAMENTO.....	5
4.1 Idiomas Oficiales. ....	5
4.2 Autoridades sobre el reglamento .....	5
4.3 Validez del reglamento. ....	5
4.4 Conocimiento del reglamento. ....	6
4.5 Cumplimiento del reglamento. ....	6
4.6 Violación de las normas del reglamento.....	6
4.7 Impugnación a otros vehículos .....	6
4.8 Cambios en la reglamentación.....	7
5. NORMATIVA SOBRE LOS EQUIPOS.....	7
5.1 Requisitos individuales de los participantes. ....	7
5.2 Requisitos de los equipos.....	7
5.3 Mentor o TUTOR del equipo. Representantes oficiales de los equipos. ....	8
5.4 Aspectos federativos.....	8
5.5 Seguros.....	8
5.6 Asistencia externa a los equipos Universitarios.....	9
5.7 Número de equipos participantes. ....	9
6.INSCRIPCION .....	9
6.1 Cuotas de inscripción. ....	9
6.2 Formalización de la inscripción. ....	10
<b>ANEXO –DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS.....</b>	<b>11-15</b>
<b>A.0 Fases previas a las jornadas competitivas. ....</b>	<b>12</b>
<b>A.1 Fase MS.1 .....</b>	<b>12</b>

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

<u>A.1.1 Demostración del prototipo</u> .....	12
<u>A.1.2 Presentación del proyecto industrial</u> .....	13
<u>A.1.3 Jurados</u> .....	14
<u>A.1.4 Premios</u> .....	14
<b>A.2 Fase MS.2</b> .....	14
<u>A.2.1 Pruebas de seguridad en banco</u> .....	14
<u>A.2.2. Fase MS2 (Pruebas dinámicas)</u> .....	14
<u>A.2.2.1 Evaluación de prestaciones mínimas</u> .....	15
<u>A.2.2.2 Carrera</u> .....	15
<u>A.2.2.3 Premios</u> .....	15

## 1 OBJETIVO DE LA COMPETICIÓN

La competición MotoStudent promovida por la fundación Moto Engineering Foundation (en adelante MEF) es un desafío entre equipos universitarios de distintas UNIVERSIDADES españolas, europeas y del resto del mundo.

Consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición de pequeña cilindrada 250 4T., que competirán con su evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevarán a cabo inicialmente en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón. Para el propósito de esta competición, el equipo universitario debe considerarse integrado en una empresa fabricante de motos de competición, para desarrollar y fabricar un prototipo bajo unos condicionantes técnicos y económicos dados. La competición en sí misma es un reto para los estudiantes, donde estos en un periodo de tiempo de tres semestres han de demostrar y probar su capacidad de creación e innovación y la habilidad de aplicar directamente sus capacidades como ingenieros en comparación con los otros equipos de universidades de todo el mundo.

## 2 FASES DE LA COMPETICIÓN

Las motos serán juzgadas en unas series de eventos tanto estáticos como dinámicos, que incluirán: exposiciones orales y de “stand”, inspecciones técnicas, demostraciones dinámicas, etc. Para poder evaluar y puntuar los proyectos, la competición tendrá un proceso de selección por fases.

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

Para que las motos y proyectos entren en competición o concurso deberán cumplir los requisitos previos de resistencia seguridad y funcionamiento indicados en el reglamento técnico.

Los equipos, que superen estos requisitos, competirán en la fase MS1 en la cual se evaluará el proyecto bajo el punto de vista industrial con especial atención a aspectos estéticos, técnico y económico. Esta evaluación, con sus criterios, jurado y premios se indican en el ANEXO a este documento.

Las motos que superen estas pruebas participarán en la fase de pruebas dinámicas denominada MS2.

Para la valoración final se desarrollará una carrera en la que los participantes serán pilotos federados de copas de promoción seleccionados por los equipos participantes y aprobados por la organización. Las pruebas y su valoración se encuentran definidos en el ANEXO mencionado

Niveles a superar por los equipos participantes:

	Excluyente	Puntuable
Requisitos mínimos	Si	No
Fase MS1 (Proyecto)	Si	Si
Fase MS2 (Seguridad)	Si	No
Fase MS2 (Pruebas dinámicas)	Si	Si
Fase MS2 (Carrera)	Si	Si

Todos los equipos participantes para ser evaluados en cualquiera de las categorías deben superar el nivel mínimo tanto en MS1 como en MS2, es decir ningún equipo puede fijarse como objetivo participar en una sola de las categorías ya que este hecho conculca el espíritu mismo de la competición.

## 3.CALENDARIO

El Calendario de la competición tiene una serie de fechas claves para los distintos equipos participantes y que deben cumplir con objeto de que entren en la evaluación final de la competición ya que se trata de desarrollar no solo un prototipo sino un proyecto de Ingeniería.

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

CALENDARIO	2011											2012										
	M	A	M	J	J	S	O	N	D	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O			
Inscripciones	→		→																			
Justificación sponsors	→						→															
Cierre de diseño	→													→								
Semana de pruebas	→																					

## 4 REGLAMENTO

### 4.1 Idiomas Oficiales.

Los idiomas oficiales de la competición MotoStudent serán español e inglés. La entrega de documentación, exposiciones públicas e información relativa a la competición será aceptable en ambos idiomas.

### 4.2 Autoridades sobre el reglamento

El reglamento de MotoStudent es de responsabilidad única de la fundación MEF. Cualquier comunicado oficial que parta de Moto Engineering Foundation se ha de considerar como parte y ha de tener la misma validez que el reglamento aquí publicado.

Las ambigüedades o cuestiones concernientes al significado o intenciones de este reglamento serán resueltas por la fundación MEF. Todas estas cuestiones, formularios de consulta, etc., se encontrarán disponibles, para los equipos participantes, en una base de datos preparada a tal efecto en la web. de MEF. Así mismo quedarán correspondientemente archivadas las consultas y respuestas en una estructura informática dispuestas a nivel general o a nivel particular para cada equipo

### 4.3 Validez del reglamento.

El reglamento de Moto Student publicado en la web de la MEF y fechado en el calendario de la competición, serán las normas que tendrán efecto para cada una de las ediciones.

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

## 4.4 Conocimiento del reglamento.

Se hace responsable a los equipos de la lectura y conocimiento del reglamento y sus normas para la competición a la que se presentan. El reglamento de la competición incluye no solo este reglamento base sino todos los anuncios oficiales que sean publicados en la web. de la competición motostudent.com.

## 4.5 Cumplimiento del reglamento.

Al entrar en la competición, los equipos universitarios, tanto sus miembros individuales, los tutores de cada universidad, y cualquier otro personal adscrito al equipo universitario estarán sujetos al cumplimiento de las normas reflejadas por el reglamento y/o anunciadas por la MEF. Todos los equipos, tutores universitarios y representantes universitarios deben cooperar y seguir las instrucciones de organizadores y jueces de la MEF.

## 4.6 Violación de las normas del reglamento.

La violación intencionada de las normas y reglas aquí expresadas supondrá la expulsión de la competición sin opción a la reclamación en caso de que se pruebe que fue intencionada y esté demostrada. Cualquier cuestión, duda o comentario se deberá remitir al comité organizador del evento según proceda.

## 4.7 Impugnación a otros vehículos

El Comité Organizador de la prueba se reserva el derecho, en cualquier momento de la competición, de inspeccionar y examinar las actividades de los equipos en competición. Cualquier aspecto detectado en la inspección que vulnere los principios de la competición puede llevar aparejado al equipo correspondiente a verse apartado de la competición. Cualquier equipo puede impugnar a otro equipo participante en el caso de observar anomalías. Las impugnaciones deberán obligatoriamente presentarse por escrito, indicando el artículo del reglamento que se considera violado, con pruebas suficientes para su verificación. Adicionalmente, deberá presentarse una fianza simultáneamente a la reclamación que será devuelta por la organización en caso de que la reclamación prospere. “La cuantía de la fianza” será fijada por la organización y podría llegar según el caso a la cuantía del primer premio.

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

## 4.8. Cambios en la reglamentación.

El Comité Organizador se reserva el derecho de revisar el calendario de la competición y/o modificar el reglamento de la competición en cualquier momento y usando cualquier medio que haga mas eficiente la difusión de las mismas para el evento de MotoStudent, quedando registrado en la página web de la competición.

## 5. NORMATIVA SOBRE LOS EQUIPOS

### 5.1 Requisitos individuales de los participantes.

La competición pretende, como aspecto fundamental ser un vehículo de formación complementaria para los estudiantes. La competición es puramente de ingeniería y no un campeonato de velocidad por estas consideraciones la elegibilidad esta limitada a estudiantes universitarios de grado o postgrado.

Para pertenecer a un equipo inscrito en la competición los alumnos deben estar matriculados en una Universidad Pública o Privada. Estos deben estar matriculados en un grado o postgrado. Como mínimo , tienen que haber superado el 50% de los créditos de su carrera de grado universitario. Se establece una edad mínima de 18 años para los miembros integrantes del equipo.

### 5.2 Requisitos de los equipos.

Los equipos y los miembros que lo integran, registrados en la competición serán considerados como “participantes de la prueba” desde su inscripción, hasta la conclusión del evento. Cada equipo tendrá un mínimo de 7 participantes y un máximo de 15. Todo equipo universitario participante en MotoStudent deberá llevar como parte de su identificación el nombre de la Universidad o Centro Universitario a la que pertenece..

A su vez también pueden colaborar en la fase de desarrollo con el equipo otros centros Formativos como por ejemplo Centros de Formación de Educación Secundaria que por especiales características de equipamiento pueden complementar a la Universidad participante Sin embargo en las jornadas de

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

Competición solamente podrán acceder a los distintos parques de trabajo los alumnos inscritos oficialmente.

Hasta seis meses (semestre académico) antes de la celebración de las pruebas será posible modificar la composición del equipo, siempre que un mínimo del 60% de sus componentes pertenezca al equipo inicial inscrito. En ningún caso se podrá reducir el número de componentes, es decir, en las modificaciones de la composición sólo se podrá sustituir o añadir participantes. Estas modificaciones deberán comunicarse puntualmente a la Organización. Las sustituciones no conllevan gasto adicional.

## 5.3 TUTOR del equipo. Representantes oficiales de los equipos.

Cada equipo debe nombrar un tutor de la universidad, siendo este un profesor de Universidad o personal técnico de la misma. Así mismo dicho tutor deberá acompañar al equipo de estudiantes a la competición y será considerado por los organizadores de la competición como el representante oficial del equipo de la universidad.

El tutor junto con el alumno Delegado, alumno elegido por los estudiantes, serán los responsables de mantener el contacto con la Organización y serán los únicos representantes oficiales de los equipos reconocidos por la Organización.

## 5.4 Aspectos federativos.

Al ser pruebas de ingeniería y no de velocidad, los equipos no tendrán como requisito la necesidad de demostrar que algunos de los integrantes tengan licencias federativas expedidas por la autoridad competente. No es ese el caso del piloto elegido por el equipo que deberá demostrar estar federado en la federación regional correspondiente. El piloto se considera componente e integrante del equipo desde el momento que sea aprobado por la organización y tendrá los mismos derechos y obligaciones que cualquier otro integrante del equipo con excepción de los requisitos académicos que no le aplican.

## 5.5 Seguros.

Las universidades inscritas deberán integrar el trabajo realizado en el currículo formativo de forma y manera que esta competición entre dentro de las actividades QUE CUBRE EL SEGURO escolar. No obstante, cada equipo tendrá un seguro privado como garantía ante cualquier accidente que se pudiera presentar y que cubrirá a cada uno de sus integrantes.

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

## 5.6 Asistencia externa a los equipos Universitarios.

La involucración de Profesores y Técnicos de las Universidades, así como de Técnicos del Sector para el desarrollo de la actividad de los alumnos es de facto imprescindible y deseable para la competición. No obstante, es preciso recordar en este punto que el espíritu de la competición es fortalecer las habilidades de los estudiantes y ofrecer un marco para ello es también responsabilidad de todos. Por ello es preciso remarcar que se valorará como aspecto principal en el proyecto la demostración de que sean los propios estudiantes los que lleven a cabo las tareas y acciones directas en la construcción del prototipo.

## 5.7 Número de equipos participantes.

El número máximo de equipos participantes en la edición 2011-12 se establece en 40 equipos.

Por Universidad pueden presentarse más de un equipo. Cada equipo solo puede presentar un proyecto y prototipo.

## 6. INSCRIPCIÓN

### 6.1 Cuotas de inscripción.

La cuota de inscripción se establece en 350 € más IVA por estudiante integrante del equipo, piloto incluido.

Las tasas de inscripción deberán ser abonadas a la organización de MOTOSTUDENT antes de finalizar el mes de Junio del 2011.

Las tasas de inscripción no serán reembolsables.

La inscripción da derecho a los alumnos inscritos a participar en el desarrollo de la competición y a los materiales y servicios que la organización pone a disposición de los equipos. Estos materiales o componentes se indican en el reglamento técnico.

### 6.2 Formalización de la inscripción.

En la fase de constitución de los equipos se enviara a la Organización una página de preinscripción que figura en la página principal de la página web de motostudent. En ella se indican los estudiantes que inicialmente van a formar parte del equipo con datos de contacto e identificación.

## REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

Todos los miembros del equipo participante deberán aportar, en el momento de la inscripción o registro, los documentos que a continuación se detallan y, así mismo, proveer de datos de contacto para situaciones de emergencia.

La inscripción se formalizara rellenando los documentos que se encuentran en la pestaña de equipos de la pagina web motostudent.

Doc MS\_2011-01. Miembros del equipo.

Doc MS-2011-02. Constitución del equipo.

Doc MS\_2011-03. Carta de oficialización del equipo.

Doc MS\_2011-04. Imagen copia de ingreso.

Doc MS\_2011-05. Imagen copia de seguro.

Doc MS- 2011-06. Solicitud de sistema CAD.

Doc MS-2001-07. Banco de ensayos y prueba de resistencia.

Una vez los equipos hayan presentado la documentación indicada la organización les adjudicara su correspondiente código contraseña de forma que puedan acceder a su dominio particular en que el que se encontrará la información técnica digital correspondiente a los componentes suministrados

**Anexo**

**DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS.**

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

## A. Descripción de las pruebas.

Como se ha indicado anteriormente los equipos participantes tendrán que someterse a una serie de pruebas sucesivas eliminatorias agrupadas en dos fases MS1 y fase MS2.

### A.0 Fases previas a las jornadas competitivas.

Como se ha descrito en las informaciones de la competición, con objeto de que la misma tenga realmente carácter industrial se establecen unas fechas límite para una serie de actuaciones previas a las jornadas de competición.

- Presentación de justificación de sponsors. En la que los equipos participantes deben justificar de forma clara que empresas e instituciones sufragan la construcción del prototipo. Se formalizará a través del formulario en la pag web y esta justificación debe presentarse antes del 1 de Octubre del 2011. Tras esta justificación, los equipos recibirán los componentes reglamentarios en los siguientes dos meses.
- Presentación de diseño cerrado. Antes del 31 de Mayo del 2012 los equipos participantes presentaran a la organización información grafica de detalle del chasis y basculante o equivalente con cotas principales que será guardada por la organización. Esta información debe permitir a los jurados sin manipulación informática alguna verificar los futuros prototipos. La organización fija como formato específico documentos pdf de los planos de conjunto y/o detalle con tamaño máximo A3. Esta documentación solo será analizada por los jurados en las jornadas de competición y validarán que el prototipo presentado responde a esa información grafica. Como es lógico se pueden aceptar modificaciones pero no de carácter sustancial.

El incumplimiento de estos hitos acarrea la separación de la competición.

### A.1 Fase MS.1

La fase MS1 es una fase demostrativa en la que los equipos participantes deberán mostrar y explicar el prototipo realizado y el proyecto de industrialización del citado prototipo.

#### A.1.1 Demostración del prototipo

Los grupos presentaran un prototipo para que sea revisado por los inspectores conforma los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.

## REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

Los equipos pueden disponer de los elementos de recambio (cualquier componente o parte de la moto) que consideren oportunos. Estos recambios deberán ser presentados a la organización simultáneamente con el prototipo para su verificación, validación y sellado. La utilización de componentes no sellados por la organización significara la expulsión inmediata de la competición.

Por otra parte realizara una mínima prueba de funcionamiento en parque cerrado. La prueba consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia.

También presentaran en el stand preparado por la organización los paneles informativos que consideren convenientes.

### A.1.2 Presentación del proyecto industrial

El proyecto se desarrollara sobre los siguientes condicionantes:

Moto de circuito, con una serie anual de 500 unidades y un costo de fabricación máximo de 4500€. En este concepto se contemplan los conceptos siguientes: componentes( compras exteriores), amortización de utillajes en 5 años , mano de obra directa, repercusión infraestructura de empresa y gastos financieros). Esta moto de serie será derivada de la moto prototipo con las mínimas diferencias exigidas por el proceso de fabricación en la serie y por las adaptaciones a los componentes de la serie que no deben porque ser los mismos que en la moto prototipo.

El proyecto constará de cuatro apartados independientes, con las siguientes puntuaciones máximas.

A- Diseño del vehículo (150 puntos).

B- Análisis y cálculos técnicos (175 puntos).

C- Definición del sistema de fabricación e industrialización (175 puntos).

D- Análisis de costos del :

Desarrollo del prototipo y

Proceso industrial de fabricación de la serie (100 puntos).

Los apartados A y B constituirán una presentación y los apartados C y D del proyecto industrial constituirán otra presentación. Las dos presentaciones se defenderán ante un jurado de expertos, elegidos por la organización.

Para la exposición de cada apartado los equipos designaran uno o dos alumnos diferentes.

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

## A.1.3 Jurados.

Los jurados que evaluarán los proyectos estarán formados por técnicos del sector Industrial y de la competición de vehículos de dos ruedas elegidos por la organización.

Los jurados se establecerán por temáticas., un jurado para los APARTADOS A y B y otro para los APARTADOS Cy D .

La evaluación del jurado será inapelable.

## A.1.4 Premios.

Se otorgarán premios a:

- Al mejor proyecto industrial (Todas las fases)

El premio será de 6000€ con trofeo para el equipo .

Dos accésits de 3000€ a:

- Mejor Diseño.
- Mejor innovación tecnológica.

El resto de equipos que superen la prueba recibirá un diploma con su acreditación correspondiente. .

## **A.2 Fase MS.2**

La fase MS2 es una fase de validación experimental en la que las motos prototipo de los equipos participantes que hayan superado la Fase MS.1 deberán demostrar su calidad de actuación superando distintas pruebas en banco y en circuito.

### A.2.1 Pruebas de seguridad en banco

Estas pruebas pretenden ser una garantía de robustez , fiabilidad y seguridad ante las pruebas en circuito.

Así las motos deberán superar las siguientes pruebas:

- Prueba de resistencia de chasis según especificaciones de reglamento técnico
- Prueba de frenada en banco de rodillos según especificaciones de reglamento técnico.
- Prueba de ruidos.

La sistemática de presentación y prueba de las motos se realizara mediante un proceso de verificación que se dará a conocer a los equipos con suficiente antelación.

### A.2.2. Fase MS2 (Pruebas dinámicas)

#### A.2.2.1 Evaluación de prestaciones minimas

# REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

Los equipos que hayan superado las pruebas de seguridad realizaran en pista una prueba de mínimas prestaciones.

La organización facilitará a los equipos 2 tandas de 40 mins durante la prueba de evaluación de prestaciones.

Los requisitos mínimos se refieren a durabilidad y prestaciones mínimas, así las motos para ser consideradas aptas para la carrera deberán:

Realizar un mínimo de 7 vueltas seguidas a un promedio no inferior a 110 Km/h.

## A.2.2.2 Carrera.

Las motos que hayan superado la prueba anterior, participarán en una carrera de velocidad en circuito.

La parrilla se establecerá según la clasificación obtenida según los requisitos mínimos de promedio de las 7 vueltas seguidas realizadas en las tandas de evaluación.

Las motos se pilotarán por los pilotos presentados por los equipos y aprobados por la organización según se indica en el apartado 2..

La carrera se llevara a cabo sobre una longitud mínima de 35 km. La organización establecerá puntualmente el número de vueltas y duración de la carrera.

## A.2.2.3 Premios.

Se otorgarán premios a las tres primeras motos clasificadas.

Al equipo de la primera moto clasificada se le entregara un premio de 6000 € y trofeo.

Al equipo clasificado en segundo lugar se le entregara un premio de 3000€ y trofeo.

Al tercer equipo clasificado se le otorgara un premio de 1500€ y trofeo.

Al resto de equipos participantes que hayan finalizado la carrera recibirán un trofeo recordatorio de su participación en la prueba.

## **ANEXO II. Reglamento técnico Motostudent**

---

### **REGLAMENTACIÓN TÉCNICA GENERAL MOTOSTUDENT**



**ÍNDICE**

1. INTRODUCCIÓN: Objetivos fundamentales de este reglamento .....	3
2. LA MOTOCICLETA: Orientación general y definición del carácter de la misma .....	3
3. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO .....	3
3.1. Dimensiones .....	3
3.2. Pesos .....	3
4. CICLÍSTICA .....	3
4.1. Bastidor .....	3
4.2. Suspensiones .....	4
4.2.1. Suspensión delantera .....	4
4.2.2. Suspensión trasera .....	4
4.3. Dirección .....	4
4.3.1. Diseño .....	4
4.3.2. Amortiguador de dirección .....	4
4.4. Sistema de frenos .....	4
4.4.1. Freno delantero .....	4
4.4.2. Freno trasero .....	5
4.5. Estriberas .....	5
4.6. Manillar .....	5
4.7. Basculante .....	5
4.8. Llantas y neumáticos .....	5
4.9. Protecciones para caídas .....	6
5. CARENADOS .....	6
5.1. Restricciones dimensionales .....	6
5.2. Seguridad .....	6
6. MOTOR .....	6
6.1. Tipo .....	6
6.2. Cilindro .....	6
6.3. Culata .....	6
6.4. Cáster .....	6
6.5. Caja de cambios .....	6
6.6. Transmisión secundaria .....	7
6.7. Embrague .....	7
6.8. Acelerador .....	7
7. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE .....	7
7.1. Carburador / Inyección .....	7
7.2. Depósito de combustible .....	7
7.3. Conductos de combustible .....	7
7.4. Sistema de llenado .....	8
7.5. Tipo de combustible .....	8
8. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN .....	8
8.1. Refrigeración interna del motor .....	8

8.2. Radiador .....	8
8.3. Líquidos refrigerantes.....	8
9. SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE.....	8
9.1. Conductos de admisión.....	8
9.2. Sistemas de sobrepresión.....	8
10. SISTEMA DE ESCAPE .....	8
11. INSTALACIÓN ELÉCTRICA.....	8
11.1. Cableado .....	8
11.2. Conectores .....	9
11.3. Componentes .....	9
12. SISTEMAS ELECTRÓNICOS .....	9
12.1. Centralita .....	9
12.2. Tablier.....	9
12.3. Otros sistemas electrónicos .....	9
13. SISTEMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS .....	9
14. OTROS COMPONENTES COMERCIALES .....	9
15. PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS .....	9
15.1. Homologación del chasis .....	9
15.2. Verificación de cotas generales .....	10
15.3. Verificación de pesos .....	10
15.4. Verificación de ruidos .....	10
15.5. Verificación del cumplimiento de la normativa de seguridad .....	10
16. IDENTIFICACIÓN DE LA MOTOCICLETA .....	10
16.1. Números y fondos .....	10
16.2. Identificación frontal .....	10
16.3. Dorsales laterales.....	11
16.4. Número de identificación de bastidor de la motocicleta.....	11
16.5. Nombre de la universidad .....	11
16.6. Espacio en el bastidor para adhesivo de verificación técnica.....	11
16.7. Espacio para soporte y alojamiento del transponder.....	11
17. FIGURAS.....	11

## 1. INTRODUCCIÓN: Objetivos fundamentales de este reglamento

Este documento contiene la normativa técnica reguladora de la competición denominada "Motostudent". El principal objetivo consiste en estandarizar y acotar el amplio abanico de posibilidades de construcción de un prototipo. De este modo todos los proyectos se ajustarán a una línea de trabajo orientativa y común. Así pues, se posibilita una competencia objetiva entre los participantes.

## 2. LA MOTOCICLETA: Orientación general y definición del carácter de la misma

El objeto de la competición es un vehículo de dos ruedas a motor de combustión interna. Dicho vehículo será concebido para el pilotaje de un solo ocupante.

La motocicleta deberá ser un prototipo diseñado y construido para la competición. La especialidad son las carreras de velocidad.

## 3. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO

### 3.1. Dimensiones

Las dimensiones de la motocicleta son libres exceptuando algunos requisitos básicos:

- La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares (o manillar en su caso) ha de ser de 450 mm. (Figura 1)
- El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realiza con la motocicleta descargada (sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento. (Figura 1)
- La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100 mm en cualquier situación de compresión de suspensiones y reglajes de geometrías. (Figura 2)
- Límite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero. (Figura 2)
- Los neumáticos deberán tener una tolerancia mínima de 15 mm con cualquier elemento de la motocicleta en toda posición de la misma y reglaje de geometría.
- La anchura máxima del asiento debe ser de 450 mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento de la motocicleta del asiento hacia detrás excepto el sistema de escape. (Figura 3)

### 3.2. Pesos

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos no deberá ser inferior a 95 kg en cualquier momento de las pruebas. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y final de la competición.

Está permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo.

## 4. CICLÍSTICA

### 4.1. Bastidor

El diseño, el proceso y el material utilizado para la fabricación del bastidor es libre excepto en las siguientes consideraciones:

- No está permitido fabricar el chasis en titanio ni aleaciones de titanio.
- El bastidor definitivo a presentar en la competición deberá haber superado el proceso de homologación por parte de la organización. (Ver criterios de verificación)

- No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de fabricación propia.

## **4.2. Suspensiones**

### **4.2.1. Suspensión delantera.**

En el caso de diseño de suspensión en base a tipo de horquilla se deberá utilizar la proporcionada por la organización.

La horquilla proporcionada por la organización no puede ser modificada estructuralmente. Está permitido el reglaje de la horquilla solo en base a cambio de muelles y fluidos hidráulicos.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión delantera.

Si se define otro tipo de suspensión no podrán utilizarse sistemas activos o semiactivos y/o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión..

### **4.2.2. Suspensión trasera**

En el caso de uso de amortiguador en la composición de la suspensión trasera se deberá utilizar el proporcionado por la organización.

El amortiguador proporcionado por la organización no puede ser modificado estructuralmente. Se permite el reglaje del amortiguador solo en base a cambio de muelles y fluidos hidráulicos..

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión trasera.

No podrán utilizarse sistemas activos o semiactivos y/o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión..

## **4.3. Dirección**

### **4.3.1. Diseño**

En todo el recorrido de giro de la dirección no deberá existir ningún elemento que interfiera en una tolerancia de 30 mm entorno a los puños del manillar y accionamientos. El objetivo es evitar daños en las manos y dedos del piloto en caso de caída. (Figura 3)

El ángulo mínimo de giro de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta. (Figura 3)

El ángulo de giro de la dirección deberá estar limitado con un tope a cada lado.

### **4.3.2. Amortiguador de dirección**

Está permitido el uso de amortiguador de dirección.

## **4.4. Sistema de frenos**

La motocicleta deberá disponer tanto de freno delantero como freno trasero.

### **4.4.1. Freno delantero**

Deberá utilizarse el conjunto de freno delantero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas y disco de freno. Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre

con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm. La esfera podría estar rectificada con un plano de una anchura mínima de 14 mm, los bordes del plano han de ser redondeados.

#### **4.4.2. Freno trasero**

Deberá utilizarse el conjunto de freno delantero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas y disco de freno. Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm. La esfera podría estar rectificada con un plano de una anchura mínima de 14 mm, los bordes del plano han de ser redondeados.

#### **4.5. Estriberas**

Como requisito deberán tener protegidos los extremos con un tope de nilón de un radio mínimo de 8 mm.

Deberán disponer de protectores laterales para evitar que la bota del piloto pueda interferir con elementos móviles como cadena o neumático trasero.

#### **4.6. Manillar**

La anchura del manillar medida entre los extremos de los puños no podrá ser inferior a 450mm. (Figura 1)

Las puntas del manillar deberán ir protegidas con un tope de nilón redondeado de un radio mínimo de 8 mm.

No está permitido el uso de manillares o semimanillares construidos en aleación ligera.

Los soportes del manillar o semimanillares deberán estar diseñados con el fin de minimizar el riesgo de fractura en caso de caída. Se deberán utilizar radios mínimos de 2 mm en el anclaje para facilitar deformaciones sin fractura.

#### **4.7. Basculante**

El basculante deberá ser de fabricación propia. Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante.

Es obligatorio el uso de un protector de cadena que impida la interferencia entre el cuerpo del piloto y el punto de engrane cadena-corona en la rueda trasera.

#### **4.8. Llantas y neumáticos**

La organización suministrará las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación.

Sus dimensiones serán:

Delanteras 2.50"x17"

Traseras, 3.50" x 17

Esta prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de ruedas.

Esta permitido el uso de protectores de nilón en los extremos del eje para posibles caídas. Estos protectores deberán ser redondeados con un diámetro igual o superior al del eje utilizado.

Los ejes de rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30 mm. No se consideran en esta medida posibles protectores de nilón.

#### 4.9. Protecciones para caídas

Se aconseja el uso de topes de nilón para proteger la motocicleta en caso de caída. También se permite el uso de protectores de fibra para chasis y cárter de motor.

### 5. CARENADOS

#### 5.1. Restricciones dimensionales

Todos los bordes y acabados del carenado han de ser redondeados. Radio mínimo 1 mm.

La anchura máxima del carenado será de 600 mm. (Figura 3)

Límite frontal: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

Límite posterior: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical posterior trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático trasero.

Lateralmente: El carenado no podrá cubrir lateralmente al piloto a excepción de los antebrazos (esta excepción solamente en posición de mínima resistencia aerodinámica del piloto). La llanta posterior no podrá cubrirse en más de 180°.

Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150 mm.

La utilización de guardabarros no es obligatoria.

El guardabarros delantero no podrá cubrir más de 135° de la circunferencia del neumático medido desde la parte posterior del neumático con origen del ángulo en la horizontal que pasa por el eje de rueda. En esos 135° las dimensiones del guardabarros son libres.

Esta permitido el uso de alerones como pieza del carenado. Deberán no superar la anchura del carenado o del colín ni superar la altura de los extremos del manillar. El radio mínimo será de 2 mm. Se permite el uso de dispositivos móviles aerodinámicos.

#### 5.2. Seguridad

Todos los sobraderos de la motocicleta deberán redirigirse a un depósito de un mínimo de 250 cm<sup>3</sup> de capacidad para evitar vertido de líquidos. (Sobradero de aceite cárter, depósito de gasolina, refrigerante).

### 6. MOTOR

Deberá utilizarse el motor proporcionado por la organización. El motor se entregará sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna.

#### 6.1. Tipo

Motor monocilíndrico de 250 cm<sup>3</sup> 4 T tiempos con refrigeración líquida.

#### 6.2. Cilindro

No se permite ninguna modificación

#### 6.3. Culata

No se permite ninguna modificación

#### 6.4. Cárter

No se permite la modificación del mismo ni tan siquiera en sus anclajes externos.

#### 6.5. Caja de cambios

Esta prohibida la modificación de la caja de cambios en cualquiera de sus componentes. Tan sólo se per-

mite la instalación de sensores para la adquisición de datos.

#### **6.6. Transmisión secundaria**

El tipo de transmisión es libre.

#### **6.7. Embrague**

La situación del accionamiento de la leva del embrague es libre con la restricción de que su longitud no podrá ser superior a 200mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm. La esfera puede estar rectificada con un plano de una anchura mínima de 14 mm, los bordes del plano han de ser redondeados.

#### **6.8. Acelerador**

El acelerador ha de ser de retorno automático de manera que se asegure su cierre en caso de que el piloto suelte el mismo.

### **7. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE**

#### **7.1. Carburador / Inyección**

El carburador es de libre elección. Se prohíbe el uso de carburadores cerámicos.

Sólo se permite una válvula de control del acelerador, el cual debe estar exclusivamente controlado por elementos mecánicos y manipulados por el piloto únicamente. No se permiten otros dispositivos móviles (excepto los inyectores) en el sistema de admisión antes de la válvula de entrada del motor.

Está permitido el uso de sistemas de inyección de carburante adicionales al carburador y la programación electrónica de los mismos. Los inyectores de combustible deben estar localizados aguas arriba de las válvulas de entrada del motor.

Se permiten sistemas tipo RAM Air

#### **7.2. Depósito de combustible**

El respiradero del depósito de combustible deberá estar provisto de una válvula de retención. El respiradero deberá verter en el depósito de sobrantes de líquidos.

El depósito de carburante de cualquier tipo deberá ir relleno con material retardante de llama o disponer de otro depósito flexible interno de seguridad. En el caso de los depósitos "no metálicos" es obligatorio el uso de este segundo depósito adicional de goma o resina. El fin de esta vejiga de seguridad no es otro que impedir el derrame de carburante en caso de rotura del depósito. Si se utiliza un depósito homologado no hay otro requisito.

Esta prohibido presurizar el depósito de carburante.

El tanque de gasolina deberá ser calificado como "apto" por la organización antes de la realización de las pruebas en cumplimiento de las consideraciones anteriormente expuestas.

#### **7.3. Conductos de combustible**

Todos los conductos de combustible del depósito al carburador o sistema de inyección deberán estar provistos de racords estancos de seguridad. De manera que en caso de desprendimiento del depósito de la motocicleta sea el rãcord el que se desconecte y no otras uniones del conducto. Por tanto, para la apertura del rãcord la fuerza aplicada deberá ser, máximo, el 50% de la fuerza necesaria para desprender cualquier otra unión o rotura del material componente del conducto.

#### **7.4. Sistema de llenado**

El tapón del depósito de combustible deberá ser estanco y estar provisto de un sistema seguro de cierre que impida a posibilidad de desprenderse en caso de caída.

#### **7.5. Tipo de combustible**

El combustible será administrado por la organización.

Está prohibida la utilización de aditivos al carburante. En la cámara de combustión no podrán entrar otros agentes que no sean el combustible proporcionado por la organización y aire atmosférico.

### **8. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

#### **8.1. Refrigeración interna del motor**

No se permite la modificación del sistema de refrigeración interna del motor.

#### **8.2. Radiador**

El número, la situación, el tamaño y la composición de los radiadores son libres siempre y cuando cumplan con los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

#### **8.3. Líquidos refrigerantes**

Los líquidos refrigerantes utilizados no podrán ser otros que agua o aceite. Está prohibida la utilización de aditivos en estos refrigerantes. En las pruebas dinámicas la organización proveerá del líquido refrigerante común para todos los equipos.

### **9. SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE**

#### **9.1. Conductos de admisión**

La composición, dimensiones y situación de los conductos de admisión de aire son libres siempre que éstas cumplan los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

#### **9.2. Sistemas de sobrepresión**

Está prohibido el uso de sistemas "turbo" para el aumento de presión de gases en la admisión. Únicamente se permite el aprovechamiento aerodinámico del movimiento del vehículo mediante el uso de tomas de aire

### **10. SISTEMA DE ESCAPE**

El sistema de escape será de libre elección siempre que cumpla los requerimientos dimensionales generales de la motocicleta y la normativa sonora.

No se permiten sistemas de escape de longitud variable.

El ruido no debe sobrepasar los 115 db/A, medidos en un test estático.

No se permiten elementos móviles en el sistema de escape

### **11. INSTALACIÓN ELÉCTRICA**

La composición de la instalación eléctrica deberá ser elaborada por cada equipo competidor. Esta prohibido el uso de una instalación comercial.

#### **11.1. Cableado**

El tipo de cable a utilizar, el diseño y la ejecución del mazo de cables son libres.

### **11.2. Conectores**

El tipo de conectores es libre. Se deberá tener en cuenta la posibilidad del correcto funcionamiento eléctrico de la motocicleta en condiciones de lluvia.

### **11.3. Componentes**

Se permite el uso de componentes comerciales. (bobinas, baterías, reguladores, conectores).

Todas las motocicletas deberán ir provistas de un botón de paro de seguridad en el lado izquierdo del manillar. Deberá estar indicado en color rojo para su fácil localización en caso de emergencia. Dicho botón de paro deberá cortar el suministro eléctrico a cualquier componente de la motocicleta.

## **12. SISTEMAS ELECTRÓNICOS**

### **12.1. Centralita**

La centralita para la gestión electrónica será proporcionada por la organización (coste aparte) a los equipos que la requieran. Se permite la utilización libre de otras centralitas.

### **12.2. Tablier**

El sistema de información utilizado en el tablier es libre.

### **12.3. Otros sistemas electrónicos**

Está permitido el uso libre de otros sistemas electrónicos como cambio semiautomático, limitadores de vueltas, sistemas de información, limitadores de velocidad, control de servos...

## **13. SISTEMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS**

Esta permitido el uso de sistemas de adquisición de datos relativos a parámetros de motor, dinámica de la motocicleta y comportamiento del piloto.

Se podrán utilizar sistemas comerciales o la adaptación de sistemas de otro tipo de vehículos.

Así mismo, se permite la utilización libre de todo tipo de sensores tanto de fabricación propia como reutilización de adaptaciones.

El software utilizado podrá ser comercial o de diseño propio.

## **14. OTROS COMPONENTES COMERCIALES**

Se permite el uso de elementos de adquisición comercial excepto los prohibidos explícitamente en este reglamento.

## **15. PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS**

Para el control y verificación de vehículos se creará una ficha para cada prototipo. Este documento será relleno por los verificadores técnicos en la fase previa a la competición. Una vez contrastados todos los apartados se deberá dar la calificación de "apto" para poder participar en las diferentes pruebas. Tras la verificación se fijará un adhesivo de la organización comprobante de la aceptación del prototipo.

### **15.1. Homologación del chasis**

La organización se reserva el derecho de verificar el chasis mediante una prueba previa a la competición. Se habrá de presentar previo a la competición un estudio teórico de cargas sobre el chasis.

La prueba se realizará en un potro de ensayo. Se aplicarán una carga horizontal progresiva sobre la pipa de la dirección de 275 kg en dirección longitudinal(dirección de marcha) a la motocicleta y vertical de 200 kg sobre el soporte trasero(subchasis). Estas cargas se aplicaran sucesivamente 5 veces consecutivas y se verificara que la medida es repetitiva en cuanto a deformación con un error entre medidas inferior a un10% y no aparece ningún tipo de fallo o fisura ni en los componentes ni en los elementos de unión. En la pagina web se muestra el esquema del banco y los componentes suplementarios que debe cada equipo aportar a la organización para estas pruebas .

#### **15.2. Verificación de cotas generales**

Se medirán y supervisarán las cotas generales de diseño estipuladas en este reglamento.

#### **15.3. Verificación de pesos**

Se acondicionará un centro de verificaciones y controles donde los participantes podrán verificar su vehículo.

Se podrá solicitar por la organización controles de pesos en cualquier fase de la competición.

Los controles se realizarán sobre el vehículo en orden de marcha con todos sus sistemas y componentes además de los líquidos necesarios para su uso.

Inicialmente se realizará una calibración del sistema de medida.

Se realizarán tres pesadas del vehículo y la media de los tres resultados será el valor asignado.

La tolerancia en la medida es 1 kg por debajo del mínimo.

#### **15.4. Verificación de ruidos**

El prototipo será analizado en un espacio abierto donde no existan obstáculos en un radio de 10 m.

El ruido ambiente no podrá ser superior a 90 dB/A en un radio de 10 m. La medida se realizará a 50 cm del extremo del tubo de escape y en un ángulo de 45°. La medida límite será de 115 dB/A. La verificación se realizará a un rango fijo de revoluciones del motor. 7000 min<sup>-1</sup>.

#### **15.5. Verificación del cumplimiento de la normativa de seguridad**

Se realizará una verificación completa de cada uno de los puntos referentes a seguridad de cada uno de los apartados descritos en este reglamento. Por encima de cualquier criterio técnico a nivel de prestaciones o construcción del vehículo deberá prevalecer, como prioritario, la seguridad de los participantes. Para ello, todos los prototipos deberán cumplir los requisitos de seguridad en cualquier fase de la competición. De manera especial se hace hincapié en la verificación del vehículo tras haber sufrido un accidente con el fin de garantizar la seguridad del mismo.

### **16. IDENTIFICACIÓN DE LA MOTOCICLETA**

#### **16.1. Números y fondos**

Las medidas mínimas de los números serán de 140 mm de alto por 30 mm de ancho.

Las medidas mínimas de los fondos serán de 275 mm de ancho por 200 mm de alto.

El color de los números deberá ser negro y el fondo blanco.

Al menos 25 mm entorno a los números deberán estar libres de otros grafismos.

#### **16.2. Identificación frontal**

La motocicleta deberá ser identificada con un dorsal frontal que permita una visualización clara del vehículo durante la competición.

### **16.3. Dorsales laterales**

Del mismo modo se deberá identificar la motocicleta lateralmente con el dorsal asignado.

### **16.4. Número de identificación de bastidor de la motocicleta**

Cada prototipo deberá disponer de número de chasis grabado en el mismo para la identificación del mismo en cualquier situación.

### **16.5. Nombre de la universidad**

En todos los prototipos deberá aparecer el nombre de la universidad o las iniciales en caracteres de un tamaño no inferior a 50 mm de alto por 30 mm de ancho.

### **16.6. Espacio en el bastidor para adhesivo de verificación técnica**

Se deberá proveer al bastidor de un espacio mínimo de 70 mm de ancho por 40 mm de alto para la fijación del adhesivo de verificación de la organización. Si no directamente en el bastidor, se deberá habilitar una placa para la fijación del mismo.

### **16.7. Espacio para soporte y alojamiento del transponder**

Se deberá habilitar un espacio para la fijación del transponder y su soporte. Este espacio deberá ser de un mínimo de 120 mm de alto por 120 mm de ancho, 60 mm de fondo.

El espacio deberá estar localizado en la parte derecha del vehículo y en una posición protegida de posibles caídas.

No deberá existir obstáculo de interferencia en la línea entre el transponder y el receptor en el lugar de medición. La organización suministrará las características dimensionales del transponder así como el tipo de soporte.

Es responsabilidad del equipo la correcta fijación del transponder.

## **17. FIGURAS**

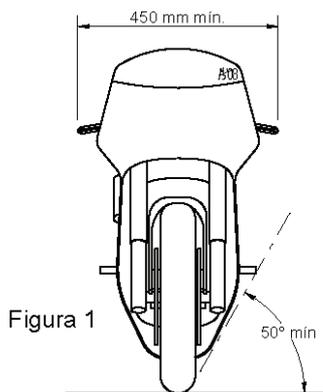


Figura 1

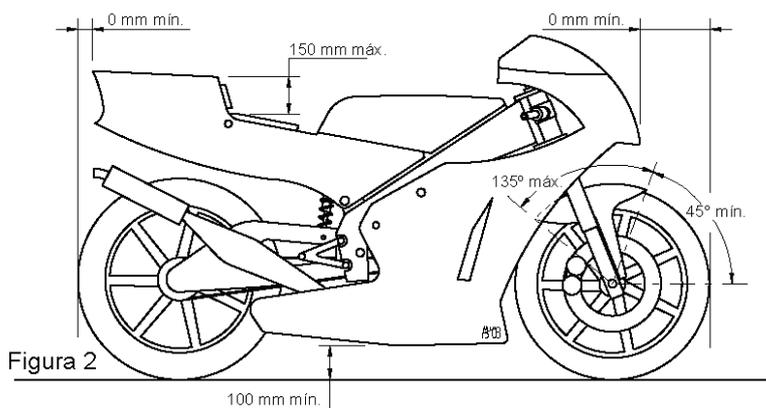


Figura 2

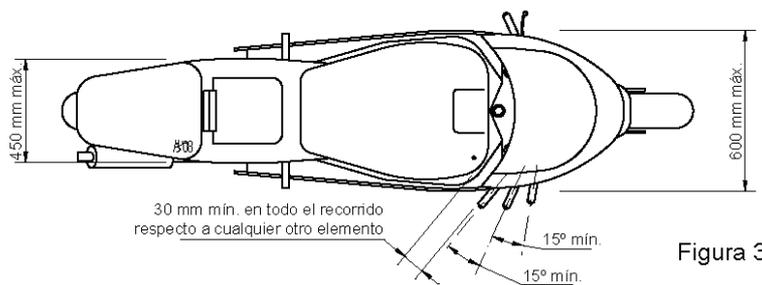


Figura 3

## **ANEXO III. Guión entrevista pilotos**

---

### **GUIÓN ENTREVISTA PILOTOS**



## 1. Opinión sobre la moto anterior \_\_\_\_\_

- ¿Te parece suficiente la capacidad de frenada? ¿Cómo debería ser la frenada en una Moto 3 respecto a esta?
- Ergonomía: Estriberas, ángulo del semimanillar, palanca de cambios,...
- ¿Qué tal el comportamiento de la horquilla? En esta edición podríamos cambiar mucho la suspensión delantera. ¿Qué cambiarías?
- ¿Qué tal el comportamiento de la suspensión trasera? ¿Qué hechas en falta?
- ¿Cuánto de beneficioso crees que sería que incorporásemos un sistema de inyección electrónica?  
 Un sistema de este tipo nos aportaría más flexibilidad a la hora de preparar el motor, y podríamos contar incluso con diferentes mapas en un mismo día para compararlos. Como inconveniente a resaltar es que parece que este motor funciona comercialmente con carburador, y la instalación podría resultar engorrosa, compleja o incluso imposible.
- Existe la posibilidad de instalar tanto accionamiento hidráulico como mecánico por silga en el embrague. ¿Por cuál os decidiríais?  
 Bajo los colores de la Yamaha el accionamiento es por silga, pero Gas Gas ha instalado un mecanismo "bastante extraño" en la EC 250 4T y funciona hidráulicamente. Parece en principio que escogerían hidráulico, pero si los japoneses lo hacen por silga por algo será.
- Ángulo de inclinación máximo. ¿Te parece suficiente el que nos marca la organización?  
 Por lo que parece los neumáticos podrían ser más anchos, y esto se traduce en una inclinación mayor al negociar la curva.
- Ángulo máximo de giro del manillar. ¿Cuándo se produce esta situación? ¿Te parece suficiente en esta moto?  
 En carrera el piloto no va a necesitar esto, pero a lo mejor en algún momento del proyecto nos damos cuenta de que la moto gira demasiado poco.

## 2. Diferencias entre una 4T y una 2T \_\_\_\_\_

- Neumáticos  
 Las llantas y neumáticos en la moto anterior eran de 95/70 17" el delantero y de 115/70 17". Las de la Yamaha YZF 125R (la moto de la que nos van a proporcionar las llantas) son de 100/80 17" el delantero y 130/70 17".
- Embrague  
 Preguntarle cómo de acusada es la retención del motor al cortar gas. Si cree que merece la pena en un motor de baja cilindrada (y teniendo en cuenta además lo caro que es) un sistema de embrague anti-rebote.

- **Motor**

Al tener un motor de 4T es posible que los pilotos aprecien más un comportamiento “contundente” en bajas y medias revoluciones que un motor al que parece que no se le acaba la marcha.

De todas maneras si había alguno que al que la moto anterior le sabía a poco, que no espere que esta vaya a ser “contundente”.

- **Escape**

Preguntar si nota mucha diferencia entre distintos escapes en este tipo de motos. Si cree que es ciertamente relevante que nos indique algún escape comercial que crea adecuado. Quizá así podríamos ver qué tienen los escapes que funcionan bien, ya que en principio se trata de un tubo bastante simple.

- **Distribución de pesos**

Quizá tenga que cambiar el estilo de conducción, o note más aplomo en la dirección. Si nota alguna diferencia en este aspecto.

### **3. Un poco de ayuda para la elección de los pesos en la QFD**

- Capacidad de frenada
- Capacidad de aceleración
- Vibraciones
- Vibraciones
- Velocidad máxima
- Aerodinámica
- Manejabilidad
- Ángulo de dirección
- Rigidez (Con algún ejemplito)

## **ANEXO IV. Lecciones aprendidas MS2010-2011**

---

### **DOCUMENTO DE LECCIONES APRENDIDAS MOTOSTUDENT 2010-2011**



## 1. Lecciones aprendidas MS2010-2011

---

- Diseño de caballete trasero. Dificultad de acceso a los centradores de la rueda trasera.
- Diseño de caballete delantero. Pega en la rueda al quitar el caballete trasero.
- Los tirantes del motor mejor tubo aplastado en los extremos que soldar orejetas.
- Se aflojan todos los tornillo por la vibración, mejor usar tuercas autoblocantes y/o echar pegamento.
- El basculante, al soldarlo se torció y el diseño era demasiado ancho para un motor de 125cc
- Sistema de amortiguador trasero muy débil , poca sección en ejes , links débiles y primeros casquillos de aluminio (usar acero). Colocar casquillos de teflón centradores.
- Diseñar la maqueta antes del escape . Tener en cuenta que al tumbar roza en el suelo.
- No hay hueco para el filtro del aire.¿Posible air-box?.
- El disco de freno delantero es 4 mm. Más grande y roza con un muelle hay que mecanizarlo.
- Tener en cuenta el reenvío de marchas al diseñar el chasis.
- Al poner la cadena ancha roza en el reenvío y en el embrague.
- Estriberas deben ir mas separadas del basculante para que al apoyarte no roce con el mismo. Además puentean mucho.
  - Enlaces de las estriberas muy grandes y tornillos de sujección al chasis pequeños (mínimo 6, 8 ).
- Por el diseño del depósito de gasolina con la salida de gasolina en un lateral, al tumbar no coge gasolina el motor aun estando el depósito al 40-50%.

Realizado por:  
Jon Urzaiz Manero



## **ANEXO V. Características técnicas de los componentes del sistema de freno**

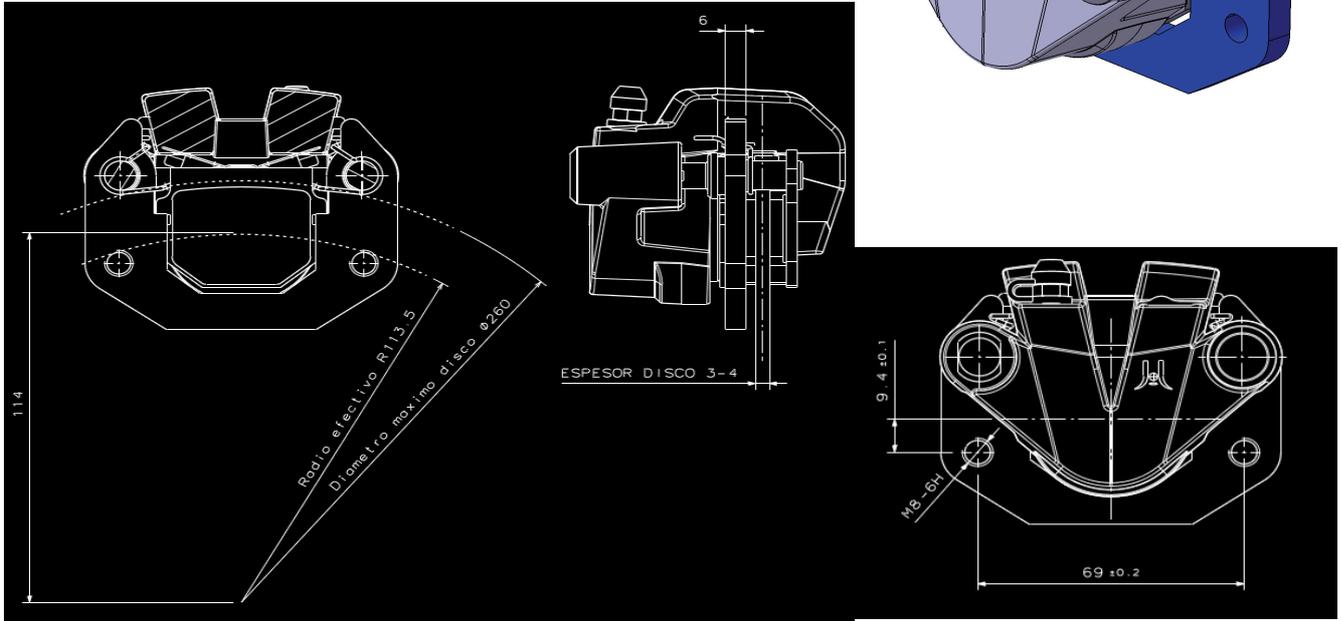
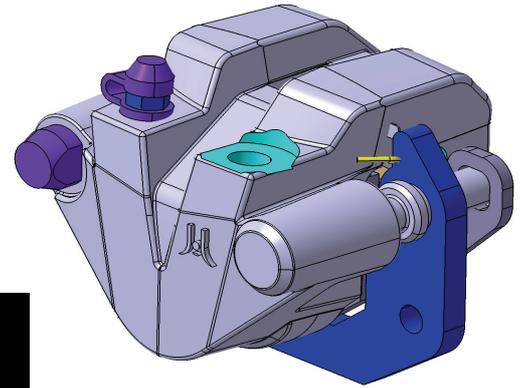
---

### **CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENO**



## Descripcion:

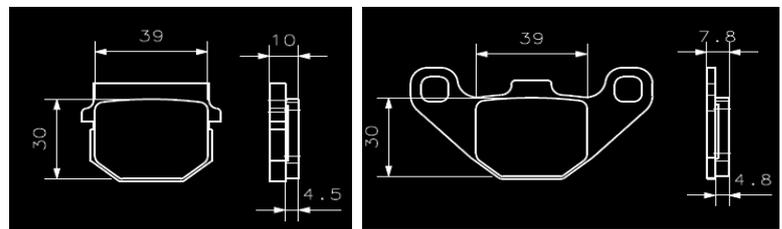
Pinza flotante de 2 pistones. Cuerpo de aleación de aluminio. Pistones de aluminio anodizado duro, para funcionar con líquido de frenos DOT4



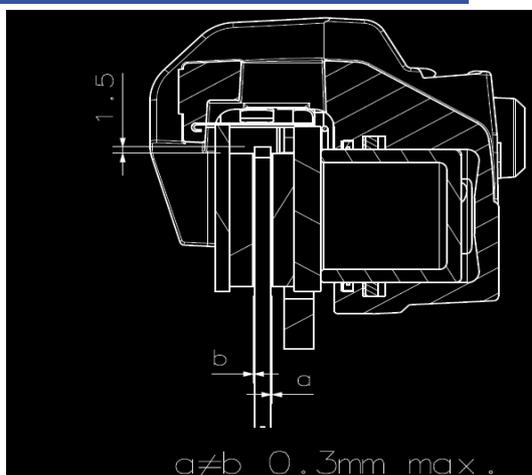
## Especificaciones técnicas:

Nº Pistones	2
Diametro	Ø30 mm
Peso	476,5 g
Diametro max. disco	260 mm
Espesor max. del disco	4 mm
Pista del disco	30 mm
Superfici pastilla ext.	11,2 Cm2
Superfici pastilla int.	11,2 Cm2

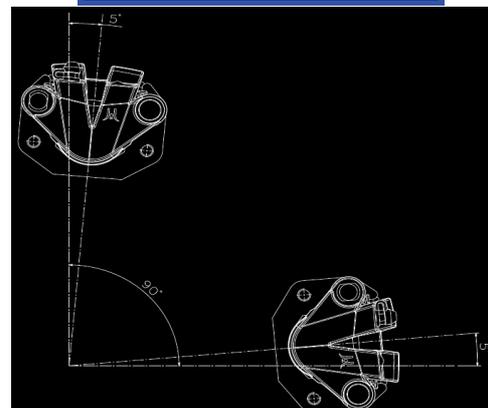
## Dimensiones Pastillas



## Instrucciones de instalación:



Montaje únicamente en lado derecho.

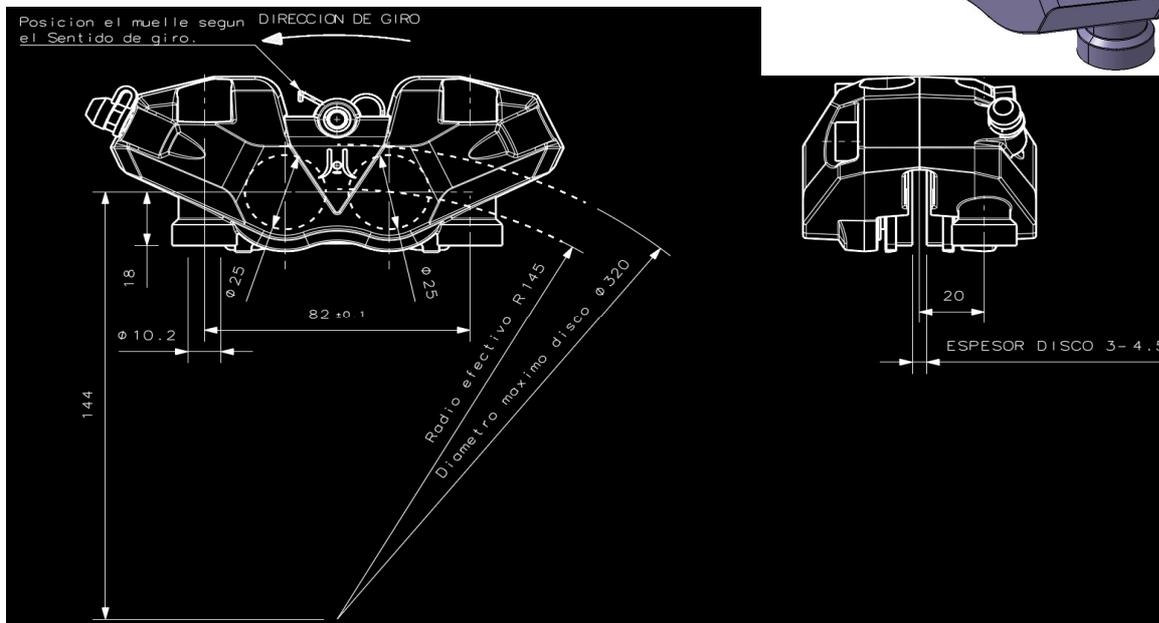
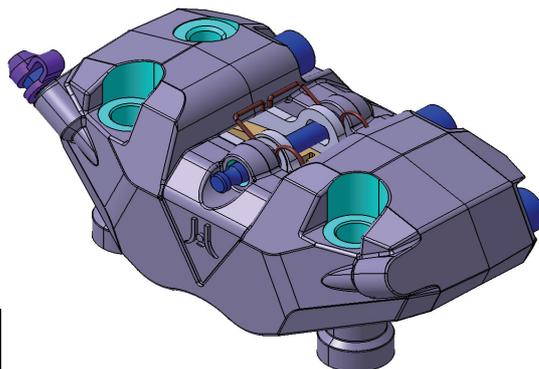


Esta norma es de uso interno de JJUAN. No se deberán realizar copias, ni distribuirla a terceros sin la aprobación del departamento técnico.

Ultima modificación: 04/04/2012

## Descripcion:

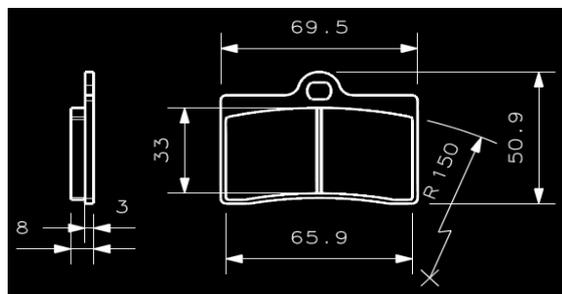
Pinza fija de anclaje radial de 4 pistones.  
 Cuerpo de aleación de aluminio. Pistones de aluminio anodizado duro, para funcionar con líquido de frenos DOT4



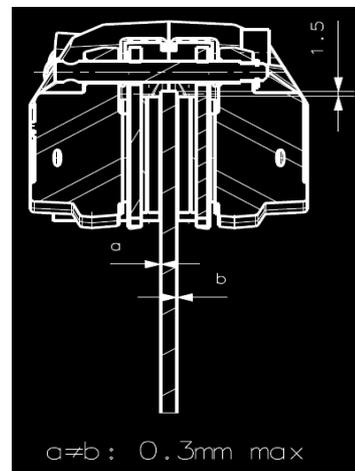
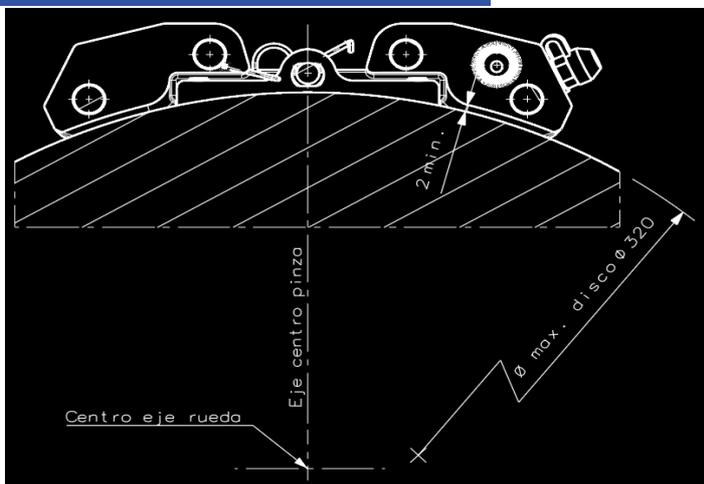
## Especificaciones técnicas:

Nº Pistones	4
Diametro	Ø25 mm
Peso	672,8 g
Diametro max. disco	320 mm
Espesor max. del disco	4,5 mm
Pista del disco	34 mm
Superfici pastilla	20 Cm2

## Dimensiones Pastillas



## Instrucciones de instalación:

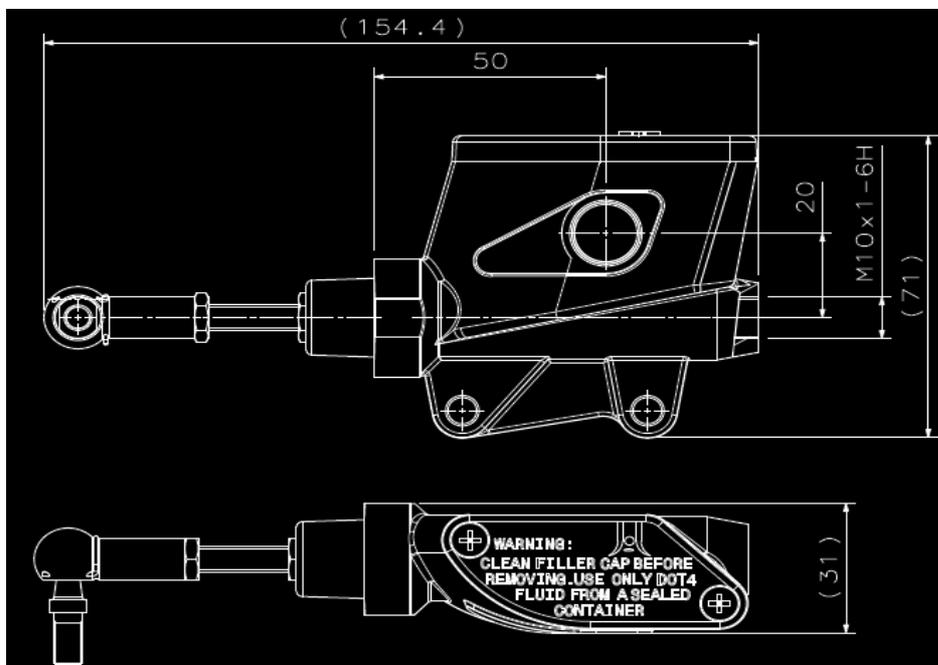
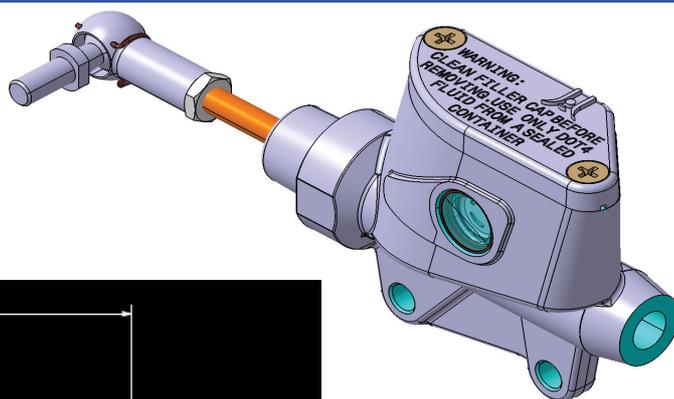


Esta norma es de uso interno de JJUAN. No se deberán realizar copias, ni distribuirla a terceros sin la aprobación del departamento técnico.

Ultima modificacion: 04/04/2012

Descripcion:

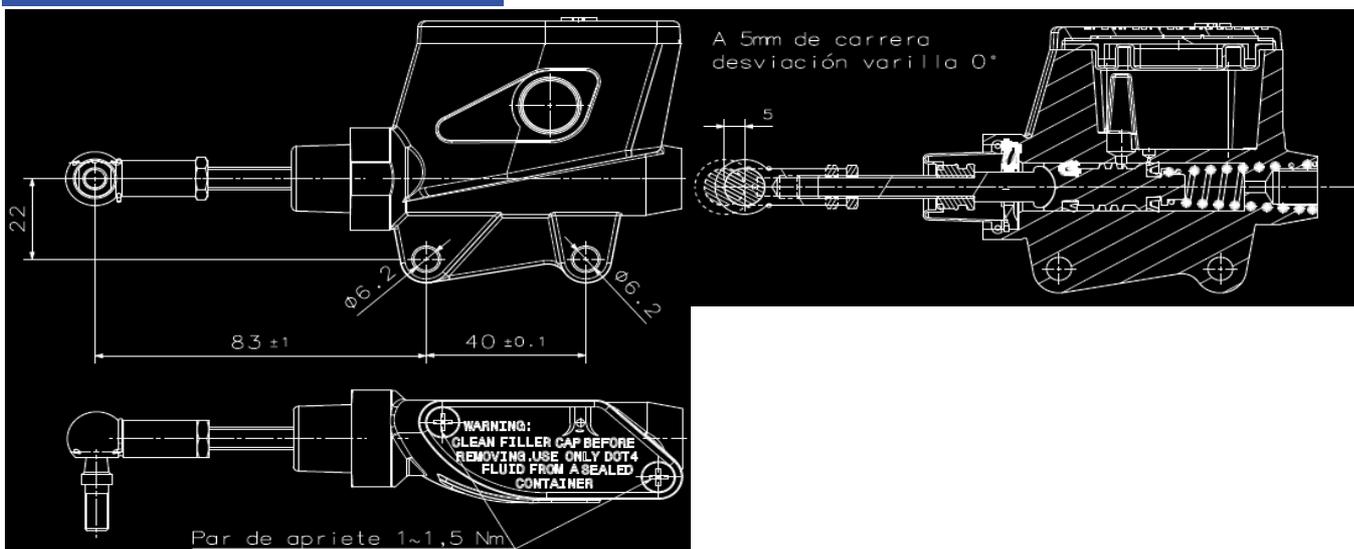
Bomba de pie horizontal. Diametro de piston Ø12,7 para funcionar con líquido de frenos DOT4



Especificaciones técnicas:

Diametro piston	12,7 mm
Volumen depósito	14,2 Cm2
Carrera nominal	13 mm
Peso	166,3g

Instrucciones de instalación:

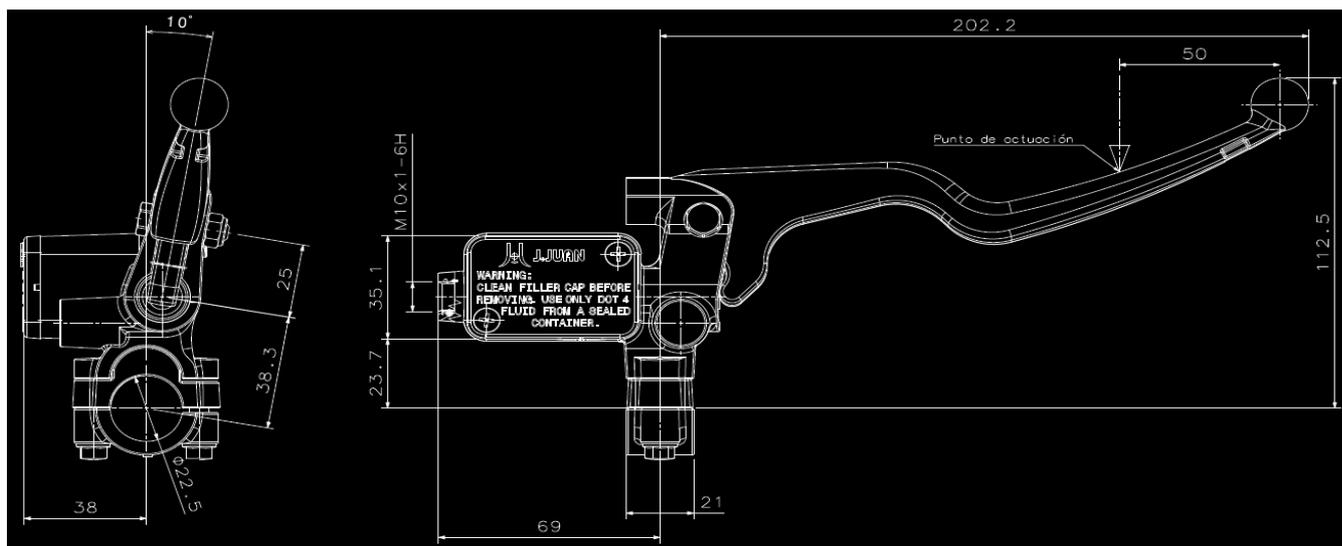
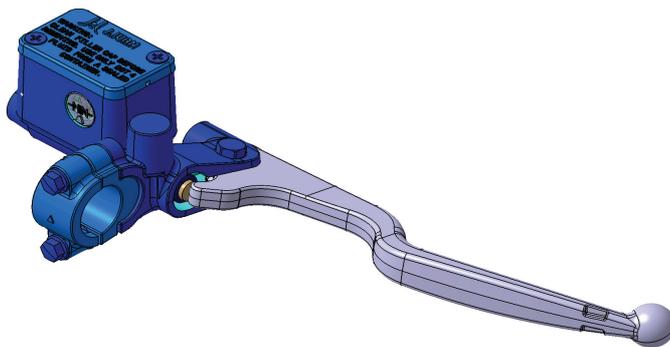


Esta norma es de uso interno de JJUAN. No se deberán realizar copias, ni distribuirla a terceros sin la aprobación del departamento técnico.

Ultima modificacion: 04/04/2012

### Descripcion:

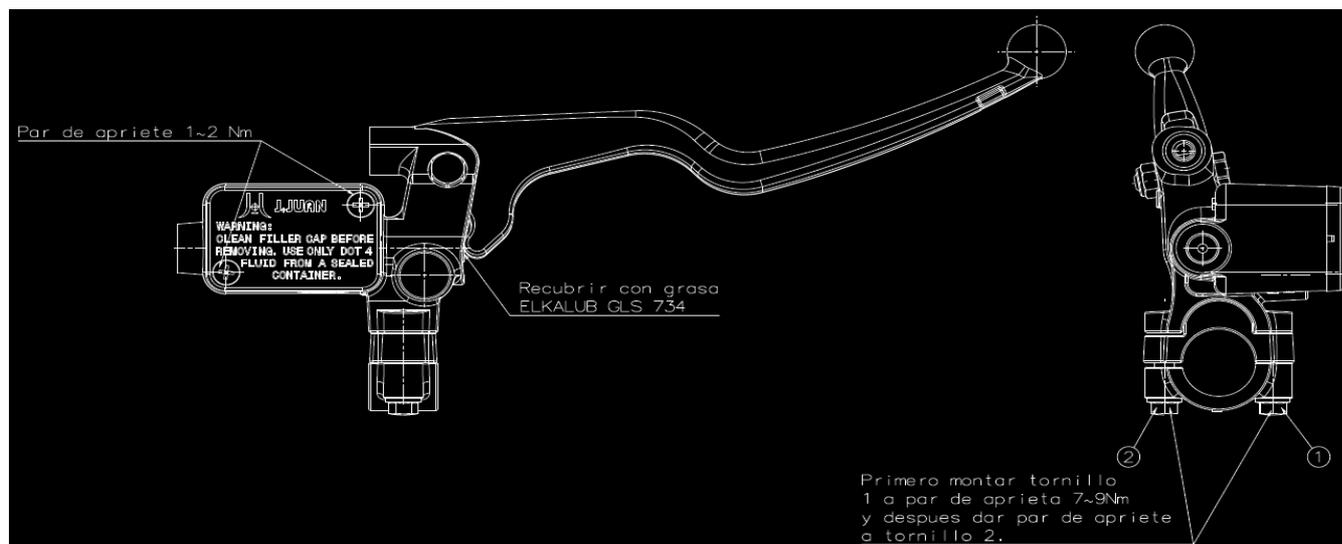
Bomba de mano derecha. Piston de diametro 12,7mm. Para funcionar con líquido de frenos DOT4



### Especificaciones técnicas:

Diametro piston	12,7 mm
Ratio leva	5.20 (Tomando como referencia punto de actuación)
Peso	355 g
Volumen Deposito	24,3 Cm2

### Instrucciones de instalación:



Esta norma es de uso interno de JJUAN. No se deberán realizar copias, ni distribuirla a terceros sin la aprobación del departamento técnico.

Ultima modificacion: 04/04/2012

## **ANEXO VI. Medidas antropométricas piloto**

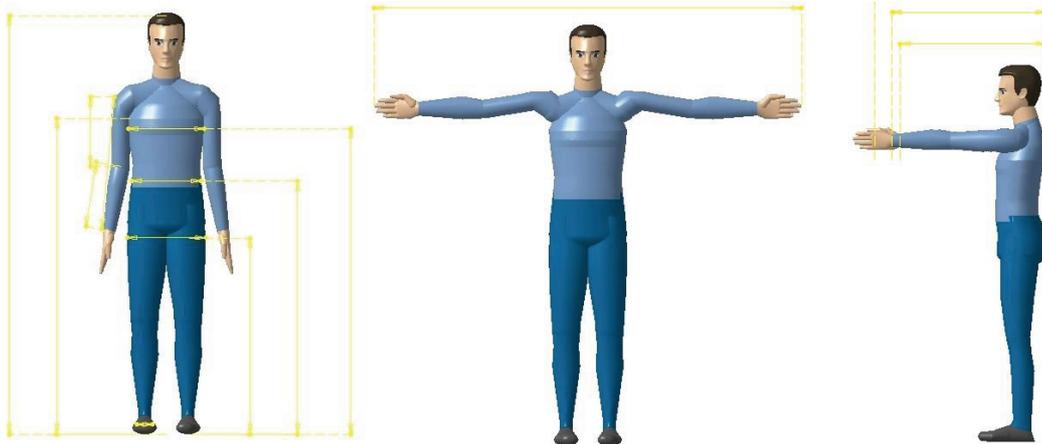
---

### **MEDIDAS ANTROPOMÉTRICAS PILOTO**



## 1. Medidas antropométricas piloto

Se muestran a continuación las principales medidas antropométricas del piloto del equipo Upna Racing.



	Medida antropométrica	Magnitud (mm)
1.	Altura	178
2.	Longitud del pie (con bota)	30
3.	Longitud tibia-peroné	52
4.	Longitud fémur	44
5.	Altura cadera	85
6.	Anchura cadera	39
7.	Altura cintura	104
8.	Anchura cintura	32
9.	Altura del pecho	123
10.	Anchura del pecho	33
11.	Longitud del brazo	33
12.	Longitud del antebrazo	30
13.	Envergadura	182
14.	Espesor de la cadera	21
15.	Espesor de la cintura	23
16.	Espesor del pecho	23
17.	Altura de los hombros	145
18.	Ancho sección frontal del casco	26
19.	Profundidad del casco	35
20.	Perímetro del casco	82



## **ANEXO VII. Características técnicas y dimensionales del propulsor**

---

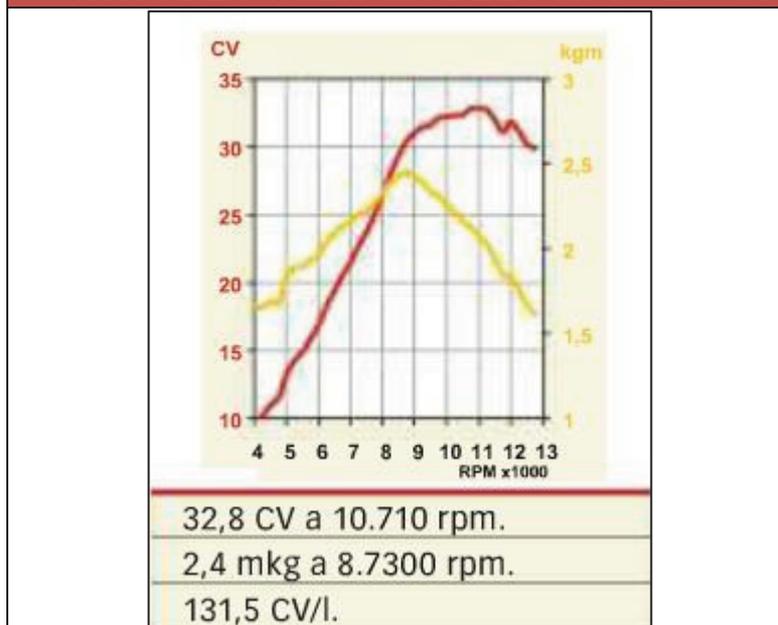
### **CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y DIMENSIONALES DEL PROPULSOR**



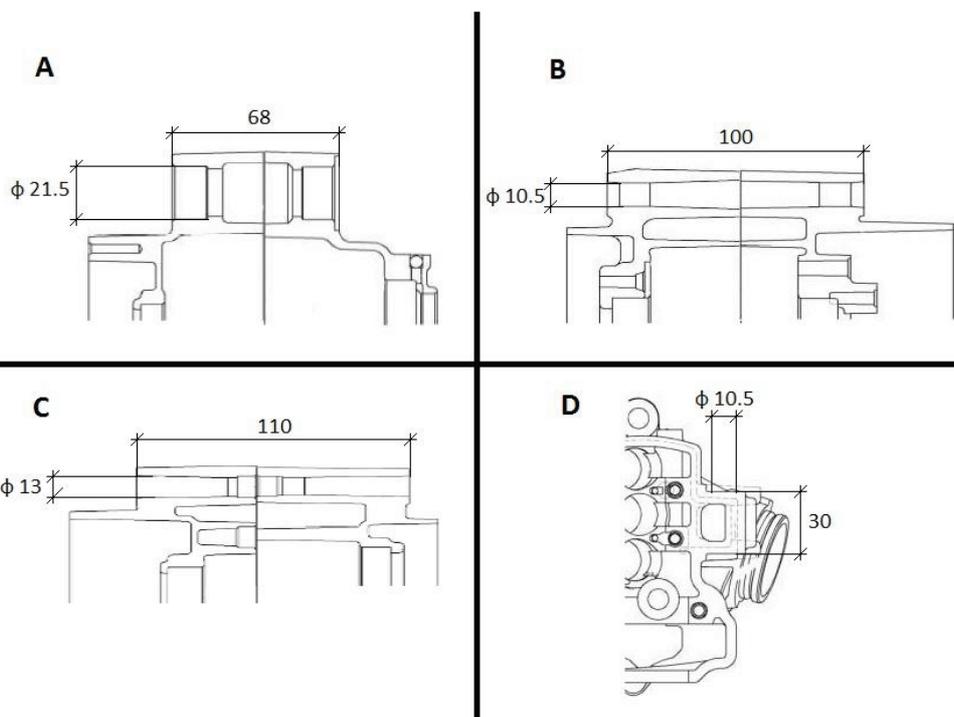
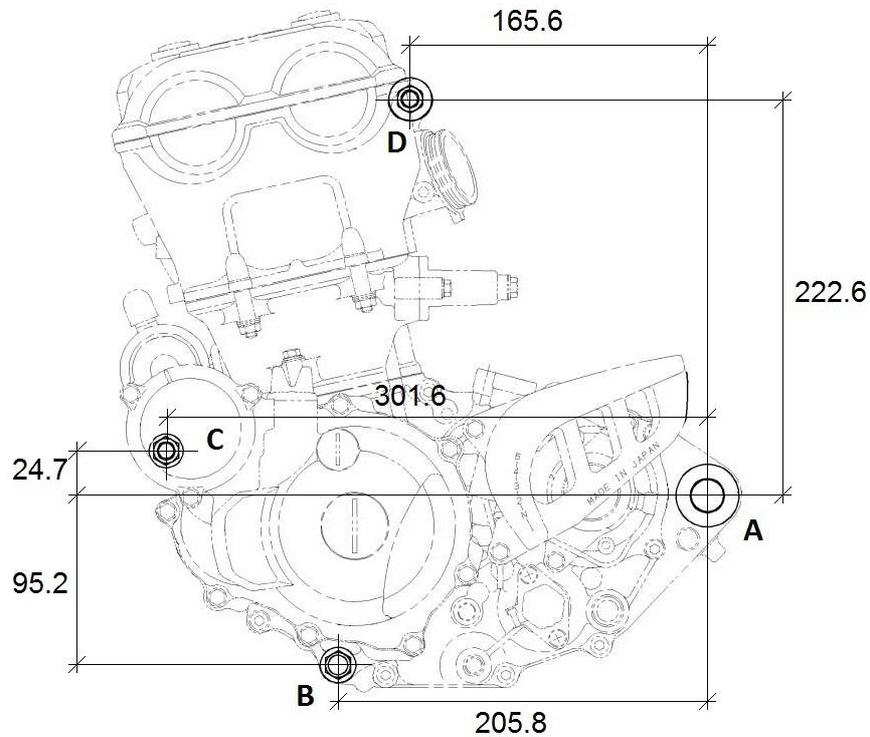
## 1. Características mecánicas del propulsor

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS PROPULSOR		
• Cilindrada	250 cm <sup>3</sup>	
• Diámetro/Carrera	77mm /53.36 mm	
• Relación de compresión	11.8:1	
• Distribución	DOHC, 5 válvulas	
• Potencia máxima	24.14 Kw (32.8 CV) a 10710 rpm	
• Par máximo al embrague	23.5 Nm (2.4 mkg) a 8730 rpm	
• Lubricación	Cárter húmedo con depósito externo	
• Tipo de embrague	Multidisco en baño de aceite con muelle	
• Sistema de encendido	TCI	
• Sistema de arranque	Eléctrico	
• Sistema de transmisión	Toma constante, 5 velocidades	
• Relación primaria	57/17	
RELACIÓN DE CAMBIO	1º Velocidad	31/13
	2º Velocidad	28/16
	3º Velocidad	29/20
	4º Velocidad	27/22
	5º Velocidad	25/24
• Refrigeración	Líquida	

### CURVA DE POTENCIA DEL PROPULSOR



## 2. Características dimensionales de los anclajes del propulsor



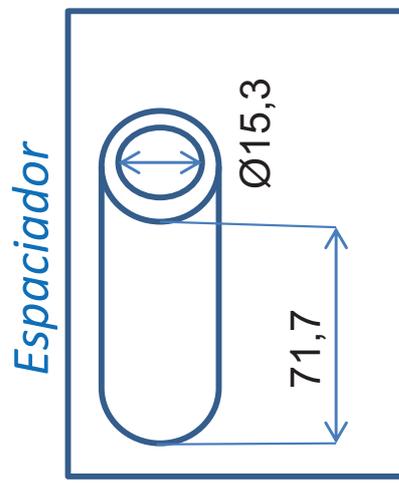
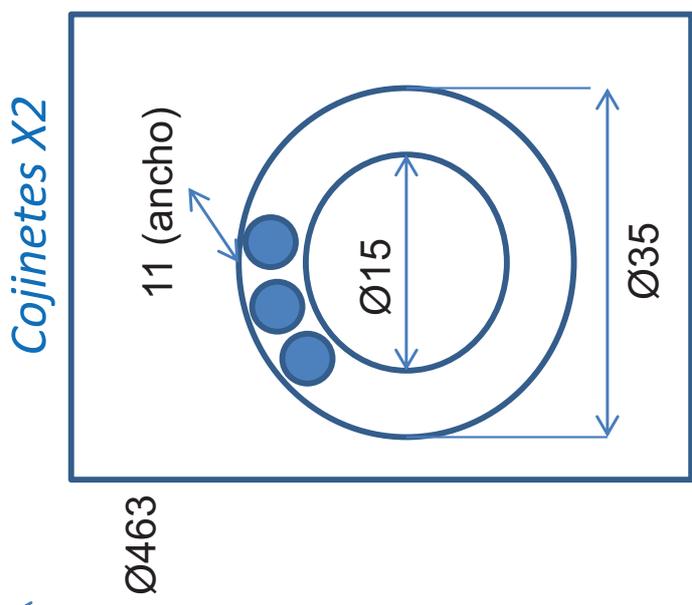
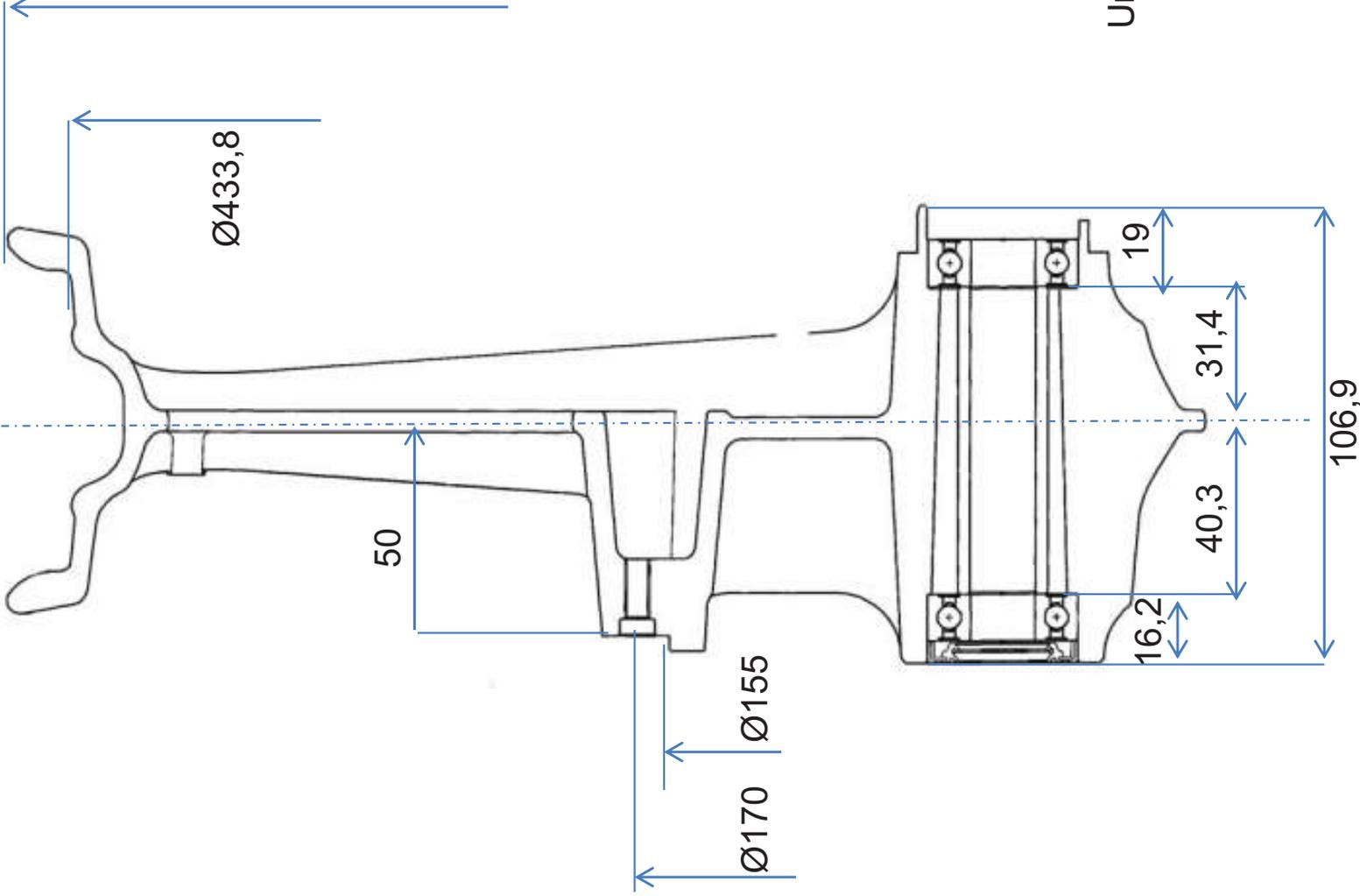
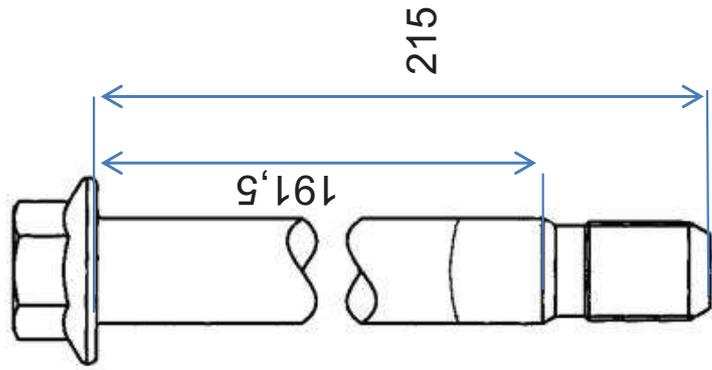
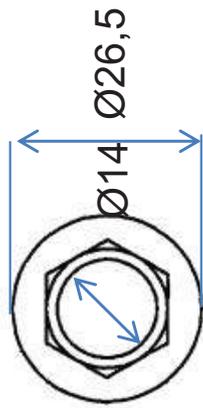
## **ANEXO VIII. Información técnica básica de piezas del bastidor**

---

### **INFORMACIÓN TÉCNICA BÁSICA DE PIEZAS DEL BASTIDOR**

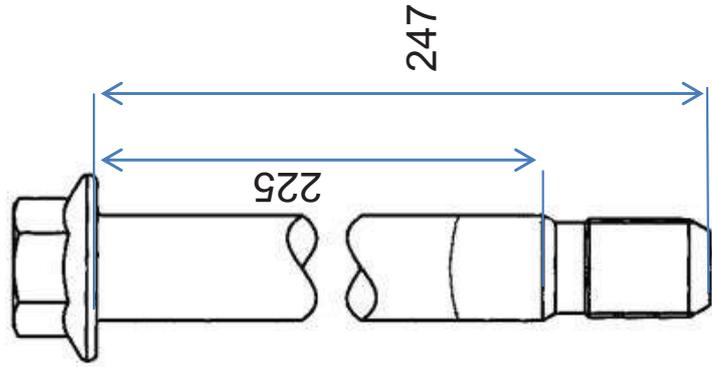
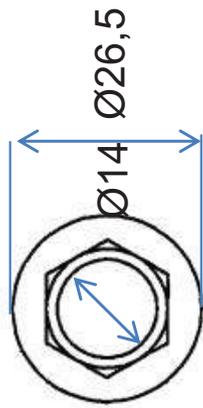


Eje de rueda

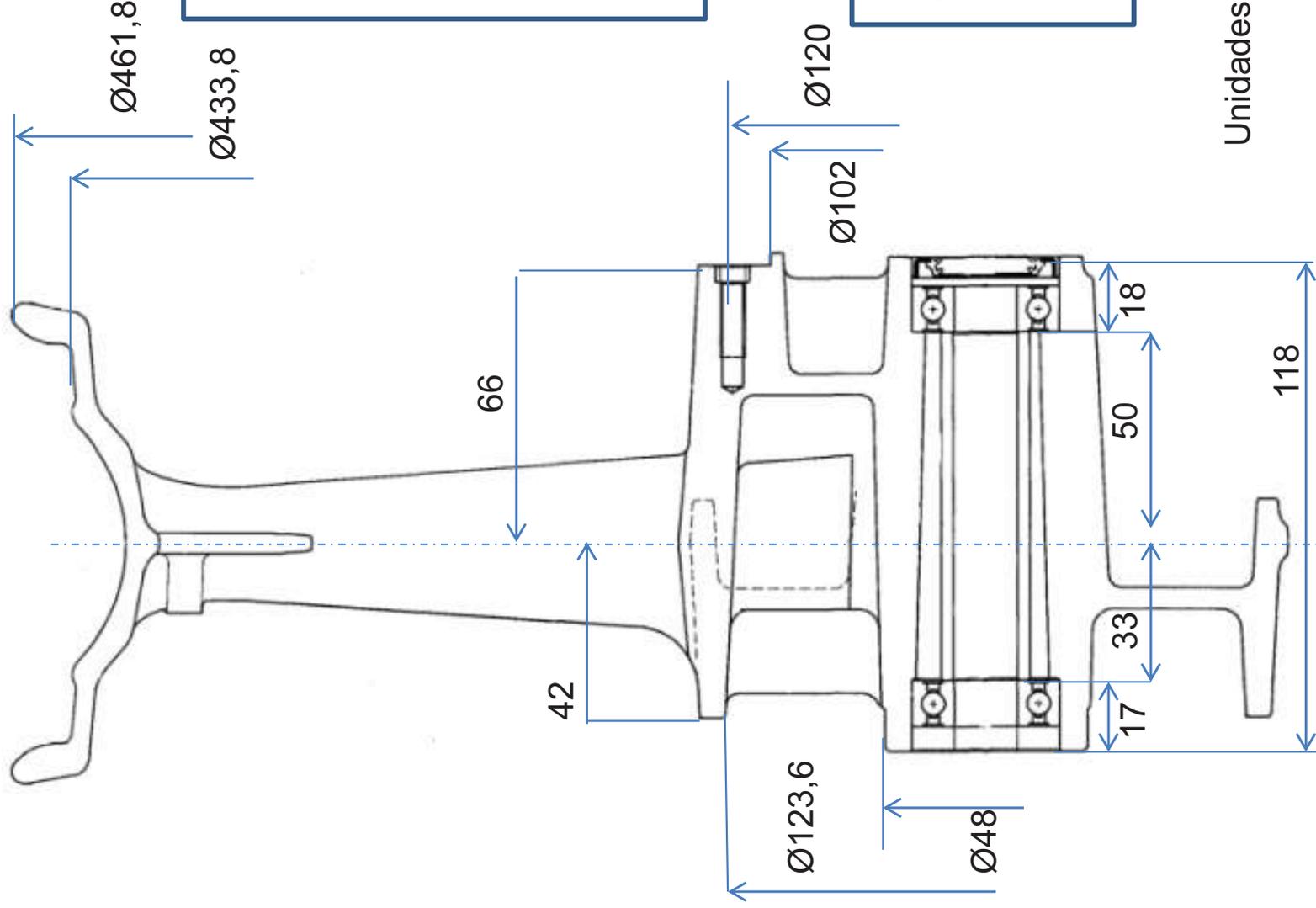


Unidades: mm

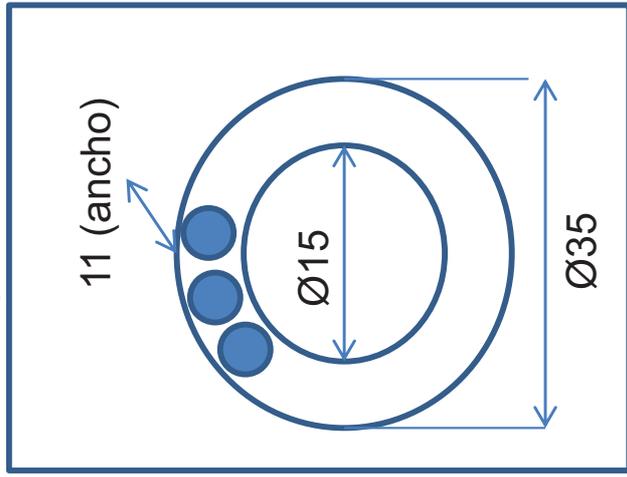
Eje de rueda



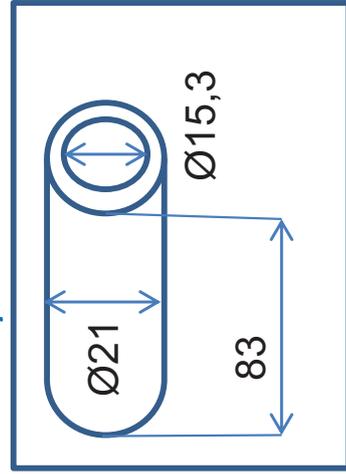
M14 X 1.5



Cojinetes X2



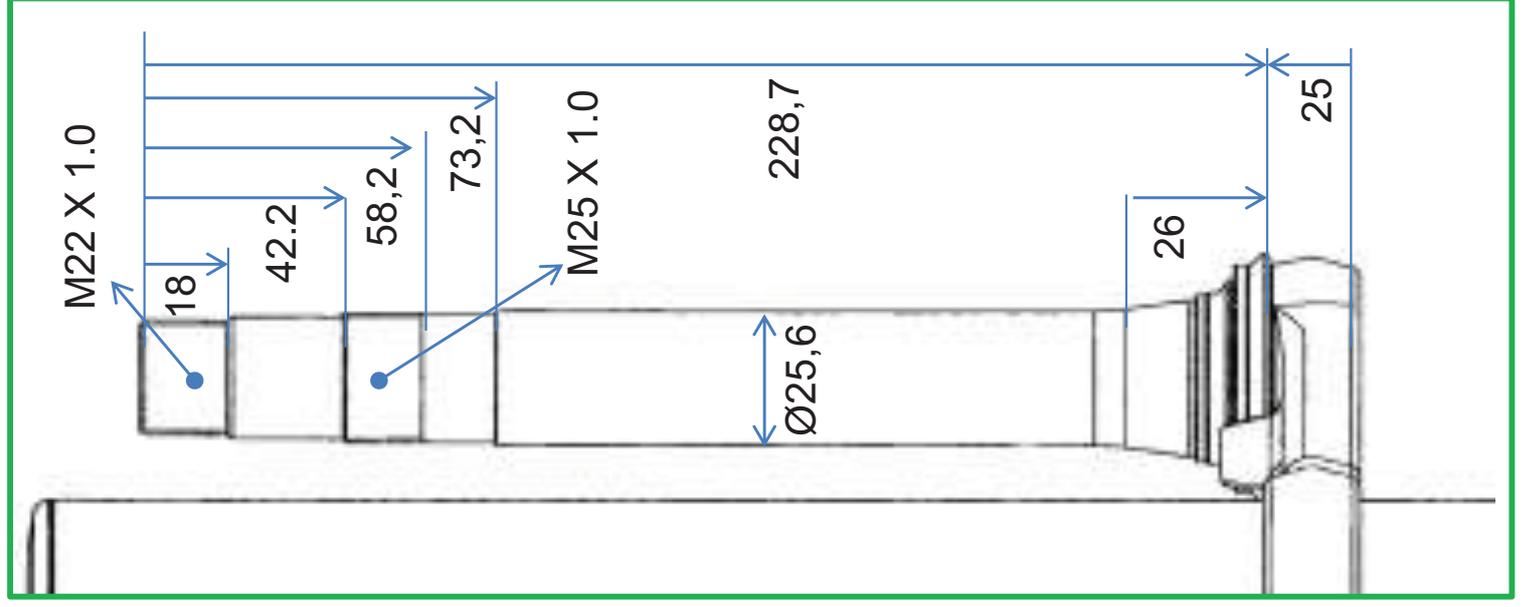
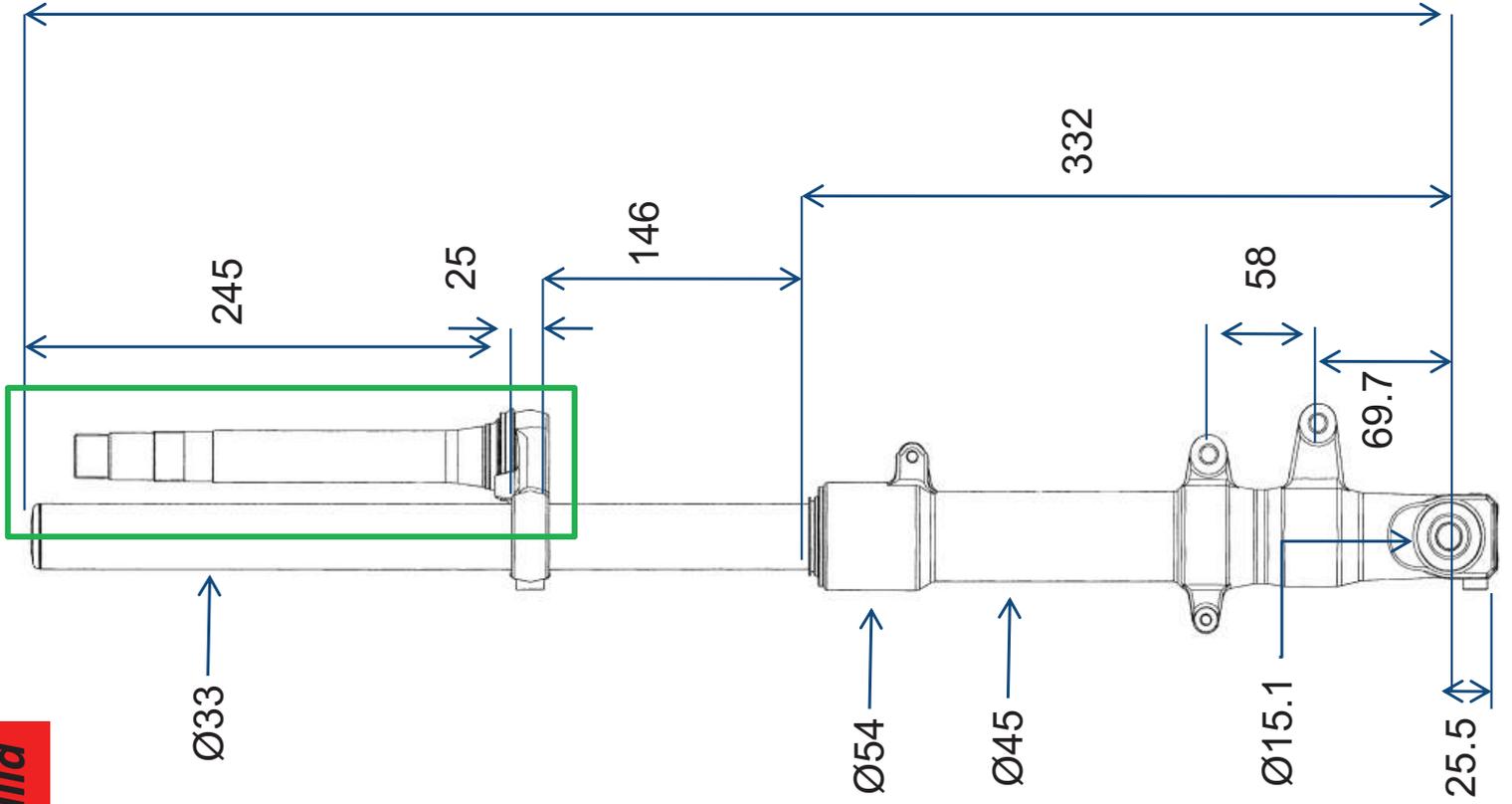
Espaciador



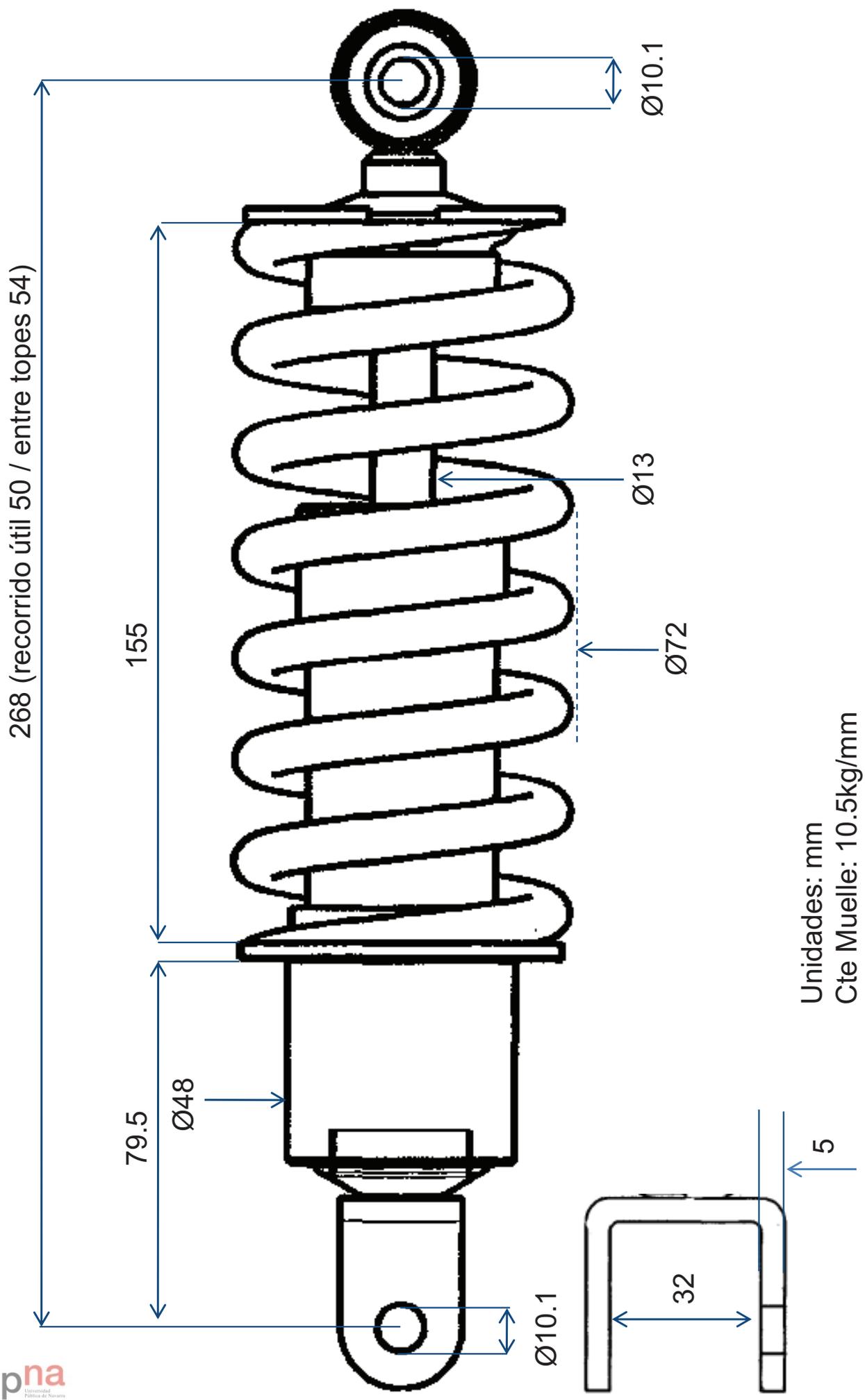
Unidades: mm

Lmax 748  
Lmin 617.5  
Llibre 740  
(recorrido 130.5)

Unidades: mm



# Amortiguador trasero



## **ANEXO IX. Norma ANSI B29.1**

---

### **NORMA ANSI B29.1. ESPECIFICACIONES DE CADENAS**



## 1. Norma ANSI B29.1. Especificaciones de cadenas

ASME/ANSI B29.1-2011 Roller Chain Standard Sizes				
Size	Pitch	Maximum Roller Diameter	Minimum Ultimate Tensile Strength	Measuring Load
25	0.250 in (6.35 mm)	0.130 in (3.30 mm)	780 lb (350 kg)	18 lb (8.2 kg)
35	0.375 in (9.53 mm)	0.200 in (5.08 mm)	1,760 lb (800 kg)	18 lb (8.2 kg)
41	0.500 in (12.70 mm)	0.306 in (7.77 mm)	1,500 lb (680 kg)	18 lb (8.2 kg)
40	0.500 in (12.70 mm)	0.312 in (7.92 mm)	3,125 lb (1,417 kg)	31 lb (14 kg)
50	0.625 in (15.88 mm)	0.400 in (10.16 mm)	4,880 lb (2,210 kg)	49 lb (22 kg)
60	0.750 in (19.05 mm)	0.469 in (11.91 mm)	7,030 lb (3,190 kg)	70 lb (32 kg)
80	1.000 in (25.40 mm)	0.625 in (15.88 mm)	12,500 lb (5,700 kg)	125 lb (57 kg)
100	1.250 in (31.75 mm)	0.750 in (19.05 mm)	19,531 lb (8,859 kg)	195 lb (88 kg)
120	1.500 in (38.10 mm)	0.875 in (22.23 mm)	28,125 lb (12,757 kg)	281 lb (127 kg)
140	1.750 in (44.45 mm)	1.000 in (25.40 mm)	38,280 lb (17,360 kg)	383 lb (174 kg)
160	2.000 in (50.80 mm)	1.125 in (28.58 mm)	50,000 lb (23,000 kg)	500 lb (230 kg)
180	2.250 in (57.15 mm)	1.460 in (37.08 mm)	63,280 lb (28,700 kg)	633 lb (287 kg)
200	2.500 in (63.50 mm)	1.562 in (39.67 mm)	78,175 lb (35,460 kg)	781 lb (354 kg)
240	3.000 in (76.20 mm)	1.875 in (47.63 mm)	112,500 lb (51,000 kg)	1,000 lb (450 kg)

For mnemonic purposes, below is another presentation of key dimensions from the same standard, expressed in fractions of an inch (which was part of the thinking behind the choice of preferred numbers in the ANSI standard):

Pitch (inches)	Pitch expressed in eighths	ANSI standard chain number	Width (inches)
$\frac{1}{4}$	$\frac{2}{8}$	<b>25</b>	$\frac{1}{8}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	<b>35</b>	$\frac{3}{16}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{4}{8}$	<b>41</b>	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{4}{8}$	<b>40</b>	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	<b>50</b>	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$\frac{6}{8}$	<b>60</b>	$\frac{1}{2}$
<b>1</b>	$\frac{8}{8}$	<b>80</b>	$\frac{5}{8}$

**Notes:**

1. The pitch is the distance between roller centers. The width is the distance between the link plates (i.e. slightly more than the roller width to allow for clearance).
2. The right-hand digit of the standard denotes 0 = normal chain, 1 = lightweight chain, 5 = rollerless bushing chain.
3. The left-hand digit denotes the number of eighths of an inch that make up the pitch.
4. An "H" following the standard number denotes heavyweight chain. A hyphenated number following the standard number denotes double-strand (2), triple-strand (3), and so on. Thus 60H-3 denotes number 60 heavyweight triple-strand chain.

# **ANEXO X. Metodología para la traslación de cargas desde los puntos de aplicación\_\_\_\_\_**

---

## **METODOLOGÍA PARA LA TRASLACIÓN DE CARGAS DESDE LOS PUNTOS DE APLICACIÓN**

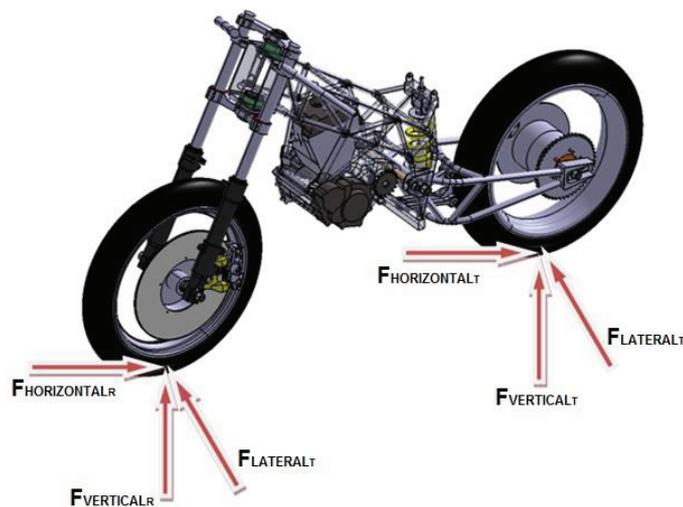


En el presente anexo se expone el proceso que se utiliza para trasladar las cargas a las que se ve sometido el prototipo desde el lugar de aplicación de las mismas hasta cualquier punto de la estructura resistente, lo cual permitirá dimensionar los componentes y uniones de la misma.

En la tarea que nos atañe dentro de este documento, las solicitaciones obtenidas son empleadas eminentemente para el cálculo de ejes y rodamientos, aunque estas serán empleadas por otros diseñadores dentro del equipo de trabajo con otras finalidades, como puede ser el análisis resistente de otros componentes: bastidor, basculante, tijas dirección, etc...

## 1. Descripción de las solicitaciones sobre el vehículo\_\_\_\_\_

Las cargas que sufre el conjunto moto-piloto fueron obtenidas por el calculista del proyecto, y se obtienen en los puntos de contacto de los neumáticos con el suelo.



Los valores máximos se plasman en la tabla adjunta, junto con los casos de carga para los cuales han sido obtenidos. Además, se aplica un coeficiente de mayoración de 1.5, que refleja la incertidumbre en la obtención de los valores de las mismas.

SOLICITACIÓN	VALOR MÁXIMO (N)	VALOR MÁXIMO MAYORADO (x1.5)	CASO DE CARGA
Fuerza horizontal delantera	1635	2452.5	Frenada limitada por vuelco
Fuerza vertical delantera	1765.8	2649	Frenada limitada por vuelco
Fuerza lateral delantera	911	1367	Curva rápida
Fuerza horizontal trasera	1321	1982	Aceleración limitada por motor
Fuerza vertical trasera	1596	2394	Aceleración limitada por motor
Fuerza lateral trasera	911	1367	Curva rápida

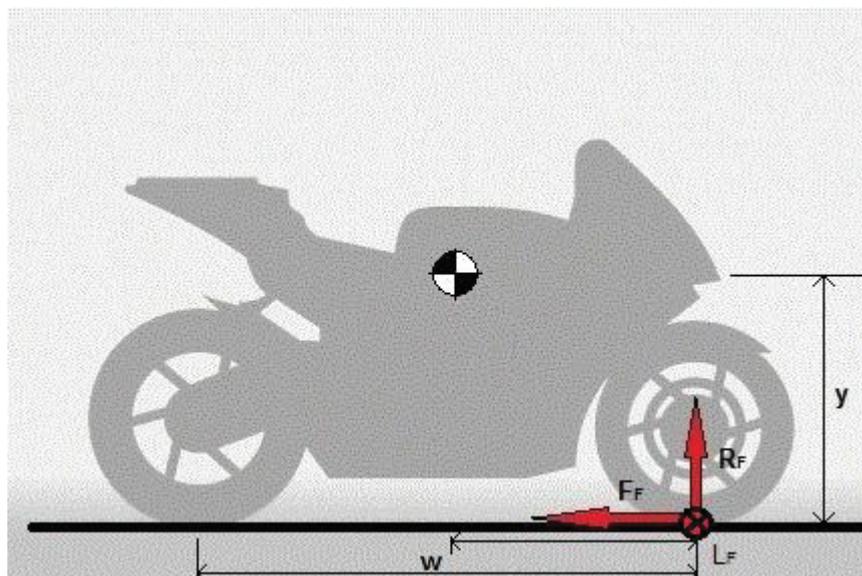
## 2. Traslación de cargas hasta la articulación de la dirección\_

Para obtener las cargas que actúan sobre la articulación de la dirección, se asumirán una serie de hipótesis y posteriormente se trasladarán las cargas que actúan sobre la rueda delantera hasta la citada articulación.

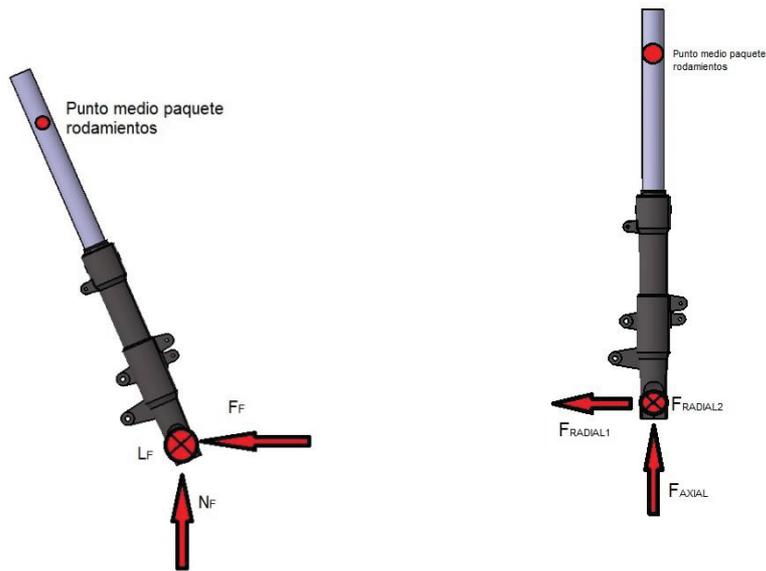
### HIPÓTESIS

- Se desprecia la variación del ángulo de lanzamiento debida al recorrido de la suspensión delantera, ya que complicaría excesivamente el cálculo.
- Se supone que el bastidor está empotrado, de manera que las cargas ejercidas sobre la rueda trasera no afectan a los rodamientos de la dirección. Esta es una visión conservadora, ya que no todas las fuerzas ejercidas sobre la rueda delantera recaen sobre los rodamientos de la dirección, sino que parte de ellas viajan también hasta la parte trasera de la motocicleta a través del bastidor.
- Se suponen rueda delantera, eje de la misma, y la horquilla telescópica infinitamente rígidos.
- La situación de carga en la que se calculan los componentes es aquella en la que se dan todas las fuerzas máximas sobre la rueda delantera. Esto es, una frenada máxima en el transcurso de una curva rápida.

Es obvio que esta situación nunca va a ser alcanzada, pero así se realizará el cálculo desde una posición conservadora.



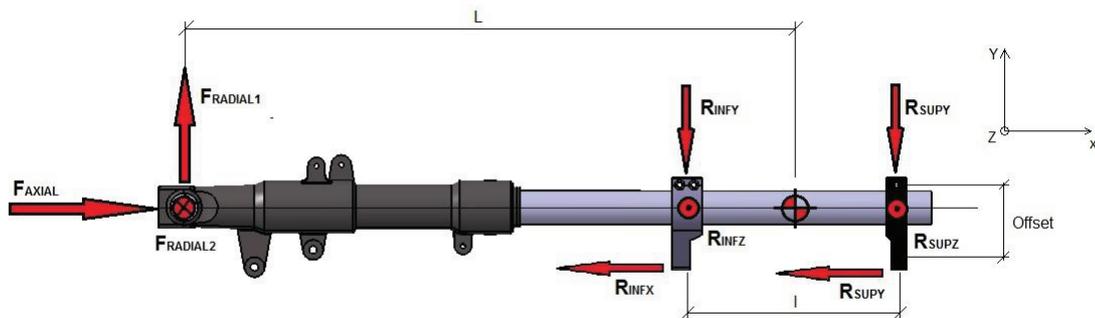
Trasladando las cargas desde el punto de contacto del neumático con el suelo, se tiene la situación de carga de la horquilla en las condiciones comentadas. Además, se deben obtener las componentes de las fuerzas que actúan en las direcciones radial y axial con respecto a la horquilla.



Siendo la magnitud de la nueva descomposición de fuerzas la que se adjunta:

DENOMINACIÓN	MAGNITUD	COMENTARIO
$F_{AXIAL}$	4585.3 N	Es la fuerza axial total que ha de soportar el paquete de rodamientos
$F_{RADIAL1}$	1478.6 N	Necesita ser trasladada a los rodamientos
$F_{RADIAL2}$	2310 N	Necesita ser trasladada a los rodamientos

Una vez se han obtenido las fuerzas que actúan sobre la horquilla telescópica, se plantea el diagrama de sólido rígido del conjunto de horquilla y tijas, para obtener las reacciones en los rodamientos de la dirección.



Teniendo en cuenta que la distancia del punto medio del paquete de rodamientos al punto de aplicación de las cargas (L) es de 604 mm, y que la distancia de separación entre tijas (l) es de 182.5 mm, se aplica la 2ª Ley de Newton a la situación que ilustra la figura anterior, y se obtienen las reacciones en los rodamientos superior e inferior:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_X = F_{AXIAL} - R_{INFX} - R_{SUPX} = 0 \\ \sum F_Y = F_{RADIAL1} - R_{INFY} - R_{SUPY} = 0 \\ \sum F_Z = R_{INFZ} + R_{SUPZ} - F_{RADIAL2} = 0 \\ \sum M_{XY} = R_{SUPY} \cdot l/2 - R_{INFY} \cdot l/2 + F_{RAD1} \cdot L + R_{SUPX} \cdot Offset + R_{INFX} \cdot Offset = 0 \\ \sum M_{XZ} = R_{SUPZ} \cdot l/2 - R_{INFZ} \cdot l/2 + F_{RAD2} \cdot L = 0 \end{array} \right.$$

Como la estructura que analizamos presenta un grado de hiperestaticidad igual a 1, tendremos que recurrir a una ecuación más para poder resolver el sistema anterior. Así, se asume que los paquetes de rodamientos soportan la fuerza axial repartida por igual entre ambos, de manera que  $R_{SUPX} = R_{INFX}$ .

REACCIÓN	MÓDULO
$R_{SUPX}$	2292.7 N
$R_{SUPY}$	-4228 N
$R_{SUPZ}$	-2997 N
$R_{INFX}$	2292.7 N
$R_{INFY}$	4809N
$R_{INFZ}$	3347 N

Por último, y con el fin de dimensionar los rodamientos, a partir de las reacciones obtenidas se obtiene la descomposición de fuerzas radiales y axiales que sufre cada paquete de rodamientos:

<b>RODAMIENTO SUPERIOR</b>	$R_{SUPX} = 2292.7 N$	$F_{AXIALSUP} = 2292.7 N$
	$R_{SUPY} = -4228 N$	$F_{RADIALSUP} = 5182.5 N$
	$R_{SUPZ} = -2997 N$	
<b>RODAMIENTO INFERIOR</b>	$R_{INFX} = 2292.7 N$	$F_{AXIALINF} = 2292.7 N$
	$R_{INFY} = 4809 N$	$F_{RADIALINF} = 5859 N$
	$R_{INFZ} = 3347 N$	

### 3. Traslación de cargas a través del sistema de suspensión trasera

Para la traslación de cargas a través del sistema de suspensión trasera es necesario primeramente el conocer la geometría básica del mismo, así como la del basculante. Una vez se tienen estos datos, se aceptarán una serie de hipótesis y se trasladan las sollicitaciones por la cadena cinemática.

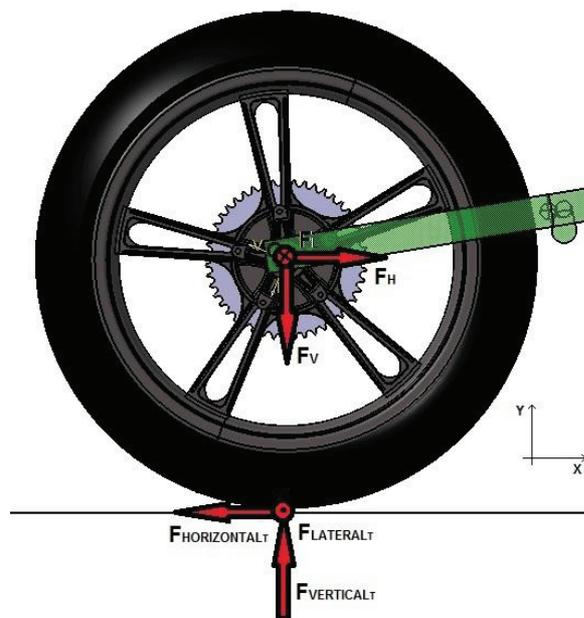
#### HIPÓTESIS

- Se supone que el bastidor está empotrado, de manera que las cargas que se aplican sobre la rueda delantera no afectan a la parte trasera del vehículo. Esta es una visión conservadora, ya que no todas las fuerzas ejercidas sobre la rueda trasera serán

absorbidas por el bastidor, sino que parte de ellas viajará hasta la parte delantera de la motocicleta.

- Se suponen los ejes, rodamientos y componentes del sistema de suspensión trasera infinitamente rígidos.
- Asimismo, se suponen infinitamente rígidos los neumáticos, llantas, ejes de las ruedas y los componentes del amortiguador.
- La situación de carga en la que se calcularán los componentes, es aquella en la que la magnitud de las solicitaciones es máxima. Esto es, una curva rápida en la que se está aplicando la máxima aceleración al prototipo. Obviamente esta situación es inalcanzable, pero así diseñaremos desde un punto de vista conservador.

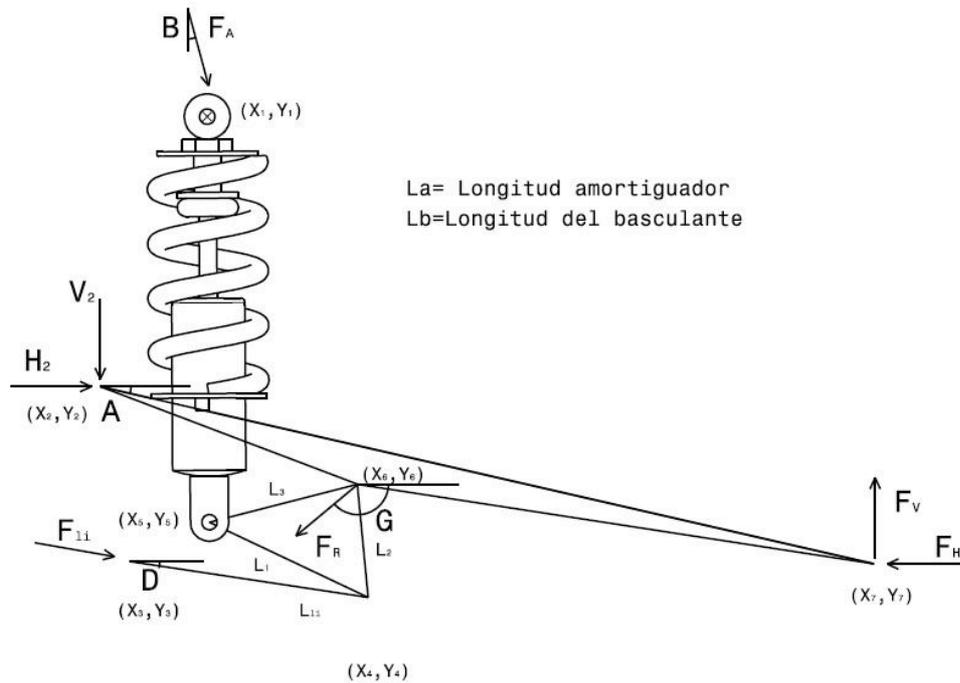
Para la traslación de cargas hasta el basculante, se impone la 2ª Ley de Newton al diagrama de sólido rígido de la rueda trasera. Así se obtiene la magnitud de las cargas que actúan sobre el basculante.



$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \\ \sum F_Y = 0 \\ \sum F_Z = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} F_H - F_{HORIZONTAL_T} = 0 \\ F_{VERTICAL_T} - F_V = 0 \\ F_{LATERAL_T} - F_L = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} F_H = 1982 \text{ N} \\ F_V = 2394 \text{ N} \\ F_L = 1367 \text{ N} \end{cases}$$

Además, la fuerza lateral crea un momento de torsión en el basculante que deberá ser tenido en cuenta tanto en el diseño en detalle del mismo como durante el dimensionamiento de la unión bastidor-basculante.

Una vez se conocen las solicitaciones en el extremo del basculante, se procede al estudio dinámico del mecanismo de la suspensión, y se impone separadamente el equilibrio a cada uno de los sólidos que lo componen para obtener un sistema de ecuaciones no lineales con 19 ecuaciones.



• **Ecuaciones del sistema:**

$$\begin{cases} F_V \cdot (X_1 - X_7) - F_H \cdot (Y_1 - Y_7) + F_{li} \cdot \cos(D) \cdot (Y_1 - Y_3) + F_{li} \cdot \sin(D) \cdot (X_1 - X_3) + H_2 \cdot (Y_1 - Y_2) \\ \quad + V_2 \cdot (X_2 - X_1) = 0 \\ F_V - F_A \cdot \cos(B) - V_2 + F_{li} \cdot \sin(D) = 0 \\ F_H - F_A \cdot \cos(B) - H_2 - F_{li} \cdot \sin(D) = 0 \end{cases}$$

• **Ecuaciones del basculante:**

$$\begin{cases} F_V - F_R \cdot \sin(G) - V_2 = 0 \\ F_H + F_R \cdot \cos(G) - H_2 = 0 \\ F_H \cdot L_b \cdot \sin(A) + F_V \cdot L_b \cdot \cos(A) - F_R \cdot \sqrt{(X_2 - X_6)^2 + (Y_2 - Y_6)^2} \cdot \sin(G - A) = 0 \end{cases}$$

• **Ecuaciones del rocker:**

$$\begin{cases} F_A \cdot \sin(B) + F_{li} \cdot \cos(D) + F_R \cdot \cos(G) = 0 \\ F_A \cdot \cos(B) - F_{li} \cdot \sin(D) - F_R \cdot \sin(G) = 0 \end{cases}$$

• **Ecuaciones de coordenada relativa:**

$$\left\{ \begin{array}{l} X_4 = X_3 - L_{li} \cdot \cos(D) \\ Y_4 = Y_3 + L_{li} \cdot \sin(D) \\ X_5 = X_1 - L_a \cdot \sin(B) \\ Y_5 = Y_1 - L_a \cdot \cos(B) \\ X_7 = X_2 - L_b \cdot \cos(A) \\ Y_7 = Y_2 + L_b \cdot \sin(A) \\ X_6 = X_2 - \sqrt{(X_2 - X_6)^2 + (Y_2 - Y_6)^2} \cdot \cos(A) \\ Y_6 = Y_2 + \sqrt{(X_2 - X_6)^2 + (Y_2 - Y_6)^2} \cdot \sin(A) \\ (X_5 - X_4)^2 + (Y_5 - Y_4)^2 = L_1^2 \\ (X_6 - X_4)^2 + (Y_6 - Y_4)^2 = L_2^2 \\ (X_5 - X_6)^2 + (Y_5 - Y_6)^2 = L_3^2 \end{array} \right.$$

Introduciendo en el sistema de ecuaciones anterior las solicitaciones sobre el extremo del basculante y la situación de compresión del amortiguador, se obtiene el valor de los esfuerzos sobre cada uno de los componentes del sistema de suspensión, amortiguador y eje del basculante para cada una de las posiciones alcanzables por el mecanismo.

En la tabla adjunta se muestra el valor máximo de los esfuerzos para cada uno de los componentes, y el caso de carga y posición del amortiguador para los que se producen.

SOLICITACIÓN	VALOR MÁXIMO (N)	CASO
H <sub>2</sub>	9093	Aceleración máxima Amortiguador máxima extensión
V <sub>2</sub>	983	Aceleración máxima Amortiguador máxima compresión
F <sub>a</sub>	5917	Amortiguador máxima compresión
F <sub>r</sub>	9077	Aceleración máxima Amortiguador máxima extensión
F <sub>li</sub>	7225	Aceleración máxima Amortiguador máxima compresión



# **ANEXO XI. Benchmarking MS2010-2011**

---

## **BENCHMARKING MS2010-2011**



## 1. Benchmarking MS2010-2011

Se recoge a continuación los valores para los principales parámetros característicos de las motocicletas que se consideraron de referencia durante el diseño del prototipo de 125 c.c. Algunos de estos datos son válidos para tomar decisiones en el desarrollo de la Moto3, como pueden ser los valores de los parámetros geométricos, al haber heredado esta la geometría de la motocicleta de la anterior edición.

No obstante, hay otros como puede ser la capacidad del depósito o el peso, que no son de utilidad, al tratar con una motorización distinta.

- **HONDA RS 125**



PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS HONDA RS 125	
Altura general	995 mm
Anchura general	570 mm
Longitud general	1800 mm
Altura asiento	700 mm
Peso (vacío)	71.5 kg
Capacidad del tanque	14 litros
Ángulo de lanzamiento	23.3°
Avance	84 mm
Inclinación del cilindro (respecto vertical)	40°
Batalla	1215 mm

• **APRILIA RS 125**



<b>PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS APRILIA RS 125</b>	
Altura anterior	<b>807 mm</b>
Altura posterior	<b>795 mm</b>
Longitud del basculante	<b>530 mm</b>
Altura del asiento	<b>720 mm</b>
Offset tija	<b>35 mm</b>
Capacidad del depósito	<b>14 litros</b>
Ángulo de lanzamiento	<b>23.7°</b>
Avance	<b>88 mm</b>
Batalla	<b>1224 mm</b>

## **ANEXO XII. Obtención de los lugares geométricos de posicionamiento del amortiguador\_\_\_\_\_**

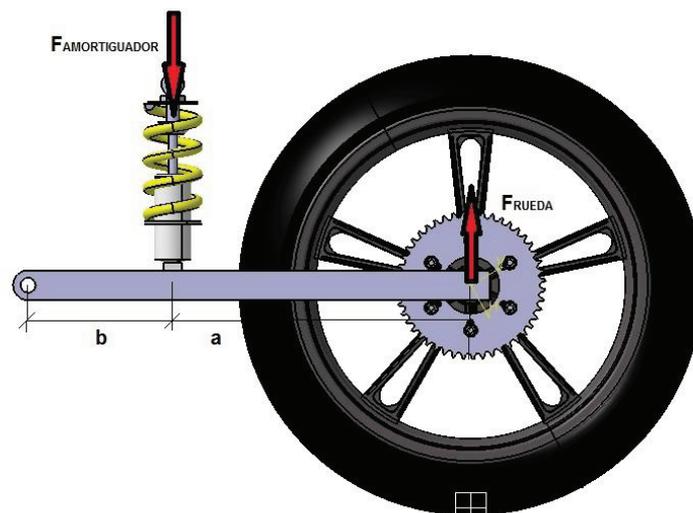
---

### **OBTENCIÓN DE LOS LUGARES GEOMÉTRICOS DE POSICIONAMIENTO DEL AMORTIGUADOR**



## 1. Obtención de los lugares geométricos de los puntos de unión para el amortiguador

Se obtienen a continuación el lugar geométrico de las posibles ubicaciones del amortiguador en función de la constante efectiva de la rueda que presenta cada uno de ellos. Con este cálculo se pretende obtener el posicionamiento del amortiguador para la posición inicial y final según los objetivos que fija la curva característica de la suspensión deseada.



Acudiendo a la definición de constante elástica efectiva, puede obtenerse la expresión matemática para la constante de la rueda y la del amortiguador <sup>[1]</sup>, y que son las que siguen:

- $Cte. Rueda = F_{RUEDA} / \delta$
  - $Cte. Amortiguador = F_{AMORTIGUADOR} / \delta \cdot \left(\frac{b}{a+b}\right)$
- Donde  $\delta$  es el desplazamiento vertical de la rueda trasera

Y de la aplicación de la 2ª Ley de Newton al diagrama del sólido rígido que se ilustra en la figura anterior, se puede obtener la expresión de la fuerza que ejerce el amortiguador ( $F_{AMORTIGUADOR}$ ) en función de la fuerza que sufre la rueda ( $F_{RUEDA}$ ):

- $F_{AMORTIGUADOR} = \frac{a+b}{b} \cdot F_{RUEDA}$

Utilizando las 3 ecuaciones anteriores, se puede despejar la constante efectiva de la rueda en función de la constante efectiva del amortiguador y el punto en el cual este se une con el brazo basculante. La expresión resultante es la siguiente:

$$Cte. Rueda = Cte. Amortiguador \cdot \left(\frac{b}{a+b}\right)^2$$

Finalmente, teniendo en cuenta que la constante elástica del amortiguador es conocida (103 N/mm, ver Anexo 8), y que la suma de las longitudes  $a$  y  $b$  es igual a la longitud del basculante,

Anexo XII • Obtención lugares geométricos suspensión trasera

520 mm, se puede obtener el valor del parámetro  $b$  que proporciona un valor determinado para la constante efectiva de la rueda:

$$Cte. Rueda = 103 \cdot 10^3 \cdot \frac{b^2}{0.2704} = 380917 \cdot b^2$$

Así, se puede concluir que  $b$  es el radio de la circunferencia centrada en la articulación del basculante que supone el lugar geométrico de los puntos en los cuales si colocamos el amortiguador tangente a la misma, se obtiene una constante elástica en la rueda determinada.

Además se deduce que si posicionamos el amortiguador por debajo de la citada tangente, la evolución de la constante de amortiguación de la rueda a lo largo del recorrido de la suspensión será de carácter progresivo, mientras que si lo ubicamos por encima de la tangente esta presentará un comportamiento regresivo. Esto es debido al ángulo de presión que adopta el amortiguador respecto del basculante, y su variación a lo largo del recorrido de la suspensión

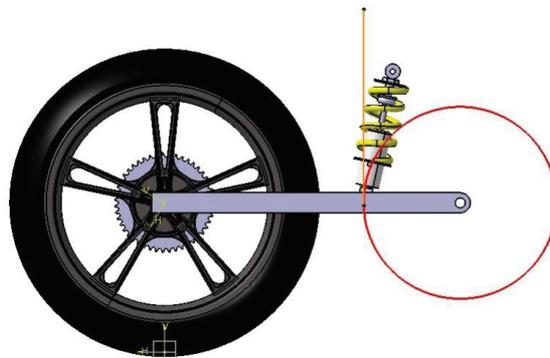


Ilustración 1. Suspensión progresiva

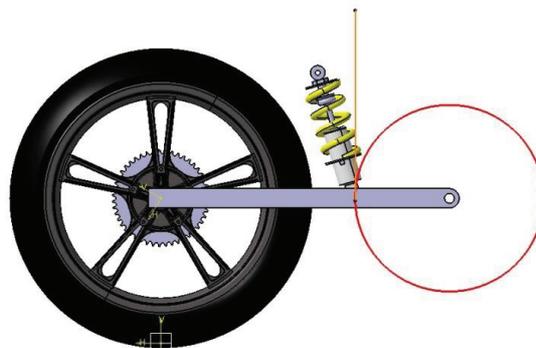


Ilustración 2. Suspensión regresiva

Se calcularán en último lugar los parámetros  $b$  para los valores de constante efectiva de la rueda de 18 N/mm y 21 N/mm, que como se ha comentado son los valores inicial y final esperados para la suspensión del prototipo:

- Si  $Cte. Rueda = 18 \text{ N/mm}$  →  $b = 217.4 \text{ mm}$
- Si  $Cte. Rueda = 22 \text{ N/mm}$  →  $b = 240.3 \text{ mm}$

## **ANEXO XII. Cálculo resistente de la unión bastidor-basculante**

---

### **CÁLCULO RESISTENTE DE LA UNIÓN BASTIDOR-BASCULANTE**



## 1. Cálculo de solicitaciones en la articulación bastidor-basculante

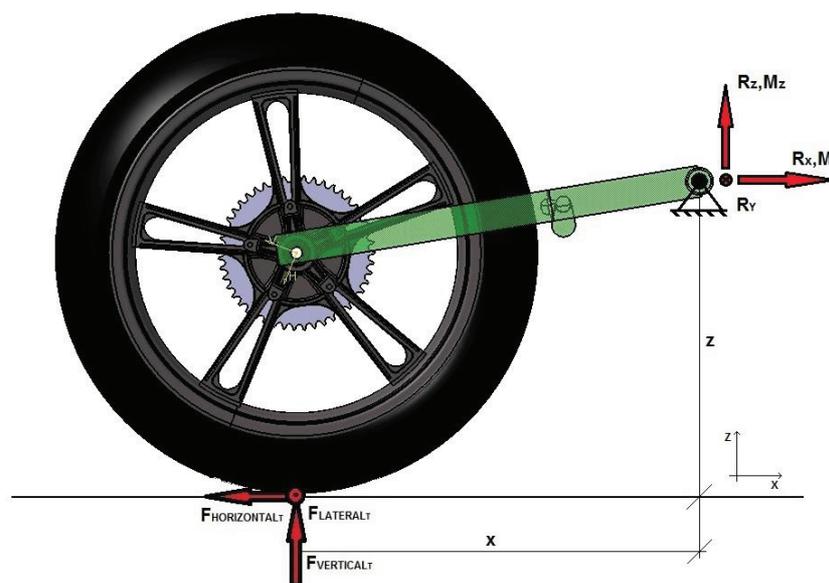
En el presente documento se obtienen las solicitaciones máximas a las que puede verse sometido el eje y los rodamientos de la unión bastidor-basculante.

Posteriormente, para el diseño del eje, estas solicitaciones serán introducidas en el programa de simulación FEM, ya que como se observará las condiciones de trabajo de este componente son ciertamente complejas.

Se recuerda que los valores máximos de las cargas que sufre la motocicleta son los que muestra la tabla adjunta, mayorados todos ellos con un coeficiente de 1.5, y que se dan para distintos casos de carga. Una vez más, los componentes de dimensionarán utilizando los valores máximos para cada una de las solicitaciones, aunque es obvio que en la realidad esta es una situación imposible de alcanzar.

SOLICITACIÓN	VALOR MÁXIMO (N)	VALOR MÁXIMO MAYORADO (x1.5)	CASO DE CARGA
Fuerza horizontal delantera	1635	2452.5	Frenada limitada por vuelco
Fuerza vertical delantera	1765.8	2649	Frenada limitada por vuelco
Fuerza lateral delantera	911	1367	Curva rápida
Fuerza horizontal trasera	1321	1982	Aceleración limitada por motor
Fuerza vertical trasera	1596	2394	Aceleración limitada por motor
Fuerza lateral trasera	911	1367	Curva rápida

De manera similar a como se procedió en el Anexo 10, se plantea el diagrama del sólido rígido para el conjunto rueda trasera-basculante, y suponiendo el equilibrio se aplica la 2ª Ley de Newton al conjunto.



## HIPÓTESIS

- Se considera el bastidor empotrado, de manera que el basculante sólo se ve afectado por las cargas que se aplican en el punto de contacto de la rueda trasera con el asfalto. Como ya se ha comentado en apartados anteriores, esta es una visión conservadora, ya que no todas las solicitaciones serán soportadas por el bastidor, sino que parte de ellas viajarán hasta la parte delantera de la motocicleta.
- Se considera el bastidor, eje de la rueda trasera, llanta trasera y neumático infinitamente rígidos.
- Se considera el basculante con un apoyo articulado en torno a la dirección Y, y limitado en sus otros 5 grados de libertad.

Al haber sido obtenidas bajo las mismas hipótesis en el anexo de traslación de cargas a través de la estructura resistente, se conocen los valores para  $R_Z$  y  $R_x$  (ver Anexo 10), y que además tienen en cuenta la existencia del sistema de suspensión trasera. Entonces, sólo es necesario obtener las reacciones  $R_Y$ ,  $M_X$  y  $M_Z$ :

$$\begin{cases} \sum F_Y = 0 \\ \sum M_Z = 0 \\ \sum M_X = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} R_Y - F_{LATERAL_T} = 0 \\ M_Z - F_{LATERAL_T} \cdot x = 0 \\ M_X + F_{LATERAL_T} \cdot z = 0 \end{cases}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones anterior, e incorporando los datos sobre  $R_x$  y  $R_Z$  provenientes del anexo mencionado, se tiene que las solicitaciones a las cuales se ve sometida la articulación bastidor-basculante tiene un valor de:

SOLICITACIONES MÁXIMAS en la UNIÓN BASTIDOR-BASCULANTE		
SOLICITACIÓN	NOMENCLATURA	MÓDULO
• Fuerza en el eje X	$R_x$	9093 N
• Fuerza en el eje Y	$R_Y$	1367 N
• Fuerza en el eje Z	$R_Z$	983 N
• Momento en torno al eje Z	$M_Z$	692 Nm
• Momento en torno al eje X	$M_X$	580 Nm
No existe momento de reacción en torno al eje Y, ya que se tiene un apoyo articulado en esa dirección.		

## 2. Cálculo de solicitaciones en los rodamientos de la unión bastidor-basculante

Una vez se conocen las solicitaciones máximas a las que se ve sometido el eje de la articulación, es el momento de trasladarlas hasta los rodamientos, suponiendo que estos irán ubicados en los extremos del eje.

### HIPÓTESIS

- Se supone que las fuerzas radiales en los rodamientos están aplicadas en el punto medio del anillo interior de los mismos. Así, si la anchura preliminar del bastidor es de

205 mm, se estima una anchura de rodamientos de 20 mm, con lo cual los puntos medios de los anillos interiores de ambos se encuentran separados una distancia de 185 mm.

- Se asume la descomposición de los momentos que actúan sobre la articulación como un par de fuerzas cuyo valor viene dado por  $M_i = L \cdot F_i$ , donde  $L$  es la longitud del brazo del par de fuerzas (en este caso los 185 mm que se comentaron en el apartado anterior), y  $F_i$  la magnitud de cada una de las fuerzas que componen en par de fuerzas, y que en esta situación es la fuerza radial que experimenta el rodamiento debido al momento de sollicitación en la articulación.

Entonces, asumiendo las hipótesis anteriores, y teniendo en cuenta todas las sollicitaciones que se muestran en la tabla anterior, las expresiones que proporcionan las fuerzas sobre cada rodamiento son las siguientes:

- $F_{AXIAL} = R_Y$
- $F_{RADIAL} = \sqrt{R_X^2 + R_Z^2} + L \cdot M_X + L \cdot M_Z = \sqrt{R_X^2 + R_Z^2} + L \cdot (M_X + M_Z)$

Se muestra en la tabla adjunta las fuerzas máximas que han de soportar los rodamientos de la articulación bastidor-basculante, y que son las que se utilizarán para la elección de los mismos.

<b>SOLICITACIONES MÁXIMAS para los RODAMIENTOS de la unión BASTIDOR-BASCULANTE</b>	
<b>NATURALEZA de la SOLICITACIÓN</b>	<b>VALOR MÁXIMO (N)</b>
$F_{AXIAL}$	1367
$F_{RADIAL}$	9381



## **ANEXO XIV. Cálculo y dimensionamiento de ejes del sistema de suspensión trasera**

---

### **CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE EJES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA**



Se muestra en el presente anexo el proceso de cálculo del diámetro mínimo exigido a los ejes del sistema de suspensión trasera, según los esfuerzos calculados en el Anexo 10.

Los ejes a dimensionar en el presente documento con los relativos a las siguientes uniones:

- Bastidor-link
- Link-rocker
- Rocker-basculante
- Rocker-amortiguador
- Amortiguador-bastidor

## 1. Cálculo del eje bastidor-link

### HIPÓTESIS

- El eje se supone que trabaja a cortadura pura, ya que es un eje relativamente corto y bien apoyado en los alojamientos. Es importante que el diseño en detalle de la unión se ajuste en gran medida a lo expuesto en esta hipótesis, ya que si el eje trabaja excesivamente a flexión las tensiones que sufrirá serán notablemente mayores que las calculadas.
- El material con el cual se fabricará el eje es acero de la serie F-125, y cuyo límite de fluencia es  $\sigma_e(F-125) = 780 \text{ MPa}$
- Para el dimensionamiento se utilizará un coeficiente de seguridad (C.S.) de 2, ya que la gravedad del fallo del componente es muy elevada, afectando de lleno a la estructura resistente del vehículo.
- El dimensionamiento se hace según el criterio de Von-Mises para tensiones cortantes puras, que se refleja en la ecuación adjunta:

$$\frac{\tau_{MAX}}{C.S.} \geq \tau_F = \frac{F}{s} \quad \text{con} \quad \tau_{MAX} = 0.577 \cdot \sigma_e$$

Entonces, asumiendo la totalidad de la hipótesis anteriores, el diámetro mínimo para el eje de la unión bastidor-link es de 6.39 mm.

$$\left. \begin{array}{l} s = \frac{C.S.}{\tau_{MAX}} \cdot F_{LINK} \\ d = 2 \cdot \sqrt{\frac{s}{\pi}} \end{array} \right\} \rightarrow d = 6.39 \text{ mm}$$

## 2. Cálculo del eje link-rocker

### HIPÓTESIS

- El eje se supone que trabaja a cortadura pura, ya que es un eje relativamente corto y bien apoyado en los alojamientos. Es importante que el diseño en detalle de la unión se ajuste en gran medida a lo expuesto en esta hipótesis, ya que si el eje trabaja excesivamente a flexión las tensiones que sufrirá serán notablemente mayores que las calculadas.

- El material con el cual se fabricará el eje es acero de la serie F-125, y cuyo límite de fluencia es  $\sigma_e(F - 125) = 780 \text{ MPa}$
- Para el dimensionamiento se utilizará un coeficiente de seguridad (C.S.) de 2, ya que la gravedad del fallo del componente es muy elevada, afectando de lleno a la estructura resistente del vehículo.
- El dimensionamiento se hace según el criterio de Von-Mises para tensiones cortantes puras, que se refleja en la ecuación adjunta:

$$\frac{\tau_{MAX}}{C.S.} \geq \tau_F = \frac{F}{s} \quad \text{con} \quad \tau_{MAX} = 0.577 \cdot \sigma_e$$

De la ecuación anterior y la asunción de la totalidad de las hipótesis, se obtiene que el diámetro mínimo que ha de poseer el eje de la unión link-rocker es 6.39 mm.

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{C.S.}{\tau_{MAX}} \cdot F_{LINK} \\ d &= 2 \cdot \sqrt{\frac{s}{\pi}} \end{aligned} \right\} \rightarrow d = 6.39 \text{ mm}$$

Comentar que el diámetro mínimo obtenido para los ejes bastidor-link y link-rocker es idéntico. Esto es debido a la simetría que existe en el cálculo, ya que las solicitaciones en ambas uniones son idénticas, y de magnitud igual a la fuerza de tensión máxima que soporta la biela del sistema de suspensión trasera.

### 3. Cálculo del eje rocker-basculante

#### HIPÓTESIS

- El eje se supone que trabaja a cortadura pura, ya que es un eje relativamente corto y bien apoyado en los alojamientos. Es importante que el diseño en detalle de la unión se ajuste en gran medida a lo expuesto en esta hipótesis, ya que si el eje trabaja excesivamente a flexión las tensiones que sufrirá serán notablemente mayores que las calculadas.
- El material con el cual se fabricará el eje es acero de la serie F-125, y cuyo límite de fluencia es  $\sigma_e(F - 125) = 780 \text{ MPa}$
- Para el dimensionamiento se utilizará un coeficiente de seguridad (C.S.) de 2, ya que la gravedad del fallo del componente es muy elevada, afectando de lleno a la estructura resistente del vehículo.
- El dimensionamiento se hace según el criterio de Von-Mises para tensiones cortantes puras, que se refleja en la ecuación adjunta:

$$\frac{\tau_{MAX}}{C.S.} \geq \tau_F = \frac{F}{s} \quad \text{con} \quad \tau_{MAX} = 0.577 \cdot \sigma_e$$

Según las condiciones de cálculo impuestas por las hipótesis mencionadas anteriormente, el diámetro mínimo que ha de tener el eje de la unión rocker-basculante es 7.16 mm.

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{C.S.}{\tau_{MAX}} \cdot F_{LINK} \\ d &= 2 \cdot \sqrt{\frac{s}{\pi}} \end{aligned} \right\} \rightarrow d = 7.16 \text{ mm}$$

#### 4. Cálculo del eje rocker-amortiguador

##### HIPÓTESIS

- El eje se supone que trabaja a cortadura pura, ya que es un eje relativamente corto y bien apoyado en los alojamientos. Es importante que el diseño en detalle de la unión se ajuste en gran medida a lo expuesto en esta hipótesis, ya que si el eje trabaja excesivamente a flexión las tensiones que sufrirá serán notablemente mayores que las calculadas.
- El material con el cual se fabricará el eje es acero de la serie F-125, y cuyo límite de fluencia es  $\sigma_e(F-125) = 780 \text{ MPa}$
- Para el dimensionamiento se utilizará un coeficiente de seguridad (C.S.) de 2, ya que la gravedad del fallo del componente es muy elevada, afectando de lleno a la estructura resistente del vehículo.
- El dimensionamiento se hace según el criterio de Von-Mises para tensiones cortantes puras, que se refleja en la ecuación adjunta:

$$\frac{\tau_{MAX}}{C.S.} \geq \tau_F = \frac{F}{s} \quad \text{con} \quad \tau_{MAX} = 0.577 \cdot \sigma_e$$

Si se asume la totalidad de las hipótesis y se emplea la ecuación anterior para el cálculo, se obtiene que el diámetro mínimo exigido para el eje de la articulación rocker-amortiguador es de 5.78 mm.

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{C.S.}{\tau_{MAX}} \cdot F_{LINK} \\ d &= 2 \cdot \sqrt{\frac{s}{\pi}} \end{aligned} \right\} \rightarrow d = 5.78 \text{ mm}$$

#### 5. Cálculo del eje rocker-amortiguador

Debido a la simetría que existe en las solicitaciones de la unión amortiguador-bastidor y amortiguador-rocker, el diámetro mínimo esperado para los ejes de ambas articulaciones es el mismo; al igual que ocurrió con las uniones en ambos extremos de la biela del sistema de suspensión. No obstante, se detallará el cálculo tal y como se ha hecho para el resto de uniones.

### HIPÓTESIS

- El eje se supone que trabaja a cortadura pura, ya que es un eje relativamente corto y bien apoyado en los alojamientos. Es importante que el diseño en detalle de la unión se ajuste en gran medida a lo expuesto en esta hipótesis, ya que si el eje trabaja excesivamente a flexión las tensiones que sufrirá serán notablemente mayores que las calculadas.
- El material con el cual se fabricará el eje es acero de la serie F-125, y cuyo límite de fluencia es  $\sigma_e(F - 125) = 780 \text{ MPa}$
- Para el dimensionamiento se utilizará un coeficiente de seguridad (C.S.) de 2, ya que la gravedad del fallo del componente es muy elevada, afectando de lleno a la estructura resistente del vehículo.
- El dimensionamiento se hace según el criterio de Von-Mises para tensiones cortantes puras, que se refleja en la ecuación adjunta:

$$\frac{\tau_{MAX}}{C.S.} \geq \tau_F = \frac{F}{s} \quad \text{con} \quad \tau_{MAX} = 0.577 \cdot \sigma_e$$

Según lo anterior, y como era esperado, el diámetro mínimo exigido para el eje de la articulación amortiguador-bastidor es de 5.78 mm.

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{C.S.}{\tau_{MAX}} \cdot F_{LINK} \\ d &= 2 \cdot \sqrt{\frac{s}{\pi}} \end{aligned} \right\} \rightarrow d = 5.78 \text{ mm}$$

Por último, se adjunta una tabla resumen con los diámetros mínimos exigidos a cada una de las articulaciones, junto con una breve reseña de las condiciones en las que se ha calculado:

DIÁMETRO MÍNIMO para los EJES del SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA		
CONDICIONES DE CÁLCULO	UNIÓN	$\phi_{MÍNIMO}$ (mm)
<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Cortadura pura</li> <li>➤ Acero F-125</li> <li>➤ C.S.=2</li> </ul>	• Bastidor-link	6.39
	• Link-rocker	6.39
	• Rocker-basculante	7.16
	• Rocker-amortiguador	5.78
	• Amortiguador-bastidor	5.78

# **ANEXO XV. Estudio preliminar del accionamiento del cambio**

---

## **ESTUDIO PRELIMINAR DEL ACCIONAMIENTO DEL CAMBIO**



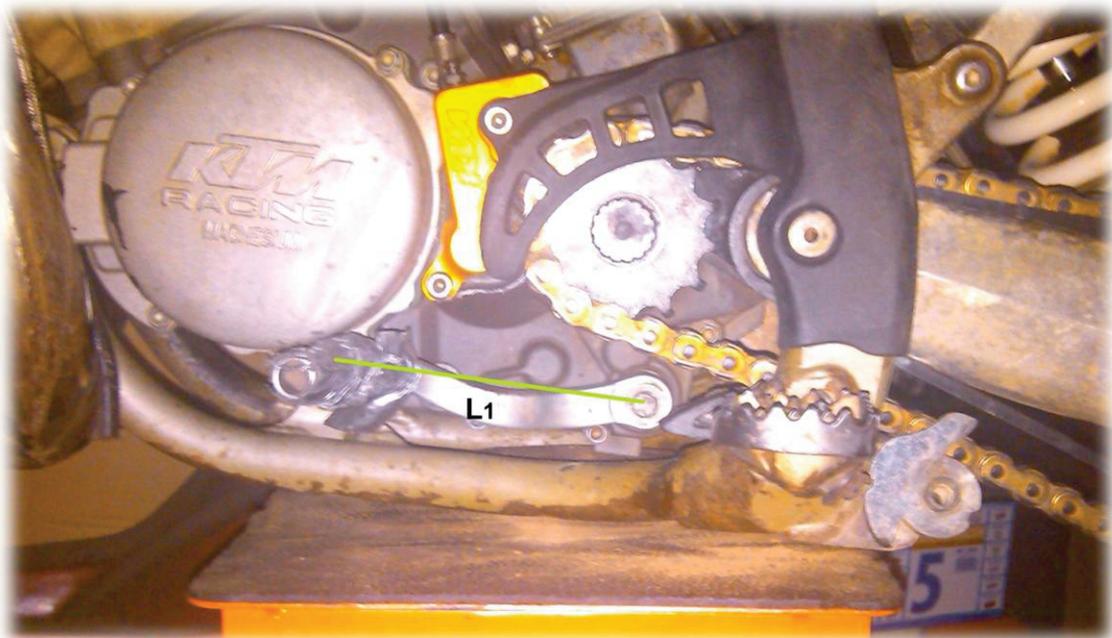
En el presente anexo se intentarán obtener las ecuaciones que caracterizan el recorrido y fuerza de accionamiento de los mecanismos de accionamiento del cambio en la motocicleta que utiliza el propulsor comercialmente (la Yamaha WRF 250) y nuestro prototipo de Moto 3.

## 1. Estudio del accionamiento del cambio en la Yamaha WRF 250

Para realizar los estudios cinemático y dinámico del mecanismo presente en la motocicleta de referencia es necesario asumir una serie de hipótesis, que son las que se muestran a continuación:

### HIPÓTESIS

- Se supone el accionamiento del cambio un mecanismo plano de barras. En la realidad esto no es exactamente así, pero se puede asumir que la totalidad del mecanismo se encuentra situada en el plano OXZ.
- Se supone que la fuerza de accionamiento que ejerce el piloto sobre el pedal del cambio es perpendicular al brazo de palanca que introduce el mecanismo. Refiriéndonos a la figura adjunta, se admite que la fuerza que ejerce el piloto es perpendicular al segmento  $L_1$  en toda posición del recorrido.  
 En la realidad esto no es posible, pero las variaciones angulares derivadas del recorrido del mecanismo son muy pequeñas, y pueden ser despreciadas.
- Como ya se ha mencionado en la hipótesis anterior, se asume que el ángulo que gira el eje de accionamiento del cambio es muy pequeño en comparación con la longitud del brazo de palanca del mecanismo.



Asumiendo todas las hipótesis expuestas anteriormente, y conociendo la geometría del mecanismo ( $L_1 = 93 \text{ mm}$ ), se realizan los estudios de recorrido y fuerza de accionamiento del cambio para la motocicleta de referencia.

### ESTUDIO DEL RECORRIDO

$$\bullet \alpha_{eje} \cdot L_1 = \text{Desp Vertical}_{PEDAL} \rightarrow \alpha_{eje} = 10.75 \cdot \text{Desp Vertical}_{PEDAL}$$

### ESTUDIO DE LA FUERZA DE ACCIONAMIENTO

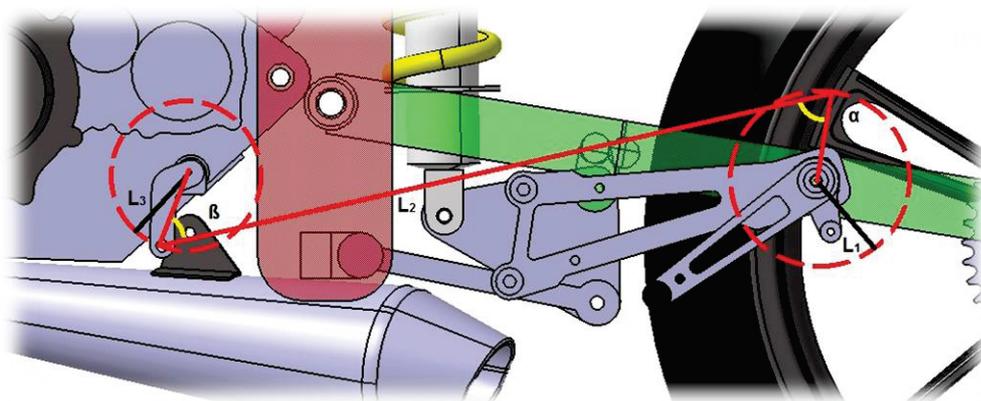
$$\bullet M_{EJE} = L_1 \cdot F_{PILOTO} \rightarrow M_{EJE} = 0.093 \cdot F_{PILOTO}$$

## 2. Estudio del accionamiento del cambio en la Moto 3 \_\_\_\_\_

Una vez se ha planteado un boceto de la geometría preliminar del mecanismo del reenvío del cambio a implementar en nuestro prototipo, se han de asumir las siguientes hipótesis para realizar los estudios dinámico y cinemático.

### HIPÓTESIS

- Se considera el reenvío del cambio un mecanismo plano de barras. En la realidad esto no es totalmente cierto, pero se puede considerar que todos los componentes del mismo están contenidos en el plano OXZ.
- Se supone que la fuerza que ejerce el piloto sobre el pedal del cambio es perpendicular al eje de simetría de este componente para todas las posiciones del recorrido del mismo. En realidad esto no es posible, pero las variaciones angulares derivadas del accionamiento del mismo son lo suficientemente pequeñas para dar validez a esta hipótesis.
- Como ya se ha mencionado en la hipótesis anterior, se asume que los ángulos que giran los componentes del cambio son muy pequeños en comparación con la longitud de los brazos de palanca que presentan.



### ESTUDIO DEL RECORRIDO

Se realizará un estudio cinemático del mecanismo del cambio que se ilustra en la figura anterior, con el fin de obtener una expresión que facilite el ángulo que gira el eje del accionamiento del cambio ( $\theta_{EJE}$ ), en función del desplazamiento tangencial del punto de accionamiento de la fuerza del piloto ( $Desp_{PEDAL}$ ).

#### DESPLAZAMIENTO del PEDAL en función del GIRO del $L_3$

$$\gamma_{PEDAL} \cdot a = Desp_{PEDAL}$$

#### DESPLAZAMIENTO LONGITUDINAL DE $L_2$ EN FUNCIÓN DEL GIRO DE $L_3$

$$Desp_{L_2} = (\gamma_{PEDAL} \cdot L_1) \cdot \sin \alpha$$

#### GIRO DE $L_3$ EN FUNCIÓN DEL DESPLAZAMIENTO LONGITUDINAL DE $L_2$

$$\theta_{EJE} = \frac{Desp_{L_2}}{L_3} \cdot \sin \beta$$

Finalmente, retomando las ecuaciones que se muestran en las tablas anteriores, se obtiene la expresión objetivo:

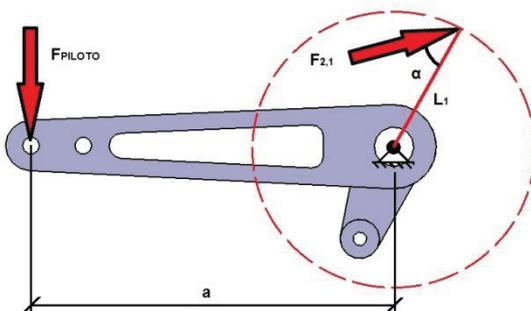
$$\theta_{EJE} = \frac{1}{a} \cdot \frac{L_1}{L_3} \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot Desp_{PEDAL}$$

### ESTUDIO DE LA FUERZA DE ACCIONAMIENTO

Se obtendrá una expresión matemática que proporcione el momento ejercido en el eje de accionamiento del cambio ( $M_{eje}$ ) en función de la fuerza ejercida por el piloto sobre el pedal ( $F_{PILOTO}$ ), habiendo asumido todas las hipótesis mencionadas.

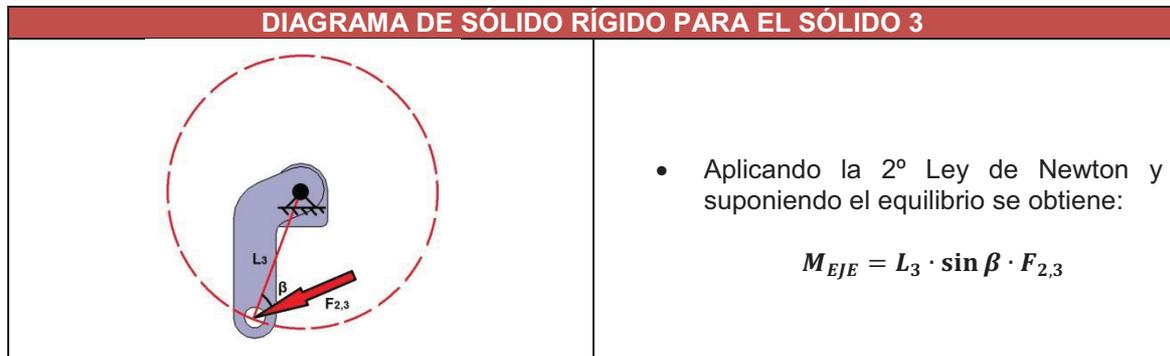
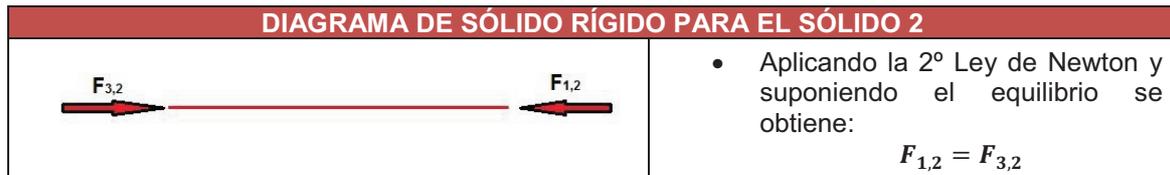
Para ello se aísla cada sólido y se plantea su diagrama del sólido rígido, y asumiendo su equilibrio de aplica la 2ª Ley de Newton.

#### DIAGRAMA DE SÓLIDO RÍGIDO PARA EL SÓLIDO 1



- Aplicando la 2ª Ley de Newton y suponiendo el equilibrio se tiene:

$$F_{PILOTO} = \frac{L_1}{a} \cdot \sin \alpha \cdot F_{2,1}$$



Recogiendo los resultados que se muestran en las tablas anteriores, se obtiene la ecuación objetivo:

$$M_{EJE} = \frac{L_3}{L_1} \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \cdot a \cdot F_{PILOTO}$$

## **ANEXO XV. Cálculo de las solicitaciones y reacciones en el soporte de freno delantero**

---

### **CÁLCULO DE LAS SOLICITACIONES Y REACCIONES EN EL SOPORTE DE FRENO DELANTERO**



El objetivo del presente apartado es el de obtener la máxima fuerza de frenada que se va a demandar al subsistema de freno delantero, para posteriormente estudiar la eficiencia estructural de distintas alternativas de diseño conceptual para el componente de unión entre la pinza de freno y la horquilla telescópica

## 1. Cálculo de la fuerza de frenada máxima ( $F_{F_{MAX}}$ ) \_\_\_\_\_

En el presente apartado se calcula la fuerza de frenado que sufre el conjunto en la situación de frenada máxima, la cual ha sido descrita en el apartado 11 de la memoria, durante la fase de prediseño.

Del citado análisis, se desprende la siguiente información:

- La máxima deceleración que puede conseguir el prototipo es de  $-11.9 \text{ m/s}^2$ , y está limitada por vuelco.
- Al estar dicho valor limitado por vuelco, se puede asegurar que durante la etapa de frenada máxima todo el peso de la motocicleta está soportado por la rueda delantera.

Se calcula la fuerza de frenado que se ejerce en el punto de contacto de la rueda delantera con el suelo en esta situación, apoyándonos en la ecuación 11.15 deducida durante los cálculos preliminares en el proceso de prediseño.

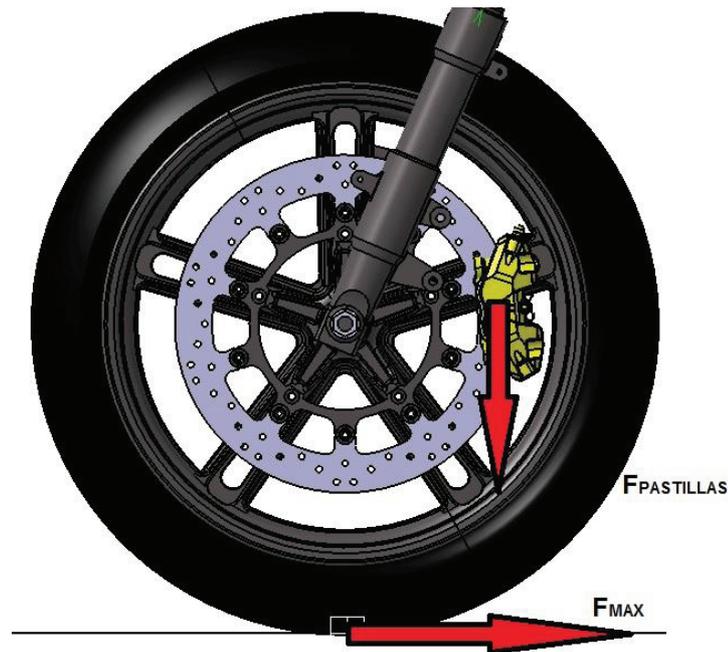
$$F_{F_{MAX}} = mg \cdot \frac{p - b}{h} = 1635 \text{ N}$$

Finalmente, aplicamos un coeficiente de mayoración de cargas de 1.5, como se ha venido haciendo a lo largo del diseño. Así, la máxima fuerza de frenado con la que se dimensionará el subsistema en cuestión es  $F_{F_{MAX}} = 2452 \text{ N}$ .

## 2. Cálculo de la máxima fuerza ejercida por la pinza de freno delantera ( $F_{PINZA_{MAX}}$ ) \_\_\_\_\_

Obviamente, el instante en el que la pinza de freno está sufriendo la mayor sollicitación es en la situación de frenada máxima, en la cual conocemos la fuerza longitudinal que se ejerce entre el neumático delantero y el suelo ( $F_{F_{MAX}} = 2452 \text{ N}$ ).

Así, para obtener la fuerza máxima que la pinza de freno ejerce sobre el disco ( $F_{PASTILLAS}$ ), se plantea el diagrama de sólido rígido de la rueda delantera en la situación de frenada máxima, y se aplica la 2º Ley de Newton.



#### HIPÓTESIS

- Se considera la rueda en equilibrio durante la situación de frenada máxima.
- El neumático delantero, llanta delantera, disco de freno delantero y las uniones entre ambos son considerados infinitamente rígidos.
- Se supone que la fuerza que las pastillas ejercen sobre el disco de freno se aplica a una distancia radial igual al radio efectivo del disco, que se ha determinado como  $R_{EFECTIVO} = 143.5 \text{ mm}$ .

$$\sum M_{CdG} = 0 \quad \rightarrow \quad F_{MAX} \cdot R_{FRONT} - F_{PASTILLAS} \cdot R_{EFECTIVO} = 0$$

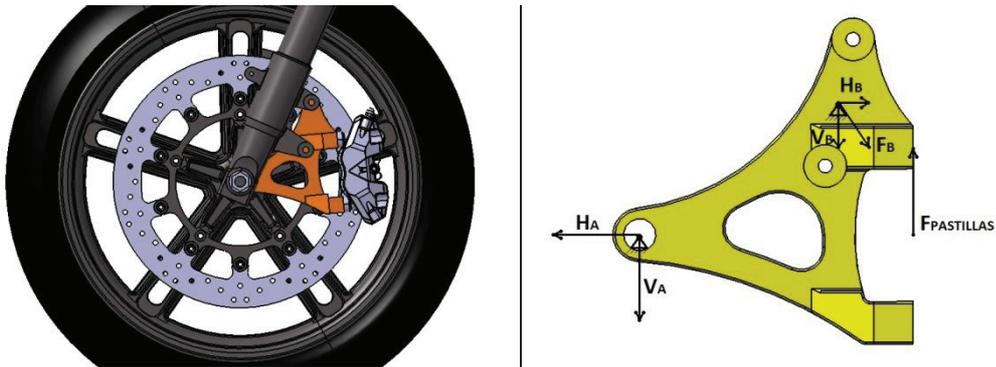
$$F_{PASTILLAS} = \frac{R_{FRONT}}{R_{EFECTIVO}} \cdot F_{MAX} = 5073 \text{ N}$$

Y por último, según el principio de acción y reacción, la fuerza que la pinza de freno ejerce sobre el soporte ( $F_{PINZAMAX}$ ) será igual y de sentido contrario a la fuerza que las pastillas ejercen sobre el disco ( $F_{PASTILLAS}$ ).

### 3. Cálculo de las reacciones en los apoyos para la alternativa 1

El primer punto a destacar para la obtención de las reacciones en los apoyos para la alternativa 1 es que se trata con una estructura hiperestática, con la complejidad de cálculo analítico que esto representa. Por este motivo, se hacen ciertas simplificaciones en el modelo.

- Se supondrá un único punto de unión entre el soporte y la botella de la horquilla telescópica, el cual estará situado en el punto medio del segmento que une los dos puntos de unión reales. En el diagrama de sólido rígido ilustrado este es el punto B.
- Se supondrá que la reacción en B ( $F_B$ ) es en sentido tangencial. A la hora de concebir esta alternativa de diseño conceptual del soporte, se planteó en apoyo A para que el conjunto 'girase' en torno a este punto, mientras que el apoyo B impediría citado giro fácilmente al estar situado a una distancia mayor de A que el punto de aplicación de  $F_{PASTILLAS}$ . Dicho esto, la simplificación no se aleja en exceso de la realidad.  
 Consultando la geometría preliminar del componente se deduce que  $V_B = H_B \cdot \tan 56^\circ$ .

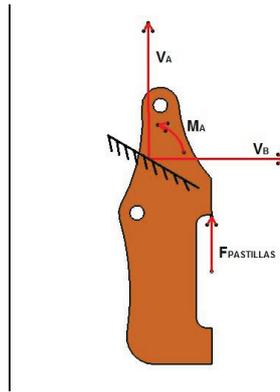


Se aplica la 2ª Ley de Newton al diagrama del sólido rígido del soporte de freno delantero, y empleando los datos dimensionales que proporciona el software de CAD se obtiene:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} H_A - H_B = 0 \\ F_{PASTILLAS} - V_A - V_B = 0 \\ F_{PASTILLAS} \cdot x_P - V_B \cdot x_B - H_B \cdot y_B = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} H_A = 416.2 \text{ N} \\ V_A = 4455.9 \text{ N} \\ H_B = 416.2 \text{ N} \\ V_B = 617.1 \text{ N} \end{cases}$$

#### 4. Cálculo de las reacciones en los apoyos para la alternativa 2

La modelización de la estructura 2 se realiza suponiendo un apoyo empotrado que se encuentra situado en el punto medio de las uniones soporte-horquilla. Esta suposición se encuentra bastante próxima a la realidad, ya que la precarga a la que se somete a los tornillos de unión hace que la fuerza de rozamiento existente entre soporte y horquilla soporte tanto fuerzas coplanarias a la superficie común como momentos en torno a las uniones. Se ilustra en la siguiente figura la simplificación realizada para el cálculo de las reacciones en los apoyos:



De nuevo, se aplica la 2º Ley de Newton al diagrama del sólido rígido que ilustra la figura anterior y se obtienen las reacciones en el apoyo A:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} H_A = 0 \\ V_A + F_{PASTILLAS} = 0 \\ M_A + F_{PASTILLAS} \cdot L_{F_{PASTILLAS}} = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} H_A = 0 \text{ N} \\ V_A = -4214 \text{ N} \\ M_A = -144.12 \text{ Nm} \end{cases}$$

## **ANEXO XVII: Cálculo de sollicitaciones y reacciones en el soporte de freno trasero**

---

### **CÁLCULO DE SOLICITACIONES Y REACCIONES EN EL SOPORTE DE FRENO TRASERO**



En el presente documento se obtendrán las solicitaciones máximas a las que se verá sometido el componente de unión entre la pinza de freno trasera y la estructura resistente del vehículo.

Como ya se ha comentado durante el desarrollo de la fase de diseño preliminar, hasta conocer la geometría definitiva del basculante no es posible posicionar correctamente los apoyos del soporte, y por tanto obtener con exactitud las buscadas solicitaciones. No obstante, se obtendrá una relación matemática entre las reacciones en los apoyos y la posición de estos, que será importante para la fase de diseño en detalle del basculante y el propio soporte de la pinza.

## 1. Cálculo de la máxima fuerza de frenada ( $F_{MAX}$ )

Se calcula la máxima fuerza de frenado que puede generar en el punto de contacto del neumático trasero con el suelo, según las hipótesis y condiciones de diseño impuestas en el apartado 13.1 del presente documento, durante la fase de prediseño.

Del citado análisis se depende la siguiente información:

- La máxima deceleración alcanzable accionando el freno trasero es de  $-5.3 \text{ m/s}^2$  si se tiene en cuenta el frenado aerodinámico, y de  $-3.55 \text{ m/s}^2$  si no se tienen en cuenta. En pro de un diseño eficiente se decide tener en cuenta la segunda de las cifras, ya que la fuerza de frenado aerodinámica no se ejerce sobre el neumático trasero.
- Al estar la deceleración máxima limitada por tracción, se puede asegurar que en el momento de la máxima deceleración la fuerza de que el suelo ejerce sobre el neumático ( $F_R$  en la ilustración 41 de la memoria) puede expresarse como  $F_R = \mu \cdot N_R$ , siendo  $N_R$  la carga vertical que recibe el neumático con las hipótesis y condiciones de diseño impuestas en el apartado correspondiente de la fase de prediseño.
- La masa aparente del conjunto moto-piloto teniendo en cuenta las inercias de las ruedas ( $m^*$ ) es de 186.7 kg.

Así, apoyándonos en la ecuación 13.17, y tomando como nulo el módulo para las fuerzas aerodinámicas ( $F_D = 0 \text{ N}$ ) estamos en disposición de calcular la máxima fuerza de frenada que el prototipo puede ejercer utilizando sólo el freno trasero ( $F_{MAX}$ ):

$$F_{MAX} = -m^* \cdot x_{MAX}'' = 662.8 \text{ N}$$

Por último se aplica un coeficiente de mayoración de 1.5, tal y como se ha venido haciendo a lo largo del documento. Finalmente, la máxima fuerza de frenado que se origina en el punto de contacto del neumático trasero con el suelo alcanza un módulo de 994.2 N

## 2. Cálculo de la máxima fuerza ejercida por la pinza de freno trasera ( $F_{PINZAMAX}$ )

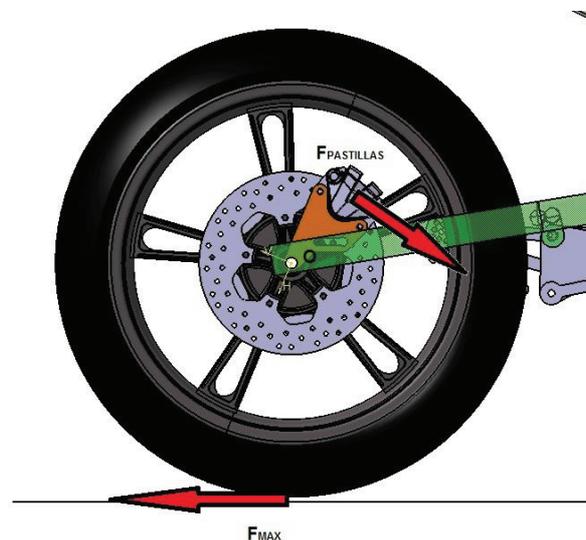
Teniendo en cuenta que las mayores solicitaciones sobre la pinza de freno trasera se producen en el momento en el cual la fuerza de frenado sobre la rueda trasera es máxima,

estamos en disposición de obtener el valor máximo para la fuerza que la pastilla de freno ejerce sobre el disco.

#### HIPÓTESIS

- Se considera la rueda trasera en equilibrio durante la situación de frenada máxima.
- El neumático trasero, llanta trasera, disco de freno y las uniones entre ambos se consideran infinitamente rígidas.
- Se supone que la fuerza que las pastillas ejercen sobre el disco de freno se aplica a una distancia radial igual al radio efectivo del disco, que según lo expuesto en el apartado de diseño preliminar correspondiente es de  $R_{EFECTIVO} = 75 \text{ mm}$ .

Se plantea entonces el diagrama de sólido rígido de la rueda trasera en la situación comentada, y se aplica la 2ª Ley de Newton para obtener el valor de ( $F_{PINZAMAX}$ ):



$$\sum M_{CdG} = 0 \quad \rightarrow \quad F_{MAX} \cdot R_{REAR} - F_{PASTILLAS} \cdot R_{EFECTIVO} = 0$$

$$F_{PASTILLAS} = \frac{R_{REAR}}{R_{EFECTIVO}} \cdot F_{MAX} = 4081.5 \text{ N}$$

Entonces según la 3ª Ley de Newton, la fuerza que sufre el soporte de freno trasero ( $F_{PINZAMAX}$ ) es de módulo igual y sentido opuesto a la fuerza máxima que las pastillas ejercen sobre el disco ( $F_{PASTILLAS}$ ).

### 3. Cálculo de la reacciones en los apoyos

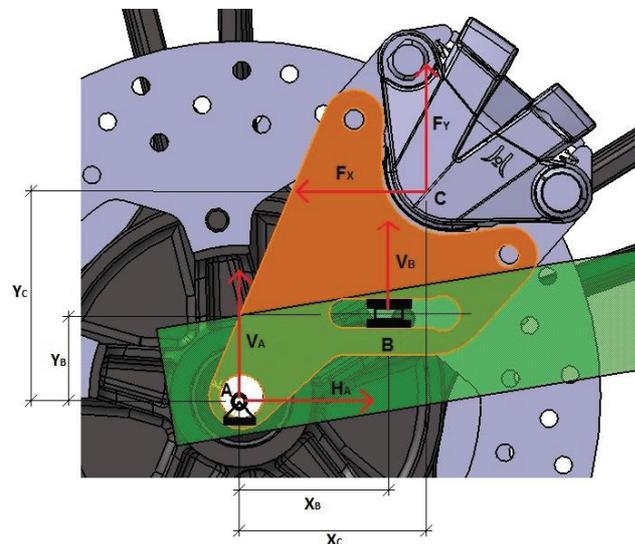
Se procede al cálculo de las reacciones en los apoyos para el soporte de la pinza de freno trasera. No obstante, la magnitud de estas se dejará indicada en función de la distancia horizontal entre el eje de la rueda trasera y el apoyo deslizante del soporte, respaldados por tres motivos:

- No se conoce la geometría final del componente, por lo cual no es posible obtener el módulo final de las reacciones.
- La reacción presente en el apoyo deslizante variará en función de la posición relativa de la rueda y el basculante, pudiendo darse esta variación en un amplio rango. Es importante conocer este rango de variación para el diseño en detalle del basculante y el soporte de la pinza del freno.
- Al tomar como origen de coordenadas el apoyo con el eje de la rueda trasera (apoyo A), todas las magnitudes dimensionales permanecen constantes, menos  $X_B$ .

Además, para simplificar el cálculo, se hacen ciertas interpretaciones que deben ser destacadas:

- El punto de aplicación de la solicitación, C, es el punto medio entre los centros de los agujeros de la unión pinza-disco, y se considera toda la fuerza de frenada ejercida en dicho punto.
- La descomposición de la solicitación a lo largo de los ejes coordenados (descomposición de  $F_{PASTILLAS}$  en  $F_X$  y  $F_Y$ ) se realiza en función de la posición que adopta la pinza respecto al disco utilizando el boceto de soporte propuesto en la ilustración del apartado anterior.

$$\begin{array}{l} \triangleright F_{PASTILLAS} = 4081.5 \text{ N} \end{array} \quad \left| \begin{array}{l} \triangleright F_X = 2651 \text{ N} \\ \triangleright F_Y = 3103.6 \text{ N} \end{array} \right.$$



Aplicando la 2ª Ley de Newton al diagrama del sólido rígido para el soporte en la situación de máxima frenada con el freno trasero, se obtienen los valores para las reacciones en los apoyos:

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \\ \sum F_Y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} H_A - F_X = 0 \\ V_A + V_B + F_Y = 0 \\ V_B \cdot X_B + F_X \cdot Y_C + F_Y \cdot X_C = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} H_A = 2651 \text{ N} \\ V_A = V_B - 3103.6 \text{ (N)} \\ V_B = -\frac{382.75}{X_B} \text{ (N) con } X_B \text{ en (m)} \end{cases}$$



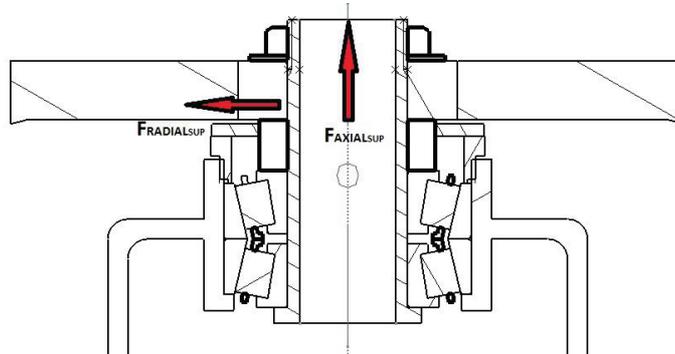
## **ANEXO XVIII. Cálculo resistente de los semiejes de la dirección**

---

### **CÁLCULO RESISTENTE DE LOS SEMIEJES DE LA DIRECCIÓN**



## 1. Cálculo resistente del semieje superior



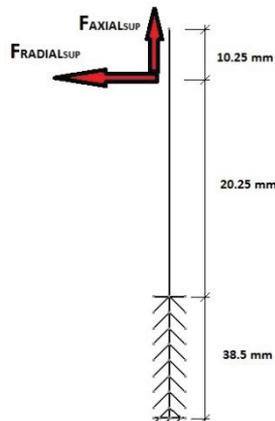
Los semiejes de la dirección se ven sometidos a las sollicitaciones que se calcularon en el Anexo 10, las cuales poseen distintas direcciones, y cuyos efectos se estudiarán por separado. Estas son las que se describen a continuación:

- Una fuerza radial, la cual expondrá al eje a esfuerzos de flexión y cortadura. El módulo de esta sollicitación radial es  $F_{RADIALSUP} = 5182.5 \text{ N}$ .
- Una fuerza axial que tiende a despegar los componentes de la unión (rodamientos, casquillo separador, tija superior), y cuyos efectos serán contrarrestados otorgando una precarga axial al semieje que impida esta situación. El valor de esta sollicitación axial es  $F_{AXIALSUP} = 2292.7 \text{ N}$

Se supondrá que ambas fuerzas se ejercen en el mismo instante de tiempo, lo que corresponde a una situación de frenada máxima durante una curva rápida. Obviamente, esta situación es imposible de alcanzar durante el funcionamiento del vehículo, pero suponerlo así nos permitirá diseñar del lado de la seguridad.

Además, en principio se ensayará el eje con un espesor estimado de 3 mm, y tras observar los resultados del cálculo se barajará la posibilidad de reducir el espesor.

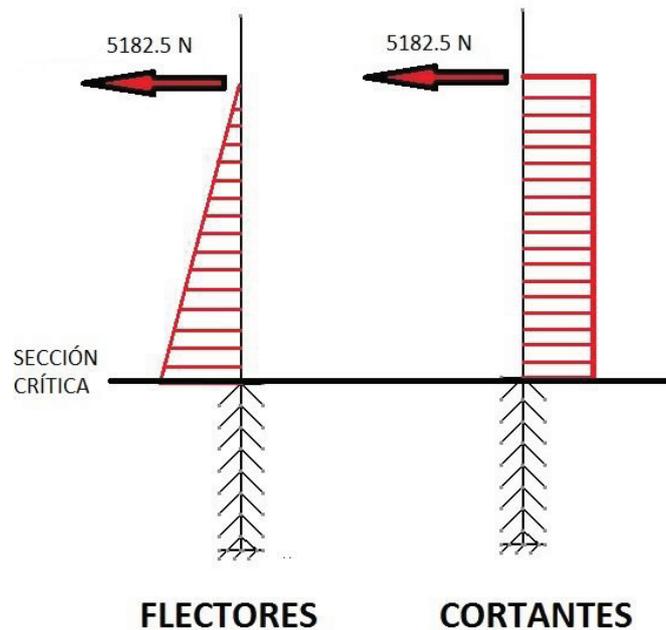
### 1.1. Tensiones debidas a $F_{RADIALSUP}$



## HIPÓTESIS

- El semieje está perfectamente apoyado en el paquete de rodamientos, y además consideramos estos infinitamente rígidos. Por este motivo, aceptaremos que el eje se encuentra empotrado en los rodamientos. Esto dista mucho de ser cierto, pero a efectos de flexión es una hipótesis acertada.
- Suponemos que  $F_{RADIAL\ SUP}$  está ejercida en el punto medio de la superficie de apoyo entre el semieje y las tijas.
- Se asume la hipótesis de Navier-Euler-Bernouilli.

Así, trabajando con el modelo que ilustra la figura y asumiendo las hipótesis comentadas, se plantean los diagramas de esfuerzos flectores y cortantes.



### FLEXIÓN

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_f \cdot d/2}{I} \quad \text{con} \quad \begin{cases} M_f = \text{Momento flector en la sección crítica} = 104.9 \text{ Nm} \\ d/2 = \text{distancia de la fibra más alejada a la fibra neutra} = 0.015 \text{ m} \\ I = \text{momento de inercia de la sección crítica} = 2.347 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \end{cases}$$

Entonces, según la ecuación de Bernouilli, el módulo de la máxima tensión que se produce en la sección crítica debida al momento flector es  $\sigma_{MAX} = 67.04 \text{ MPa}$ , que serán de tensión para un punto y de compresión para otra, según nos indica la resistencia de materiales.

### CORTADURA

$$\tau_{MAX} = \frac{2 \cdot V}{A} \quad \text{con} \quad \begin{cases} V = \text{Módulo del esfuerzo cortante en la sección a estudio} = 5182.5 \text{ N} \\ A = \text{Área de la sección transversal a estudio} = 2.545 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{cases}$$

Según la ecuación anterior, válida para el estudio de tensiones tangenciales máximas en secciones tubulares<sup>[2]</sup>, el valor máximo para esta en la sección crítica es  $\tau_{MAX}=40.73$  MPa. En realidad, esta tensión máxima no se produce en el mismo punto de la sección para el cual se ha calculado la tensión debida a flexión, pero considerar que esto es así nos permite añadir seguridad al cálculo.

## 1.2. Tensiones debidas a $F_{AXIALSUP}$

Tal y como se ha comentado anteriormente, la existencia de la sollicitación  $F_{AXIALSUP}$  hace necesario dotar al semieje de una precarga axial ( $F_i$ ), la cual se origina dotando a la tuerca de un par torsor determinado, y que impide que las tijas, casquillos, rodamientos y bastidor se separen en cualquier condición de servicio.

Para obtener la magnitud de esta precarga, se obtienen las expresiones analíticas para el reparto de fuerzas entre el semieje y el resto de componentes<sup>[3]</sup>, y posteriormente se imponen las condiciones en las cuales los componentes de la unión se despegan:

- $F_{SEMIEJE} = F_i + \frac{k_{SEMIEJE}}{k_{SEMIEJE}+k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP}$
- $F_{PLACAS} = F_i + \frac{k_{PLACAS}}{k_{SEMIEJE}+k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP}$

Donde cada uno de los términos tiene el siguiente significado:

- $F_{SEMIEJE}$  = Fuerza resultante sobre el semieje
- $F_{PLACAS}$  = Fuerza resultante sobre las placas
- $F_i$  = Precarga de la que se dota al semieje
- $k_{SEMIEJE}$  = Rigidez longitudinal del semieje =  $\frac{A_{SEMIEJE} \cdot E_{SEMIEJE}}{L}$
- $k_{PLACAS}$  = Rigides total de las placas a unir

### HIPÓTESIS

- El semieje está fabricado en acero F-111, con los cual  $E_{SEMIEJE}=210$  GPa y  $\sigma_{FLUENCIA}=195$  MPa
- Tanto el casquillo separador como la tija superior están fabricados en aluminio, y por tanto  $E_{CASQUILLO} = E_{TIJA} = 70$  GPa
- Los rodamientos se suponen infinitamente rígidos ( $k_{RODAMIENTO} = \infty$ ).
- Se supone que el área de las placas afectada por la precarga del semieje es una corona circular de  $d_i = d_{SEMIEJE}$  y  $d_{ext} = 3d_{SEMIEJE}$ <sup>[4]</sup>.

Asumiendo las hipótesis, se obtienen los valores que aparecen en las expresiones anteriores:

- $k_{SEMIEJE} = \frac{A_{SEMIEJE} \cdot E_{SEMIEJE}}{L} = \frac{2.545 \cdot 10^{-4} \cdot 210 \cdot 10^6}{0.06225} = 858.6$  kN/m
- $\frac{1}{k_{PLACAS}} = \frac{1}{k_{TIJA}} + \frac{1}{k_{CASQUILLO}} + \frac{1}{k_{RODAMIENTOS}} \rightarrow k_{PLACAS} = 14246.5$  kN/m
  - $k_{TIJA} = \frac{2\pi d_{SEMIEJE}^2 \cdot E_{TIJA}}{L_{TIJA}} = 26389378$  N/m

- $k_{TIJA} = \frac{2\pi d_{SEMIEJE}^2 \cdot E_{CASQUILLO}}{L_{CASQUILLO}} = 31046327 \text{ N/m}$
- $k_{RODAMIENTOS} = \infty$

Y finalmente, las ecuaciones para el reparto de la carga entre el semieje y los componentes a unir quedan como:

- $F_{SEMIEJE} = F_i + \frac{k_{SEMIEJE}}{k_{SEMIEJE} + k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP} = F_i + 130.3 \text{ N}$
- $F_{PLACAS} = F_i + \frac{k_{PLACAS}}{k_{SEMIEJE} + k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP} = -F_i + 2162.4 \text{ N}$

En el momento en el cual las placas se despegan debido a la acción de  $F_{AXIALSUP}$ , se cumple que  $F_{PLACAS} = 0$ , y  $F_{SEMIEJE_{MAX}} = F_i + F_{AXIALSUP}$ . Se puede obtener entonces la mínima precarga de la que se puede dotar el semieje para que esto no ocurra ( $F_i$ ), y la fuerza de tracción a la que se ve sometido este en la citada situación ( $F_{SEMIEJE_{MAX}}$ )

- $F_i = 2162.4 \text{ N}$
- $F_{SEMIEJE_{MAX}} = 4455.1 \text{ N}$

Estamos entonces en disposición de obtener la tensión de compresión que origina la existencia de  $F_{AXIALSUP}$ , que es debida a ella misma más la precarga que obliga a dar al semieje:

$$\sigma_{MAX} = \frac{F_{SEMIEJE_{MAX}}}{A_{SEMIEJE}} = 17.51 \text{ MPa}$$

### 1.3. Dimensionamiento del semieje superior

En último lugar, al tener en la sección crítica tensiones normales y tangenciales combinadas, se aplica el criterio de Von Mises para poder compararla con la tensión de fluencia del material. Destacar que en la sección crítica la máxima tensión normal será la suma de la máxima tensión debida a flexión (que como se ha aclarado es de compresión en una de las zonas del eje) y la máxima tensión debida a la existencia de las sollicitaciones axiales:

- $\sigma_{ep} = \sqrt{(\sigma_{FLEXIÓN} + \sigma_{TENSIÓN})^2 + 3\tau_{MAX}^2} = 110.1 \text{ MPa}$
- $\sigma_{fluencia}(F - 111) = 195 \text{ MPa}$

Se aprecia entonces que con un espesor para el semieje de 3 mm, se obtiene un coeficiente de seguridad de 1.77 ( $C.S.(3mm) = 1.77$ ). No obstante, se considera que al haber mayorado las sollicitaciones con un coeficiente de 1.5, se puede lograr un diseño más eficiente disminuyendo el espesor del componente. Si se repite el proceso de cálculo para un espesor de 2 mm, y manteniendo el material y geometría del mismo, se obtienen los siguientes resultados:

- $\sigma_{MAX_{FLEXION}} = 71.3 \text{ MPa}$
- $\tau_{MAX} = 58.9 \text{ MPa}$
- $\sigma_{TENSIÓN} = 25.5 \text{ MPa}$
- $\sigma_{ep} = 140.6 \text{ MPa}$

Ensayando el semieje superior con un espesor de 2 mm, se obtiene una tensión máxima equivalente según el criterio de Von Mises de 140.6 MPa, y conservamos un coeficiente de seguridad de 1.39 ( $C.S.(2mm) = 1.3$ ), lo cual parece más que suficiente.

Se concluye que el semieje superior será fabricado con un espesor de 2 mm.

## 2. Cálculo resistente del semieje inferior

Al igual que sucede con el semieje superior, en el semieje inferior se dan sollicitaciones de distinta dirección, cuyos efectos se calcularán separadamente, y se sumarán los esfuerzos que estas originan apoyándonos en el principio de superposición. Las citadas sollicitaciones son las que se calcularon en el Anexo 10, y exponen a continuación:

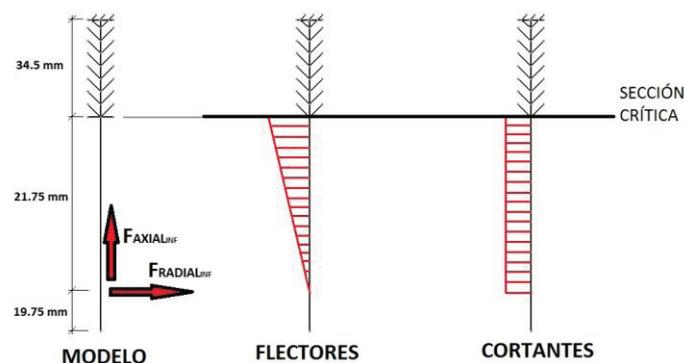
- Una fuerza de sentido radial, la cual originará en el componente esfuerzos de flexión y cortadura. El módulo de la citada sollicitación es  $F_{RADIAL_{SUP}} = 5859$  N
- Una fuerza axial, que tiende a comprimir los componentes presentes en la unión, y que puede llegar a separarlos. Para evitar esta situación, se dota al semieje se una precarga axial. El módulo para esta sollicitación es de  $F_{AXIAL_{SUP}} = 2292.7$  N

Entonces, y por los motivos anteriormente expuestos, se calcularán separadamente los esfuerzos que originan la existencia de  $F_{RADIAL_{SUP}}$  y  $F_{AXIAL_{SUP}}$ . Además, se comenzará el cálculo suponiendo un espesor de 3 mm para el semieje, y posteriormente se repetirá el proceso para ver si las condiciones de seguridad permitieran reducir el espesor del mismo.

### 2.1. Tensiones debidas a $F_{RADIAL_{SUP}}$

#### HIPÓTESIS

- El semieje está perfectamente apoyado en el paquete de rodamientos, y además consideramos estos infinitamente rígidos. Por este motivo, aceptaremos que el eje se encuentra empotrado en los rodamientos.
- Suponemos que  $F_{RADIAL_{INF}}$  está ejercida en el punto medio de la superficie de apoyo entre el semieje y las tijas.
- Se asume la hipótesis de Navier-Euler-Bernoulli.



Aceptando el modelo que ilustra la figura anterior y las hipótesis propuestas, se obtiene los diagramas de esfuerzos flectores y cortantes para el semieje inferior.

### FLEXIÓN

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_f \cdot d/2}{I} \quad \text{con} \quad \begin{cases} M_f = \text{Momento flector en la sección crítica} = 127.4 \text{ Nm} \\ d/2 = \text{distancia de la fibra más alejada a la fibra neutra} = 0.015 \text{ m} \\ I = \text{momento de inercia de la sección crítica} = 2.347 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \end{cases}$$

Se obtiene una tensión máxima en la sección crítica de  $\sigma_{MAX} = 81.41 \text{ MPa}$ , que como ocurría con el semieje posterior, tiene carácter compresivo en una parte del componente y de tracción en la parte opuesta.

### CORTADURA

$$\tau_{MAX} = \frac{2 \cdot V}{A} \quad \text{con} \quad \begin{cases} V = \text{Módulo del esfuerzo cortante en la sección a estudio} = 5859 \text{ N} \\ A = \text{Área de la sección transversal a estudio} = 2.545 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{cases}$$

Según la ecuación anterior<sup>[2]</sup>, la tensión tangencial máxima en la sección crítica es  $\tau_{MAX} = 46.04 \text{ MPa}$ . De nuevo comentar que la tensión tangencial de este valor no se produce en el mismo punto de la sección en el cual se calculó la tensión normal máxima debida a la compresión, pero el suponerlo así nos permite añadir seguridad en el cálculo del componente.

## 2.2. Tensión debida a $F_{AXIALSUP}$

Al igual que ocurría con el componente anterior, la existencia de la sollicitación  $F_{AXIALSUP}$  nos obliga a dotar al semieje inferior de una precarga ( $F_i$ ) que evite que los componentes a unir se separen en cualquiera de las condiciones de uso del prototipo. Esta precarga se conseguirá aplicando un par torsor a la tuerca del semieje.

Primeramente se obtienen las expresiones analíticas que arrojan en reparto de fuerzas entre los distintos componentes de la unión<sup>[3]</sup>:

- $F_{SEMIEJE} = F_i + \frac{k_{SEMIEJE}}{k_{SEMIEJE} + k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP}$
- $F_{PLACAS} = F_i + \frac{k_{PLACAS}}{k_{SEMIEJE} + k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP}$

Donde, si se asumen las mismas hipótesis que las que se realizaron para el semieje superior, se tiene:

- $k_{SEMIEJE} = \frac{A_{SEMIEJE} \cdot E_{SEMIEJE}}{L} = \frac{2.545 \cdot 10^{-4} \cdot 210 \cdot 10^6}{0.06525} = 819.1 \text{ kN/m}$
- $1/k_{PLACAS} = 1/k_{TIJA} + 1/k_{CASQUILLO} + 1/k_{RODAMIENTOS} \rightarrow k_{PLACAS} = 12872.9 \text{ kN/m}$ 
  - $k_{TIJA} = \frac{2\pi d_{SEMIEJE}^2 \cdot E_{TIJA}}{L_{TIJA}} = 21991148 \text{ N/m}$
  - $k_{TIJA} = \frac{2\pi d_{SEMIEJE}^2 \cdot E_{CASQUILLO}}{L_{CASQUILLO}} = 31046327 \text{ N/m}$
  - $k_{RODAMIENTOS} = \infty$

Entonces las ecuaciones para el reparto de fuerzas en la unión quedan como:

- $F_{SEMIEJE} = F_i + \frac{k_{SEMIEJE}}{k_{SEMIEJE} + k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP} = F_i + 137.2N$
- $F_{PLACAS} = F_i + \frac{k_{PLACAS}}{k_{SEMIEJE} + k_{PLACAS}} \cdot F_{AXIALSUP} = -F_i + 2155.5 N$

Como se ha venido comentando, se quiere dotar al eje de una precarga ( $F_i$ ) tal que impida que las placas lleguen a separarse. En el instante en el cual esto comienza a suceder se cumple que  $F_{PLACAS} = 0$  y  $F_{SEMIEJE_{MAX}} = F_i + F_{AXIALSUP}$ :

- $F_i = 2155.5 N$
- $F_{SEMIEJE_{MAX}} = 4448.2 N$ .

Y por último estamos en condiciones de calcular la tensión de tracción que esto origina en la sección crítica. Destacar que esta tensión posee el mismo valor para todas las secciones normales del componente:

$$\sigma_{MAX} = \frac{F_{SEMIEJE_{MAX}}}{A_{SEMIEJE}} = 17.48 MPa$$

### 2.3. Dimensionamiento del semieje inferior

Se obtiene la tensión equivalente para el punto más solicitado de la sección crítica según el criterio de Von Misses. Como ocurría anteriormente, este punto es aquel en el cual la flexión está causando tensiones normales de tracción, ya que a estas se suman las tensiones de tracción que crea la existencia de solicitaciones axiales y la precarga calculada:

- $\sigma_{ep} = \sqrt{(\sigma_{FLEXIÓN} + \sigma_{TENSIÓN})^2 + 3\tau_{MAX}^2} = 127.04 MPa$
- $\sigma_{fluencia}(F - 111) = 195 MPa$

Con un espesor de 3 mm se obtiene un coeficiente de seguridad de 1.54 (C.S.(2mm) = 1.54). La repetición del cálculo con un espesor de 2 mm arroja los siguientes resultados:

- $\sigma_{MAX FLEXION} = 110.3 MPa$
- $\tau_{MAX} = 66.6 MPa$
- $\sigma_{TENSIÓN} = 25.5 MPa$
- $\sigma_{eq} = 178 MPa$

Así, obteniendo un coeficiente de seguridad de 1.09 (C.S.(2mm) = 1.09), se decidió no llevar a cabo la reducción de espesor propuesta, ya que el semieje de la dirección es un componente estructural importante y la gravedad de su fallo es importante.



## **ANEXO XIX. Cálculo resistente de la unión basculante-freno trasero**

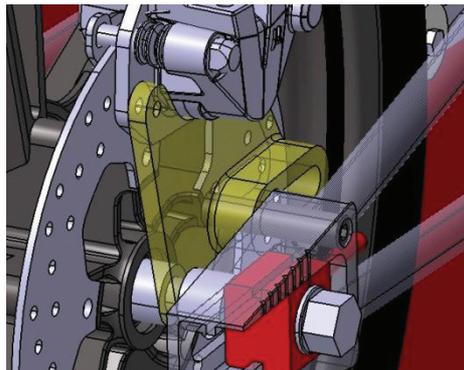
---

### **CALCULO RESISTENTE DE LA UNIÓN BASCULANTE-FRENO TRASERO**



Tal y como se indica en el desarrollo de la memoria del proyecto, el cálculo resistente de la unión entre el basculante y la pinza de freno trasera consta del dimensionamiento de dos componentes:

- Cálculo del soporte de la pinza de freno trasera, el cuál es realizado por el calculista del proyecto apoyándose en software de cálculo numérico.
- Cálculo del apoyo deslizante del soporte, el cual se realiza mediante técnicas analíticas clásicas de la resistencia de materiales, y se desarrolla en el presente Anexo.



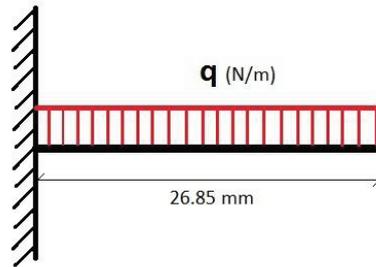
## 1. Dimensionamiento del apoyo deslizante

Para el dimensionamiento del apoyo que va integrado en el basculante, se plantean una serie de hipótesis y condiciones de diseño:

### HIPÓTESIS

- El elemento que se aloja en el basculante, y sobre el cuál desliza el soporte de la pinza de freno es un espárrago DIN 913, y el objetivo de este estudio es el de decidir el diámetro y el material del cual está fabricado el mismo.
- A efectos del cálculo resistente, se considera el espárrago empotrado en el cuerpo que conforma el extremo del basculante.
- Se supone que el espárrago cumple la hipótesis de Navier-Euler-Bernouilli.
- Se considera el valor de la sección del espárrago como si no existiese rosca. En realidad esto nunca se cumplirá, ya que ninguna sección normal el eje contiene dos fondos de rosca, pero esto nos permite diseñar del lado de la seguridad.
- Se supone el soporte de la pinza del freno infinitamente rígido, con lo cual la carga que recibe el espárrago puede considerarse una carga uniformemente distribuida, y cuyo valor total es el que se calculó para el apoyo deslizante.

### 1.1. Modelo para el cálculo



Una vez se conoce el margen de regulación de la batalla debido al cambio de longitud de la cadena, es posible conocer el intervalo de variación de la reacción en el apoyo deslizando ( $V_B$ ), utilizando la expresión que se obtuvo en el Anexo 17. ( $V_B = -\frac{382.75}{x_B} (N)$  con  $x_B$  en (m))

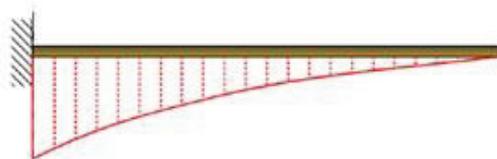
Así, según las condiciones geométricas impuestas por la forma del soporte de la pinza del freno, se conoce que:

- $x_B = [37.18mm, 77.18mm]$
- $V_B = [4959 N, 10295 N]$

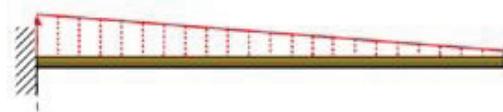
Para dimensionar el espárrago en la condición de funcionamiento más desfavorable, supondremos que el máximo valor del intervalo de variación de  $V_B$  se reparte uniformemente a lo largo de toda la longitud en vuelo del apoyo. Se calcula entonces la magnitud de la carga distribuida  $q$ :

$$q = \frac{V_B}{L} = 383.41 \text{ kN/m}$$

### 1.2. Cálculo de solicitaciones para la sección crítica



FLECTORES



CORTANTES

Aplicando las expresiones de la resistencia de materiales, se obtiene el momento flector ( $M_f$ ) y el esfuerzo cortante ( $V$ ) en la sección crítica, que es la sección de empotramiento en el basculante:

- $M_f = -\frac{ql^2}{2} = 138.2 \text{ Nm}$
- $V = ql = 10294.5 \text{ N}$

### 1.3. Sección equivalente en función del diámetro

Se concibe una expresión analítica que arroja la tensión equivalente de Von Mises en la sección crítica en función del diámetro del espárrago:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{FLEX}^2 + 3\tau_{CORT}^2}$$

- $\sigma_{FLEX} = \frac{M_f \cdot d/2}{I} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi d^3} = \frac{1352.7}{d^3}$
- $\tau_{CORT} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{16}{3\pi} \cdot \frac{V}{d^2} = \frac{17476.5}{d^2}$  [2]

$$\sigma_{eq}(d) = \sqrt{\left(\frac{1352.7}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{17476.5}{d^2}\right)^2}$$

Y apoyándonos en la citada ecuación, se muestra una tabla en la cual se recogen las tensiones equivalentes para algunas de las métricas que podrían resultar aptas para la aplicación:

MÉTRICA	DIÁMETRO (d) (mm)	$\sigma_{eq}$ (MPa)
<b>M6</b>	0.004917	11401
<b>M8</b>	0.006647	4622
<b>M10</b>	0.008376	2315
<b>M12</b>	0.010106	1321
<b>M14</b>	0.011835	825

### 1.4. Selección del espárrago para el apoyo deslizante

Una vez se ha consultado el catálogo de componentes estándar, se decide emplear un espárrago DIN 913 de rosca métrica M14 y calidad 10.9, el cuál posee una tensión de fluencia mínima de 940 MPa.

Así, comparándolo con los resultados recogidos en la tabla del apartado anterior, conservaremos un coeficiente de seguridad para el componente de 1.14 (C.S. = 1.14).

Sería posible obtener un margen de seguridad más amplio utilizando una calidad más elevada en el espárrago, pero este presentaría una elevada fragilidad, y esto no es recomendable en la aplicación en la cual va a ser usado, ya que la violencia con la cual se ejercen las cargas puede ser notable.



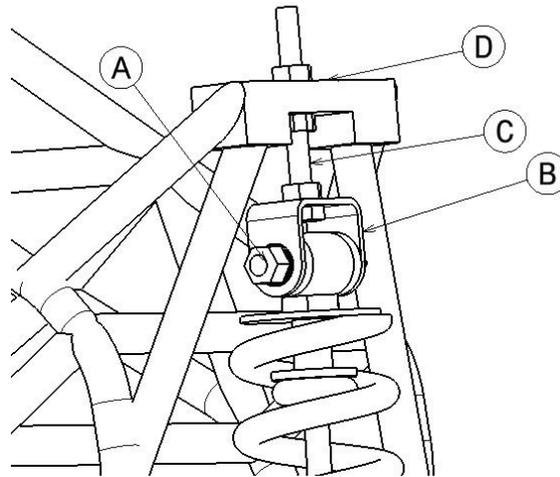
## **ANEXO XX. Cálculo resistente de la unión amortiguador- bastidor**

---

### **CÁLCULO RESISTENTE DE LA UNIÓN AMORTIGUADOR- BASTIDOR**



En el presente anexo se muestra en cálculo resistente de la unión amortiguador-bastidor, y que consta del análisis de los siguientes componentes:



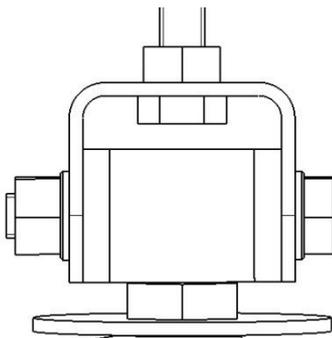
- A) Eje de unión amortiguador – U-Amortiguador
- B) U-Amortiguador.
- C) Tornillo de regulación de la altura U-Amortiguador
- D) Roscado del alojamiento del tornillo de regulación de la altura U-Amortiguador
- E)

## 1. Eje amortiguador-U-amortiguador\_\_\_\_\_

### 1.1. Solicitaciones en el eje amortiguador-U-amortiguador\_\_\_\_\_

- El eje sufre una fuerza en sentido radial de módulo variable y dirección variable, que depende del grado de compresión del amortiguador y de la posición del mismo.  
 Aplicando la metodología para la traslación de cargas que se muestra en el Anexo 10, se obtiene que el módulo de la fuerza máxima que sufre la articulación amortiguador-bastidor es de  $F_A = 5917 N$
- No existen solicitaciones en sentido axial, al considerar para el cálculo infinitamente rígidos los componentes del sistema de suspensión.

### 1.2. Análisis de esfuerzos\_\_\_\_\_



El diámetro mínimo para el eje fue calculado en el Anexo 14, suponiendo que este trabajaba exclusivamente a cortadura.

Para asegurar la validez de esta hipótesis se ha intentado minimizar la anchura de las arandelas de nylon separadoras, haciendo que el eje quede relativamente bien apoyado en los componentes a unir.

El diámetro mínimo que se obtuvo resultante del cálculo fue de 5.78 mm si se construye con un acero F-125, pero por motivos dimensionales se incorporará un eje de 10 mm de diámetro. Se calculará entonces el coeficiente de seguridad que muestra el componente diseñado para la articulación:

#### HIPÓTESIS

- El eje está fabricado con un acero para ejes F-125, que posee un límite de fluencia de  $\sigma_e(F-125) = 780 \text{ MPa}$ .
- El eje se encuentra bien apoyado en los componentes a unir, por lo que se puede asumir que trabaja a cortadura pura.
- El dimensionamiento se hace según el criterio de Von-Mises para tensiones cortantes puras, que se refleja en la ecuación adjunta:

$$\frac{\tau_{MAX}}{C.S.} \geq \tau_F = \frac{F}{S} \quad \text{con} \quad \tau_{MAX} = 0.577 \cdot \sigma_e$$

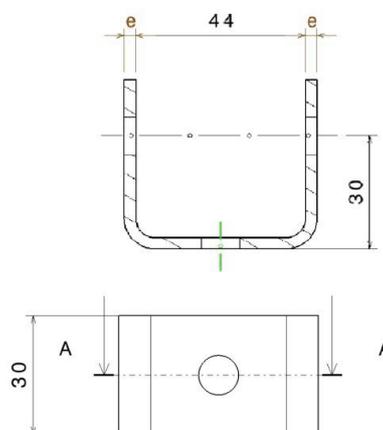
Así, introduciendo los datos conocidos en la ecuación anterior, se puede obtener un valor para el coeficiente de seguridad:

- $\tau_{MAX} = 0.577 \cdot \sigma_e = 450.06 \text{ MPa}$
- $\tau_F = \frac{F}{S} = 75.3 \text{ MPa}$
- $C.S. = \tau_{MAX} / \tau_F = 5.98$

Finalmente se concluye que empleando un eje de 10 mm de diámetro fabricado con acero F-125 se obtiene un coeficiente de seguridad de 5.98 en el cálculo resistente del componente en cuestión.

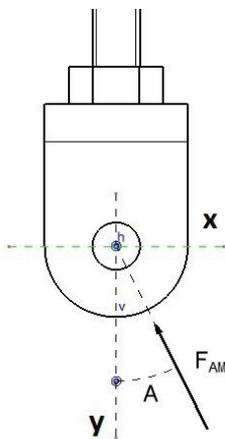
## 2. U-amortiguador

Para el dimensionamiento del componente que une el eje del amortiguador con el tornillo regulador de altura se fijarán una serie de decisiones en el cálculo, y se obtendrá su estado tensional en función del espesor de la chapa con la cuál será construido. Para ello se crea el siguiente modelo:



- Se establece una geometría que tiene en cuenta las consideraciones como la ergonomía de la unión o la minimización de la longitud del eje de unión. El único parámetro libre en la geometría es el espesor de la chapa.
- El componente se fabricará con acero F-111, el cuál posee una tensión de fluencia de  $\sigma_f(F - 111) = 195 \text{ MPa}$ , un módulo elástico de  $E(F - 111) = 210 \text{ GPa}$ , y el cuál es isótropo.
- Se pretende conservar un coeficiente de seguridad para mayorar las tensiones de servicio de al menos 1.2 ( $C.S. = 1.2$ ) para todos de los modos de fallo estudiados.

## 2.1. Solicitaciones en U-amortiguador



El componente denominado como U-amortiguador soportará la misma fuerza que el eje que la une con el amortiguador, tal y como nos indica la 3<sup>o</sup> Ley de Newton.

No obstante, en este caso si que es necesario descomponer la fuerza en los ejes cartesianos, como se verá más adelante en el análisis resistente.

De los resultados de la traslación de fuerzas desde los puntos de aplicación al resto de la estructura resistente (Anexo 10), se tiene que las sollicitaciones máximas en cada uno de los ejes coordenados son:

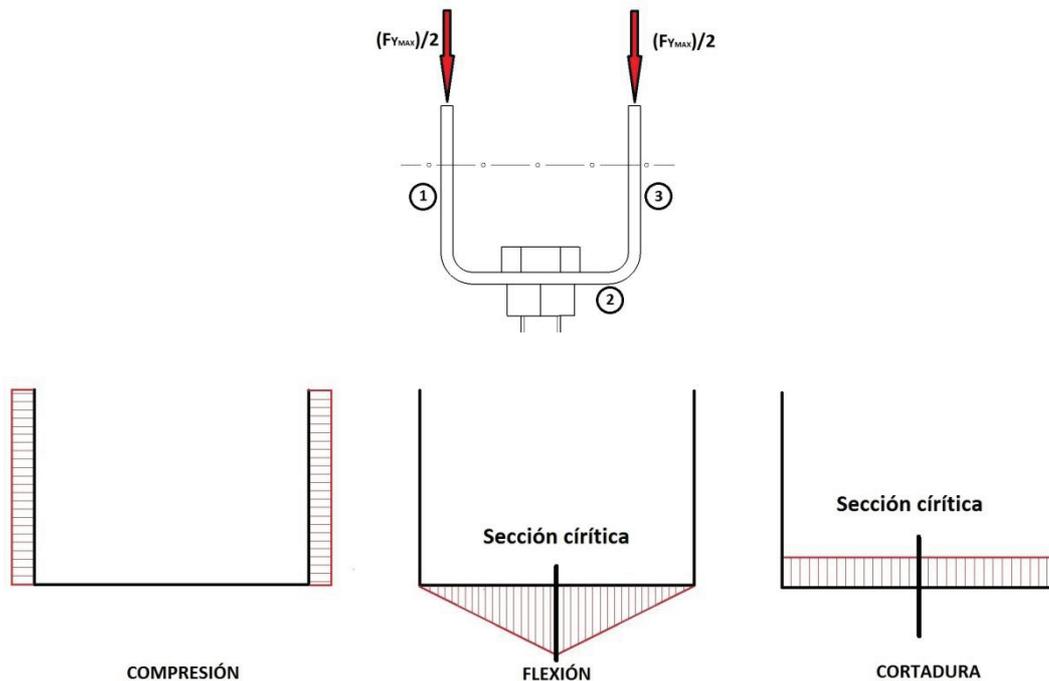
- $F_{X_{MAX}} = 235 \text{ N}$
- $F_{Y_{MAX}} = 5917 \text{ N}$

Es importante resaltar que  $F_{X_{MAX}}$  y  $F_{Y_{MAX}}$  no se darán a la vez en el tiempo, sino que corresponden a la sollicitación máxima en cada uno de los ejes coordenados de entre todas las posiciones de compresión del amortiguador.

El motivo de emplear estas para el calculo es que cada una de ellas somete al componente a esfuerzos de distinto tipo, y si sólo se realizase el estudio con la fuerza resultante máxima podría ocurrir el fallo en situaciones en las cuales esta fuerza resultante no fuera de módulo máximo.

## 2.2. Análisis de esfuerzos creados por $F_{Y_{MAX}}$

Se muestra a continuación los esfuerzos de compresión, flexión y cortadura que sufre el componente a estudio debido a las sollicitaciones con dirección Y.



### 2.2.1. Estudio de los esfuerzos de compresión\_\_\_\_\_

Tal y como se aprecia en los diagramas de esfuerzo anteriores, hay partes de la pieza que trabajan a compresión. Para su cálculo se tendrán en cuenta dos modos de fallo, el de pandeo y el de deformación plástica por compresión, y para ello se obtendrán los espesores para los cuales se produce en tipo de fallo en cuestión

- **FALLO POR PANDEO**

Consultando bibliografía correspondiente al cálculo analítico por pandeo<sup>[5]</sup>, se propone calcularla esbeltez relativa ( $l/k$ ) de la parte del componente que trabaja a compresión y compararla con el parámetro adimensional conocido como esbeltez de Euler ( $(l/k)_1$ ). La comparación nos indicará la ecuación a utilizar para el calculo de la carga crítica a pandeo ( $P_{cr}$ ), que es aquella fuerza compresiva para la cual el elemento a estudio falla por pandeo.

- $(l/k) = \frac{0.03}{e/\sqrt{12}} = \frac{0.139}{e}$ 
  - $l =$  longitud de la columna a estudio
  - $k =$  radio de inercia de la sección transversal  $= \sqrt{\frac{e^2}{12}} = \frac{e}{\sqrt{12}}$
- $(l/k)_1 = \left(\frac{2\pi^2 CE}{\sigma_f}\right)^{1/2} = 145.8$ 
  - $C =$  Cte. de condición de apoyo en los extremos  $= 1$
  - $E =$  Módulo de elasticidad del material  $= 210 \text{ GPa}$
  - $\sigma_f =$  Tensión de fluencia del material  $= 195 \text{ MPa}$

Para los valores de esbeltez relativa menores que la esbeltez de Euler puede aplicarse la fórmula para la columna larga de Euler, mientras que para los que sean superiores deberá utilizarse la fórmula para columnas intermedias de Johnson. Se obtiene entonces los valores del espesor  $e$  para los cuales puede utilizarse la expresión de Euler.

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 < \left(\frac{l}{k}\right) \rightarrow 145.8 < \frac{0.1039}{e} \rightarrow e < 0.713 \text{ mm}$$

A la vista del valor del espesor  $e$ , es muy probable que tengamos que emplear la expresión para columnas intermedias de Johnson. Se obtiene así la tensión de compresión crítica en función del espesor de la chapa.

- $\frac{P_{cr}}{A} = \sigma_f - \left(\frac{\sigma_f l}{2\pi k}\right)^2 \frac{1}{CE} = 195 \cdot 10^6 \cdot e - \frac{49.54}{e^2}$

Así, se sabe que la columna no falla por pandeo cuando la tensión de compresión que origina la fuerza  $F_{Y_{MAX}}/2$  sea menor que la tensión de compresión crítica calculada. Se plantea el intervalo de espesores para el cuál no se produce el fallo, utilizando el coeficiente de seguridad propuesto para el cálculo:

$$\frac{F_{Y_{MAX}}/2}{A} \cdot C.S. < \frac{P_{cr}}{A} \rightarrow -\frac{49.54}{e^2} + 5.85 \cdot 10^6 \cdot e - 3550.2 < 0$$

- **FALLO POR COMPRESIÓN**

De los resultados que se obtienen en un ensayo de tracción, se sabe que el componente fallará por deformación plástica a compresión cuando  $\sigma_{COMP} \geq \frac{\sigma_f}{C.S.}$ . Se plantea entonces el intervalo de espesor para el cual el componente aguanta las sollicitaciones calculadas:

$$\frac{F_{Y_{MAX}}/2}{A} < \frac{\sigma_f}{C.S.} \rightarrow e > 0.607 \text{ mm}$$

## 2.2.2. Estudio de los esfuerzos de flexión y cortadura \_\_\_\_\_

Se estudiará el estado tensional de la sección indicada como sección crítica en los diagramas de esfuerzos flectores y cortantes. Para ello se expresará la tensión equivalente de Von Mises en función del espesor  $e$  de la chapa.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{FLEX}^2 + 3\tau_{MAX}^2}$$

- $\sigma_{FLEX} = \frac{M_f \cdot y}{I} = \frac{13018}{e^2} + \frac{295850}{e}$ 
  - $M_f =$  Momento flector en la sección crítica =  $(F_{Y_{MAX}}/2) \cdot (0.022 + e)$
  - $y =$  Distancia a la fibra más alejada =  $e/2$
  - $I =$  Inercia de la sección transversal =  $\frac{0.03 \cdot e^3}{12}$
- $\tau_{MAX} = \frac{3V}{2A} = \frac{147925}{e}$  [2]
  - $V =$  Esfuerzo cortante máximo en la sección crítica = 2958.5 N
  - $A =$  Área de la sección crítica =  $0.03 \cdot e$

Así, la tensión equivalente de Von Mises para la sección crítica en función del espesor viene dada por la expresión:

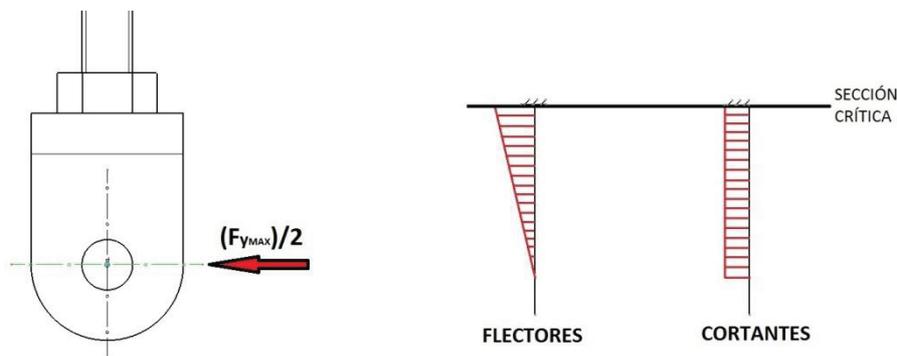
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{13018}{e^2} + \frac{295850}{e}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{147925}{e}\right)^2}$$

Y finalmente se plantean los intervalos para el espesor  $e$  de la chapa para los cuales el componente no falla por deformación plástica debida a la flexión:

$$\sigma_{eq} < \frac{\sigma_f}{C.S.} \quad \rightarrow \quad \sqrt{\left(\frac{13018}{e^2} + \frac{295850}{e}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{147925}{e}\right)^2} < 165 \cdot 10^6$$

### 2.3. Análisis de esfuerzos creados por $F_{X_{MAX}}$

Se muestra a continuación los esfuerzos de flexión y cortadura que sufre el componente a estudio debido a las sollicitaciones con dirección X.



#### 2.3.1. Estudio de los esfuerzos de flexión y cortadura

Tal y como se procedió en el apartado anterior, se calculará la tensión equivalente de Von Mises en función del espesor  $e$  de la chapa.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{FLEX}^2 + 3\tau_{MAX}^2}$$

- $\sigma_{FLEX} = \frac{M_f \cdot y}{I} = \frac{23500}{e}$ 
  - $M_f =$  Momento flector en la sección crítica =  $(F_{X_{MAX}}/2) \cdot 0.03 = 3.525 \text{ Nm}$
  - $y =$  Distancia a la fibra más alejada =  $0.015 \text{ mm}$
  - $I =$  Inercia de la sección transversal =  $\frac{0.03^3 \cdot e}{12}$
- $\tau_{MAX} = \frac{3V}{2A} = \frac{5875}{e} \text{ [2]}$ 
  - $V =$  Esfuerzo cortante máximo en la sección crítica =  $117.5 \text{ N}$
  - $A =$  Área de la sección crítica =  $0.03 \cdot e$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{23500}{e}\right)^2 + 3 \left(\frac{5875}{e}\right)^2}$$

Se plantean entonces la condición matemática para que el componente no falle por deformación plástica debida a la flexión:

$$\sigma_{eq} < \frac{\sigma_f}{C.S.} \quad \rightarrow \quad \sqrt{\left(\frac{23500}{e}\right)^2 + 3\left(\frac{5875}{e}\right)^2} < 165 \cdot 10^6$$

#### B.4. Elección del espesor de la chapa \_\_\_\_\_

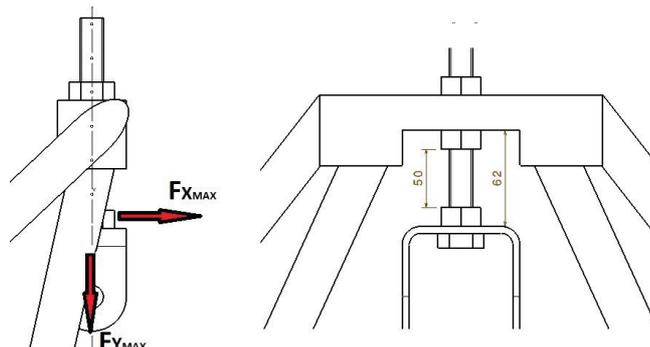
Para escoger el espesor de la chapa se presenta en la siguiente tabla una serie de valores propuestos para este parámetro, y se comprueba si cumplen las condiciones matemáticas obtenidas durante el cálculo resistente. Se escogerá primer valor de espesor que cumpla todas las condiciones simultáneamente.

Espesor de la chapa (e)	Condición de PANDEO	Condición de COMPRESIÓN	Condición de FLEXIÓN en Y	Condición de FLEXIÓN en X
1 mm				
2 mm				
3 mm				
4 mm				
5 mm				
6 mm				
7 mm				
8 mm				
9 mm				
10 mm				

Por tanto se concluye que el modo de fallo limitante es la flexión de la chapa en la sección crítica para la flexión que origina la sollicitación  $F_{Y_{MAX}}$ , y que para evitarla conservando un coeficiente de seguridad de al menos 1.2 es necesario fabricarla con una chapa de acero F-111 con un espesor de 10 mm.

### 3. Tornillo de regulación de altura de U-Amortiguador \_\_\_\_\_

#### 3.1. Solicitaciones y modelo de cálculo para el tornillo de regulación de la altura de la U-amortiguador \_\_\_\_\_



Aplicando de nuevo la 3ª Ley de Newton, se obtiene que las solicitaciones en el tornillo de regulación de la altura son del mismo módulo que las que actúan sobre la U-amortiguador. Entonces, el módulo de las fuerzas máximas sobre cada uno de los ejes coordenados es:

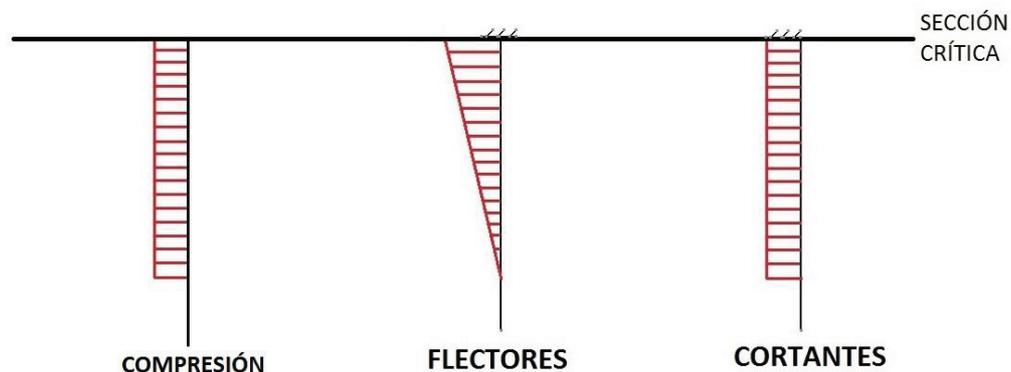
- $F_{X_{MAX}} = 235 \text{ N}$
- $F_{Y_{MAX}} = 5917 \text{ N}$

El objetivo final de este apartado es el de obtener el estado tensional del tornillo en función de su diámetro para así poder escoger el diámetro óptimo del mismo. Para el cálculo de este se asumen ciertas hipótesis:

#### HIPÓTESIS

- El cálculo se realiza para la situación de regulación más desfavorable, que es aquella en la cual el bastidor y el amortiguador están más alejados. Esta situación se ilustra en la figura anterior.
- Se considera que no existen las tuercas. Las tuercas tienen a mejorar el apoyo con el resto de los componentes, por lo cual esta hipótesis nos permite diseñar del lado de la seguridad
- La unión se efectuará con un tornillo normalizado DIN 933 con calidad 8.8, el cuál presenta un tensión de fluencia  $\sigma_f(8.8) = 660 \text{ MPa}$
- Se considerará que la sección transversal del tornillo la que tendría careciendo de rosca. De nuevo esto nos permite sobredimensionar el tornillo, ya que en realidad siempre presentará un área mayor en la sección resistente.
- Se impondrá un coeficiente de seguridad de al menos 1.2 ( $C.S. = 1.2$ ) para todos los modos de fallo considerados.

Se propone a continuación los diagramas de esfuerzos de compresión, flexión y cortadura para el componente en cuestión:



### 3.2. Análisis de esfuerzos creados por $F_{YMAX}$

La sollicitación  $F_{YMAX}$  crea tensiones de compresión pura, y por los resultados del ensayo de tracción se sabe que el tornillo fallará por deformación plástica debida a la tensión de compresión cuando  $\sigma_{COMP} \geq \frac{\sigma_f}{C.S.}$ . Se presenta la condición que ha de cumplir el diámetro del tornillo para que este fallo no ocurra.

$$\frac{F_{YMAX}}{A} < \frac{\sigma_f}{C.S.} \quad \rightarrow \quad d > 3.7 \text{ mm}$$

### 3.3. Análisis de esfuerzos creados por $F_{XMAX}$

Como se ha venido haciendo en apartados anteriores, se obtendrá la tensión equivalente de Von Mises en la sección crítica indicada en función del diámetro del tornillo.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{FLEX}^2 + 3\tau_{MAX}^2}$$

- $\sigma_{FLEX} = \frac{M_f \cdot y}{I} = \frac{162.77}{d^3}$ 
  - $M_f = \text{Momento flector en la sección crítica} = F_{XMAX} \cdot 0.068 = 15.98 \text{ Nm}$
  - $y = \text{Distancia a la fibra más alejada} = d/2$
  - $I = \text{Inercia de la sección transversal} = \frac{\pi d^4}{64}$
- $\tau_{MAX} = \frac{3V}{2A} = \frac{448.8}{d^2}$ 
  - $V = \text{Esfuerzo cortante máximo en la sección crítica} = 235 \text{ N}$
  - $A = \text{Área de la sección crítica} = \pi \frac{d^2}{4}$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{162.77}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{448.8}{d^2}\right)^2}$$

Además, se sabe que el tornillo fallará por deformación plástica debida a esta tensión equivalente cuando  $\sigma_{eq} < \frac{\sigma_f}{C.S.}$ . Se obtiene la condición matemática que ha de cumplir el diámetro del tornillo para que este fallo no se produzca.

$$\sigma_{eq} < \frac{\sigma_f}{C.S.} \quad \rightarrow \quad \sqrt{\left(\frac{162.77}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{448.8}{d^2}\right)^2} < 550 \cdot 10^6$$

### 3.4. Elección del diámetro del tornillo

Para decidir el tamaño de tornillo que se utilizará para esta unión, se presenta en la siguiente tabla los valores del diámetro para distintas métricas seleccionadas, y se indica si cumplen las condiciones matemáticas impuestas para evitar los distintos tipos de fallo calculados.

TAMAÑO DEL TORNILLO	Diámetro (mm)	Condición de COMPRESIÓN	Condición de FLEXIÓN en Y
M6	0.004917		
M8	0.006647		
M10	0.008376		
M12	0.010106		

A la vista de los resultados anteriores, se utilizará para la unión un tornillo DIN 933 M10 de calidad 8.8, lo cual nos permite asegurar un coeficiente de seguridad en el cálculo resistente de al menos 1.2.

## 4. Roscado del alojamiento del tornillo regulador de altura\_\_\_\_\_

### 4.1. Modelo para el cálculo del roscado\_\_\_\_\_

El objetivo último de este apartado es el de obtener la longitud que ha de tener la rosca en la unión entre el tornillo regulador de altura y su alojamiento en el bastidor. Para ello se impondrán ciertas hipótesis y condiciones de cálculo:

- Como ya se ha decidido en el apartado anterior, el tornillo está normalizado según la norma DIN 933, con calidad 8.8 ( $\sigma_f(8.8) = 660 \text{ MPa}$ ), y con rosca según la norma DIN 13.
- El alojamiento en el que se tallará la rosca hembra está fabricado en acero F-111, el cual posee una tensión de fluencia a la tracción de  $\sigma_f(F - 111) = 195 \text{ MPa}$ .
- Se empleará un coeficiente de seguridad en el cálculo de 1.2 ( $C.S. = 1.2$ ), y el cuál se aplicará para minorar la tensión de fluencia del material en el cuál esta tallada la rosca hembra, por ser este el de menor resistencia y por tanto el susceptible de fallar.
- Se asume que en el acero la resistencia a cortadura  $\tau$  es  $0.5 \cdot \sigma_f$ . De la consulta de la bibliografía se obtuvo que  $\tau \in (0.5 \cdot \sigma_f, 0.65 \cdot \sigma_f)$ , y por tanto se calcula desde el punto de vista más conservador.

### 4.2. Cálculo de la longitud roscada\_\_\_\_\_

De la consulta de la bibliografía relacionada se obtiene la siguiente expresión para el cálculo de longitudes de rosca, válida para roscas ISO basadas en la norma DIN y para tornillo y alojamiento de acero.

$$L = 2 \cdot \frac{A_t \sigma_{\text{TORNILLO}}}{A_{c1} \sigma_{\text{TUERCA}'}}$$

Donde:

- $A_t$  es el área de tracción del tornillo, y cuya obtención se encuentra regida por la geometría que se expone en la norma DIN 13.

$$A_t = \pi \cdot (d - 0.938194 \cdot p)^2$$

con  $\begin{cases} d = \text{diámetro externo de la rosca macho del tornillo} = 10 \text{ mm} \\ p = \text{paso de la rosca del tornillo} = 1.5 \text{ mm} \end{cases}$   
 Así, se obtiene que  $A_t = 5.799 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$

- $A_{c1}$  es el área de corte unitaria de la rosca hembra, y que es el área que trabaja a cortadura en una rosca tallada según la norma enunciada. La expresión para su obtención está basada en el estudio de la geometría de la rosca:

$$A_{c1} = \pi \cdot d \cdot \frac{1}{p} \cdot \left( \frac{p}{2} + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ \right)$$

Con  $\begin{cases} d = \text{diámetro externo de la rosca macho del tornillo} = 10 \text{ mm} \\ p = \text{paso de la rosca} = 1.5 \text{ mm} \\ D_2 = \text{diámetro primitivo de la rosca hembra} \end{cases}$

Acudiendo de nuevo a la geometría de la rosca que marca la norma, se obtiene el diámetro primitivo de la rosca hembra:

$$D_2 = d - 2 \cdot \left( \frac{H}{2} - \frac{H}{8} \right) = d - \frac{3}{4} H = 9.025 \text{ mm} \quad \text{siendo} \quad H = \frac{\sqrt{3}}{2} p$$

Finalmente se obtiene que  $A_{c1} = 0.02749 \text{ m}^2$

- $\sigma_{\text{TORNILLO}}$  es la tensión de fluencia a la tracción del tornillo, y que como se expone en las condiciones de calculo tiene un valor de 660 MPa
- $\sigma_{\text{TUERCA}}'$  es la tensión de fluencia a la tracción minorada del material de la rosca hembra. Según lo indicado en las hipótesis de calculo,  $\sigma_{\text{TUERCA}}' = \frac{\sigma_{\text{TUERCA}}}{C.S.} = 162.5 \text{ MPa}$

Y por último se está en condiciones de calcular la longitud roscada en el alojamiento del bastidor:

$$L = 2 \cdot \frac{A_t \sigma_{\text{TORNILLO}}}{A_{c1} \sigma_{\text{TUERCA}}'} = 0.017 \text{ m} = \mathbf{17 \text{ mm}}$$



# **ANEXO XXI. Indicaciones para el diseño en detalle con rodamientos**

---

## **INDICACIONES PARA EL DISEÑO EN DETALLE CON RODAMIENTOS**



# Rodamientos FAG

FAG

Rodamientos de bolas ·

Rodamientos de rodillos · Soportes · Accesorios

Rodamientos

Catálogo WL 41 520/3 SB





# Datos de los rodamientos

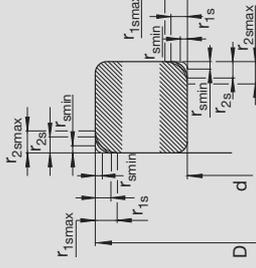
Dimensiones de los chaflanes

## Valores límite de los chaflanes

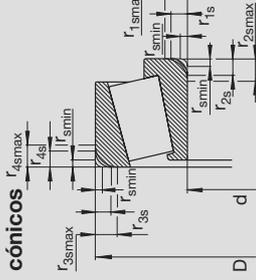
$r_{smin}^{*)}$  símbolo general para el chaflán mínimo  $r_{1smin}$ ,  $r_{2smin}$ ,  $r_{3smin}$ ,  $r_{4smin}$   
 $r_{1smax}$ ,  $r_{3smax}$  chaflán máximo en sentido radial  
 $r_{2smax}$ ,  $r_{4smax}$  chaflán máximo en sentido axial

$r_{1s}$ ,  $r_{3s}$  chaflán simple en sentido radial  
 $r_{2s}$ ,  $r_{4s}$  chaflán simple en sentido axial

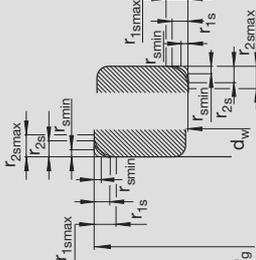
## Rodamientos radiales



## Rodamientos de rodillos cónicos



## Rodamientos axiales



## Chaflanes de rodamientos radiales (excepto rodamientos de rodillos cónicos)

Diámetro nominal del agujero d	Dimensiones en mm				
	0,1	0,15	0,2	0,3	0,6
$r_{smin}$	0,1	0,15	0,2	0,3	0,6
Diámetro nominal del agujero d	más de hasta	40	40	40	40
		120	120	120	120
$r_{1smax}$	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8
$r_{2smax}$	0,4	0,6	0,8	1	2
	1	1,1	1,5	2	3
	1,5	2	2,5	3,5	4
	4	4	4	4	5

## Chaflanes de rodamientos de rodillos cónicos

### Aro interior

Diámetro nominal del agujero d	Dimensiones en mm				
	0,3	0,6	1	1,5	2
$r_{smin}$	0,3	0,6	1	1,5	2
Diámetro nominal del agujero d	más de hasta	40	40	50	50
		120	120	250	250
$r_{1smax}$	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6
$r_{2smax}$	1,4	1,6	1,7	2	2,5
	2	2,5	3	3	3,5
	4	4	4	4	4,5
	5	5,5	6	6,5	7
	7,5	7,5	7	7,5	8
	8,5	8,5	8	8,5	8
	9	9	9	9	10
	10	10	10	10	11

### Aro exterior

Diámetro exterior nominal D	Dimensiones en mm				
	0,3	0,6	1	1,5	2
$r_{smin}$	0,3	0,6	1	1,5	2
Diámetro exterior nominal D	más de hasta	40	40	50	50
		120	120	250	250
$r_{3smax}$	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6
$r_{4smax}$	1,4	1,6	1,7	2	2,5
	2	2,5	3	3	3,5
	4	4	4	4	4,5
	5	5,5	6	6,5	7
	7,5	7,5	7	7,5	8
	8,5	8,5	8	8,5	8
	9	9	9	9	10
	10	10	10	10	11

## Chaflanes de rodamientos axiales

$r_{smin}$	Dimensiones en mm									
	0,1	0,15	0,2	0,3	0,6	1	1,1	1,5	2	2,1
$r_{1smax}$ , $r_{2smax}$	0,2	0,3	0,5	0,8	1,5	2,2	2,7	3,5	4	4,5
	5,5	6,5	8	10	12,5	15	18	21	25	

## Rodamientos de rodillos cónicos con dimensiones en pulgadas (según ISO 1123)

Diámetro nominal del agujero d	Medida en mm		Medida en mm	
	más de hasta	101,6	más de hasta	101,6
$r_{smin}$	50,8	101,6	101,6	168,3
$r_{1smax}$ , $r_{3smax}$	50,8	101,6	101,6	168,3
$r_{2smax}$ , $r_{4smax}$	50,8	101,6	101,6	168,3
	120	250	120	250
	250	400	250	400
	4,5	5	4,5	5
	6	6,5	6	6,5
	7,5	8	7,5	8
	8,5	9	8,5	9
	10	11	10	11

\*) El valor límite inferior del chaflán  $r_{smin}$  según ISO 582 y DIN 620 T6 se indica en las tablas de dimensiones. Este valor límite sirve de orientación para los radios de las gargantas en los resales del eje y del soporte.

## Las partes adyacentes

Dependiendo de su función los rodamientos han de fijarse en el eje y en el alojamiento en los sentidos radial, axial y tangencial. Una fijación radial y tangencial se consigue a través de un cierre de fuerza, es decir, por un ajuste fijo del aro del rodamiento. La fijación axial se consigue mediante un cierre de forma, p. e. tuercas, tapas del alojamiento, tapas del eje, anillos distanciadores o elásticos.

## Ajustes, asientos de los rodamientos

Las tolerancias ISO para ejes y alojamientos (ISO 286) y las tolerancias para agujero ( $\Delta_{\text{dmp}}$ ) y diámetro exterior ( $\Delta_{\text{Dmp}}$ ) de los rodamientos (DIN 620) en conjunto constituyen el ajuste. Las tolerancias ISO están divididas por campos de tolerancia. Vienen definidas según su posición hacia la línea cero (= posición de tolerancia) y su magnitud (= calidad de tolerancia, ver tabla página 102). La posición de la tolerancia se designa por letras (mayúsculas para alojamientos, minúsculas para ejes). El esquema de la página 103 representa los ajustes más usuales para los rodamientos.

Para la elección de los ajustes se tienen en cuenta los siguientes criterios:

- Los aros de los rodamientos deben asentarse bien a lo largo de toda su periferia para aprovechar totalmente la capacidad de carga del rodamiento.
- Los aros no deben tener movimientos relativos de giro con las partes adyacentes, para que los asientos no se deterioren.
- Uno de los aros del rodamiento libre debe adaptarse a las variaciones longitudinales de eje y alojamiento, es decir debe ser desplazable en dirección axial. Solamente con los toda-

mientos de rodillos cilíndricos N y NU este desplazamiento tiene lugar dentro del rodamiento.

- El montaje y el desmontaje de los rodamientos debe ser fácil.

Para poder cumplir las primeras dos exigencias, los aros interior y exterior de los rodamientos radiales básicamente deben recibir un ajuste fijo. Esto, sin embargo, no puede realizarse – al menos en un aro – si el rodamiento libre (ver apartado “disposición de los rodamientos”, página 24) debe poderse desplazar en sentido axial o si se quieren montar o desmontar rodamientos no despiezables. Entonces es decisivo cuál de los aros recibe carga puntual o carga circunferencial. Se permite un ajuste holgado (eje según g y alojamiento según G, H, o J) para el aro cuya carga está constantemente dirigida al mismo punto (carga puntual). El otro aro, que gira con relación a la dirección de la carga (carga circunferencial), generalmente debe recibir un ajuste fijo. En la página 104 se representa un esquema sobre las condiciones de carga y de movimiento.

En los rodamientos de rodillos cilíndricos N y NU, puede prevverse un ajuste fijo para ambos aros, porque las dilataciones pueden absorberse en el rodamiento y se pueden montar los aros por separado.

Cuando hay que contar con cargas de mayor importancia, sobre todo con golpes, deberá elegirse un apriete de ajuste mayor y tolerancias de forma más estrechas.

Con los ajustes fijos y un gradiente de temperatura entre los aros interior y exterior disminuye el juego radial de los rodamientos. Esto deberá tenerse en cuenta al determinar el grupo de juego radial (ver apartado “Juego de los rodamientos”, página 74).

## Recomendaciones para el mecanizado de los asientos de los rodamientos

El grado de precisión para las tolerancias de diámetro de los asientos de los rodamientos en el eje y el alojamiento pueden encontrarse en las tablas “Recomendaciones para el mecanizado de los asientos de los rodamientos”, en la página 103, y “Tolerancias básicas ISO”, en la página 102.

Los grados de precisión para las tolerancias de cilíndricidad de las superficies de ajuste ( $t_1$  y  $t_3$ ) y para el salto axial de los resaltes ( $t_2$  y  $t_4$ ) debe ser un grado IT más ajustado que el correspondiente a las tolerancias de diámetro.

Las tolerancias de posición,  $t_5$  y  $t_6$ , para un segundo asiento de rodamiento en el eje y el alojamiento – expresado por la coaxialidad según DIN ISO 1101 – deben determinarse en función de la capacidad de adaptabilidad angular del rodamiento (ver los textos precedentes a las tablas de rodamientos).

Desalineaciones por deformación elástica del eje y el soporte también deberán ser consideradas.

Para alcanzar las tolerancias de cilíndricidad  $t_1$  y  $t_3$ , recomendamos utilizar los siguientes valores para las distancias medidas:

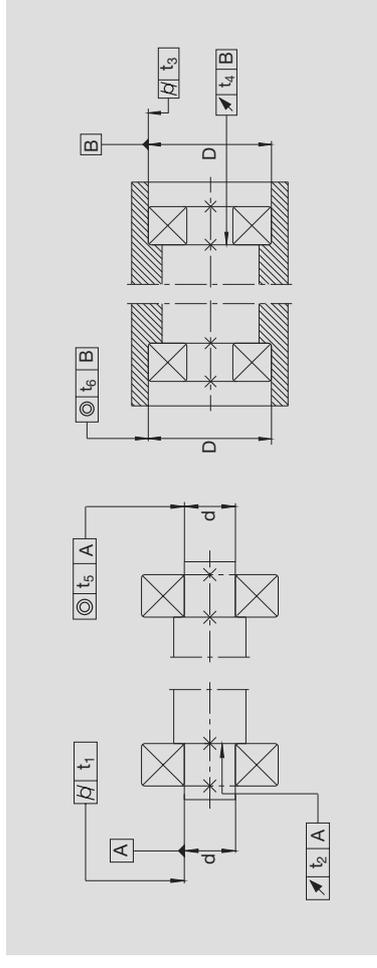
Planitud  $0.8 \cdot t_1$  y  $0.8 \cdot t_3$

Circularidad  $0.8 \cdot t_1$  y  $0.8 \cdot t_3$

Paralelismo  $1.6 \cdot t_1$  y  $1.6 \cdot t_3$

Los rodamientos con agujero cónico se montan directamente sobre el eje cónico o sobre manguitos de montaje o desmontaje. El ajuste fijo del aro interior no se determina por la tolerancia del eje, como en el caso de agujeros cilíndricos, sino por el desplazamiento axial sobre el eje cónico.

Para los asientos de manguitos de montaje y desmontaje se permiten mayores tolerancias de los diámetros que para asientos de agujeros cilíndricos; las tolerancias de forma deben ser más estrechas que las de los diámetros.



# Diseño de las partes adyacentes

Ajustes · Asientos de los rodamientos

Todos los derechos reservados. Euskide guztiak erresalbatu dira.

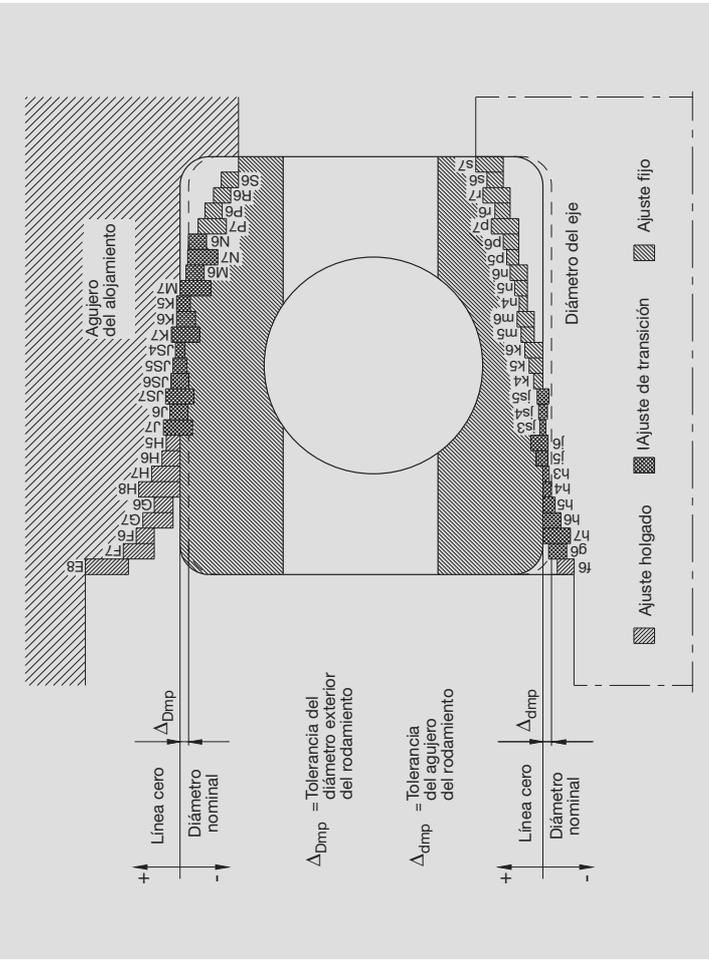
Tolerancias básicas ISO (calidades IT) según DIN ISO 286

Dimensiones nominales en mm		Valores en $\mu\text{m}$																					
más de hasta		1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
IT0	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25	32	40	50	63	80	100
IT1	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	10	12	15	20	25	32	40	50	63	80	100	125
IT2	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	7	8	9	10	12	15	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160
IT3	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	13	15	18	20	25	27	29	32	36	42	50	60	70	86
IT4	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	23	25	27	29	32	36	42	50	60	70	86
IT5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	29	32	36	40	44	50	56	66	78	92
IT6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	44	50	56	66	78	92	110	135	175	210
IT7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	70	80	90	105	125	150	175	210	280	330
IT8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97	110	125	140	165	195	230	280	330	440	540
IT9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260	310	370	440	540	700	860
IT10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	420	500	600	700	860	1100	1350
IT11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560	660	780	920	1100	1350	1750	2100
IT12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630	700	800	900	1050	1250	1500	1750	2100	2500	3150

# Diseño de las partes adyacentes

Ajustes · Asientos de los rodamientos · Rugosidad

Ajustes principales para rodamientos



## Recomendaciones para la tolerancia de mecanizado y la rugosidad de los asientos de los rodamientos

Clases tolerancias rodamientos	Asientos rodamientos	Tolerancia mecanizado	Rugosidad
Normal, P6X	Eje	IT6 (IT5)	N5...N7
	Alojamiento	IT7 (IT6)	N6...N8
P5	Eje	IT5	N5...N7
	Alojamiento	IT6	N6...N8
P4, P4S, SP	Eje	IT4	N4...N6
	Alojamiento	IT5	N5...N7
UP	Eje	IT3	N3...N5
	Alojamiento	IT4	N4...N6

Las clases de rugosidad mayores se eligen para diámetros mayores.

## Rugosidad de los asientos de los rodamientos

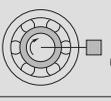
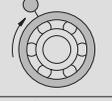
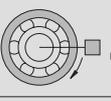
La rugosidad de los asientos de los rodamientos ha de adaptarse a la clase de tolerancias de los rodamientos. El valor medio de la rugosidad  $R_a$  no debe ser demasiado grande para mantener la pérdida por sobremedida en un nivel aceptable. Los valores de recomendados para la rugosidad corresponden a DIN 5425, edición 11.84.

Clases de rugosidad según DIN ISO 1302

Clase de rugosidad	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10
Valor medio de rugosidad $R_a$	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5
Profundidad de la rugosidad $R_z = R_t$	1	1,6	2,5	6,3	10	25	40	63

## Ajustes para los aros de rodamientos axiales

Los rodamientos axiales que solamente absorben cargas axiales, no deben guiarse en dirección radial (excepción: rodamientos axiales de rodillos cilíndricos que disponen de un grado de libertad debido a que las pistas de rodadura son planas). Dado que los rodamientos con pistas de rodadura en forma de ranura, por ejemplo los rodamientos axiales de bolas, no tienen este grado de libertad, hay que crearlo a través de un ajuste holgado del aro en reposo. El aro que gira suele recibir un asiento fijo. Si los rodamientos axiales han de absorber cargas radiales además de las cargas axiales, por ejemplo los rodamientos axiales oscilantes de rodillos, se elegirán los mismos ajustes que para los rodamientos radiales. Las superficies de contacto de las partes adyacentes han de estar en posición vertical respecto al eje en rotación (tolerancia de ortogonalidad según IT5 o mejor), para que la carga se reparta uniformemente sobre todos los elementos rodantes.

Condiciones de giro	Ejemplo	Esquema	Caso de carga	Ajuste
El aro interior gira	Eje cargado con un peso		Carga circunferencial para el aro interior	Aro interior: ajuste fijo necesario
El aro exterior permanece inmóvil				Aro exterior se permite ajuste holgado
El sentido de la carga permanece invariable	Apoyo de un cubo de rueda con gran desequilibrio		Carga puntual para el aro exterior	Aro exterior: ajuste holgado
El aro exterior gira				
El sentido de la carga gira con el aro exterior				
Condiciones de giro	Ejemplo	Esquema	Caso de carga	Ajuste
El aro interior permanecerá inmóvil	Rueda delantera de un automóvil		Carga puntual para el aro interior	Aro interior: se permite ajuste holgado
El aro exterior gira				Aro exterior: ajuste fijo necesario
El sentido de la carga permanece invariable	Rodillo (Apoyo de un cubo de rueda)			
El aro interior gira	Centrífuga		Carga circunferencial para el aro exterior	
El aro exterior permanecerá inmóvil	Criba vibratoria			
El sentido de la carga gira con el aro interior				

### Tablas para tolerancias y ajustes

En las páginas 105 y 114 se indican recomendaciones para la elección de las tolerancias de ejes y alojamientos.

Los valores indicados para los ajustes (tablas en las páginas 106 a 120) valen para ejes macizos de acero y para alojamientos de fundición. Encabezando las tablas se indican debajo de las medidas nominales de los diámetros, las tolerancias normales del agujero del rodamiento o del diámetro exterior para rodamientos radiales (salvo de los rodamientos de rodillos cónicos). Debajo se encuentran los límites superior e inferior de los campos de tolerancias más importantes para el montaje de rodamientos. En cada casilla hay cinco números según el siguiente esquema:

Lado pasa	+6	18	Apreté u holgura, caso de coincidir los lados pasa
Eje Ø 40	5	10	Apreté u holgura probables
lado no pasa	-5	5	Apreté u hogural, caso de coincidir los lados no pasa

Números **impresos en negrita** indican apriete  
 Números impresos de forma normal en la columna de la derecha indican holgura

Como valor probable de apriete u holgura se indica el valor que se obtiene cuando las medidas reales están a un tercio de la tolerancia desde el lado pasa.

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico				
Tipo de carga	Tipo de rodamiento	Diámetro del eje	Desplazabilidad axial Carga	Tolerancia
Carga puntual para el aro interior	Rodamientos de bolas y de rodillos	Todas las dimensiones	Rodamientos libres con aro interior desplazable	g6 (g5)
			Rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos, con aros interiores ajustados	h6 (f6)
Carga circunferencial para el aro interior o carga indeterminada	Rodamientos de bolas	hasta 40 mm	Carga normal	f6 (f5)
		hasta 100 mm	Carga pequeña	f6 (f5)
		hasta 200 mm	Carga normal y elevada	k6 (k5)
			Carga pequeña	k6 (k5)
		más 200 mm	Carga normal y elevada	m6 (m5)
Rodamientos de rodillos	Rodamientos de rodillos	hasta 60 mm	Carga normal	m6 (m5)
			Carga elevada, golpes	n6 (n5)
		hasta 200 mm	Carga pequeña	f6 (f5)
			Carga normal y elevada	k6 (k5)
			Carga pequeña	k6 (k5)
Carga normal	Rodamientos de rodillos	hasta 200 mm	Carga normal	m6 (m5)
			Carga elevada	n6 (n5)
		hasta 500 mm	Carga normal	m6 (n6)
Carga elevada	Rodamientos de rodillos	hasta 500 mm	Carga elevada, golpes	p6
		más de 500 mm	Carga normal	n6 (p6)
			Carga elevada	p6

Rodamientos axiales				
Tipo de carga	Tipo de rodamiento	Diámetro del eje	Condiciones de servicio	Tolerancia
Carga axial	Rodamientos axiales de bolas	Todas las dimensiones		f6
		Rodamientos axiales de bolas de doble efecto		k6
		Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos		h6 (f6)
Carga combinada	Coronas axiales de rodillos cilíndricos	Todas las dimensiones		h8
		Rodamientos axiales oscilantes de rodillos	Carga puntual para el aro ajustado al eje	f6
			Carga circunferencial para el aro ajustado al eje	f6 (k6)
		hasta 200 mm		k6 (m6)
		más de 200 mm		

# Diseño de las partes adyacentes

Ajuste de los ejes



## Dimensiones mm

		3	6	10	18	30	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225	250		
		Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)																	
		Tolerancia del eje, apriete u holgura en micras (0.001 μm)																	
Diferencia del agujero del rodamiento	Δ <sub>amp</sub>	0	-8	0	-8	0	-10	0	-12	0	-15	0	-20	0	-25	0	-30	0	-30



Esquema del ajuste Eje	f6	g5	g6	h5	h6	j5	j6	js5	js6	k5	k6	m5	m6
	-10 -18	-4 -9	-4 -12	0 -5	0 -8	+3 -2	+6 -2	+2,5 -2,5	+4 -4	+6 +1	+9 +1	+9 +4	+12 +4
	8 18	4 9	4 12	0 -5	0 -8	11 7	14 9	11 3	13 5	15 10	18 12	17 13	20 15
	-13 -22	-5 -11	-5 -14	0 -6	0 -8	4 7	7 -2	+3 -3	+4,5 -4,5	+7 +1	+10 +1	+12 +6	+15 +6
	17 33	3 11	3 14	-6 -17	-8 -8	13 9	16 3	12 4	14 6	17 12	20 17	23 18	26 20
	-25 -41	-9 -20	-9 -25	0 -11	0 -11	10 4	10 -13	+5 -4	+6,5 -6,5	+9 +1	+12 +2	+14 +8	+18 +8
	11 11	5 4	5 6	8 3	8 3	15 12	15 10	18 13	20 10	25 21	30 25	36 30	40 36
	-43 -68	-14 -32	-14 -39	0 -18	0 -19	6 4	6 -1	+6,5 -6,5	+9,5 -9,5	+15 +2	+21 +2	+24 +11	+30 +11
	18 68	11 32	11 39	15 11	15 11	21 18	23 14	22 13	25 10	30 25	36 30	40 36	45 40
	-60 -79	-15 -35	-15 -44	0 -20	0 -21	12 7	12 -5	+6,5 -6,5	+9,5 -9,5	+15 +2	+21 +2	+24 +11	+30 +11
	20 79	15 35	15 44	30 20	30 20	37 20	37 13	46 26	46 13	54 37	63 43	67 50	76 56

Ejemplo: Eje Ø 40 j5

Lado pasa	+6	18	Apriete u holgura, caso de coincidir los lados pasa															
Lado no pasa	-5	10	Apriete u holgura probable															
		5	Apriete u holgura, caso de coincidir los lados no pasa															
			los números <b>impresos en negro</b> indican apriete															
			los números impresos de modo normal en la columna derecha indican holgura															

# Diseño de las partes adyacentes

Ajuste de los ejes

Medida nominal del eje		Dimensiones en mm												Diferencia del agujero del rodamiento		Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)										
		250 280	280 315	290 315	315 355	355 400	355 400	400 450	450 500	500 560	560 630	630 710	710 800					800 900	900 1000	1000 1120	1120 1250	1250 1600				
Δ <sub>imp</sub>		0	-35	0	-40	0	-40	0	-40	0	-50	0	-75	0	-100	0	-125	0	-160							
Esquema del ajuste		Tolerancia del eje, apriete u holgura en micras (0.001 μm)																								
Eje																										
f6		-66 -88	21 44 88	-56 -88	21 44 88	-62 -98	22 47 98	-62 -98	22 47 98	-68 -108	23 51 108	-68 -108	23 51 108	-80 -130	5 47 130	-86 -146	14 39 146	-86 -146	14 39 146	-98 -164	27 38 164	-98 -164	27 38 164	-110 -188	50 29 188	
g5		-17 -40	18 40	-17 -40	18 40	-18 -43	22 43	-18 -43	22 43	-20 -47	25 47	-20 -47	25 47	-24 -56	51 56	-26 -62	74 62	-26 -62	74 62	-28 -70	97 70	-28 -70	97 70	-30 -80	130 60 80	
g6		-17 -49	18 49	-17 -49	18 49	-18 -54	22 54	-18 -54	22 54	-20 -60	25 60	-20 -60	25 60	-24 -74	51 74	-26 -82	74 82	-26 -82	74 82	-28 -94	97 94	-28 -94	97 94	-30 -108	130 41 108	
h5		0 -23	35 23	0 -23	35 23	0 -25	40 25	0 -25	40 25	0 -27	45 27	0 -27	45 27	0 -32	75 32	0 -36	100 36	0 -36	100 36	0 -42	125 42	0 -42	125 42	0 -50	160 90 50	
h6		0 -32	35 32	0 -32	35 32	0 -36	40 36	0 -36	40 36	0 -40	45 40	0 -40	45 40	0 -50	75 50	0 -56	100 56	0 -56	100 56	0 -66	125 66	0 -66	125 66	0 -78	160 81 78	
js5		+7 -16	23 16	+7 -16	23 16	+7 -18	47 18	+7 -18	47 18	+7 -20	52 20	+7 -20	52 20	+7 -28	52 28	+7 -28	52 28	+7 -28	52 28	+7 -28	52 28	+7 -28	52 28	+7 -28	52 28	
j6		+16 -16	51 29 16	+16 -16	51 29 16	+18 -18	58 33 18	+18 -18	58 33 18	+20 -20	65 20	+20 -20	65 20	+25 -25	100 25	+25 -25	128 28	+25 -25	128 28	+33 -33	158 33	+33 -33	158 33	+39 -39	199 120 39	
js5		+11,5 -11,5	47 27 12	+11,5 -11,5	47 27 12	+12,5 -12,5	53 13	+12,5 -12,5	53 13	+13,5 -13,5	59 14	+13,5 -13,5	59 14	+16 -16	91 16	+18 -18	118 18	+18 -18	118 18	+21 -21	146 21	+21 -21	146 21	+25 -25	185 115 25	
js6		+16 -16	51 29 16	+16 -16	51 29 16	+18 -18	58 33 18	+18 -18	58 33 18	+20 -20	65 20	+20 -20	65 20	+25 -25	100 25	+25 -25	128 28	+25 -25	128 28	+33 -33	158 33	+33 -33	158 33	+39 -39	199 120 39	
k5		+27 +4	62 43 4	+27 +4	62 43 4	+29 +4	69 4	+29 +4	69 4	+32 +5	77 5	+32 +5	77 5	+32 +5	107 5	+36 +5	136 5	+36 +5	136 5	+42 +5	167 5	+42 +5	167 5	+50 +5	210 140 5	
k6		+36 +4	71 49 4	+36 +4	71 49 4	+40 +4	80 4	+40 +4	80 4	+45 +5	90 5	+45 +5	90 5	+50 +5	125 5	+56 +5	156 5	+56 +5	156 5	+66 +5	191 5	+66 +5	191 5	+78 +5	238 159 5	
m5		+43 +20	78 59 20	+43 +20	78 59 20	+46 +21	86 21	+46 +21	86 21	+50 +23	95 23	+50 +23	95 23	+62 +30	137 30	+70 +34	170 34	+70 +34	170 34	+82 +40	207 40	+82 +40	207 40	+98 +48	258 188 48	
m6		+52 +20	87 65 20	+52 +20	87 65 20	+57 +21	97 21	+57 +21	97 21	+63 +23	108 23	+63 +23	108 23	+80 +30	155 30	+90 +34	190 34	+90 +34	190 34	+106 +40	231 40	+106 +40	231 40	+126 +48	286 207 48	

Ejemplo: Eje Ø 560 m6

Lado pasa +70

Lado no pasa +26

Apriete u holgura, caso de coincidir los lados pasa  
 Apriete u holgura probable  
 Apriete u holgura, caso de coincidir los lados no pasa.  
 los números **impresos en negra** indican apriete  
 los números impresos de modo normal en la columna derecha indican holgura

# Diseño de las partes adyacentes

Ajuste de los ejes

Dimensiones en mm		3	6	10	18	30	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225
Medida nominal del eje	más de hasta	6	10	18	30	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225	250
Diferencia del agujero del rodamiento	$\Delta_{dmp}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		-8	-8	-8	-10	-12	-15	-15	-20	-20	-25	-25	-25	-30	-30	-30

Esquema del ajuste Eje	$\Delta_{dmp}$	Tolerancia del eje, apriete u holgura en micras (0.001 $\mu\text{m}$ )																											
		21	24	27	31	38	45	54	66	77	92	108	128	153	180	210	240												
n5	+13 +8	+16 +10	+19 +10	+20 +12	+23 +12	+28 +17	+30 +17	+33 +20	+39 +20	+40 +17	+42 +26	+45 +17	+51 +32	+55 +32	+62 +32	+66 +32	+75 +41	+86 +41	+96 +51	+109 +51	+126 +50	+143 +50	+160 +50	+177 +50	+194 +50	+211 +50	+228 +50		
n6	+16 +8	+19 +10	+21 +10	+23 +12	+25 +12	+31 +15	+38 +15	+45 +17	+54 +20	+66 +22	+77 +22	+92 +22	+108 +22	+128 +22	+153 +22	+180 +22	+210 +22	+240 +22	+270 +22	+300 +22	+330 +22	+360 +22	+390 +22	+420 +22	+450 +22	+480 +22	+510 +22	+540 +22	
p6	+20 +12	+24 +15	+26 +15	+29 +18	+31 +18	+37 +22	+45 +26	+54 +32	+66 +32	+77 +32	+92 +32	+108 +32	+128 +32	+153 +32	+180 +32	+210 +32	+240 +32	+270 +32	+300 +32	+330 +32	+360 +32	+390 +32	+420 +32	+450 +32	+480 +32	+510 +32	+540 +32	+570 +32	+600 +32
p7	+24 +12	+30 +15	+33 +15	+36 +18	+44 +18	+53 +22	+62 +26	+75 +32	+92 +32	+108 +32	+128 +32	+153 +32	+180 +32	+210 +32	+240 +32	+270 +32	+300 +32	+330 +32	+360 +32	+390 +32	+420 +32	+450 +32	+480 +32	+510 +32	+540 +32	+570 +32	+600 +32	+630 +32	+660 +32
r6	+23 +15	+28 +19	+30 +19	+34 +23	+35 +23	+41 +28	+44 +28	+50 +34	+60 +41	+75 +41	+92 +41	+108 +41	+128 +41	+153 +41	+180 +41	+210 +41	+240 +41	+270 +41	+300 +41	+330 +41	+360 +41	+390 +41	+420 +41	+450 +41	+480 +41	+510 +41	+540 +41	+570 +41	+600 +41
r7	+27 +15	+34 +19	+34 +19	+41 +23	+49 +23	+59 +34	+71 +41	+86 +41	+106 +51	+128 +41	+153 +41	+180 +41	+210 +41	+240 +41	+270 +41	+300 +41	+330 +41	+360 +41	+390 +41	+420 +41	+450 +41	+480 +41	+510 +41	+540 +41	+570 +41	+600 +41	+630 +41	+660 +41	+690 +41

Ejemplo: Eje  $\varnothing 200$  n6

Lado pasa | +60 | 90

Lado no pasa | +31 | 70

## Tolerancias del eje para manguitos de montaje y desmontaje

Tolerancias de eje en micras (0.001  $\mu\text{m}$ )

Eje	Tolerancias de eje en micras (0.001 $\mu\text{m}$ )															
	2.5	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25	30	40	50	60	70
h7/ <u>IT5</u>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
h8/ <u>IT5</u>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
h9/ <u>IT6</u>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Los números impresos en  *cursiva*  son valores de orientación para la tolerancia de cilindricidad  $t_1$  (DIN ISO 1101)



# Diseño de las partes adyacentes

Tolerancia de los alojamientos



## Rodamientos radiales

Tipo de carga	Desplazabilidad axial Carga	Condiciones de servicio	Tolerancia
Carga puntual en aro exterior	Rodamientos libres aro exterior fácilmente desplazable	La calidad de la tolerancia depende de la precisión de giro necesaria	H7 (H6 <sup>*)</sup> )
Carga circunferencial en aro exterior o carga indeterminada	Aro exterior generalmente desplazable, rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos con aros ajustados	Gran precisión de giro	H6 (J6)
	Carga pequeña	Precisión de giro normal	H7 (J7)
	Carga normal, golpes	Calentamiento exterior a través eje	G7 <sup>**</sup> )
	Carga elevada, golpes	Con elevadas exigencias de precisión de giro K6, M6, N6 und P6	K7 (K6) M7 (M6) N7 (N6) P7 (P6)

<sup>\*)</sup> G7 para soportes hechos de GG, con un diámetro exterior del rodamientos D > 250 mm y una diferencia de temperatura entre aro exterior y soporte > 10 K.

<sup>\*\*)</sup> F7 para soportes hechos de GG, con un diámetro exterior del rodamientos D > 250 mm y una diferencia de temperatura entre aro exterior y soporte > 10 K

## Rodamientos axiales

Tipo de carga	Tipo de rodamiento	Condiciones de servicio	Tolerancia
Carga axial	Rodamientos axiales de bolas	Precisión de giro normal	E8 H6
	Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	Precisión de giro elevada	H7 (K7)
	Coronas axiales de rodillos cilíndricos		H10
	Rodamientos axiales	Carga normal Carga elevada	E8 G7
Carga combinada carga puntual en el aro ajustado al alojamiento	Rodamientos axiales oscilantes de rodillos		H7
Carga combinada carga circunferencial en el aro ajustado al alojamiento	Rodamientos axiales oscilantes de rodillos		K7

# Diseño de las partes adyacentes

Ajustes de los alojamientos

Medida nominal del agujero del alojamiento	Dimensiones en mm											
	6		10		18		30		50		80	
	10	hasta	10	18	18	30	30	50	50	80	80	120
Diferencia del diámetro exterior del rodamiento	Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)											
	0	-8	0	-8	0	-9	0	-11	0	-13	0	-15
	Δ <sub>Dmp</sub>											
Esquema del ajuste	Tolerancia del alojamiento, apriete u holgura en micras (0.001 μm)											
Alojamiento	+ 0 -											
E8	+47 +25	25 35 55	+59 +32	32 44 67	+73 +40	40 54 82	+89 +50	50 79 100	+106 +60	60 79 119	+126 +72	72 85 141
F7	+28 +13	13 21 36	+34 +16	16 25 42	+41 +20	20 30 50	+50 +25	25 37 61	+60 +30	30 44 73	+71 +36	36 53 86
G6	+14 +5	5 11 22	+17 +6	6 12 25	+20 +7	7 14 29	+25 +9	9 18 36	+29 +10	10 21 42	+34 +12	12 24 49
G7	+20 +5	5 13 28	+24 +6	6 15 32	+28 +7	7 17 37	+34 +9	9 21 45	+40 +10	10 24 53	+47 +12	12 29 62
H6	+9 0	6 17	+11 0	6 19	+13 0	7 22	+16 0	9 27	+19 0	11 32	+22 0	12 37
H7	+15 0	8 23	+18 0	9 26	+21 0	10 30	+25 0	12 36	+30 0	14 43	+35 0	17 50
H8	+22 0	10 30	+27 0	12 35	+33 0	14 42	+39 0	17 50	+46 0	20 59	+54 0	23 69
J6	+5 -4	2 13	+6 -5	1 14	+8 -5	2 17	+10 -6	3 21	+13 -6	5 26	+16 -6	6 31
J7	+8 -7	1 16	+10 -8	1 18	+12 -9	1 21	+14 -11	2 25	+18 -12	4 31	+22 -13	5 37
JS6	+4,5 -4,5	2 12,5	+5,5 -5,5	1 13,5	+6,5 -6,5	1 15,5	+8 -8	1 19	+9,5 -9,5	0 22,5	+11 -11	1 26
JS7	+7,5 -7,5	1 15,5	+9 -9	1 17	+10,5 -10,5	1 19,5	+12,5 -12,5	1 23,5	+15 -15	1 28	+17,5 -17,5	1 32,5
K6	+2 -7	1 10	+2 -9	1 10	+3 -11	1 11	+4 -13	1 14	+4 -15	1 17	+4 -18	1 19
K7	+5 -10	2 13	+6 -12	3 14	+7 -15	4 15	+9 -18	5 18	+11 -21	6 22	+13 -25	7 25

Ejemplo: Alojamiento Ø 100 K6

Lado pasa +4

Lado no pasa -18

18 Apriete u holgura, caso de coincidir los lados pasa  
6 Apriete u holgura probable.  
19 Apriete u holgura, caso de coincidir los lados no pasa los números **impresos en negrita** indican apriete los números impresos de modo normal en la columna derecha indican holgura

Medida nominal del Agujero del alojamiento	Medidas en mm																											
	más de hasta		120	150	180	180	250	315	315	400	400	500	500	630	630	800	800	1000	1000	1250	1250	1600	1600	2000	2000	2500	2500	
	Tolerancia en micras (0.001 μm) (tolerancia normal)																											
Diferencia del diámetro exterior del rodamiento Δ <sub>Dmp</sub>	0	-18	0	-25	0	-30	0	-35	0	-40	0	-45	0	-50	0	-75	0	-100	0	-125	0	-160	0	-200	0	-250	0	
Esquema del ajuste Alojamiento	Tolerancia del alojamiento, apriete u holgura en micras (0.001 μm)																											
	85	+148	85	+148	100	+172	100	+191	110	+214	125	+232	135	+255	145	+285	160	+310	170	+360	195	+415	220	+470	240	+540	260	
<b>E8</b>	+148	112	+85	+85	+100	+100	+110	+110	+126	+126	+125	+135	+135	+145	+199	+160	+170	+250	+170	+195	+220	+220	+240	+240	+260	+260	+260	+260
<b>F7</b>	+43	+83	+43	+43	+50	+96	+50	+108	+56	+119	+62	+131	+68	+146	+76	+80	+176	+86	+98	+110	+110	+110	+120	+120	+130	+130	+130	
<b>G6</b>	+39	+39	+14	+14	+15	+44	+15	+49	+17	+54	+18	+60	+20	+66	+22	+24	+82	+26	+28	+94	+98	+108	+108	+124	+124	+144	+144	
<b>G7</b>	+54	+33	+14	+14	+15	+61	+15	+69	+17	+75	+18	+83	+20	+92	+22	+24	+116	+26	+28	+133	+133	+155	+155	+182	+182	+209	+209	
<b>H6</b>	+25	+14	0	0	0	+29	0	+32	0	+36	+25	+40	0	+44	0	0	+56	0	0	+66	0	+78	0	+92	0	+110	0	
<b>H7</b>	+40	+19	0	0	0	+46	0	+52	0	+57	+32	+63	0	+70	0	0	+90	0	0	+105	0	+125	0	+150	0	+175	0	
<b>H8</b>	+63	+27	0	0	0	+72	0	+81	0	+89	+43	+97	0	+110	0	0	+140	0	0	+165	0	+195	0	+230	0	+280	0	
<b>J6</b>	+18	+7	7	7	7	+22	7	+25	7	+29	7	+33	7	+40	0	0	+56	0	0	+66	0	+78	0	+92	0	+110	0	
<b>J7</b>	+26	+8	14	14	16	+30	16	+36	16	+39	18	+43	20	+52	0	0	+63	0	0	+77	0	+95	0	+117	0	+142	0	
<b>JS6</b>	+12,5	+12,5	+12,5	+12,5	+14,5	+14,5	+16	+16	+16	+18	+18	+20	+20	+22	+22	+25	+28	+28	+28	+33	+33	+39	+39	+46	+46	+55	+55	
<b>JS7</b>	+20	+20	+20	+20	+23	+23	+26	+26	+26	+28,5	+28,5	+31,5	+31,5	+35	+35	+40	+45	+45	+45	+52	+52	+62	+62	+75	+75	+87	+87	
<b>K6</b>	+4	+7	+4	+4	+5	+4	+5	+5	+5	+7	+7	+8	+32	0	0	0	+56	0	0	+66	0	+78	0	+92	0	+110	0	
<b>K7</b>	+12	+9	+12	+12	+13	+13	+16	+16	+16	+17	+18	+18	+45	0	0	0	+56	0	0	+105	0	+125	0	+150	0	+175	0	

Ejemplo: Alojamiento Ø 560 K6  
 Lado pasa 0 44 Apriete u holgura, caso de coincidir los lados pasa  
 Lado no pasa -44 12 Apriete u holgura probable  
 50 Apriete u holgura, caso de coincidir los lados no pasa.  
 los números **impresos en negrita** indican apriete los números impresos de modo normal en la columna derecha indican holgura

# Diseño de las partes adyacentes

Ajustes de los alojamientos

Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresaltatu dira



Dimensiones en mm

Más de hasta	6	10	18	30	50	80	120	150	180	250	315	400	500	630	800
Metrica nominal del agujero del alojamiento	10	18	30	50	80	120	150	180	250	315	400	500	630	800	1000

Tolerancia en micras (0,001 µm) (tolerancia normal))

Diferencia del diámetro exterior del rodamiento	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\Delta_{Dmp}$	-8	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-75	-100



Tolerancia del alojamiento, apriete u holgura en micras (0,001 µm)

	12	15	17	20	24	28	33	37	41	46	50	57	63	70	80
M6	-3 -12	6 -15	10 -17	11 -20	13 -24	16 -28	19 -33	22 -37	26 -41	30 -46	35 -50	40 -57	45 -63	52 -70	60 -80
M7	0 -15	8 -18	11 -21	13 -25	16 -30	19 -35	22 -40	26 -46	30 -52	35 -57	40 -63	45 -70	52 -77	60 -86	70 -100
N6	-7 -16	9 -20	14 -24	19 -28	24 -33	29 -38	34 -45	39 -51	44 -57	49 -62	54 -67	59 -73	64 -78	71 -88	80 -100
N7	-4 -19	11 -23	18 -28	24 -33	31 -39	38 -45	45 -52	52 -60	59 -66	66 -73	73 -80	80 -87	87 -95	95 -104	104 -125
P6	-12 -21	15 -26	21 -31	28 -37	34 -45	40 -52	47 -61	54 -70	61 -79	68 -87	75 -95	82 -104	89 -112	96 -122	104 -138
P7	-9 -24	16 -29	25 -35	30 -42	37 -51	44 -59	51 -68	59 -79	66 -88	74 -98	82 -108	90 -118	98 -128	108 -148	127 -190

Ejemplo: Alojamiento Ø 100 M7

Lado pasa	0	35
Lado no pasa	-35	18

Apriete u holgura, caso de coincidir los lados pasa  
Apriete u holgura probable  
Apriete u holgura, caso de coincidir los lados no pasa  
los números **impresos en negra** indican apriete  
los números impresos de modo normal en la columna derecha indican holgura



## **ANEXO XXII. Aplicaciones de los ajustes. Sistemas eje base y agujero base\_\_\_\_\_**

---

### **APLICACIONES DE LOS AJUSTES. SISTEMAS EJE BASE Y AGUJERO BASE**



Tipo	Agujero base		Eje base		Clase	Características	Aplicaciones
	Agujero	Eje	Eje	Agujero			
Fino	H7	s6/r6	h6	S7/R7	Prensado	Montaje a presión No seguro de giro	Casquillos y coronas de bronce, acoplamientos en extremos de ejes
		n6		N7	Forzado duro	Montaje difícil Seguro de giro	Casquillos de bronce, manguitos en cubos, collares calados sobre ejes
		k6		K7	Forzado medio	Montaje a martillo Seguro de giro y deslizamiento	Rodamientos, discos de levas, poleas y volantes, manivelas
		j6		J7	Forzado ligero	Montaje a mano Ambos seguros	Piezas de máquinas herramientas y otras desmontables con frecuencia
		h6		H7	Deslizante		Engranajes, piezas importantes de máquina herramienta
		g6		G7	Giratorio	Juego pequeño de rodamientos	Émbolos, bridas, anillos
		f7		F8	Holgado	Juego mediano	Cojinetes de bielas, ruedas dentadas, cajas de cambio
Medio	H8	h9	h9	H9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje
		e8		E9	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas, ventiladores
		d9		D10	Holgado	Juego amplio	Soportes de ejes, poleas locas
Basto	H11	h11	h11	H11	Deslizante		Piezas de maquinaria agrícola
		d9		D10	Giratorio	Juego mediano	Ejes de movimiento longitudinal, aros, palancas y manivelas desmontables
		e11		E11	Holgado	Juego amplio	Cojinetes de máquinas domésticas, pasadores de ejes
		a11		A11	Muy holgado		Piezas de locomotoras, cojinetes ejes de freno

Tabla 1. Aplicaciones de los ajustes.(FUENTE: Dibujo Industrial. Jesús Félez y M<sup>a</sup> Luisa Martínez. Ed. Sintesis)



## **BIBLIOGRAFÍA**

[1] **“Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis”**. Tony Foale (2003).  
**Página 8-4**

[2] **”Diseño en ingeniería mecánica”** Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke. Mc Graw-Hill. **Tabla 2.4**

[3] **”Diseño en ingeniería mecánica”** Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke. Mc Graw-Hill. **Apartado 8-7**

[4] **”Diseño en ingeniería mecánica”** Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke. Mc Graw-Hill. **Apartado 8-5**

[5] **”Diseño en ingeniería mecánica”** Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke. Mc Graw-Hill. **Apartados 3-14 y 3-15**