

ÍNDICE

1	OBJETIVO DEL PROYECTO	- 3 -
2	ANTECEDENTES	- 4 -
2.1	Motostudent	- 4 -
2.1.1	La Competición	- 4 -
2.1.2	Fases de la Competición	- 4 -
2.1.3	El equipo	- 7 -
3	DATOS DE PARTIDA	- 9 -
3.1	Reglamento técnico	- 9 -
3.1.1	La motocicleta	- 9 -
3.1.2	Requerimientos generales del diseño	- 9 -
3.1.3	Procedimiento de verificaciones técnicas	- 11 -
3.2	Componentes estándar	- 12 -
4	INTRODUCCIÓN AL BASTIDOR Y BASCULANTE	- 15 -
4.1	Chasis o Bastidor	- 15 -
4.1.1	Historia	- 15 -
4.1.2	Estructura	- 20 -
4.1.3	Funciones	- 21 -
4.1.4	Tipos	- 22 -
4.2	Basculante	- 24 -
4.2.1	Historia	- 24 -
4.2.2	Tipos: Monobrazo o doble brazo	- 25 -
4.2.3	Comparación estructural	- 25 -
4.2.4	Resumen	- 28 -
4.3	Análisis de las necesidades	- 28 -
4.4	Toma de decisiones:	- 29 -
4.4.1	Selección de tipo y material chasis según necesidades	- 29 -
4.4.2	Selección de tipo y material basculante según necesidades	- 32 -
5	INTRODUCCIÓN AL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA	- 35 -
5.1	Historia	- 35 -
5.2	El muelle	- 35 -
5.3	Nuestro amortiguador	- 37 -
5.4	Sistemas de bieletas	- 38 -
5.4.1	Constante de la rueda	- 38 -
5.5	Elección del sistema de suspensión	- 39 -
5.5.1	Tipos de sistema de suspensión	- 40 -
5.5.2	Comportamiento buscado	- 41 -
5.5.3	Desarrollo del sistema de suspensión	- 42 -
6	DISEÑO Y CÁLCULOS PRELIMINARES	- 43 -
6.1	Introducción	- 43 -
6.2	Diseño conceptual	- 43 -
6.2.1	Configuración geométrica	- 43 -
6.2.2	Selección de la geometría	- 47 -
6.3	Tests iniciales para decidir la configuración adecuada del bastidor	- 48 -
6.3.1	Test de rigidez longitudinal	- 48 -
6.3.2	Test de rigidez torsional	- 50 -
6.3.3	Test de rigidez lateral	- 52 -
6.3.4	Análisis	- 53 -
6.3.5	Conclusiones del análisis preliminar del bastidor	- 55 -
6.4	Tests iniciales para elegir la configuración adecuada del basculante	- 55 -
6.4.1	Test de rigidez lateral	- 55 -
6.4.2	Test de rigidez torsional	- 57 -
6.4.3	Análisis	- 58 -
6.4.4	Conclusiones del análisis preliminar del basculante	- 59 -
7	ANÁLISIS DE ESFUERZOS	60
7.1	Cálculos teóricos	60
7.1.1	Movimiento rectilíneo	60
7.1.2	Equilibrio en estado estacionario	63
7.1.3	Movimiento lineal transitorio	65
7.1.4	Curva en estado estacionario	72

7.1.5	Cargas debidas a las irregularidades del terreno	76
7.2	Cargas dinámicas obtenidas mediante "X Óptima"	82
7.3	Comparación.....	85
7.4	Cargas finales para utilizar en el análisis FEM	86
7.5	Cargas trasladadas a cada componente y punto de aplicación.....	89
7.5.1	Fuerzas soportadas por la suspensión trasera y basculante.....	90
7.5.2	Fuerzas trasladadas a la pipa de dirección del chasis	93
7.5.3	Fuerzas soportadas por el Chasis	94
8	ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FEM.....	95
8.1	Cálculo y dimensionamiento del chasis o bastidor	95
8.1.1	ENSAYO 1: Hipótesis de carga 1: Frenada máxima	98
8.1.2	ENSAYO 2 - Hipótesis de carga 2 : Aceleración máxima, máxima compresión del amortiguador trasero	100
8.1.3	ENSAYO 3 - Hipótesis de carga 3 : Paso por curva, fuerza lateral máxima	103
8.1.4	Cálculos con cargas estáticas sobre el chasis	104
8.1.5	Rediseños y refuerzos del chasis o bastidor	107
8.1.6	Elección del acero.....	112
8.2	Cálculo y dimensionamiento del basculante	113
8.2.1	ENSAYO 1 - Hipótesis de carga 1 : Compresión máxima del amortiguador trasero.....	116
8.2.2	ENSAYO 2 - Hipótesis de carga 2 : Fuerza lateral trasera máxima	121
8.2.3	Elección del acero.....	124
8.3	Diseño, Cálculo y Dimensionamiento de los componentes de la suspensión trasera en detalle	125
8.3.1	Links	125
8.3.2	Rocker.....	129
9	DISEÑO Y CÁLCULO EN DETALLE DE EJES Y ANCLAJES.....	132
9.1	Anclaje del chasis con la suspensión delantera - Pipa de dirección	132
9.2	Anclaje basculante al chasis	133
9.3	Anclajes del motor al chasis.....	134
9.4	Anclaje de los links al chasis (tirantes del amortiguador)	136
9.5	Anclaje del amortiguador al chasis	136
9.6	Anclaje del basculante al eje de la rueda trasera	137
9.7	Anclajes del rocker	138
9.8	Anclajes auxiliares	138
10	PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	141
10.1	Planos de fabricación.....	141
10.2	Proceso de fabricación.....	141
10.3	Montaje	146
11	CONCLUSIONES.....	148
12	TRABAJOS FUTUROS	149
13	BIBLIOGRAFÍA.....	150
14	ÍNDICE DE FIGURAS.....	150

1 OBJETIVO DEL PROYECTO

El objetivo general que se pretende alcanzar con la realización de este proyecto, consiste en el diseño, cálculo estructural y dimensionamiento del chasis, basculante y suspensión trasera de una moto de competición de cuatro tiempos y 250 cc, el cual se presentará completamente desarrollado para su posterior fabricación y participación en la competición MotoStudent.

El proyecto se ha realizado utilizando el software CYPE para el diseño y los cálculos preliminares, CATIA V5 R19 para el diseño y rediseños en detalle de la geometría de los múltiples componentes y PATRAN / NASTRAN para el análisis y simulación mediante elementos finitos de cada prototipo.

Los componentes que se quieren diseñar deberán presentar buen equilibrio en su relación rigidez/peso de manera que sean capaces de soportar tanto el peso de los demás elementos que componen la motocicleta como las tensiones generadas por la interacción entre ellos. Además, deberán tener un buen comportamiento dinámico en carrera.

De acuerdo con el reglamento técnico suministrado por la organización de Motostudent, en todo el proyecto deben seguirse unas pautas, las cuales restringen ciertos aspectos en el desarrollo del diseño, y se deben cumplir unos plazos de entrega determinados.

Se estudiarán distintas alternativas existentes en la actualidad en el mercado, analizando y valorando cada una de ellas, y comparándolas entre sí. Todo ello con el objetivo de dar con la mejor solución que permita alcanzar los fines perseguidos. Esto supone un intenso proceso de investigación, desarrollo y recopilación de información a partir de diversas fuentes, que permitan obtener el conocimiento suficiente para poder realizar la elección del diseño de modo acertado.

Una vez elegido el material y tipo de bastidor, basculante y demás componentes más adecuados, se comenzará el diseño preliminar de cada uno realizando diferentes prediseños que serán valorados mediante herramientas de modelización y simulación en busca del modelo que se adapte a nuestras necesidades de la forma más adecuada. Cuando los prediseños se den por finalizados, se procederá a realizar un estudio más detallado mediante el método de los elementos finitos del comportamiento de cada componente ante diferentes situaciones e hipótesis de carga. De esta forma se podrá observar su comportamiento en carrera, obteniendo así resultados analíticos adecuados para su posterior comparación y validación.

Finalmente se realizará un diseño más exhaustivo de cada uno de los componentes incluyendo todos los pequeños detalles necesarios para su posterior fabricación. Tras la fabricación serán necesarios ensayos para comprobar y verificar su comportamiento real, esperando un comportamiento similar al obtenido teóricamente.

2 ANTECEDENTES

Este proyecto surge como resultado de la participación en la competición de Motostudent. El diseño de una moto de competición es un proyecto muy extenso el cual debe ser abordado por un equipo, en nuestro caso formado por 10 personas. Se requiere el diseño de una gran cantidad de sistemas y mecanismos, entre los que se encuentran el chasis, sistema de admisión y de escape, basculante, suspensiones, aerodinámica, dirección, etc.

A continuación se exponen las características principales del proyecto Motostudent.

2.1 Motostudent

2.1.1 La Competición

La competición MotoStudent, promovida por la fundación Moto Engineering Foundation (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 mediana cilindrada 250 cc y 4 tiempos, que competirá con su evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevarán a cabo en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón (en el circuito de Alcañiz). Para el propósito de esta competición, cada 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, en la cual 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 conocimientos y capacidades como ingenieros enfrentándose a su vez a la competencia que suponen los demás equipos.



Figura 2-1: Logo oficial de la competición Motostudent

2.1.2 Fases de la Competición

La competición tiene una duración de 18 meses, durante los cuales se debe plantear todo el escenario real de un equipo de motociclismo de competición. Para ello, los equipos parten de un planteamiento realista donde, una vez establecidos los componentes del mismo, se debe buscar apoyo externo y, sobre todo, patrocinadores que aportarán la financiación necesaria y/o equipos, materiales, componentes, apoyo y asesoría técnica, etc.

Una vez obtenido el importe mínimo necesario para asegurar la participación en la competición y justificado dicho soporte económico a la Organización, se pasa a la siguiente fase: "La fase de diseño". En esta fase, se debe diseñar completamente la moto de competición ciñéndose a un reglamento técnico y organizativo, cumpliendo los plazos fijados por la Organización, y ajustándose a los recursos puestos a disposición del equipo por los patrocinadores, colaboradores y la universidad. A la par que el diseño de los distintos componentes, se deberán desarrollar y planificar los distintos medios y métodos para la fabricación y montaje de los componentes que lo requieran así como la compra de otros elementos posiblemente comerciales, para de esta forma llegar a construir la moto.

A lo largo de todo el proceso también será preciso realizar numerosas pruebas de diseños, componentes, y puesta a punto de un prototipo que permita realizar los ajustes pertinentes que

garanticen la competitividad de la moto durante la competición. Además, se deberá estar atento a las posibles modificaciones que pueda realizar la Organización respecto a cualquiera de los aspectos que engloban a la competición, ya que se encuentra abierta a cualquier tipo de reajuste en función de la marcha de los acontecimientos.

Durante toda la competición (fase de diseño, pruebas y carrera), la Organización exigirá a los equipos ciertas justificaciones así como requisitos mínimos que deberá cumplir la moto, siendo estos los siguientes:

- **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, antes del 1 de Octubre del 2011.
- **Presentación de diseño cerrado.** Antes del 31 de Mayo del 2012 (posteriormente la organización aplazó esta fecha hasta el 30 de Junio de 2012), los equipos participantes presentarán a la Organización información gráfica en detalle del prototipo que será guardada por la Organización. Esta información deberá permitir a los jurados, sin manipulación informática alguna, verificar los futuros prototipos. Esta documentación sólo será analizada por los jurados en las jornadas de competición y validarán que el prototipo presentado responde a esa información gráfica. Como es lógico, se pueden aceptar modificaciones pero no de carácter sustancial.
- **Presentación de un prototipo.** Del 11 al 14 de Octubre, cada equipo mostrará y explicará su prototipo para que sea revisado por los inspectores conforme a los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.
- **Realización de una prueba mínima de funcionamiento en parque cerrado,** la cual consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia uno de otro.
- **Presentación,** en el stand preparado por la organización, de los paneles informativos que consideren convenientes.
- **Defensa del proyecto industrial** del citado prototipo ante un jurado de expertos elegidos por la organización.
- **Comprobación de la seguridad de la motocicleta** en un banco de pruebas. Esta fase pretende ser garantía de robustez, fiabilidad y seguridad ante las pruebas en circuito. Así las motos deberán superar las siguientes pruebas:
 1. Prueba de resistencia de chasis según especificaciones de reglamento técnico.
 2. Prueba de frenada en banco de rodillos según especificaciones de reglamento técnico.
 3. Análisis de gases de escape según especificaciones de reglamento técnico.
 4. Prueba de ruidos.
- Aquellos equipos que hayan superado las pruebas de seguridad pondrán sus motos a disposición de profesionales de pruebas y ensayos elegidos por la Organización que harán una **valoración de sus prestaciones en el circuito de velocidad.** Cada moto será probada por un mínimo de tres pilotos, los cuales evaluarán:
 1. Capacidad de frenada.
 2. Capacidad de aceleración.
 3. Maniobrabilidad.
 4. Estabilidad.
 5. Velocidad punta.
- Desarrollo de la **carrera** en el circuito de Alcañiz en el cual las motos serán probadas por pilotos seleccionados por cada equipo.

De forma esquemática, las fases del proceso de validación del prototipo serán las siguientes:

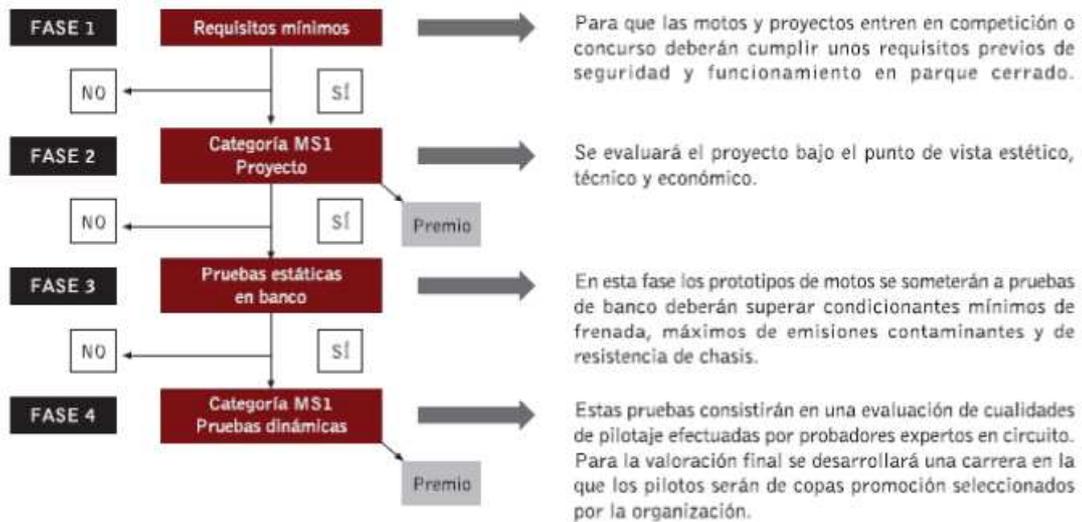


Figura 2-2: Fases de validación del prototipo

La competición de Motostudent es sobre todo una competición ingenieril, no pudiendo ser resumida en una sola carrera. El equipo ganador será el que consiga la mayor cantidad de puntos en las distintas fases. Un jurado designado por la organización realizará la evaluación correspondiente en cada caso. Esta será la forma según la cual los puntos serán repartidos:

1. Proyecto industrial, máximo de 600 puntos divididos en:

- Diseño industrial del vehículo: 150 puntos
- Análisis y cálculos técnicos: 175 puntos
- Definición del sistema de fabricación e industrialización: 175 puntos
- Análisis de costos del desarrollo del prototipo y del proceso industrial de fabricación en serie: 100 puntos

2. Evaluación de las prestaciones, máximo de 400 puntos divididos en:

- Capacidad de frenada: 80 puntos
- Capacidad de aceleración: 80 puntos
- Maniobrabilidad: 80 puntos
- Estabilidad: 80 puntos
- Velocidad punta: 80 puntos

3. Carrera, máximo de 100 para el vencedor:

Puesto en carrera	Puntos
Primero	100
Segundo	90
Tercero	85
Cuarto	80
5º a 9º	76-60 (4 puntos de diferencia entre cada puesto)
10º a 15º	57-42 (3 puntos de diferencia entre cada puesto)
16º a 30º	40

Tabla 2-1: Reparto de puntos en carrera

Aquellos equipos que no terminen la carrera no obtendrán ningún punto en esta fase.

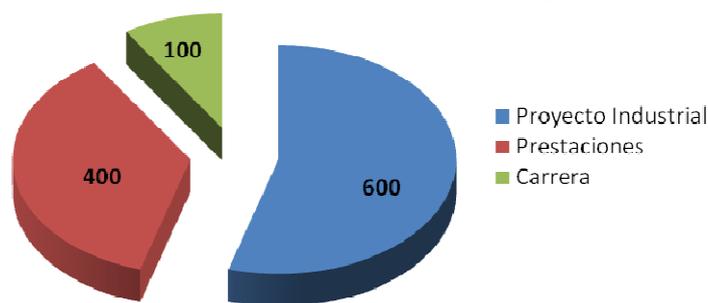


Figura 2-3: Puntos en juego en cada fase

Mediante este sistema de puntuación se demuestra la clara intención de la Organización en premiar los mejores proyectos industriales y de diseño, minimizando así la importancia de la carrera, ya que en ella pueden intervenir muchos factores que se escapan al control de los participantes. Observando la puntuación de la carrera, se puede observar también que las diferencias por puesto no son muy exageradas, dándole mayor importancia al hecho de haber construido una moto capaz de correr y completar la prueba.

2.1.3 El equipo

El equipo "UPNARacing" que representa a la UPNA en esta competición, está constituido por ocho estudiantes de esta misma universidad de las titulaciones de Ingeniería Industrial (II) e Ingeniería Técnica Industrial Mecánica (ITIM):

Nombre	Titulación	Curso	Proyecto
Sergio Blancal	ITI	3º	Gestión del proyecto
David Sotes	ITI	3º	Industrialización del proyecto
Carlos Rehoyo	II	5º	Diseño de maqueta y pie cerio
María Ángeles Ruiz	II	PFC	Diseño, cálculo y dimensionamiento de chasis, basculante y elementos de suspensión trasera
Gerardo Herce	ITI	3º	Diseño de los sistemas de escape, admisión y refrigeración
Claudia Álvarez de Eulate	II	5º	Fabricación del prototipo
Javier Torres	ITI	3º	Diseño, cálculo y dimensionamiento de suspensión delantera alternativa de paralelogramos
Gonzalo Amatrain	ITI	3º	Colaborador

Tabla 2-2: Lista de componentes del equipo de Motostudent

Todos ellos cumplen con los requisitos impuestos por la Organización del evento para poder participar en la competición. Además el equipo se encuentra dirigido por tres profesores de la UPNA:

César Díaz de Cerio
Miguel Ángel Arizcuren
José Sancho

“Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis, basculante y sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

Al ser requerido un nombre que representará a todo el conjunto de estudiantes y profesores, el equipo ha sido inscrito en la competición como: "UPNARacing". Los componentes del equipo han diseñado su logo tal y como se muestra en la siguiente figura:



Figura 2-4: Logo UPNARacing

Además, se cuenta con un grupo de apoyo que participa en el desarrollo técnico, pero sin estar inscritos oficialmente en la competición, que aportan conocimiento y ayuda al grupo oficial en el desarrollo de toda la competición.

3 DATOS DE PARTIDA

Antes de iniciar el diseño del chasis, basculante y demás componentes de la suspensión trasera, es necesario conocer las pautas establecidas por la Organización, ya que serán impuestas unas especificaciones de partida para el diseño de todas la motos que van a participar en la competición. Esto establecerá las limitaciones y libertades que se poseen a la hora de diseñar de manera que la moto sea validada y pueda competir en el evento.

3.1 Reglamento técnico

Este reglamento técnico, establecido por la Organización [Anexo 1], contiene la normativa técnica reguladora de la competición. Con él se pretende estandarizar y acotar la gran variedad de posibilidades que existe en la construcción de un prototipo de moto de competición. 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 una competencia objetiva entre los participantes.

Así pues, el primer paso a dar en la realización de este proyecto consistirá en un análisis detallado de dicho documento, con el fin de conocer y ser consciente de los límites y libertades en lo que al diseño de la moto se refiere. En concreto, este estudio deberá centrarse principalmente, en las partes del Reglamento referentes a todo aquel elemento o sistema relacionado con el chasis, basculante y suspensión trasera que tenga influencia en la realización de este proyecto.

Una vez analizado todo ello se pueden considerar las siguientes restricciones establecidas por la Organización que afectan directamente a la elaboración de este proyecto:

3.1.1 La motocicleta

La motocicleta es un modelo para pista de tipo carreras. Paralelamente a su diseño se irá desarrollando una simulación de su producción en cadena, requisito para participar en la competición. El objetivo de la competición es la construcción de 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 de carreras de velocidad.

3.1.2 Requerimientos generales del diseño

➤ Dimensiones

Las dimensiones de la motocicleta son libres exceptuando algunos requisitos básicos:

- La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares ha de ser de 450 mm.
- El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realiza con la motocicleta descargada pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.

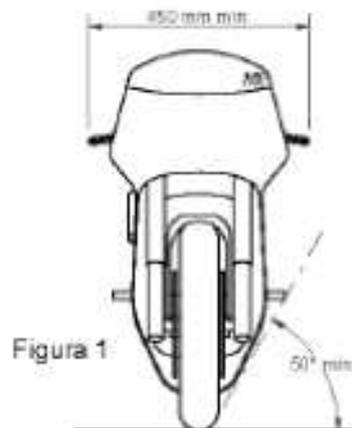


Figura 3-1: Dimensiones mínimas requeridas (vista frontal)

- 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.
- Limite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

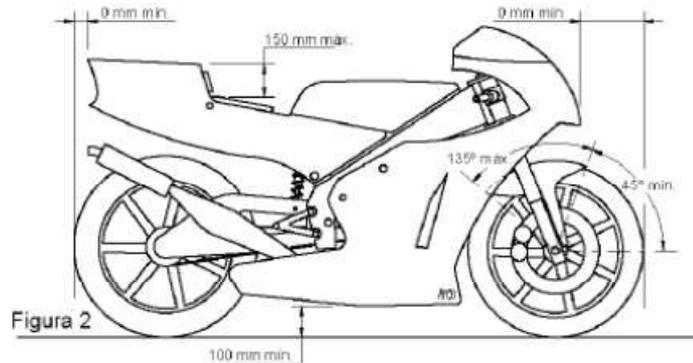


Figura 3-2: Dimensiones mínimas requeridas (vista Lateral)

- La distancia de los neumáticos a cualquier elemento de la motocicleta diferente de la rueda no podrá ser inferior a 15 mm 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.

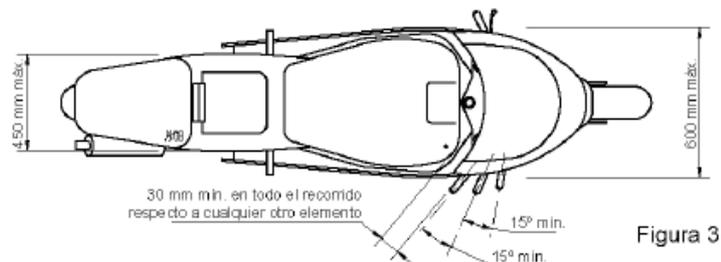


Figura 3-3: Dimensiones mínimas requeridas (vista Superior)

➤ **Pesos**

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos en ningún momento de las pruebas no deberá ser inferior a 95 kg en cualquier momento de las pruebas. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y al final de la competición. Está permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo.

➤ **Bastidor**

El diseño, el proceso y el material utilizado para la fabricación del bastidor es libre excepto las siguientes consideraciones:

- No está permitido fabricar el chasis en titanio ni en aleaciones de titanio.
- El bastidor definitivo a presentar en la competición deberá haber superado el proceso de homologación por parte de la organización.

- No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Debe de tratarse de un chasis prototipo de fabricación propia.

➤ **Suspensiones**

El diseño de la suspensión delantera y trasera es libre pero en caso de horquilla delantera y amortiguador trasero deberán ser los proporcionados por la organización. No se permite la modificación estructural de los mismos, solo el cambio de muelles y fluidos hidráulicos (viscosidad del aceite).

➤ **Dirección**

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 a accionamientos.

El ángulo mínimo de giro de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta y deberá estar limitado por un tope a cada lado.

Está permitido el uso de amortiguador de dirección.

➤ **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.

➤ **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.

➤ **Motor**

Se deberá utilizar el motor proporcionado por la organización, el cual se entregara sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna. Es un motor mono cilíndrico de 250 cc 4 T tiempos con refrigeración líquida.

3.1.3 Procedimiento de verificaciones técnicas

Para el control y verificación de vehículos se creara una ficha por cada prototipo. Este documento será rellenado 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.

➤ **Homologación del chasis**

La organización se reserva el derecho de verificar el chasis mediante una prueba previa a la competición. Será necesario presentar previo a la competición un estudio teórico de cargas sobre el chasis.

La prueba se realizará en un potro de ensayo. Se aplicaran dos tipos de carga simultáneas. Una carga horizontal progresiva sobre la pipa de la dirección de 275 kg en dirección longitudinal (dirección de marcha) a la motocicleta y otra 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 un 10% y no aparece ningún tipo de fallo o fisura ni en los componentes ni en los elementos de unión. No se admitirán deformaciones permanentes en la estructura del chasis.

En la página web se muestra el esquema del banco y los componentes suplementarios que debe aportar cada equipo a la organización para estas pruebas.

➤ **Verificación de cotas generales**

Se medirán y supervisaran las cotas generales de diseño estipuladas en el reglamento.

➤ **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.

➤ **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-1.

➤ **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.

➤ **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.

3.2 Componentes estándar

La Organización proporciona una serie de piezas que deben ser incorporadas por todos los equipos en las motocicletas, en base a las cuales debe desarrollarse el resto del prototipo. Lo que se busca con estas restricciones es encontrar un punto de partida común para todos los equipos facilitando el inicio del diseño global de la motocicleta y de esta manera ajustar los prototipos a una línea de trabajo, posibilitando una competencia objetiva entre los participantes. Como se comprobará más adelante, de entre ellas sólo algunas están en relación con los componentes objeto del proyecto.

Las piezas proporcionadas por la Organización son:

➤ **Motor**

El motor proporcionado por la Organización puede observarse en la imagen siguiente, donde además se especifican algunas de sus partes:

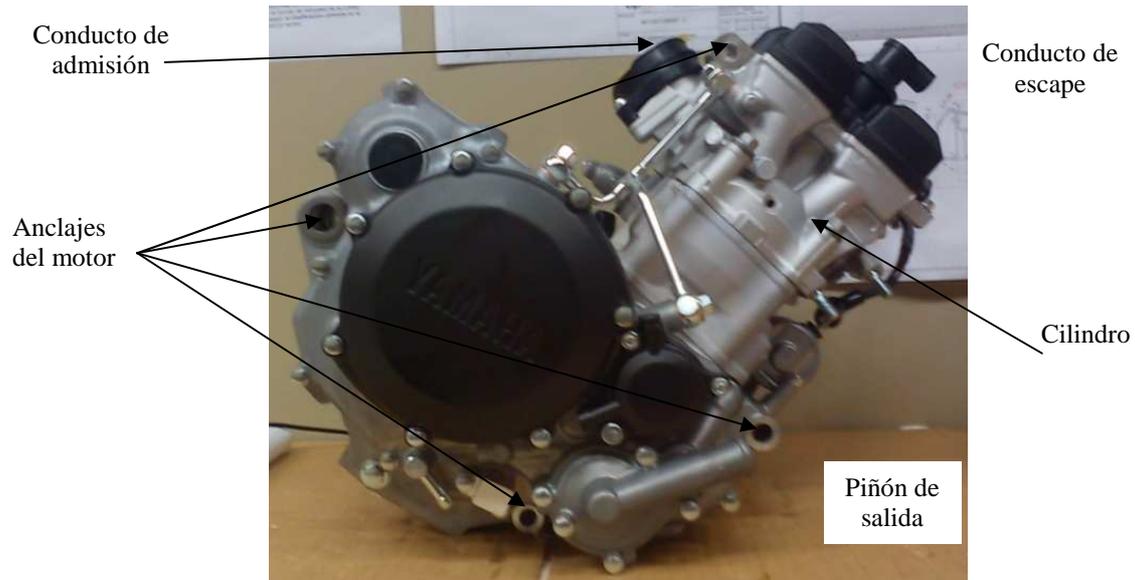


Figura 3-4 Motor

Los elementos más importantes del motor a tener en cuenta a la hora de realizar este proyecto, y en concreto, a la hora de diseñar el chasis son:

- **Los anclajes:** Al tratarse de un motor fabricado inicialmente para una motocicleta de enduro, casi todos los anclajes se encuentran en su parte inferior, ya que teóricamente se sujeta al chasis por medio de una jaula.
- **Posición de la salida del escape:** Es necesario conocer esta posición para permitir el acople del tubo de escape sin que interfiera con el chasis y además se pueda amarrar a este.
- **Posición del carburador:** Es necesario conocer su posición para que no interfiera con el chasis y además permita colocar el airbox.
- **Posición del piñón:** Es necesario conocer su posición ya que es un elemento importante para el comportamiento dinámico de la motocicleta.

➤ Horquilla

La competición proporciona una horquilla. Se diseñará un sistema de suspensión delantera alternativo de paralelogramos, aunque en principio utilizaremos este sistema. La horquilla es la que monta la Yamaha YZF R125 cc.



Figura 3-5 : Yamaha YZF R125 cc.

➤ Amortiguador

El amortiguador trasero es muy sencillo tal y como se muestra en la imagen. Se trata de un amortiguador SACHS.



Figura 3-6 : Amortiguador SACHS.

➤ **Llantas**

La organización proporciona las mismas llantas a todos los equipos, estas son las que monta la YZF R125 cc.



Figura 3-7 : YZF R125 cc

➤ **Neumáticos**

Los neumáticos, al igual que las llantas, son proporcionados por la organización y comunes para todos los equipos. Se trata de neumáticos DUNLOP motorsport, el delantero será un 95/75R17 y el trasero un 115/75R17, ya que el trasero debe tener más anchura.



Figura 3-8 : Neumáticos Dunlop.

➤ **Otros componentes proporcionados**

- ECU
- Bujía
- Palanca de cambios
- Colector de escape
- Bobina
- Sistema de frenos:
 - Bombas
 - Pinza delantera
 - Pinza trasera
 - Maneta

4 INTRODUCCIÓN AL BASTIDOR Y BASCULANTE

4.1 Chasis o Bastidor

4.1.1 Historia

- **Chasis tubulares**

Haciendo un breve repaso histórico de los chasis ó bastidores, se observa que, a lo largo de los años, los diseñadores han sido repetidamente criticados por su aparente insistencia en tomar como base de partida para sus diseños una estructura con forma de diamante, derivada de los chasis de bicicleta. No obstante hay que tener en cuenta que las primeras motos eran prácticamente bicicletas dotadas de un pequeño motor que se anclaba en diversas ubicaciones, por lo que es lógico que esta fuera el tipo de chasis que se adoptara, especialmente en la época en que los pedales también se empleaban como ayuda ocasional al motor.

Hasta que la suspensión trasera comenzó a usarse de forma generalizada décadas más tarde, la gran mayoría de chasis eran de tipo diamante. Esto no es de extrañar ya que este tipo de chasis eran muy largos en sentido vertical, y esto resultaba ideal para alojar los motores mono cilíndricos populares en aquella época. En estas motocicletas el empleo de una pipa de dirección inclinada resultaba lo correcto para proporcionar el avance necesario a la rueda delantera para que la moto fuera autoestable en línea recta.



Figura 4-1 : Chasis tipo diamante, Harley Davidson 1903.

Una vez que los pedales fueron descartados, se siguió utilizando el chasis de tipo bicicleta, en este chasis el eje de los pedales fue reemplazado por el cárter, que estaba abrazado por los extremos inferiores del tubo frontal y del tubo del sillín. Durante muchos años, las anteriores y posteriores a la primera guerra mundial, los fabricantes se decantaron de forma abrumadora por este tipo de chasis. Una variante temprana fue el chasis tipo “single-loop”, en el que el tubo frontal y el tubo del sillín estaban formados por un único tubo doblado que continuaba pasando por debajo del motor.

Ambos chasis fueron mejorados con el chasis de simple cuna. En este chasis, los extremos inferiores del tubo frontal y del tubo del sillín estaban separados y conectados de forma rígida por una cuna que abrazaba el motor, los tubos que formaban la cuna se extendían hacia atrás hasta llegar a las orejetas que soportaban el eje de la rueda trasera.

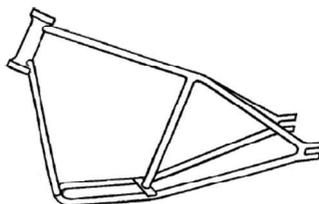


Figura 4-2 : Chasis de simple cuna, sucesor del chasis tipo diamante

El siguiente paso fue el chasis de doble cuna, en el que los tubos de la cuna continuaban hacia arriba, hasta llegar a la pipa de dirección, mientras que por detrás también continuaban hasta las orejetas del eje de la rueda trasera. Ambos tipos de chasis de cuna alojaban motores mono cilíndricos con el cilindro montado en posición vertical, la cuna abrazaba un cárter que solía ser muy estrecho y que se situaba muy bajo. Los motores que tenían un cárter más ancho tenían que montarse más elevados, lo que lógicamente elevaba también el centro de gravedad.

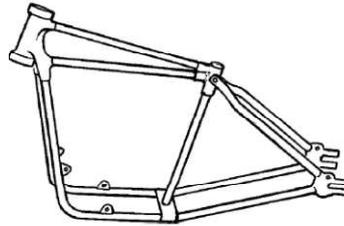


Figura 4-3 : Chasis de doble cuna

No parece que la rigidez a torsión y flexión fuera un parámetro primordial en el diseño de estos primeros bastidores. Sin embargo, en el periodo de entre guerras hubo algunos esfuerzos importantes por mejorar la rigidez a torsión y flexión de los chasis, a base de triangular la estructura. El chasis de la Cotton fue un claro ejemplo de triangulación consiguiendo una excelente estabilidad.

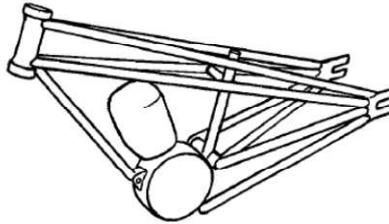


Figura 4-4 : Chasis Cotton, triangulado tanto si se mira de lado como desde arriba.

Se llevaron a cabo algunos intentos para dar mayor rigidez al soporte de la pipa de dirección, incorporándolo en una pieza de fundición de sección en forma de H, que reemplazaba el tubo frontal que bajaba hacia abajo en la Greeves y el tubo superior en algunas BSA.

El chasis de la Francis-Barnett utilizaba el motor como parte estructural y esta triangulado completamente, aunque la parte trasera solo estaba triangulada en sentido vertical, por medio de unos tubos rectos que se montaban atornillados en sus extremos para facilitar las reparaciones.

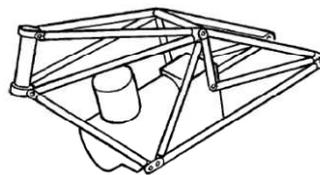


Figura 4-5 : Chasis Francis-Barnett

La Scott también tenía un chasis al que el motor proporcionaba parte de su rigidez. La parte trasera estaba triangulada totalmente, pero la pipa de dirección solo estaba triangulada lateralmente. El freno delantero de aquella época tenía la suficiente capacidad de frenada como para inclinar significativamente la pipa en el plano longitudinal de la moto; aunque esto ocurriera, no habría afectado demasiado a la estabilidad, es mucho peor que la pipa se incline lateralmente. La Scott también alcanzó en aquella época una excelente reputación gracias a su buena estabilidad.

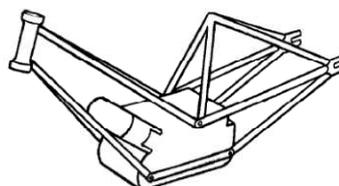


Figura 4-6 : Chasis Scott

Cuando comenzaron a aparecer las primeras suspensiones traseras, muchos fabricantes simplemente abrieron la parte trasera de sus chasis de cuna para poder alojar los amortiguadores. En muchos casos lo único que había era un eje de rueda muy fino sujeto a dos amortiguadores que estaban juntos y por lo tanto en muchos diseños existía una gran diferencia de movimiento entre ambos lados, de

“Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis, basculante y sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

forma que la rueda trasera se inclinaba desalineándose respecto al resto de la moto. A menudo, a pesar del aumento del confort y a veces la adherencia, tanto la manejabilidad como la estabilidad empeoraban en comparación con los modelos que no tenían suspensión.

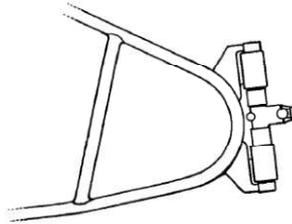


Figura 4-7 : Forma en que se incorporaba la suspensión trasera.

De hecho el modelo de Norton que incorporaba suspensión, consiguió rápidamente el apelativo de “garden gate”.



Figura 4-8 : Chasis Norton “Garden gate”

En 1950 comenzó una nueva revolución cuando las Norton de carreras empezaron a utilizar el chasis “featherbed” diseñado por los hermanos McCandless. Resulta difícil sobreestimar la influencia que este diseño tuvo en el posterior desarrollo de los chasis.



Figura 4-9 : Chasis Norton Featherbed

Incluso hoy, medio siglo después, muchos diseños actuales todavía muestran una descendencia directa de este diseño. La enorme mejora con respecto a de predecesor, tal y como indica su sobrenombre, probablemente debe menos a cualquier aspecto del diseño que a la combinación de varios. Su diseño de doble lazo tenía una eficiencia estructural mediocre pero proporcionaba una rigidez adecuada. El diseño general consiguió un reparto de pesos bastante bueno y un centro de gravedad relativamente bajo teniendo en cuenta la posición vertical del cilindro. La horquilla telescópica fue una de las más robustas de la época, y la geometría de dirección proporcionaba un tacto suave y preciso. Como ocurre con muchos diseños destacados, el éxito de la Featherbed probablemente se debió más a que fue un producto adecuado que a tener una superioridad técnica abrumadora.



Norton Manx 1962

Figura 4-10 : Norton Manx

En general, el acero ha sido el material más utilizado en la fabricación de chasis tubulares aunque también ha usado titanio y aluminio.

- **Vigas**

Una forma completamente distinta de abordar el problema que supone conseguir una resistencia adecuada a la torsión y a la flexión consiste en usar un tubo de gran diámetro como pieza principal del chasis, de esta forma se puede obtener un diseño con un alto grado de rigidez, simple y ligero. Suponiendo que el tubo tenga la sección necesaria, no tiene por qué ser circular, aunque esta sea la mejor forma para conseguir una buena rigidez torsional. De hecho, cuando NSU popularizó rápidamente este tipo de diseño al comienzo del boom de los ciclomotores en los primeros años 50, el tubo – o viga, por usar otro nombre- estaba hecho con dos mitades estampadas y unidas posteriormente mediante soldadura, de forma que el conjunto final tenía una sección aproximadamente ovalada.

De todas formas, estaba claro que una viga plana no podía conectar directamente la pipa con el eje de la rueda trasera, tal y como hacían los cuatro tubos de la Cotton. Por este motivo la viga se bifurcaba en la parte trasera, dejando espacio a la rueda, y la sección abierta que quedaba en la cara interior de ambos brazos de cerraba soldando una chapa doblada con forma de U que restauraba la rigidez. Al soldar la viga partiendo de dos mitades, se hacía posible incorporar cierta curvatura en el plano vertical.



Figura 4-11: Chasis no suspendido para un ciclomotor

El empleo de un basculante trasero elimina la necesidad de tener que bifurcar la parte trasera de la viga que hacía las veces de chasis, porque con este tipo de suspensión, es el eje del basculante y no el de la rueda el que debe estar conectado de forma rígida con la pipa de la dirección. Naturalmente, el propio basculante debe continuar manteniendo la rigidez torsional y lateral hasta llegar al eje de la rueda. En la NSU Max y en las de competición, la viga estampada de chapa de acero se curvaba hacia abajo en la parte trasera para conseguir una conexión directa entre la pipa y el eje del basculante trasero.



Figura 4-12 : NSU Max

Debido a su sección transversal extremadamente grande, el chasis Ariel Leader fue probablemente el más rígido y sobresaliente de los chasis de tipo viga, mostrándose muy predecible cuando se usaba en las carreras.

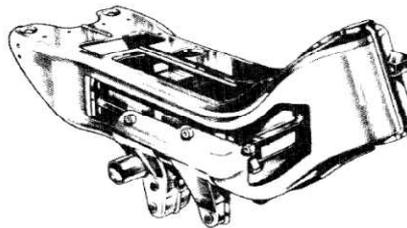


Figura 4-13 : Chasis Ariel Leader

Hacer una conexión directa con un tubo recto no suele ser posible, aun con un motor mono cilíndrico horizontal. Sin embargo con ese tipo de motor, o digamos con un bicilíndrico en línea de dos tiempos, el extremo final del tubo puede quedar muy cerca del eje del basculante, como ocurría en el chasis Foale para un motor Yamaha TZ 350.

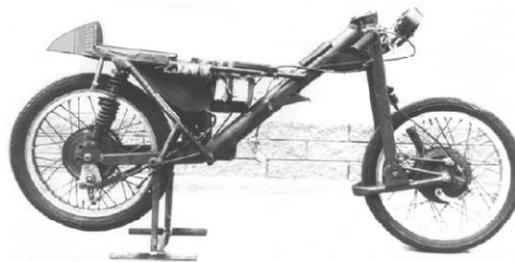


Figura 4-14 : Chasis de espina central con conexión directa entre el eje del basculante y la pipa.

La distancia entre el extremo de la espina central y el eje del basculante se hace aun más grande cuando tenemos que montar un motor alto o voluminoso, por ejemplo un bicilíndrico en línea de un litro. Un diseño que no tiene mucho sentido, y que fue utilizado por varios fabricantes, consistía en salvar esta distancia atornillando dos placas de aleación ligera al tubo principal. Con esa solución, dependiendo del diseño de detalle, se puede perder la rigidez torsional que proporción el tubo principal.

Otra solución al problema que supone el empleo de un motor grande consiste en dividir la viga en dos, de esta forma las vigas pasan rodeando el motor, así llegamos a los chasis “doble viga” que comenzaron a hacerse populares en los años 80. Estos chasis se han construido tanto en acero como en aluminio, aunque normalmente este último es el material más utilizado. Este tipo de chasis puede llegar a ser muy rígido si se diseña y se construye de una forma adecuada.

Desde entonces los bastidores han evolucionado hacia esta estructura, primero engordando las secciones superiores de sus cunas, y, finalmente, eliminando las secciones inferiores o manteniéndolas como soportes del motor únicamente.



Figura 4-15 : Chasis doble viga.

- **El motor como elemento estructural**

La utilización del motor como parte estructural del chasis da lugar a una nueva generación de chasis. Uno de los primeros ejemplos es la P&M cuyos cilindros están situados muy altos hacen las veces de chasis. Las tensiones que podían recibir el cilindro y la culata se veían muy reducidas gracias a unos pernos iban desde la culata hasta el cárter. Después de la segunda guerra mundial, todavía alcanzaron mayor celebridad y éxitos las Vincent, dotados de motores bicilíndricos en V, y un chasis de espina central de sección rectangular hecha de chapa soldada, que servía a la vez como depósito de aceite.

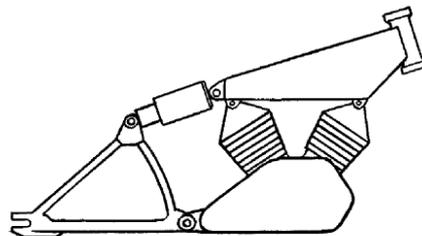


Figura 4-16 : Chasis Vincent-HRD

La utilización de grandes motores con valores de rigidez alto ha dado lugar a la aparición de diferentes tipos de chasis. En este caso se utiliza un chasis multitubular y el anclaje del basculante se produce a través del cárter.



Figura 4-17 : Bott 1000 morlaco



Figura 4-18 : Ducati desmosedicini.

Otro ejemplo de la utilización de este tipo de chasis utilizando el motor como elemento estructural es la Ducati de moto GP. Este chasis está fabricado en fibra de carbono, conectando la pipa con el motor y el eje del basculante esta directamente en el cárter.

4.1.2 Estructura

La estructura general de un chasis, independientemente del tipo de chasis que sea, es prácticamente invariable en todos. Como podemos ver en la siguiente figura, tenemos por una parte, la zona de anclaje de la suspensión delantera "A". Al ser esta habitualmente una horquilla telescópica, está formada principalmente por un eje que se denomina "pipa de dirección". La presencia de este tipo de amortiguador delantero hace que la geometría del chasis se vea muy modificada. Por lo tanto al tratarse

del sistema más común y el que aplicaremos en nuestra motocicleta consideraremos los diferentes tipos de chasis con horquilla.

Por la propia estructura de la horquilla, este punto se sitúa en la parte delantera y en la más alta del chasis. El segundo punto determinante es el punto “B” situado en el eje del basculante. Está sometido a muchos esfuerzos y debe ser lo más rígido posible. El amortiguador trasero se coloca anclado al basculante y al chasis sobre el punto “C”, y, según el sistema de suspensión trasera utilizado puede tener un sistema de bieletas que se anclará en el punto “D”. La unión de la pipa con el eje del basculante se hace mediante la estructura “E” y aquí es donde la variedad abunda. Los distintos tipos pueden realizarlo con tubos, chapas, vigas gruesas etc., siendo estos igualmente empleados para los anclajes.

Otros elementos que debe tener el chasis son los anclajes para el motor “F”, lo suficientemente resistentes como para que no les afecte ni el peso ni las vibraciones. El motor es ocasionalmente parte de la estructura del chasis, ya que, debido a su gran resistencia, puede realizar funciones portantes. También hay que sujetar al piloto mediante el subchasis “G” y los diferentes elementos accesorios como el depósito de gasolina y la carrocería en general, así como los accesorios del piloto.

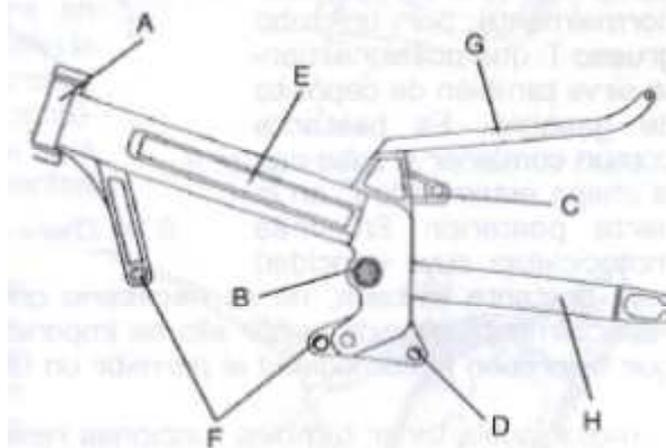


Figura 4-19 : Estructura de un chasis de doble viga

4.1.3 Funciones

Las funciones de un chasis de moto son de dos tipos principales: estáticas y dinámicas. En el sentido estático, es obvio que el chasis debe soportar el peso de la moto y del piloto o pilotos, el motor y la transmisión y los accesorios necesarios como por ejemplo los depósitos de gasolina y aceite. Menos obvia quizás, la función dinámica del chasis es de una importancia fundamental. En conjunto con el resto de componentes, debe proporcionar una dirección precisa, una buena manejabilidad, un buen agarre y un buen confort para el ocupante.

Para que la dirección sea precisa el chasis debe resistir adecuadamente los esfuerzos de torsión y flexión, de forma que las ruedas puedan mantener una relación correcta entre ellas, a pesar de las considerables cargas impuestas por la transmisión, los baches, las curvas y los frenos. “Una relación correcta” quiere decir que el eje de la dirección debe permanecer en el mismo plano que el de la rueda trasera, de forma que la geometría de dirección no se vea afectada por posibles deformaciones del chasis.

Parece evidente que ningún sistema de dirección puede considerarse como efectivo si las ruedas no se encuentran en contacto con el suelo, especialmente en el caso del tren delantero. Además el chasis debe permitir una buena manejabilidad de la moto, refiriéndonos a manejabilidad como al esfuerzo físico necesario para que la moto responda a nuestras acciones. Este aspecto depende fundamentalmente de la altura del centro de gravedad, el peso, la rigidez, la geometría de dirección, el tamaño de los neumáticos y los momentos de inercia de las ruedas y el conjunto moto/piloto.

Otro aspecto importante a considerar es el confort para así poder minimizar el cansancio del piloto. Para ello es necesario que la suspensión absorba los baches sin sacudir al piloto ni producir movimientos de cabeceo. El chasis debe ser capaz de soportar todos estos efectos sin que existan deterioros o fallos.

Por último debemos tener siempre en mente a la hora de diseñar un chasis que todo el diseño es un compromiso. Este compromiso vendrá dado por el uso que le vayamos a dar a la moto, los materiales que tenemos a nuestro alcance y el precio que el cliente está dispuesto a pagar.

4.1.4 Tipos

4.1.4.1 Chasis mono viga

Este título cubre varios tipos diferentes de chasis (espina central tubular, espina central hecha de acero estampado, monocasco y doble viga) que usan miembros de gran sección para conseguir una rigidez inherente ante cargas de torsión y flexión. Las vigas se pueden combinar también con triangulación para obtener un diseño práctico.

- **Espina central**

Existe una gran variedad de posibilidades para fabricar este tipo de chasis. La solución más popular consiste en una estructura con forma de T compuesta por dos chapas de acero estampado unidas mediante soldadura por puntos o por resistencia. Este tipo de construcción consigue una gran rigidez con un coste de producción muy bajo, aunque el elevado desembolso inicial en útiles de fabricación deja a un lado su empleo en prototipos y pequeñas series. También, el producto final es más pesado que un chasis de la misma rigidez fabricado con tubo, debido al inevitable exceso de metal en zonas de bajas tensiones.



Figura 4-20 : Chasis de espina central

- **Monocasco**

Este tipo de chasis ha sido muy poco utilizado debido principalmente a sus dificultades de fabricación y de espacio. Ya que una de las características indispensables de un chasis es su facilidad de acceso para realizar los reglajes necesarios, sobre todo en carrera. Este tipo de chasis consigue su rigidez estructural mediante una “coraza” completamente aerodinámica y unos refuerzos transversales.



Figura 4-21: Honda NR500, chasis monocasco

- **Doble viga**

Hoy en día es un diseño prácticamente universal en las motos deportivas más potentes y en casi todas las motos de competición utilizan este tipo de construcción. Consiste en dos vigas, normalmente de aluminio, que están situadas a ambos lados del motor uniendo la pipa de dirección con el alojamiento del eje del basculante.

En prácticamente todos los casos, habitualmente la zona de la pipa de dirección, los alojamientos del eje del basculante y los soportes traseros del motor son de fundición y están soldados a las vigas laterales. Muy a menudo, aunque no siempre, el subchasis va atornillado al chasis principal.

Desde un punto de vista estructural el chasis de doble viga podría considerarse como un chasis de espina central desdoblado. La experiencia dice que si se utiliza una cantidad suficiente de metal, se puede conseguir la rigidez necesaria incluso para un uso en competición, aunque desde el punto de vista de eficiencia estructural este tipo de chasis no es especialmente bueno. Incluso utilizando aluminio, no es un tipo de construcción que dé lugar a un chasis especialmente ligero y si se fabrica en acero resultaría un chasis pesado.

Una de las ventajas claras de este tipo de chasis frente a los multitubulares es la ventaja que ofrece al diseñador en cuanto al uso del espacio al trabajar con grandes motores. Especialmente en competición, este tipo de chasis permite un acceso mucho más fácil para trabajar en el motor y en particular para acceder a los carburadores y las bujías. La eliminación de los tubos que rodeaban al motor por debajo y por delante, proporciona un espacio libre muy útil para los sistemas de escape y refrigeración.

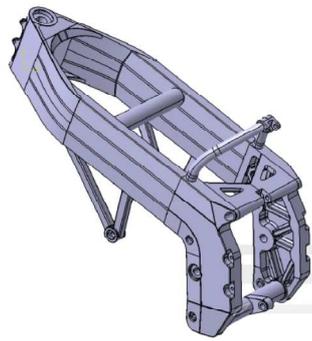


Figura 4-22 : Chasis doble viga

4.1.4.2 Chasis tubulares

- **Tubular convencional**

Aunque este tipo de chasis es de los más comunes, potencialmente es el peor en términos de eficiencia estructural. Su diseño queda determinado principalmente por la disponibilidad de espacio y por consideraciones de moda o estilo. Fundamentalmente consiste en un conjunto de tubos de medio tamaño, doblados alrededor del motor para conectar la pipa de dirección con el eje del basculante. El diámetro del tubo es demasiado pequeño para conseguir ganar algo de la rigidez a flexión y a torsión que ofrece la propia sección del tubo. Más aún, normalmente estos diseños no consiguen proporcionar una triangulación significativa.



Figura 4-23: Chasis tubular convencional

- **Tubular triangulados**

Aunque este tipo de chasis puede conseguir una eficiencia estructural extremadamente elevada, no ha encontrado demasiados seguidores entre los fabricantes más grandes. Probablemente esto se debe a que debido a la forma y al tamaño de los tipos de motores más comunes, hace falta una estructura ancha y complicada.

El empleo de tubos largos de pequeño diámetro puede suponer un problema, ya que el motor los puede hacer entrar en resonancia, debido a sus fuerzas de inercia que no se encuentran en equilibrio. La solución es elevar la frecuencia propia de los tubos, bien haciéndolos más cortos, bien aumentando su diámetro.

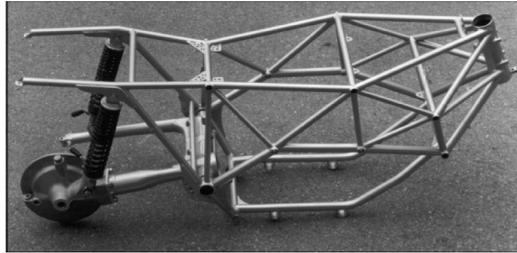


Figura 4-24 : Chasis multitubular triangulado

4.1.4.3 Motor estructural

Potencialmente esta es la forma más eficiente de construir una moto que tenga un motor grande. El principio se basa en utilizar la rigidez del motor para conseguir conectar la pipa de dirección con el eje del basculante. Si alojamos este eje en la parte trasera de la fundición de la caja de cambios, solamente necesitaremos una pequeña estructura para unir la pipa de dirección a la zona superior del motor.



Figura 4-25 : Diseño de Nicolás Petit, motor estructural

4.2 Basculante

4.2.1 Historia

Aunque algunos de los primeros diseños de suspensiones con basculante, como los de Moto-Guzzi y Vincent, estaban triangulados para tener una mayor rigidez estructural, parece que este aspecto fue largamente ignorado durante los años 50 y 60, cuando los basculantes comenzaron a ser universales.

La Norton Featherbed lideró un tipo de diseño, que utilizaba un tubo transversal para el giro junto con dos brazos laterales de un diámetro relativamente pequeño. La falta de rigidez torsional llegaba a tal nivel que Girling vendía amortiguadores ajustados por parejas como opción extra, para reducir la torsión adicional debida al desequilibrio de la suspensión. Hasta que Yamaha resucitó el basculante triangulado, a finales de los 60 y durante los primeros 70, no se comenzó a prestar atención a las Consideraciones estructurales. Desde entonces hasta hoy en día, la rigidez de los basculantes se ha ido incrementando de forma gradual.

La flexibilidad del basculante permite que la rueda se mueva hacia los lados creándose ángulos de comba y de deriva y por lo tanto fuerzas de dirección. La figura 5.3 (al final de este apartado) muestra estos modos de deformación y su efecto en la orientación de la rueda. Como estas acciones sobre la dirección no están bajo el control directo del piloto, podemos pensar que van en detrimento del comportamiento dinámico y de la estabilidad, pero en cierto modo actúan de forma parecida al avance de la rueda delantera. Tanto la variación del ángulo de comba como el ángulo de deriva actúan oponiéndose a la fuerza perturbadora, y por lo tanto en algunos casos realmente pueden producir una distorsión menor en la dirección. En general la rigidez estructural de los componentes de un chasis hoy en día ya ha

alcanzado un nivel que puede causar problemas para absorber los baches en las curvas, y algunos fabricantes están introduciendo de forma deliberada cierta flexión controlada.

4.2.2 Tipos: Mono brazo o doble brazo

Los basculantes mono brazo se han usado desde hace mucho tiempo en pequeños ciclomotores y scooters, pero no empezaron a considerarse como una opción seria para motocicletas deportivas grandes y para motos de competición hasta que no aparecieron las Elf de resistencia diseñadas por Andre de Cortanze. Desde entonces ha existido diversidad de opiniones con respecto a esta solución. Honda lo ha empleado en una gran variedad de motos deportivas y de carreras, tanto con transmisión por cadena como por cardan, Ducati ha tenido mucho éxito en los circuitos, mientras BMW ha pasado a emplear el mono brazo de forma exclusiva en todos sus modelos con transmisión por cardan, primero con un brazo rígido muy simple y más tarde con un sistema articulado llamado “paralever” que controla el levantamiento y el squat. MV ha decidido utilizar un mono brazo de fundición en su nueva superbike F4, De hecho los basculantes mono brazo tienen un uso mucho más amplio de lo que normalmente se piensa.



Figura 4-26 : Mono brazo Ducati1098



Figura 4-27 : Doble brazo

Sin embargo, la mayoría de los fabricantes todavía utiliza el diseño estándar de los últimos 50 años, el basculante de doble brazo, de una forma u otra. ¿Cuál es el motivo? ¿Quizás se debe a la tradición, consideraciones de fiabilidad del producto, estética o es que el diseño simétrico del basculante de dos brazos tiene algunas ventajas técnicas? Lo que nos interesa es el aspecto técnico de esta pregunta y para encontrar la respuesta tendremos que estudiar qué características hacen que un basculante sea bueno y como ambos planteamientos (mono brazo y doble brazo) llegan a encontrar esos requerimientos.

Asumiendo que ambas variantes tienen la misma geometría (misma longitud y los mismos puntos de anclaje al chasis), y que tanto el muelle como el amortiguamiento son iguales, existen tres criterios principales para compararlos:

- Rigidez estructural
- Peso total
- Masa no suspendida.

4.2.3 Comparación estructural

Dado que el diseño real de un basculante mono brazo y de uno de dos brazos varía tanto, resulta difícil poder compararlos. Los basculantes mono brazo para transmisión por cadena al estilo de los que han diseñado Honda, Ducati y otros, utilizan formas muy complejas, debido a que montan la corona de la cadena por el lado de fuera. Las propiedades estructurales de estos brazos se pueden evaluar utilizando técnicas de análisis por elementos finitos. Es un método de cálculo por ordenador que considera que la estructura está compuesta por muchos elementos pequeños unidos juntos, de acuerdo a unas reglas determinadas, para formar la pieza completa. La imagen siguiente muestra un ejemplo de cómo se dividió un basculante Ducati de fundición de magnesio para este tipo de análisis. Normalmente los basculantes mono brazo para motos con transmisión por cardán tienen una construcción más sencilla.

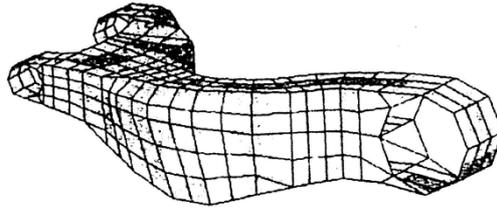


Figura 4-28 Modelo de basculante

Las características de la deformación de un basculante de dos brazos dependen en gran medida de la naturaleza y la rigidez del eje de la rueda y de su método de anclaje. El peor caso lo encontramos en aquellos basculantes que tienen una fina chapa en su extremo con una ranura para el ajuste de la cadena, este caso se acerca mucho al de un eje con articulaciones en ambos extremos. El mejor caso probablemente lo podremos encontrar en máquinas con transmisión final por cardán, que suelen tener un eje con un anclaje muy rígido. La figura siguiente muestra el patrón de deformación de dos casos extremos. En el primero el eje no aporta ningún efecto rigidizador y en el segundo el eje tiene una unión completamente sólida con el basculante. En el mundo real, un basculante estaría en algún lugar entre estos dos extremos.

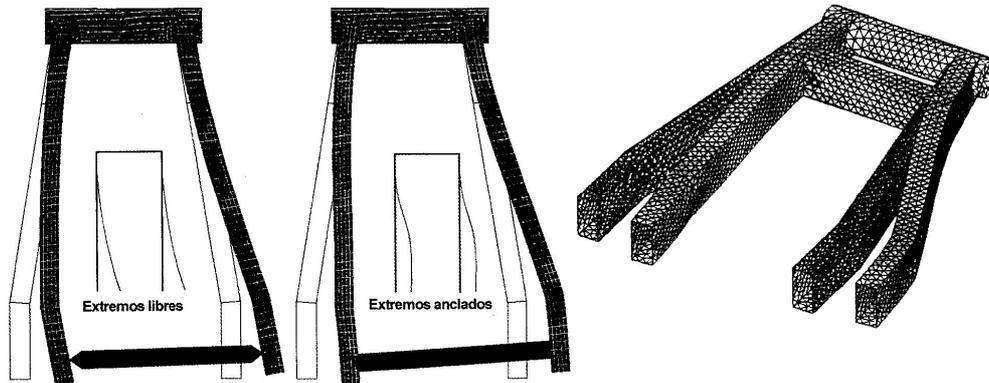


Figura 4-29: Ejemplos de basculantes

La deformación torsional del basculante de dos brazos tiene 3 fuentes principales de flexibilidad que debemos considerar.

- Torsión en el eje de pivotamiento del basculante.
- Flexión vertical de los brazos.
- Torsión de los brazos laterales, que depende fundamentalmente del tipo de anclaje del eje de la rueda, al igual que en caso de la flexión lateral.

Para hacernos una idea acerca de si alguno de los dos tipos de construcción, mono brazo o doble brazo, tiene una ventaja estructural importante sobre el otro vamos a considerar unos análisis por elementos finitos de ejemplos simples de cada tipo, en acero, y después compararemos los resultados. Cada tipo se ha analizado de dos formas, tal y como se muestra en las imágenes. El ejemplo de dos brazos se analiza tanto con un segundo tubo transversal de refuerzo, como sin él. El mono brazo con y sin un refuerzo de chapa por detrás del tubo de pivotamiento. En ambos casos se utilizan brazos de igual longitud, y ambos tienen tubos de pivotamiento idénticos. Para el diseño tradicional de dos brazos, estos están contruidos con chapa. Esta es una configuración típica utilizada por muchos fabricantes de piezas especiales. El basculante mono brazo que vamos a analizar es el que montaba la Q2 (cuya foto aparece un poco más adelante. Así que ambos casos corresponden a ejemplos prácticos.

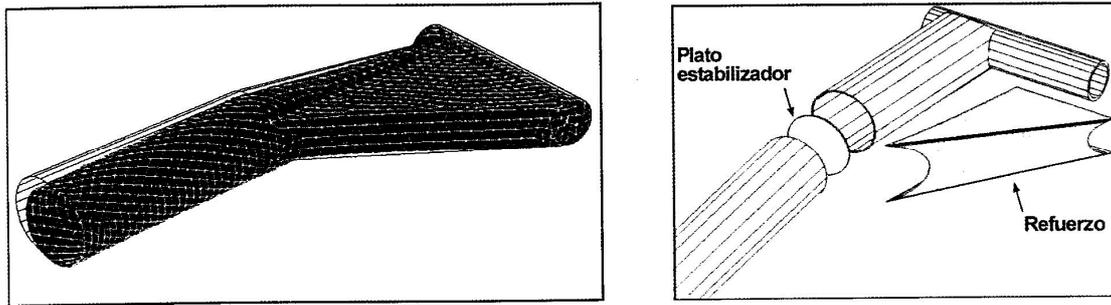


Figura 4-30 Modelo de basculante

La figura anterior muestra las deformaciones de la rueda que hemos considerado y los resultados de los análisis. Se muestran como un porcentaje del resultado más rígido en cada caso. Podemos ver que en los dos ejemplos que analizamos ninguno tiene una ventaja clara sobre el otro. El mono brazo reforzado y el basculante de dos brazos reforzado con un segundo tubo transversal tienen prácticamente la misma rigidez en lo que se refiere a la variación del ángulo de comba. En cuanto al desplazamiento lateral, el mono brazo es casi el doble de rígido, pero la situación es la contraria en el ángulo que gira la rueda (ángulo de guiñada). En el ejemplo de dos brazos la resistencia de la rueda a girar con un movimiento de guiñada depende mucho de la disposición del diseño. Por ejemplo si los dos brazos son paralelos, tendremos un ángulo de giro muy pequeño a pesar de la flexibilidad lateral de los brazos. Por el contrario, si los brazos se abren hacia la parte trasera, como suele ocurrir casi siempre en la práctica, entonces la rueda girará cierto ángulo, tal y como podemos ver en la figura. Así pues, resulta complicado generalizar sobre las características del diseño de doble brazo. Para ello hay que estudiar los detalles de ejemplos específicos.

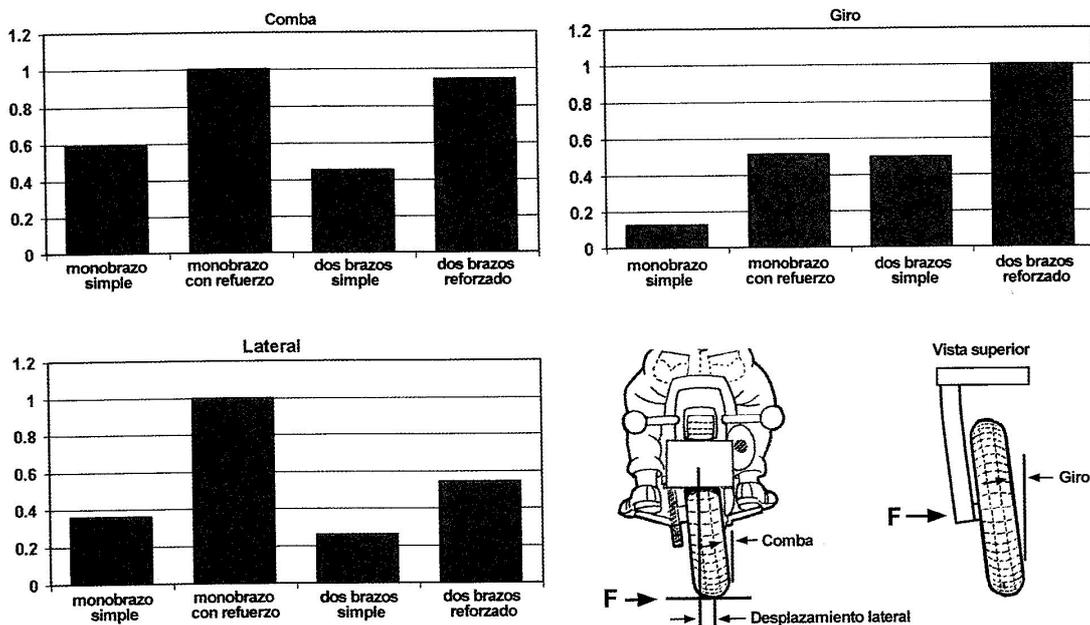


Figura 4-31 : Resultados de la comparación por elementos finitos. Los valores de rigidez se muestran en función del mejor de cada caso. El dibujo de abajo a la derecha muestra los 3 tipos de desplazamiento que se consideran en el análisis, cuando sometemos al conjunto a una fuerza lateral (F) en el punto de contacto del neumático con la carretera.

Está claro que la adición del refuerzo del basculante mono brazo y del segundo tubo transversal en el basculante de doble brazo es muy eficiente a nivel estructural. En cada caso la rigidez global se multiplica aproximadamente por dos a cambio de un pequeño aumento de peso. Así pues, parece que ambos tipos de basculante se pueden construir para que tengan un comportamiento estructural satisfactorio. Las diferencias en los valores de rigidez que hemos obtenido con estos ejemplos son menores que las que se podrían obtener con cualquier otro diseño dependiendo del diseño de detalle, por

lo que la decisión sobre qué tipo elegir normalmente estaría basada en otra clase de consideraciones. La facilidad para el cambio de rueda podría ser un punto definitivo a favor del mono brazo, especialmente en carreras de resistencia, pero existen otras consideraciones como el coste, la facilidad de ajuste de la cadena, la facilidad para conseguir las tolerancias de fabricación necesarias, la estética, la tradición y otras.

Como regla general, resulta necesario equilibrar la rigidez relativa de los componentes del chasis. Por ejemplo no tiene sentido aumentar el peso para rigidizar un buen basculante que se usa en un chasis muy flexible, sería mejor utilizar ese aumento de peso para rigidizar primero el chasis.

4.2.4 Resumen

Hoy en día, la suspensión trasera mediante basculante es un diseño universal. A lo largo del tiempo se ha ido incrementando la rigidez estructural, lo que en general ha beneficiado el comportamiento dinámico. Con una o dos excepciones, el empleo de dos amortiguadores montados casi verticales, uno a cada lado de la rueda, fue el sistema de suspensión favorito durante un largo periodo de tiempo. De hecho este sistema todavía se utiliza mucho, aunque en las motos de campo, en las de competición y en las deportivas el sistema más habitual se basa en algún tipo de monoamortiguador comprimido por un sistema de bieletas. Aparte de proporcionar ventajas estructurales esta solución proporciona una gran libertad en la fase de diseño para hacer que la constante elástica tenga características progresivas o regresivas.

Actualmente existe una gran discusión, aunque sin ningún consenso, sobre si merece la pena utilizar basculantes mono brazo en lugar de los más habituales de doble brazo. En realidad, probablemente se puede hacer que ambos trabajen igual de bien dependiendo de la calidad del diseño de detalle. La facilidad de cambio de rueda debería ser una gran ventaja para el mono brazo en carreras de resistencia. Las motos con transmisión por cardán han conseguido un gran volumen de fabricación de sistemas mono brazo.

Si bien existen varias soluciones posibles al problema de la variación de la distancia que existe entre el piñón de ataque y la corona de la rueda, son muy poco utilizadas. En general, la variación de la holgura de la cadena es algo que se acepta, aunque con los largos recorridos de suspensión de las motos de campo se producen variaciones demasiado grandes como para no tenerlas en cuenta. Esto se controla a través de un piñón que se empuja mediante un muelle.

4.3 Análisis de las necesidades

Para realizar una correcta elección final del tipo y material del chasis y basculante a fabricar primero se estudiará cuales son todas las necesidades funcionales que deben cumplir. Para ello se realiza una búsqueda intuitiva de forma que se obtenga la gran mayoría de requerimientos funcionales.

- **Rigidez** Es una de las características principales tanto de un chasis, como de un basculante. La estructura de la moto debe ser capaz de mantener los parámetros geométricos dentro de unos valores adecuados ante todas las condiciones de carga que preveamos que pueden tener lugar. La rigidez está relacionada con la deformación temporal que sufre la estructura cuando se le aplica una carga y después se descarga. Por lo tanto se tratará de diseñar ambos componentes lo más rígidos posible.
- **Cargas** Tendrá que ser capaces de soportar todas las cargas sin entrar en la zona plástica del material. Habrá situaciones en las cuales soportarán la mayor parte del peso de todos los componentes, del piloto, las reacciones en los neumáticos así como las cargas dinámicas que se generen en el funcionamiento de la moto.
- **Peso** Como en todos los vehículos de competición el peso es una característica importantísima, por ello trataremos de diseñar chasis y basculante lo más ligeros posible, siempre respetando la normativa que dice que la moto debe llegar en todo momento a un peso mínimo de 95 kg. Además en esta competición todos los equipos montaran el mismo motor de 250 cc, cuya potencia no es elevada, de forma que ajustar el peso de la motocicleta toma aun mayor importancia.

- **Material** El material seleccionado influirá tanto en el diseño como en el coste del prototipo, puesto que va ligado a la dificultad del proceso de fabricación.
- **Fabricación**
 - **Dificultad:** Dificultad de fabricación desde un punto de vista de conseguir los resultados con la calidad esperada y de no encarecer demasiado el coste.
 - **Disponibilidad de empresa especializada:** Disponer de personal cualificado para la correcta fabricación del prototipo.
 - **Coste:** Tanto del material a utilizar como la mano de obra necesaria para la fabricación.
- **Espacio y Accesibilidad** Se refiere a la posibilidad de realizar cambios sobre la moto en el menor tiempo posible, es decir que sean accesibles los elementos modificables como por ejemplo el carburador. Esta función es necesaria en las motos de competición ya que se encuentran continuamente sometidas a cambios durante las carreras.
- **Variabilidad** Se trata de realizar una configuración que permita realizar algunos cambios sobre los parámetros geométricos de la motocicleta. Estos cambios se refieren por ejemplo a la posición del anclaje del basculante, la posición relativa del piñón respecto al anclaje del basculante, el ángulo de lanzamiento, la posición de la rueda trasera o la posición del anclaje del amortiguador.
- **Montaje** Tendrán que ser diseñados teniendo en cuenta facilitar el montaje de todos los elementos que componen la motocicleta con herramientas estándares.
- **Estética e Innovación** Al tratarse de una competición ingenieril en la cual se valora tanto el diseño como la innovación, es importante que la estética sea tanto buena, como original e innovadora. Además para el piloto y para cualquier usuario de motos es importante que el chasis le transmita seguridad y fiabilidad a primera vista.
- **Resistencia a impactos** Es importante tener en cuenta que el chasis y el basculante serán utilizados para una competición en la cual puede ser posible que sufran caídas o impactos. Por lo tanto el diseñador tendrá que tener esto en cuenta para que puedan resistir ciertos golpes, ya que en caso contrario, tendríamos que abandonar la competición, puesto que no son componentes de los cuales no van a existir repuestos.

4.4 Toma de decisiones:

4.4.1 Selección de tipo y material chasis según necesidades

Una vez vistos los tipos y características de los principales chasis se realiza una primera selección del tipo que mejor se ajusta a las necesidades.

Primeramente se valorará la rigidez y el peso que cada tipo podría proporcionar. Esta cuestión es de vital importancia ya que se debe diseñar un chasis y un basculante de una moto de competición que soportará cargas elevadas. Además el peso será algo determinante ya que todas las motos montaran el mismo motor.

El material con que se llevará a cabo su fabricación es también importante, ya que según el tipo, el diseño puede ser diferente. Además de esto el coste del material y de fabricación del prototipo son otros factores a tener en cuenta.

Por último, se valorará el uso del espacio, teniendo en cuenta la facilidad para realizar modificaciones sobre la moto en poco tiempo.

Se muestra una tabla con las principales características de los diferentes chasis:

Tipo/Características	Rigidez	Peso	Material	Fabricación	Espacio
Espina central	Alta	Alto	Acero/Aluminio	Coste bajo de producción- Útiles caros	Medio
Monocasco	Media	Medio	Aluminio	Alto coste	Bajo
Doble viga	Media/Alta	Medio	Aluminio	Alto coste de mecanización bloques de aluminio- Soldadura complicada	Alto
Tubular convencional	Media/Baja	Medio	Acero/Aluminio	Problema con tubos curvados	Medio
Tubular triangulado	Alta	Bajo	Acero	Elevado número de soldaduras Coste bajo	Medio

Tabla 4-1: Características principales de diferentes chasis

Cabe destacar que en la tabla anterior no se ha analizado el chasis que utiliza el motor como parte estructural a pesar que sus propiedades rigidez/peso son muy buenas. Debido a que el motor que proporciona la organización, en principio, no está preparado para ser parte estructural desestimamos esta opción.

Vistas las características se realiza una primera selección de los tipos de chasis que mejor se ajustan al propósito. Por un lado los chasis tipo espina central y monocasco son de elevado coste de fabricación además de que su relación rigidez/peso no es de las mejores, por lo que se desestiman. A continuación se realiza un análisis más detallado de las necesidades para realizar una buena selección entre un chasis de doble viga, tubular triangulado o uno tubular convencional.

Para la designación de la mejor solución se va a elaborar una matriz de decisiones de modo que se evaluarán los diferentes tipos de chasis en función de las necesidades. Esta técnica consiste en evaluar los distintos chasis en base a distintos criterios (técnicos, económicos, ergonómicos, etc.) de modo que se pueda decidir cuál es el óptimo, teniendo en cuenta que se tratará de una solución de compromiso entre las ventajas e inconvenientes observadas en todos ellos.

Primeramente se pasa a valorar cada una de las necesidades funcionales según su importancia. Se dará un 3 a aquellas necesidades que sean de alta importancia, 2 a las de media y 1 a las de baja importancia.

<i>Importancia</i>	<i>Valor</i>
Alta	3
Media	2
Baja	1

Tabla 4-2: Criterio de valoración de las necesidades funcionales según su importancia

La valoración de las necesidades funcionales según su importancia será:

Necesidades funcionales	Valoración
Rigidez	3
Cargas	3
Peso	3
Material	2

Necesidades funcionales	Valoración
Fabricación <ul style="list-style-type: none"> • Dificultad • Disponibilidad • Coste 	3 3 3
Espacio	2
Variabilidad	2
Montaje	2
Estética	1
Resistencia a impactos	1

Tabla 4-3: Valoración de las necesidades funcionales según su importancia

A continuación se pasa a valorar como cumple cada chasis y cada basculante los diferentes requerimientos funcionales.

Cumplimiento	Valoración
Muy bien	5
Bien	4
Normal	3
Mal	2
Muy mal	1

Tabla 4-4: Criterio de valoración de para chasis y basculantes

Necesidades\Tipos chasis	Doble viga	Tubular triangulado	Tubular convencional
Rigidez	4	5	3
Cargas	5	5	4
Peso	4	3	3
Material	3	4	4
Fabricación <ul style="list-style-type: none"> • Dificultad • Disponibilidad • Coste 	3 2 2	4 5 4	4 4 3
Espacio	4	3	3
Variabilidad	4	4	3
Montaje	4	4	4
Estética	4	3	2
Resistencia a impactos	3	3	3

Tabla 4-5: Valoración según chasis

Una vez realizada la valoración del cumplimiento de las necesidades funcionales por cada tipo de chasis, se obtiene el producto de la importancia y el cumplimiento. Se suman todos los valores de cada chasis de forma que se obtenga un valor representativo del cumplimiento de las necesidades por cada tipo de chasis de forma que permita seleccionar el que mejor se ajusta.

Necesidades\Tipos chasis	Doble viga	Tubular triangulado	Tubular convencional
Rigidez	12	15	9
Cargas	15	15	12
Peso	12	9	9
Material	6	8	8
Fabricación			
• Dificultad	9	12	12
• Disponibilidad	6	15	12
• Coste	6	12	9
Espacio	8	6	6
Variabilidad	8	8	6
Montaje	8	8	8
Estética	4	3	2
Resistencia a impactos	3	3	3
SUMA	97	114	96

Tabla 4-6: Valoración (Importancia x cumplimiento) según chasis

Según el análisis realizado la solución que mejor se ajusta a las necesidades es *el chasis de tipo tubular triangulado*. Sus principales ventajas son su buena rigidez y su resistencia a las cargas además de sus buenas características de fabricación. El disponer además de una empresa de soldadura en acero como colaboradora facilitará la fabricación, ya que serán ellos los que suelden el chasis. El permanente contacto con ellos permitirá optimizar el diseño.

4.4.2 Selección de tipo y material basculante según necesidades

Se realizará un procedimiento homólogo al del chasis.

Primeramente, se elige el tipo de basculante a diseñar, mono brazo o de doble brazo. Se procede a comparar los dos modelos, teniendo en cuenta rigidez, peso total, espacio y facilidad de diseño y fabricación.

- Rigidez: En ambos casos se pueden conseguir altas rigideces reforzando el modelo. Este concepto no va a ser muy indicativo a la hora de elegir entre uno y otro.
- Peso: en este caso tampoco hay mucha diferencia, aunque el basculante de un solo brazo necesita más masa para llegar a los mismos valores de rigidez que el de dos brazos. Además se ha visto que el peso no es el factor más importante en esta moto, ya que hay que llegar a un peso mínimo de 90kg, un valor elevado para una moto de 125cc.
- Espacio: va a ser un factor importante de diseño, ya que en la parte posterior de la moto hay un gran número de elementos y articulaciones. El basculante mono brazo ocupa sólo el lado de la cadena (lo que complica el diseño), y además dificultaría el anclaje del sistema de bieletas, mientras que en el de doble brazo reforzado, esta unión es más sencilla y el paso de la cadena se hace más sencillo ya que liberas el espacio de esa zona. Si fuese

transmisión por cardan, sería más aconsejable utilizar el mono brazo, o en carreras de resistencia, ya que facilita el cambio de rueda.

- Facilidad de diseño y fabricación: es el factor de diseño más importante. En cuanto al diseño, el mono brazo requiere prestar mucha atención al paso de la cadena, y dimensionarlo se antoja más complicado, mientras que un basculante de dos brazos es algo más sencillo debido a que es casi simétrico y el volumen está más distribuido por alrededor de la rueda.

Por todo esto, se opta por el basculante de dos brazos, ya que al mono brazo se le ve más estético, aunque igualmente funcional para algunos casos.

Ahora toca plantear los distintos tipos de basculante de doble brazo, vistos desde el punto de vista de la fabricación. Las dos grandes familias de basculantes son los fabricados en aluminio y los hechos con acero, ya sea mediante perfiles o tubos. Se van a añadir a estas dos opciones una tercera, poco utilizada, pero que puede aportar cosas interesantes, como mayor rigidez y reducción de peso.

Se estudia la fabricación en fibra de carbono.

Seguido a esto, se valora cada una de las necesidades funcionales según su importancia.

Necesidades\Tipos basculante	Aluminio	Acero	Fibra de carbono
Rigidez	4	5	4
Cargas	5	5	5
Peso	4	3	5
Material	3	4	3
Fabricación			
• Dificultad	3	4	2
• Disponibilidad	2	5	3
• Coste	2	4	2
Espacio	3	3	3
Variabilidad	4	4	3
Montaje	4	4	4
Estética	4	3	5
Resistencia a impactos	3	3	1

Tabla 4-7: Valoración según basculante

Una vez realizada la valoración del cumplimiento de las necesidades funcionales por cada tipo de basculante, Se obtiene el producto de la importancia y el cumplimiento. Se suman todos los valores de cada chasis de forma que se obtiene un valor representativo del cumplimiento de las necesidades por cada tipo de basculante que permitirá seleccionar el que mejor se ajusta.

Necesidades\Tipos chasis	Doble viga	Tubular triangulado	Tubular convencional
Rigidez	12	15	12
Cargas	15	15	15
Peso	8	6	10
Material	6	8	6

Necesidades\Tipos chasis	Doble viga	Tubular triangulado	Tubular convencional
Fabricación			
• Dificultad	9	12	6
• Disponibilidad	6	15	9
• Coste	6	12	6
Espacio	6	6	6
Variabilidad	8	8	6
Montaje	8	8	8
Estética	4	3	5
Resistencia a impactos	3	3	1
SUMA	91	111	90

Tabla 4-8: Valoración (Importancia x cumplimiento) según basculante

Según el análisis realizado, la solución que mejor se ajusta a las necesidades es el basculante de tubos o perfiles de acero. Sus principales ventajas son su buena rigidez y su resistencia a las cargas además de sus buenas características de fabricación. El disponer además una empresa de soldadura en acero (IMCA) como patrocinador facilitará muchísimo la fabricación, ya que serán ellos los que lo suelden. El permanente contacto con la empresa permitirá optimizar el diseño.

El tipo de chasis y basculante elegidos tan sólo se suelen realizar en acero, puesto que en Aluminio se necesitaría fabricarlo con tubos de secciones y espesores muy grandes para conseguir las mismas rigideces. Por lo que la elección del material quedará limitada a los diferentes tipos de acero existentes en el mercado.

Una vez se haya elegido el modelo final y se hayan realizado todos los ensayos pertinentes, se elegirá el acero más adecuado para el chasis y basculantes elegidos, ya que habrá que prestar mucha atención a los límites elásticos de cada aleación.

5 INTRODUCCIÓN AL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA

5.1 Historia

El brazo oscilante trasero (comúnmente conocido como basculante) se ha impuesto totalmente como sistema de suspensión trasera y aunque está lejos de ser perfecto, resulta difícil pensar en una alternativa que pueda ser mejor. El basculante se impuso rápidamente al sistema plunger, que era técnicamente muy pobre, aunque fue muy popular en los años 50. Normalmente el basculante estaba formado por un tubo transversal que alojaba los rodamientos de giro y un par de tubos laterales que soportaban la rueda y los amortiguadores. Este diseño tan básico tenía una carencia clara de rigidez torsional y era necesario utilizar dos amortiguadores para evitar el par que producían las fuerzas de la suspensión. Para eliminar estos defectos, la relación más eficaz entre rigidez y peso se obtiene triangulando el basculante y conectando el vértice al amortiguador, tal y como lo patentó Vincent en 1928.

Más recientemente ha habido una tendencia hacia los "sistemas de suspensión trasera por bieletas" con un basculante triangulado por debajo del eje de giro y conectado al amortiguador a través de una bieleta. Normalmente, el propósito de todos estos diseños consiste en obtener unas constantes de muelle y de amortiguamiento progresivas a través de medios geométricos. Si la progresividad es deseable, esta puede ser una buena forma de conseguirla porque tanto la relación del muelle como la del amortiguador varían a la vez. Para conseguir este efecto progresivo, es necesario que una bieleta o palanca se incline un ángulo grande para un determinado movimiento lineal, y para ello este brazo de palanca debe ser pequeño. Este concepto es común a todos los sistemas de bieletas. Suponiendo que todos producen unos cambios parecidos en la constante efectiva del muelle (medida en el eje de la rueda), y que su peso y su rigidez son similares, ninguno de estos diseños tiene una ventaja especial sobre los demás, a pesar de lo que digan los fabricantes. Así, la elección de diseño quedará mejor determinada si nos basamos en consideraciones estructurales o de espacio. También resulta beneficioso que el sistema tenga el menor número posible de articulaciones.

Actualmente, existe mucha más variedad de suspensiones traseras (por lo menos en lo que al diseño de detalle se refiere) que de suspensiones delanteras. Básicamente todas ellas se basan en algún tipo de basculante, pero tenemos basculantes mono brazo y de dos brazos, podemos utilizar uno o dos amortiguadores, existe una gran variedad de sistemas de bieletas y algunos sistemas incorporan transmisión por cardan mientras que otros tienen que soportar el tiro de la transmisión por cadena.

Otro aspecto que el diseñador de un basculante trasero debe tener muy en cuenta son las cargas que soportan los rodamientos del eje de giro. Con un sencillo basculante tradicional, controlado por un par de amortiguadores situados prácticamente verticales cerca del eje de la rueda, las fuerzas de la suspensión afectan muy poco al punto de giro. Sin embargo, en un diseño de sistema de bieletas estas cargas aumentan considerablemente. Generalmente, en una moto con transmisión por cadena, el tiro de la misma crea cargas mayores que las de la suspensión, aunque tendremos que sumar ambas para obtener el efecto total.

5.2 El muelle

- **Constante efectiva del muelle**

La constante efectiva del muelle es una medida de la rigidez del resorte y se determina midiendo la fuerza extra necesaria para comprimir (o extender en algunos casos) el muelle una determinada longitud. Esto se suele expresar en N / mm. Así que un muelle con una constante de 10 N/mm necesitará una fuerza adicional de 100 N para comprimirlo 10 mm. En algunos casos, esta constante no varía en todo el rango de movimiento útil del muelle, y se denomina lineal. Por otra parte, algunos tipos de muelles exhiben una constante diferente a lo largo del movimiento del amortiguador, esto es a menudo conocido como un tipo progresivo, es decir, la constante aumenta con la carga adicional. Es muy importante entender la diferencia entre la constante efectiva y la carga. La carga es la fuerza total soportada por el amortiguador, mientras que la constante es la fuerza adicional necesaria para comprimir el muelle una longitud extra.

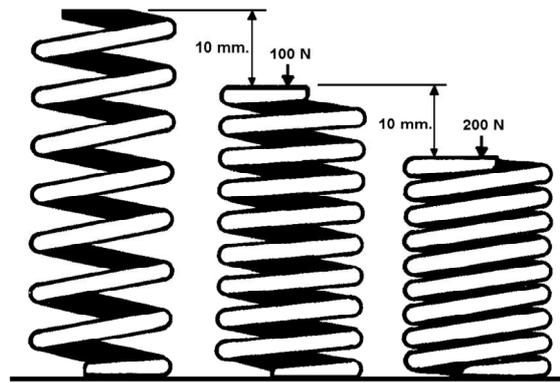


Figura 5-1: Comportamiento del muelle

La figura anterior muestra el significado de la constante efectiva del muelle. El muelle tiene una constante efectiva de 10N/mm, por cada 10mm que queramos comprimir del muelle hacen falta 100N de fuerza extra. Cuando llega al tope se convierte en un sólido rígido.

Los muelles se pueden hacer de múltiples formas y materiales, pero el rango práctico es más limitado. Los muelles helicoidales de acero son los más comunes por su largo recorrido. Pueden ser uniformes (constante efectiva lineal) o pueden ser variable (progresivos).

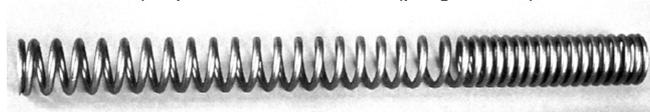


Figura 5-2 :Muelle de constante variable

- **Precarga y hundimiento**

Cuando se monta un muelle en un amortiguador, se somete a un poco de compresión, incluso cuando está completamente extendido, con lo que precarga el muelle hasta cierto punto. Esta precarga se puede expresar en términos de la compresión lineal del muelle (mm) o en términos de la carga o fuerza necesaria para dar esa compresión. En términos lineales, la precarga es la diferencia entre la longitud libre del muelle y la longitud cuando está instalado en el amortiguador.

El hundimiento o sag es la compresión que se produce en el muelle cuando se aplica el peso estático de moto y el piloto. Pero también usamos la palabra para describir el hundimiento de la propia moto. Es habitual seleccionar arbitrariamente un punto de medición de referencia en algún lugar de la zona de debajo del asiento y aproximado a la vertical del eje de la rueda (siempre debe ser el mismo punto). La altura de este punto por encima del suelo, al ser sometidos a la carga estática, se conoce como la altura del asiento. La diferencia entre la altura del punto de referencia con la suspensión extendida y la altura del asiento estática es la compresión de la moto.

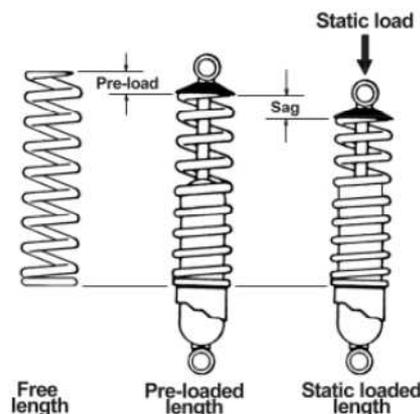


Figura 5-3 : Precarga y carga estática

A no ser que el amortiguador esté montado vertical en el eje de la rueda, la constante en la rueda será diferente de la constante del amortiguador, normalmente será menor. De hecho la relación que existe entre estas dos constantes sigue una ley cuadrática, esto es, si el brazo de palanca tiene un valor que hace que el movimiento de la rueda sea el doble que el del amortiguador, entonces la constante real del muelle será cuatro veces la constante efectiva requerida en la rueda.

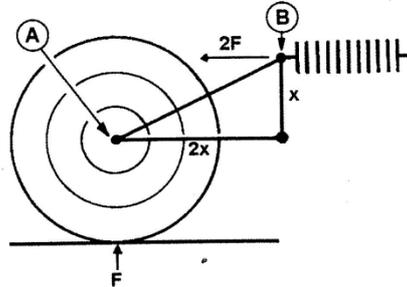


Figura 5-4: Variación de la constante entre la rueda y el amortiguador

El rango de inclinaciones que da lugar a una acción progresiva puede definirse geoméricamente de forma muy sencilla, tal y como se explica en la figura siguiente, que muestra tres casos especiales de posiciones de montaje de un amortiguador de la misma longitud.

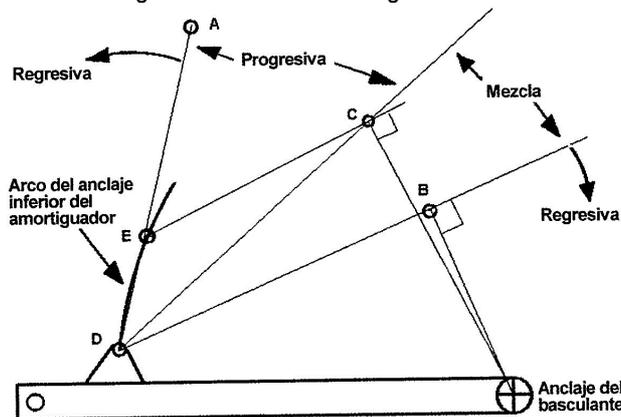


Figura 5-5: Posibilidades de colocación del amortiguador

Definición de distintas posibilidades de colocación del amortiguador para producir determinadas características. 'A', 'B' y 'C' son distintas alternativas de montaje del extremo superior del amortiguador. 'D' 'E' marcan el recorrido del extremo inferior del amortiguador. Cuando el amortiguador está montado en 'A' 'C' existe una variación mínima del brazo de palanca y por lo tanto la constante elástica efectiva permanece constante. Si el extremo superior se ancla a la izquierda de 'A', la variación de la constante será regresiva, a la derecha será progresiva. 'B' y 'C' están definidos como los puntos de anclaje superiores en los que una línea desde ellos hasta el punto de giro del basculante es perpendicular al eje del amortiguador, 'B' es para la máxima extensión y 'C' para la máxima compresión. Cuando el anclaje superior está por debajo de 'B' entonces la acción es regresiva en todo el recorrido, pero si está entre 'B' y 'C' la parte inicial del recorrido será progresiva e irá cambiando a regresiva conforme se vaya comprimiendo la suspensión.

5.3 Nuestro amortiguador

De nuestro amortiguador se puede dar poca información, no tiene regulación de compresión ni extensión, pero si podemos variar la precarga, el único parámetro que se puede modificar. En general podemos decir que es un amortiguador de mala calidad que no ofrece variaciones apenas y esto va a limitar el funcionamiento de la suspensión. Tiene una constante de 17 N/mm, con lo que intentaremos jugar hasta llegar a nuestro objetivo.

5.4 Sistemas de bieletas

En los primeros años 70 se comenzó a poner mucha atención en la mejora de los sistemas de suspensión, especialmente en motocross y enduro, donde hubo una rápida tendencia a aumentar muchísimo el recorrido de las suspensiones, que pasó de una media de 100 mm. a unos 305 mm. en un corto espacio de tiempo. Resultaba complicado conseguir unos movimientos tan grandes con la ubicación tradicional de los amortiguadores, situados verticales cerca del extremo del basculante, así que no resulta extraño que fuera en el sector de la moto de campo donde se comenzara a poner más atención en aquellos diseños que aplicaban algún tipo de palanca al amortiguador para reducir su movimiento longitudinal. Aparte de permitir utilizar un único amortiguador con un movimiento reducido, estos sistemas permitían un tremendo control geométrico de las propiedades de la constante del muelle. Se podía conseguir fácilmente progresividad, regresividad y combinaciones de ambas. La imagen siguiente muestra cómo los brazos de palanca pueden cambiar drásticamente cuando una bieleta corta gira un ángulo relativamente grande, dando lugar a una gran progresividad de la constante.

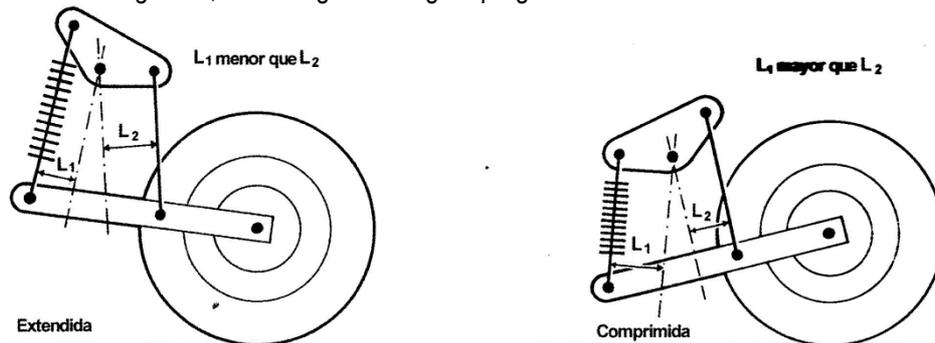


Figura 5-6 :Ejemplo de sistema de bieletas.

5.4.1 Constante de la rueda

De la misma manera que se caracteriza un muelle por su constante, se puede asignar a la rueda un valor al movimiento de la rueda. La constante de la rueda (Wheel rate) se define como el cambio en la fuerza vertical necesario para mover una unidad de desplazamiento la rueda verticalmente (N/mm). Este parámetro y la constante del muelle están relacionados mediante el parámetro relación de velocidades también llamado ventaja mecánica, relación de palanca o movimiento (utilizaremos el término VR, velocity ratio, para referirnos a él). Simplificando, es la velocidad vertical de la rueda comparada con la velocidad de compresión del muelle.

Para entender el efecto del muelle en la rueda, se debe estudiar los movimientos relativos o desplazamientos de ambos.

En la siguiente imagen se puede ver el significado de VR y como las constantes de la rueda y el muelle se relacionan entre sí cuando el VR=2:1. La constante requerida en el muelle es cuatro veces la tasa de la rueda (o la de la rueda es ¼ la del muelle). De aquí se obtienen las relaciones:

$$\text{Constante de la rueda} = \text{Constante del muelle} / \text{VR}^2$$

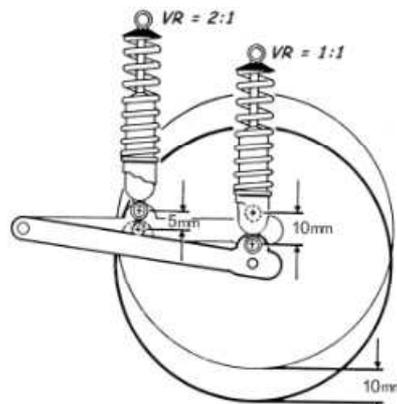


Figura 5-7: Constante de la rueda

El rango de movimiento vertical de la rueda depende de la posición del muelle, si está más hacia adelante, el rango aumenta, esto empezaron a hacer con las motos de monte para conseguir más rango de movimiento en la rueda trasera.

Para calcular la relación entre la constante de la rueda y la del muelle, en un sistema de bieletas se calcula la relación de velocidades. Se puede hacer de manera simple si se considera el sistema como dos partes separadas, cada una con su propio VR. La de todo el sistema será simplemente el producto de ambas por separado. La figura siguiente muestra como un sistema de balancín-bieleta simple puede separarse en un sistema balancín-amortiguador-bieleta y en otro rueda-bieleta. El VR total será:

$VR = L_w/L_1 \cdot L_2/L_1$, este valor normalmente varía en todo el rango de movimiento dando una característica no lineal.

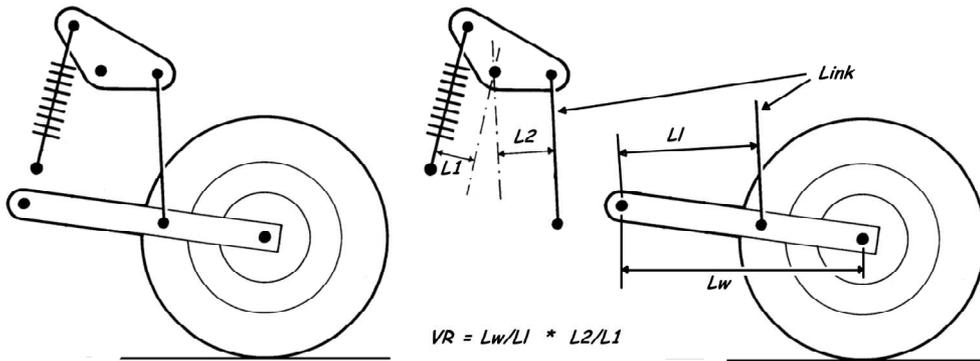


Figura 5-8: Cálculo de la relación de la constante de la rueda

Estos sistemas daban a los fabricantes un nuevo campo donde investigar y hacer mercado, dando lugar a numerosas mejoras que realmente no tienen ninguna base y dan lugar a confusiones. Para comparar unos diseños con otros sólo hace falta tener en cuenta unas pocas características:

- Peso del sistema.
- Masa no suspendida.
- Integridad estructural. ¿Es suficientemente rígido y resistente?
- Características de la constante de muelle y de amortiguación. ¿Cómo varía la constante con la compresión de la suspensión?
- Compacidad. Normalmente el espacio es un factor de gran importancia, especialmente en la actualidad, con airbox de gran capacidad, etc. El amortiguador suele necesitar cierto flujo de aire para refrigerarse y sería ridículo montarlo cerca del calor que despiden el sistema de escape. Un requerimiento a menudo conflictivo consiste en montarlo lejos de la suciedad de la carretera, los impactos de la gravilla, etc. Muchos diseños son de la forma que son debido a cuestiones de espacio, aunque raramente se dice que sea por este motivo, es mucho mejor inventarse algún argumento que suene a avance tecnológico.
- El número de articulaciones. Cada una es una fuente de rozamiento y holguras, ambas cosas van en detrimento del buen comportamiento de la suspensión. Por este motivo es conveniente minimizar el número de articulaciones del sistema.

5.5 Elección del sistema de suspensión

Cabe destacar que no hay una respuesta correcta para cada tipo de moto, es decir, no hay una fórmula que indique que tipo de suspensión es la que mejor se adapta, si no que hay varios factores que influyen en la elección, como pueden ser el confort ante pequeños baches, almacenamiento de energía en el bache (importante que no haya rebotes). El piloto es un factor muy importante, ya que no responde cada persona igual a las reacciones de la moto.

A la hora de elegir el sistema de suspensión adecuado, se tienen en cuenta los siguientes factores de comparación:

- Peso del sistema: se valora aquel que menos pese, pero no es el requisito más importante, ya que la motocicleta debe llegar a tener un peso mínimo de 90 kg, así que se da más importancia a otros factores
- Masa no suspendida. Interesa que sea la mínima posible.
- Integridad estructural. ¿Es suficientemente rígido y resistente? (este punto se tratará más adelante, a la hora de diseñar el basculante)
- Características de la constante de muelle y de amortiguación. ¿Cómo varía la constante con la compresión de la suspensión? hay que valorar que comportamiento de la moto nos interesa, adecuándolo según las características del muelle seleccionado.
- Compacidad. Normalmente el espacio es un factor de gran importancia, especialmente en la actualidad, con airbox de gran capacidad, etc. Va a ser uno de los factores más importantes a tener en cuenta, ya que es una zona complicada, en la que puede haber muchos conflictos con el espacio (paso de la cadena, zona de anclaje del amortiguador...)
- El número de articulaciones. Cada una es una fuente de rozamiento y holguras, ambas cosas van en detrimento del buen comportamiento de la suspensión. Por este motivo es conveniente minimizar el número de articulaciones del sistema.

5.5.1 Tipos de sistema de suspensión

Se presentan distintas formas que tenemos de colocar la suspensión trasera, y que puede aportar cada una de ellas.

- **Conexión directa chasis – basculante**

En primer lugar, se tiene el amortiguador colocado directamente entre el basculante y el chasis, sin ningún tipo de bieleta:

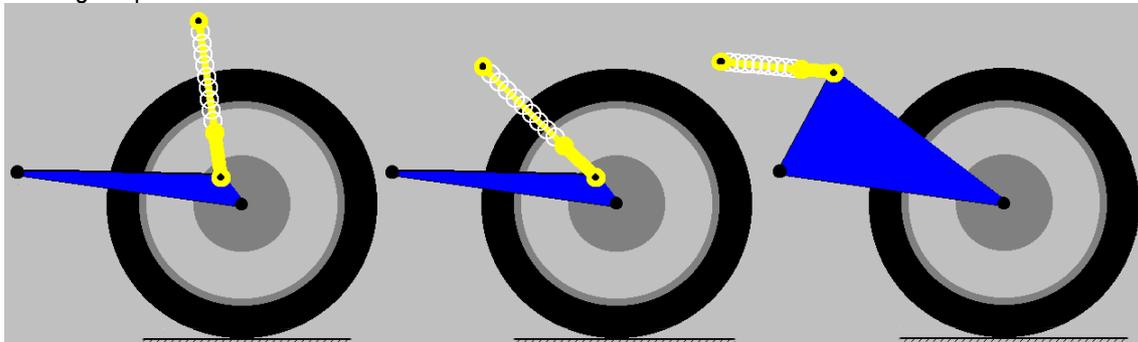


Figura 5-9: Tres posibles configuraciones standards, angled, y cantilever.

El punto principal a tener en cuenta en estos ejemplos de montaje directo al basculante es que, pese a ser los de montaje y funcionamiento más sencillo, es difícil conseguir algo más que una pequeña variación de la constante de la rueda en el rango de compresión del muelle.

- **Sistema básico de bieletas**

A continuación se analiza comportamiento de la suspensión con bieletas y balancines. Hay muchas formas distintas y muchas veces se trata simplemente de las condiciones de espacio disponible lo que determina la disposición exacta. En general, es posible lograr características similares con cualquier disposición mediante la selección de las dimensiones adecuadas de los componentes principales. A continuación, tres ejemplos de una infinidad de diseños:

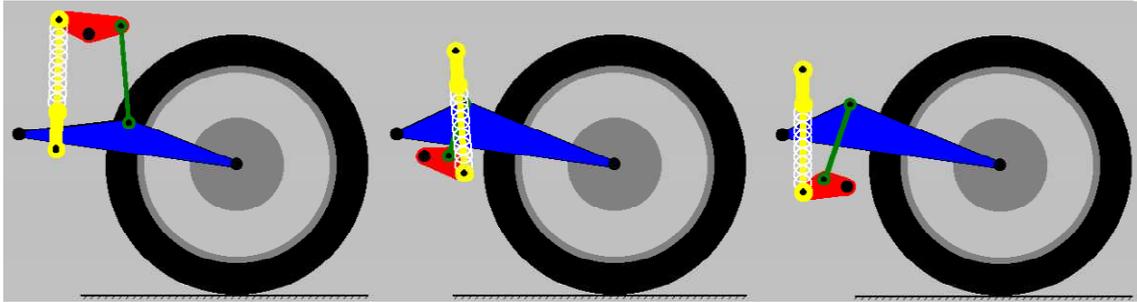


Figura 5-10: Sistema básico de bieletas

Algunos pequeños cambios tienen gran influencia en la configuración de este tipo de amortiguaciones.

Esto significa que la fuerza necesaria para mover la rueda es infinita, o lo que es lo mismo, es imposible seguir moviendo la rueda. El significado real de esto es que el eje del balancín y los dos extremos del link están en línea, evitando que la rueda se mueva más. Esta es una situación de bloqueo que los diseñadores deben evitar a toda costa.

Estos tres casos del mismo diseño básico permite demostrar hasta qué punto puede lograrse una amplia gama de características mediante cambios relativamente pequeños en el detalle del diseño.

- **Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante.**

Por último, se tiene el caso en el que el rocker o balancín está montado directamente sobre el basculante. En la siguiente figura se puede ver una configuración con pequeñas variaciones:

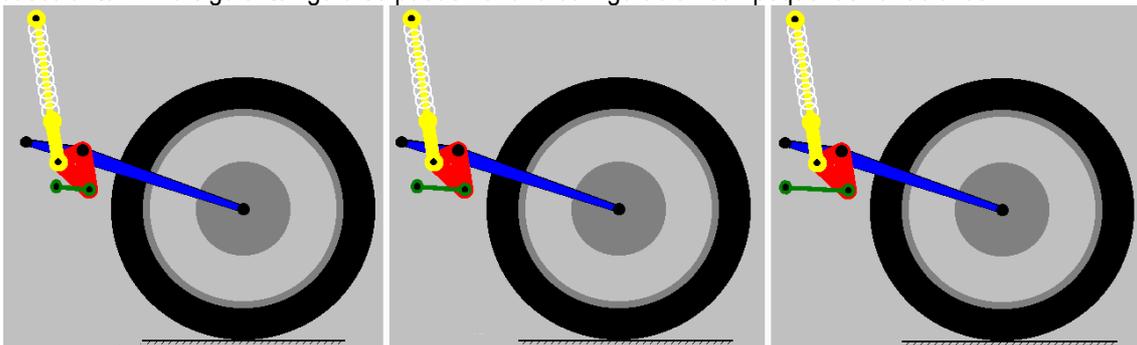


Figura 5-11: Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante

Como ejemplo de esta clase de suspensión de diseño se considerar un diseño especial, similar al utilizado en algunas Hondas. Para tener una idea de cómo las características se pueden ajustar en un rango amplio, la única diferencia entre los tres casos es la longitud del enlace y su lugar de montaje.

Se pueden lograr casi cualquier fuerza y propiedades de desplazamiento deseadas con sólo hacer pequeños cambios en los componentes. Este diseño es el que mayor flexibilidad permite.

5.5.2 Comportamiento buscado

La elección del sistema deseado se antoja complicada, no hay una fórmula que diga cuál es la mejor solución para este caso. La amortiguación de la moto no tiene la única función de aislar la moto y el piloto de los baches, sino que plantea otras muchas demandas, por ejemplo, en una curva el piloto y la moto sufren una carga adicional de entorno al 50% incluso en una carretera perfectamente lisa, también existen efectos de transferencia de carga tanto en frenada como en aceleración e incluso una moto puede tener que estar preparada para amortiguar un salto, y que todo ello sea de la forma más cómoda posible para el piloto.

A la hora del diseño, el factor más importante a tener en cuenta va a ser la constante efectiva de la rueda, que es lo que refleja el comportamiento de la suspensión, y de la moto en definitiva, a la hora de tomar un bache o recibir simplemente una fuerza en la rueda.

- **Elección del sistema**

Hay que analizar cuál de los sistemas de suspensión antes estudiados es el que interesa colocar. Así pues, se valoran los pros y las contras de cada uno de ellos:

- Anclaje directo al basculante: este sistema tiene la gran ventaja de su simplicidad, simplificaría la fabricación y abarataría el coste, sin embargo, con este tipo de suspensiones se puede conseguir cierta progresividad, pero quizás no tanto como se desea en la parte final.
- Sistema tradicional de bieletas: este tipo de sistemas permite jugar más con las progresividades, ya que alargando o acortando la biela únicamente se pueden conseguir grandes variaciones en la gráfica de la constante de la rueda. La pega de estos sistemas es que son más complejos que el anclaje directo, ya que ocupa más espacio y tiene mecanismos que hay que diseñar (y que aumenta el peso del sistema). El balancín requiere un eje que es bastante difícil de colocar que dificulta mucho la distribución del espacio
- Sistema de bieletas con el balancín anclado en el basculante: es muy parecido al anterior, permite aumentar el valor de la constante de la rueda en el último tramo y además el hecho de anclar el balancín al basculante simplifica el problema del espacio.

Al analizar las tres opciones, se puede observar que la primera no puede ofrecer los requerimientos que se buscan, por lo que se descarta definitivamente. Entre las dos que quedan, es mejor anclar el balancín al basculante, ya que se simplifica el montaje del sistema, aunque realmente la base de ambos sistemas es la misma.

Por lo tanto, el sistema que mejor se adapta a las necesidades es el de bieletas con anclaje del balancín en el amortiguador, similar al de la figura siguiente:

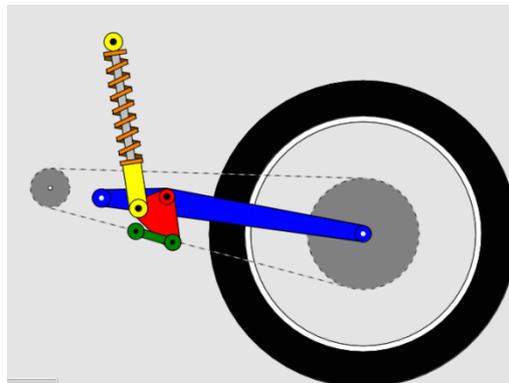


Figura 5-12: Suspensión de bieletas con anclaje del balancín en el amortiguador

5.5.3 Desarrollo del sistema de suspensión

A la hora de llevar a cabo el diseño del sistema elegido, se utilizó un programa informático específico de diseño de suspensiones, llamado Motorcycle kinematics, elaborado por Tony Foale, experimentado diseñador de motos con muchos años y prototipos a sus espaldas.

Es un programa sencillo, en el que introduciendo y modificando una serie de inputs, se obtienen datos y gráficas del comportamiento del sistema en juego. Esta parte ha sido realizada por otra compañera del equipo, por lo tanto no es competencia de este proyecto.

6 DISEÑO Y CÁLCULOS PRELIMINARES

6.1 Introducción

En este apartado comienza puramente la fase de diseño de cada componente. Tras consultar la mayor cantidad de libros de motocicletas disponibles en el mercado, de los cuales se obtuvo información que permitió ir conociendo los perfiles, las formas, las diferentes opciones, y una vez tomada la decisión de diseñar el chasis y basculante tubulares triangulados en el apartado anterior, se procedió a la realización y análisis de modelos de barras, utilizando el programa CYPE, específico para el estudio de estructuras y modelos de este tipo.

6.2 Diseño conceptual

Una vez desarrollados los requerimientos funcionales que el producto debe cumplir se comienza a diseñar conceptualmente los distintos componentes y los mecanismos de funcionamiento del producto. Para ello se realizaron bocetos y dibujos con el fin de explicar mejor las ideas que surgidas.

Para un correcto diseño del chasis y basculante se divide el diseño en dos partes principales. La primera consiste en la configuración geométrica de las barras que unirán la pipa de dirección con el eje del basculante, y a su vez, el eje del basculante con el eje de la rueda trasera. Las cotas de estos puntos vienen determinadas por el estudio dinámico del comportamiento de la motocicleta. La función principal del chasis y basculante es unir estos puntos de forma que permanezcan invariables. Por lo tanto trataremos de realizar ambos componentes lo más rígidos posible, sin descuidar su peso.

La segunda parte del diseño, posterior a esta, se centrará en el diseño de todos los anclajes y uniones, debido a que el chasis y el basculante son los encargados de soportar todas las fuerzas que se producen en la motocicleta, estos deberán ser estudiados en detalle. Además la necesidad de permitir la variabilidad de ciertas cotas hará que cada uno de los anclajes deba ser estudiado de forma individual.

6.2.1 Configuración geométrica

En cuanto a configuración geométrica se refiere a la disposición de las barras que unen la pipa de dirección con el anclaje del basculante, y este a su vez con el eje de la rueda trasera. Se tratará de optimizar la geometría que proporcione mayor rigidez en ciertos ensayos. Sin entrar con demasiada profundidad por ahora en cómo se producen los anclajes del subchasis, depósito, amortiguador trasero, etc.

Cuanto mayor sea el número de barras y mayor sea el espesor de estas se conseguirá una mayor rigidez. El problema es que un aumento excesivo del peso penaliza en carrera por lo que para nuestro caso buscamos una relación rigidez/peso adecuada.

El diseño está sujeto a los parámetros geométricos obtenidos en los proyectos de otros compañeros del equipo. Por lo tanto se buscará la eficiencia del chasis y basculante para estos parámetros geométricos.

6.2.1.1 Parámetros geométricos

Estos son los parámetros geométricos de la moto, elegidos en los proyectos mencionados anteriormente. Nos centraremos únicamente en los que influyen al bastidor y al basculante:

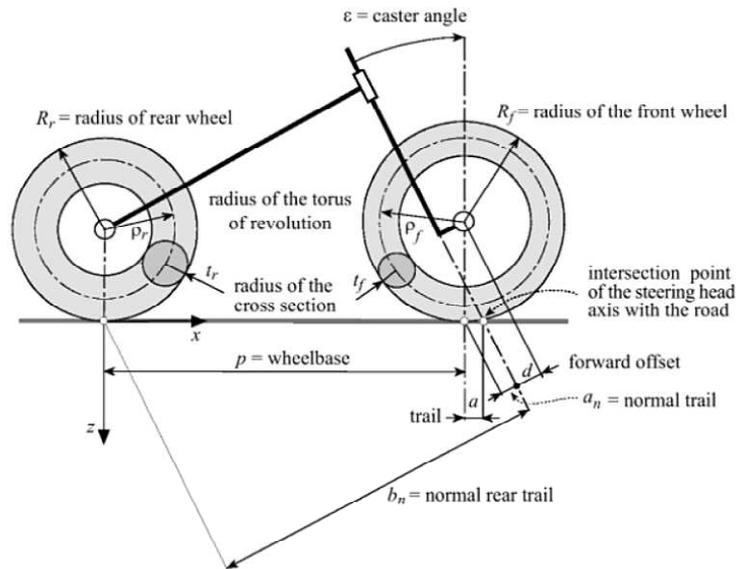


Figura 6-1 : Parámetros geométricos de la motocicleta

Valores de Parámetros Geométricos Principales	
Batalla	1255 mm
Ángulo de lanzamiento	23,3°
Offset Tijas	32,15 mm
Longitud del basculante	520 mm
Ángulo basculante-suelo	12,4°
D primitivo piñón	36,6 mm
D primitivo corona	85 mm

Tabla 6-1: Parámetros geométricos

- Distancia entre ejes ("Batalla"):

Se trata de la distancia entre los puntos de contacto de los neumáticos con la carretera. En el dibujo es "p" wheelbase.

$$P=1255 \text{ mm}$$

- Ángulo de lanzamiento:

Es el ángulo que forma la pipa de dirección con el eje vertical. En el dibujo es "ε" caster angle.

$$\epsilon= 23.3^\circ$$

- Avance normal("Offset Tijas"):

Es la mínima distancia entre el punto de contacto del neumático delantero con la carretera y el eje de dirección. En el dibujo es "an" normal trail.

$$a_n= 32.15 \text{ mm}$$

- Distancia longitudinal del Centro de gravedad:

Es la distancia longitudinal del centro de gravedad respecto a la rueda trasera.

$$b=627.5 \text{ mm}$$

- Distancia vertical del Centro de gravedad:
Es la distancia vertical del centro de gravedad.

$$h=650 \text{ mm}$$

- Radio del neumático delantero:

$$Rf=295.9 \text{ mm}$$

- Radio del neumático trasero:

$$Rr=307.9 \text{ mm}$$

- Parámetros del sistema de suspensión trasera:

$$\text{Longitud del basculante} = 520 \text{ mm}$$

$$\text{Ángulo del basculante} = 12.4^\circ$$

$$\text{Altura del eje del basculante} = 406,6 \text{ mm}$$

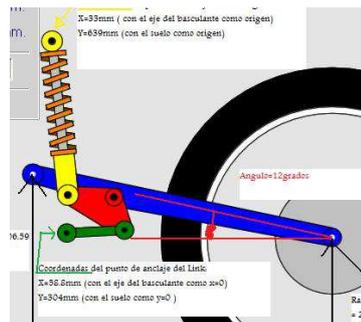


Figura 6-2 : Parámetros geométricos del sistema de suspensión trasera.

- Posición relativa del eje del basculante respecto al piñón:
El eje del basculante se encuentra 10 mm por debajo del eje del piñón de salida.

- Anclaje amortiguador trasero

$$\text{Altura} = 639 \text{ mm}$$

$$\text{Distancia longitudinal respecto al eje del basculante} = 33 \text{ mm}$$

- Anclaje bieletas del amortiguador trasero

$$\text{Altura} = 304 \text{ mm}$$

$$\text{Distancia longitudinal respecto al eje del basculante} = 58,8 \text{ mm}$$

Esta sería la configuración geométrica inicial para la cual deben diseñarse el chasis y el basculante:

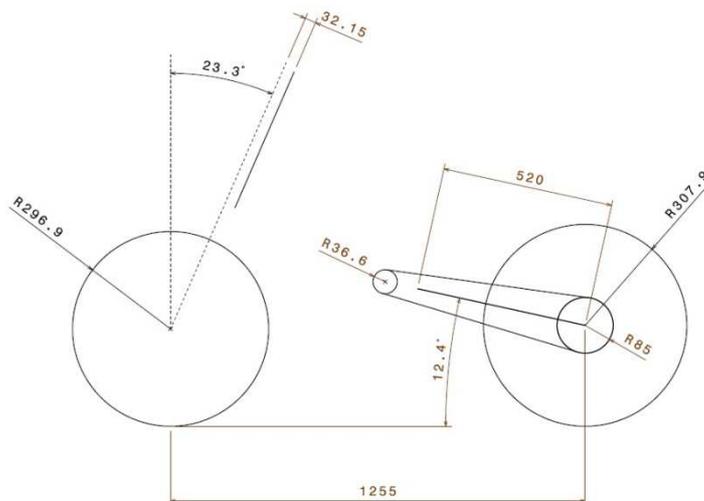


Figura 6-3 : Geometría básica de la motocicleta. Requisitos de entrada.

Teniendo en cuenta los anteriores parámetros geométricos se realizaron multitud de bocetos y croquis sobre papel a mano alzada. Finalmente, como ya ha sido mencionado anteriormente, se tomó la decisión de elaborar un chasis y basculante de tipo tubular de acero. Esta decisión fue tomada de manera consensuada con los demás miembros del equipo, conformes también con este tipo de diseño y de esta forma se unificó el material de fabricación, lo que ahorra costes de producción, ya que se dispone de una calderería como colaboradores, que podrían soldar ambas estructuras. Además, a la hora de comprar el material, los costes disminuirían ya que con un solo pedido se abastece de la materia prima suficiente para ambos elementos.

6.2.1.2 Posicionamiento del motor

Habiendo establecido los parámetros geométricos básicos es momento de posicionar el motor en la maqueta electrónica. La posición transversal viene dada por la posición de la rueda trasera; más en concreto por la alineación de la cadena.

La posición en el plano longitudinal de la motocicleta es libre, y de ella depende en cierta medida su comportamiento dinámico y el layout del resto de componentes. Para posicionarlo se tuvieron en cuenta distintos aspectos, sus ventajas e inconvenientes, y se intentó llegar a una solución de compromiso entre ellas.

Los citados aspectos tenidos en cuenta son los siguientes:

- **Posición del centro de gravedad:** Cuanto más bajo se coloque el motor más se podrá bajar el centro de gravedad de la motocicleta, con la influencia que tiene esto en el comportamiento de la misma.
- **Nº de anclajes a utilizar:** El motor proporcionado por la organización presenta 4 puntos de anclaje posibles, los cuales no necesitan ser utilizados en su totalidad, ya que uso y sollicitaciones que sufre la WRF 250 original distan mucho de los de una motocicleta de velocidad. Se optó por utilizar dos de los anclajes, siendo importante la decisión de utilizar dos ejes distintos para unir el motor y el basculante al bastidor, ya que aunar las dos funciones en un solo eje requería una modificación excesiva de la geometría planteada en apartados anteriores.
- **Influencias sobre el layout de la motocicleta:** De nuevo un motor bajo parece ser beneficioso para el alojamiento de el resto de componentes de la motocicleta, al dejar más espacio entre este y la posición de la joroba que exige el estudio ergonómico de la posición del piloto. Es un aspecto importante dado que el objetivo final del equipo UPNARacing es optimizar el diseño de

la motocicleta de la pasada edición, pero ahora contamos con un motor de 4 tiempos que es notablemente más voluminoso.

- **Compresión de la horquilla:** Uno de los límites para la inclinación de motor lo da la rueda delantera cuando la horquilla se encuentra completamente comprimida. Se han de tener en cuenta las dimensiones del colector de escape para evitar que en la citada situación de máxima compresión se produzca un contacto indeseado en ambas partes, o que se llegue a rebasar la distancia impuesta por el reglamento en torno a las ruedas-
- **Lubricación y nivel de boya:** Es el factor limitante en cuanto a inclinar el motor hacia adelante. Se ha de asegurar que el nivel de aceite en el interior del motor llegue siempre a la aspiración de la bomba, y dejar el margen necesario para que esta condición siga cumpliéndose en las frenadas y aceleraciones, cuando la masa de aceite es sometida a fuerzas de inercia.
- **Anclajes al bastidor:** Una lección aprendida de la motocicleta diseñada para la primera edición de Motostudent fue que un anclaje del motor al bastidor, paralelo a la dirección de movimiento del pistón, transmite directamente las vibraciones del mismo al bastidor. Por eso, los anclajes al bastidor deben orientarse oblicuamente al movimiento del pistón.

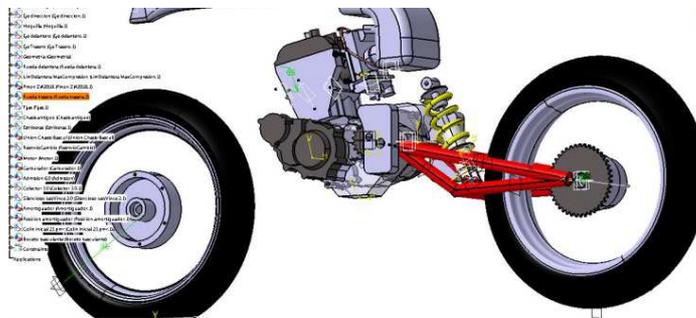


Figura 6-4 : Posicionamiento motor.

6.2.2 Selección de la geometría

Una vez realizados los primeros bocetos y planteadas las primeras soluciones surge la toma de una de las decisiones más importantes, la elección de la geometría del chasis y basculante. Lo primero de todo se fija un criterio de selección que permita desechar aquellas soluciones que no aporten mejoras y permitan optimizar aquellas que sí.

Como se ha comentado anteriormente una de las principales características de un chasis y un basculante es su rigidez, por lo que este será el criterio de selección. Para la determinación de este valor se realizaron varios ensayos a cada una de las soluciones mediante el programa CYPE. Obteniendo de esta forma varios valores de rigidez para cada chasis y basculante, que serán comparados entre sí, hasta llegar a aquel que nos proporcione los valores deseados. Para la evaluación de la rigidez se deberá tener en cuenta lo siguiente:

Los chasis de las primeras motocicletas que existieron no eran lo suficientemente rígidos para soportar las cargas a las que estaban sometidos. Esto llevó a los ingenieros a tratar de rigidizar al máximo este elemento estructural de la motocicleta hasta que finalmente consiguieron llegar a soluciones que sobrepasaban la rigidez necesaria. Ahora lo que se busca es tratar de optimizar el valor de rigidez que nos proporcione un buen comportamiento dinámico.

Por lo tanto se trata de conseguir cierta deformación controlada de los elementos estructurales cuando la motocicleta se encuentra inclinada. De esta forma la moto es capaz de absorber parte de la energía generada cuando atravesamos un bache y estamos inclinados, ya que en esta situación los amortiguadores de la motocicleta no son capaces de trabajar correctamente.

Visto esto se van a realizar tres ensayos para el chasis que permitan tratar de la forma más independiente posible las tres deformaciones principales que sufre un chasis durante su funcionamiento. Por un lado se tiene la torsión de la pipa de dirección debido a los momentos laterales, la flexión de la

pipa debido a los momentos generados tras las frenadas y por último la flexión lateral del chasis debida a las fuerzas laterales.

Se realizarán también dos ensayos para analizar el basculante que al igual que en el caso del chasis, permitan tratar de la forma más independiente posible las deformaciones principales que sufre el basculante durante su funcionamiento. Por un lado se tiene la torsión de los brazos del basculante debido a los momentos laterales, y la flexión lateral del basculante debida a las fuerzas laterales.

Se buscará alcanzar valores máximos para los ensayos de flexión y torsión. El valor de la rigidez lateral no tendrá porque ser máximo pero si un valor elevado que no haga que las deformaciones sean excesivas.

La idea de estos ensayos es realizarlos de la manera más sencilla posible para que posteriormente puedan ser reproducidos de manera experimental sobre los componentes reales. Así podremos comparar los valores obtenidos en la realidad con los de la simulación y obtener un historial de datos que nos permita ir optimizando el diseño. Cabe destacar que los datos obtenidos en este caso por la simulación no son cuantitativos sino cualitativos. Esto nos obliga a realizar los ensayos sobre el modelo fabricado posteriormente para poder tener una relación cuantitativa.

Antes de seguir con la descripción de los ensayos vamos a realizar una pequeña descripción teórica de lo que es la rigidez.

Rigidez

La rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

Los coeficientes de rigidez son magnitudes físicas que cuantifican la rigidez de un elemento resistente bajo diversas configuraciones de carga. Normalmente las rigideces se calculan como la razón entre una fuerza aplicada y el desplazamiento obtenido por la aplicación de esa fuerza.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i}$$

Donde:

F_i es la fuerza estática aplicada sobre el cuerpo en Newton.

δ_i es el desplazamiento producido debido a la fuerza en metros.

K_i es el valor de rigidez en N/m

Normalmente *F_i* y *δ_i* son vectores tridimensionales por lo que *K_i* es una matriz (9x9)

Definimos la rigidez torsional *k* como el momento aplicado entre el ángulo girado.

$$K_{tors} = \tau_{tors} = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{GJ}{L}$$

M será el momento aplicado en Nm.

θ será el ángulo girado en radianes.

K será la rigidez torsional en Nm/radianes

6.3 Tests iniciales para decidir la configuración adecuada del bastidor

6.3.1 Test de rigidez longitudinal

Este test trata de reproducir las fuerzas que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una frenada. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano longitudinal de la motocicleta. Otra de las razones por las que se realiza el ensayo de manera tan sencilla es para que luego se pueda reproducir de forma experimental sobre el chasis fabricado.

Para la realización del test se introduce un modelo de barras en CYPE. El diámetro de todas las barras así como el material permanecerán constantes en todos los ensayos y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

Diámetro / sección barras: 20/0.3 mm

Propiedades material:

- Acero
- Módulo elástico 210000 MPa
- Coeficiente de poisson 0.3
- Densidad 7860

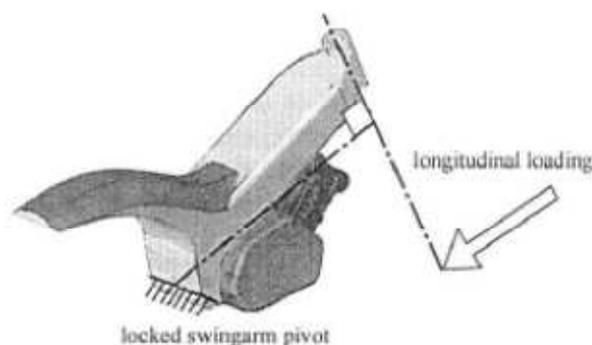


Figura 6-5 : Test de rigidez longitudinal.

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas serán las siguientes:

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Rotaciones nulas en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Fuerzas puntuales en la pipa en la dirección longitudinal de la moto (eje x) y sentidos opuestos. Valor 1000 N.

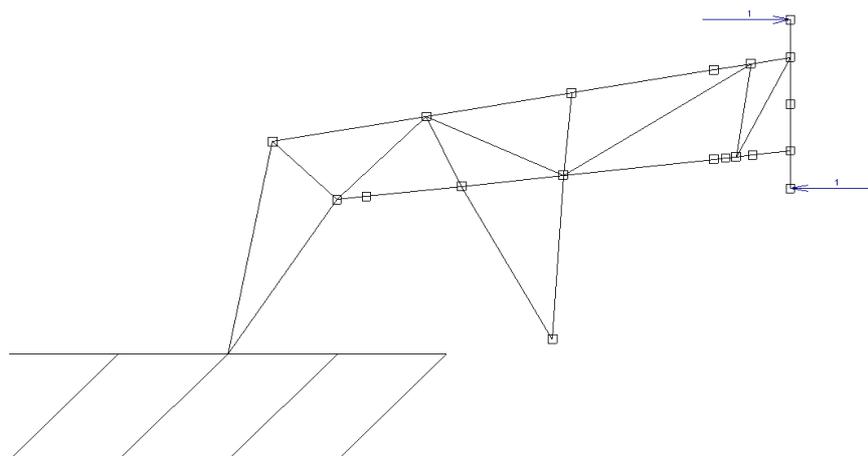


Figura 6-6 : Vista lateral del chasis, solicitaciones.

Se aplicarán las cargas y medirán los desplazamientos de los extremos de la pipa. Se observa como la aplicación de la carga supone una traslación y una rotación de la pipa de dirección respecto a su posición original. Se desprecia la traslación y se obtiene un valor característico de rigidez torsional para este ensayo midiendo el ángulo de giro de la pipa respecto al eje y.

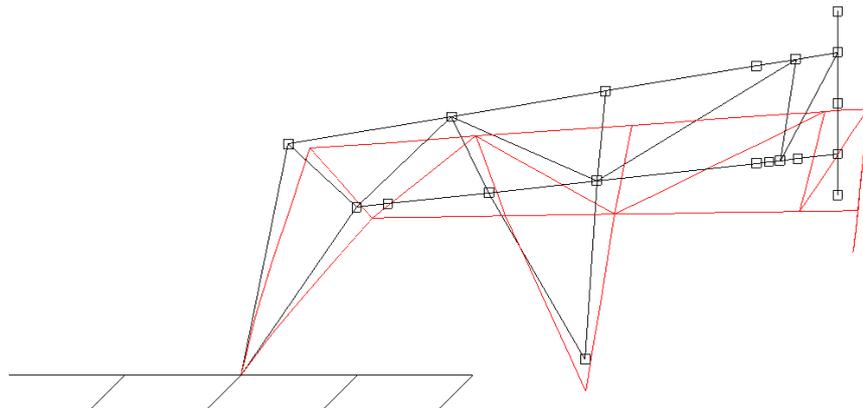


Figura 6-7 : Deformación del chasis.

El valor de rigidez obtenido es cualitativo en sí, por lo que es necesario una posterior reproducción del ensayo de forma experimental para obtener así una relación cuantitativa.

El valor de la carga aplicada no es de gran importancia ya que consideramos que el material se encuentra trabajando en su zona elástica y por tanto la relación carga-deformación es lineal. Se elige una que permita observar de forma cómoda el desplazamiento de la pipa, por ejemplo 1000 N en este caso.

6.3.2 Test de rigidez torsional

Este test trata de reproducir las fuerzas laterales que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta. Otra de las razones por las que se realiza el ensayo de manera tan sencilla es para que luego se pueda reproducir de forma experimental sobre el chasis fabricado.

Al igual que en el caso del ensayo anterior se introduce un modelo de barras en CYPE. De la misma manera que en el test anterior, el diámetro de todas las barras así como el material permanecerán constantes en todos los ensayos y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

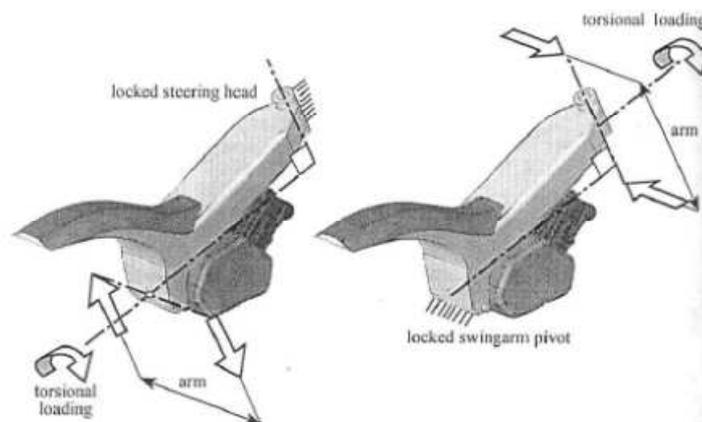


Figura 6-8 : Test de rigidez torsional

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Rotaciones nulas en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Fuerzas puntuales en la pipa en la dirección transversal de la moto (eje y) y sentidos opuestos. Valor 1000 N.

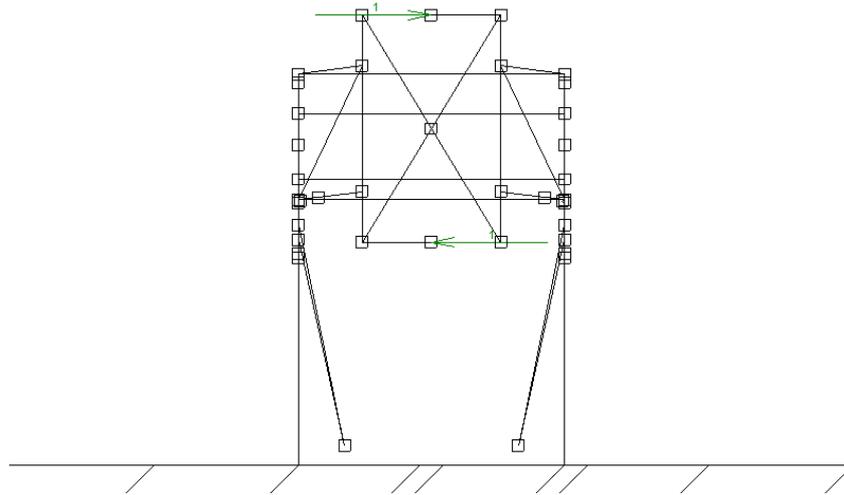


Figura 6-9 : Vista frontal del chasis, solicitaciones.

Al igual que en el ensayo anterior se aplicarán las cargas en los extremos de la pipa y medirán los desplazamientos de estos. La aplicación de estas cargas produce un desplazamiento y una rotación de la pipa de dirección, además la asimetría del chasis hace que estos no sean en un único plano. Para poder caracterizar el ensayo con un único valor de rigidez se medirá la torsión en el plano yz, despreciando las torsiones y desplazamientos en otros planos.

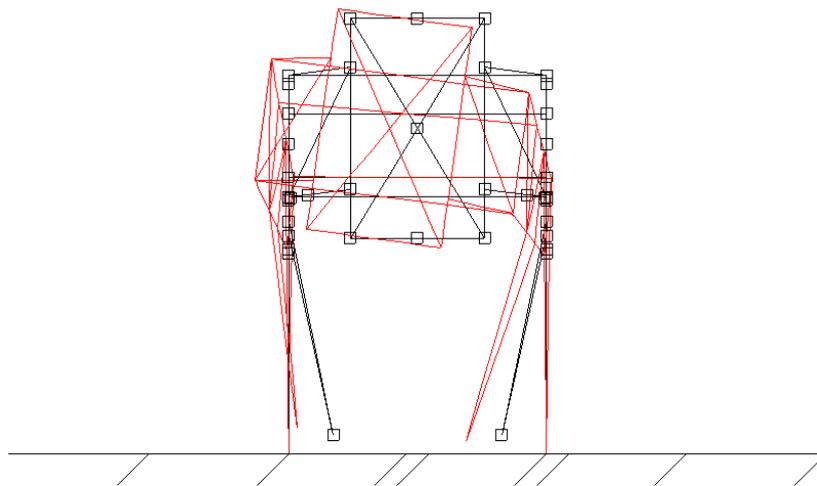


Figura 6-10 : Deformación del chasis.

Mediante este test se obtendrá el valor de rigidez torsional dividiendo el momento aplicado entre el ángulo que gira la pipa.

$$K_{tors} = \tau_{tors} = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{GJ}{L}$$

Donde:

M será el momento aplicado en Nm.

θ será el ángulo girado en radianes.

K será la rigidez torsional en Nm/radianes

6.3.3 Test de rigidez lateral

Mediante este test se trata de valorar la rigidez lateral del chasis intentando independizarlo de la torsión que se produce en la pipa tras aplicar una carga lateral. Para ello se aplican dos cargas laterales en la misma dirección en los extremos de la pipa y se mide la deformación lateral del centro de la pipa. Al realizar la medida del desplazamiento sobre este punto no consideramos la torsión sufrida por el chasis. Al igual que en los test anteriores introducimos los modelos de chasis en CYPE mediante elementos barra del mismo diámetro y espesor. Además el material de todas estas barras seguirá siendo el mismo.

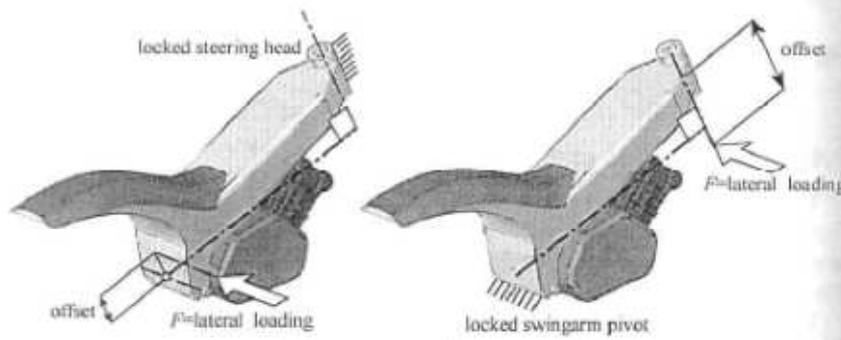


Figura 6-11 : Test de rigidez lateral.

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Rotaciones nulas en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Cargas puntuales en la pipa en dirección transversal (eje y), y en el mismo sentido.

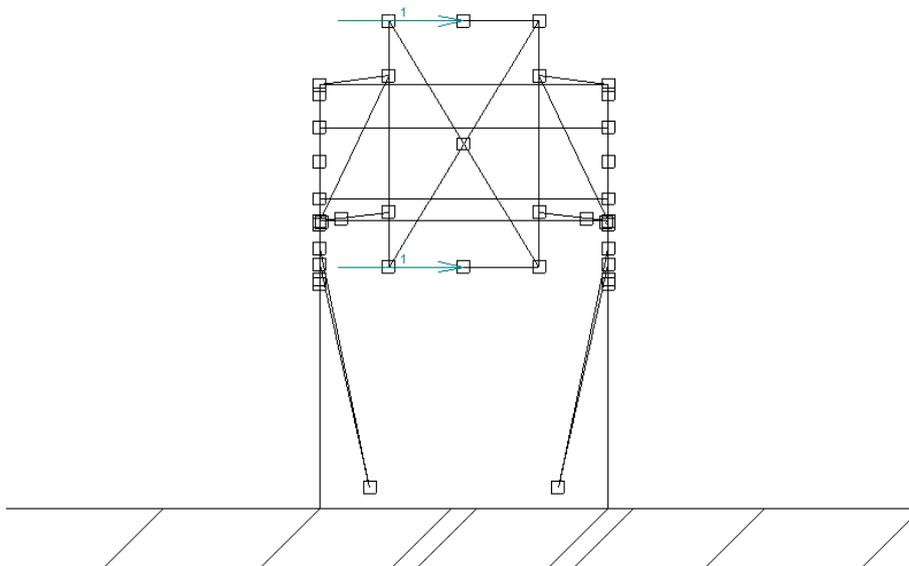


Figura 6-12 : Vista frontal del chasis, condiciones de carga.

Como en los casos anteriores la asimetría del chasis respecto al anclaje hace que no se produzcan únicamente desplazamientos en la dirección de aplicación de las cargas. Para caracterizar el ensayo con un único valor de rigidez consideramos únicamente el desplazamiento lateral midiendo la deformación del centro de la pipa, de esta forma se despreja la torsión.

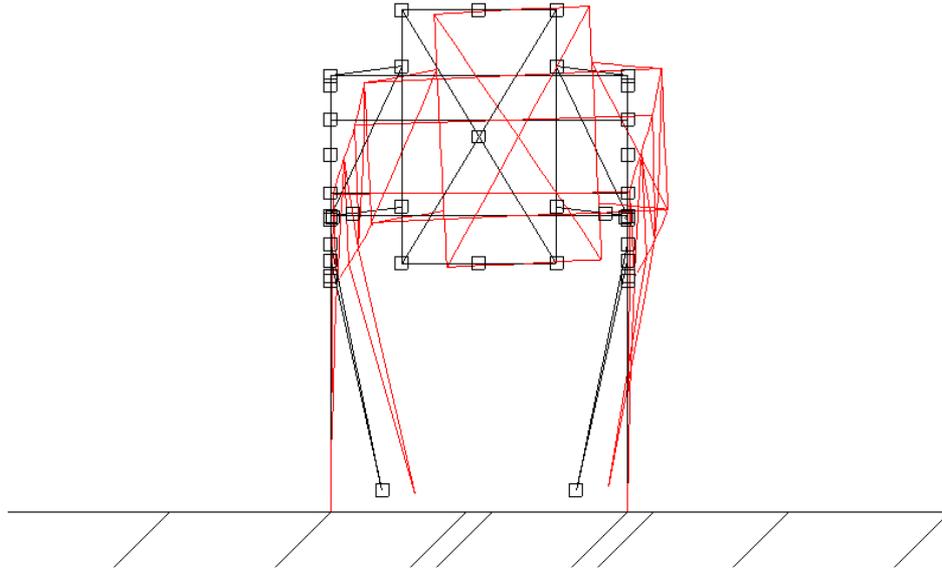


Figura 6-13 : Deformación del chasis

A través de este test se toma un valor de la rigidez lateral del chasis mediante el cociente entre la carga y el desplazamiento.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i}$$

Donde:

F_i es la fuerza estática aplicada sobre el cuerpo en Newton.

δ_i es el desplazamiento producido debido a la fuerza en metros.

K_i es el valor de rigidez en N/m

6.3.4 Análisis

Una vez definidos los tres test a realizar se procede a explicar cuál va a ser el criterio de selección. Se obtendrán tres valores de rigidez, uno para cada ensayo. Se tratará de maximizar la rigidez torsional y longitudinal. Para el caso de la rigidez a flexión se buscará un valor elevado pero permitiendo cierto desplazamiento controlado.

Para la optimización de la geometría se partirá de un modelo de chasis al cual le iremos modificando la distribución de las barras hasta llegar a la más favorable. A continuación se muestran 5 versiones diferentes del chasis modificado.

MODELO 1

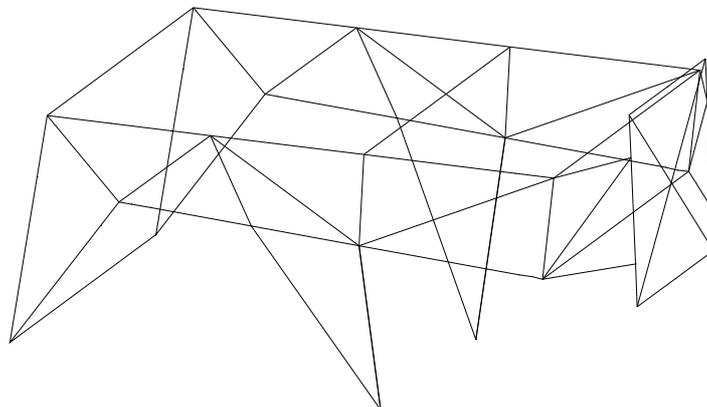


Figura 6-14 : Modelo 1.

MODELO 2

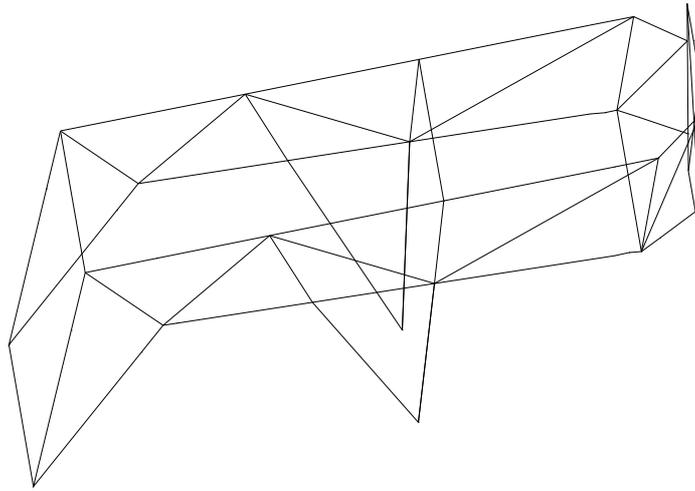


Figura 6-15: Modelo 2.

MODELO 3

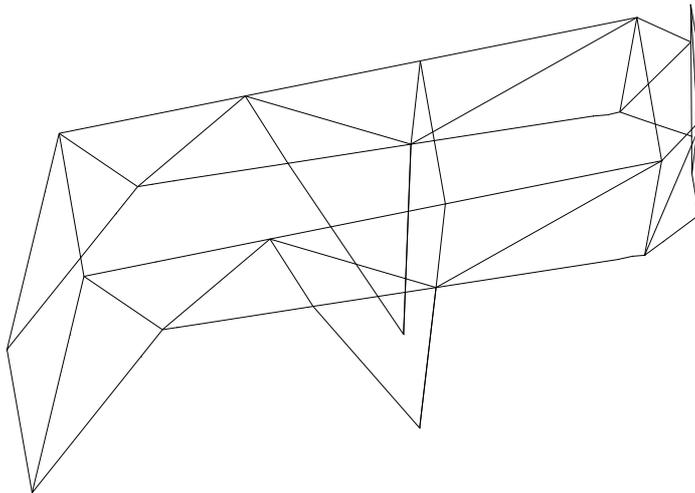


Figura 6-16 : Modelo 3.

MODELO 4

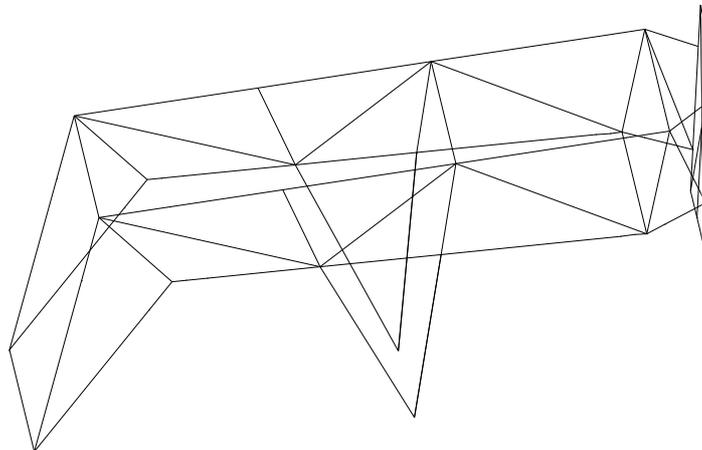


Figura 6-17 : Modelo 4.

MODELO 5

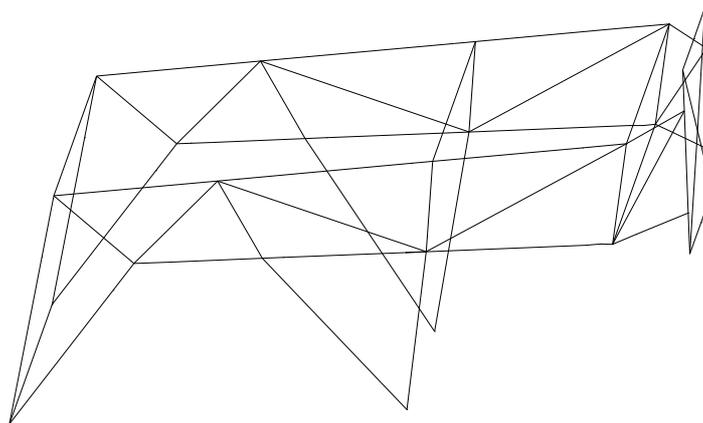


Figura 6-18 : Modelo 5.

6.3.5 Conclusiones del análisis preliminar del bastidor

Tras realizar los tres test anteriormente descritos (test de rigidez longitudinal, test de rigidez torsional y test de rigidez lateral) a los cinco modelos seleccionados, se obtienen los siguientes resultados de rigideces relativas para cada uno de ellos.

	Rigideces relativas		
	R Long	R Torsión	R Lateral
Modelo_1	1.00	1.00	1.00
Modelo_2	0.99	0.96	0.98
Modelo_3	0.93	0.94	0.94
Modelo_4	1.01	1.01	0.94
Modelo_5	1.00	1.02	1.00

Tabla 6-2 : Relación de rigideces relativas.

Las rigideces relativas están siempre calculadas a partir del primer modelo, de esta forma se puede decir por ejemplo que el modelo 3 tiene una rigidez torsional un 6 % menor que el modelo 1.

6.4 Tests iniciales para elegir la configuración adecuada del basculante.

6.4.1 Test de rigidez lateral

Este test trata de reproducir las fuerzas laterales que se transmiten a través de la rueda al basculante durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta. Otra de las razones por las que se realiza el ensayo de manera tan sencilla es para que luego se pueda reproducir de forma experimental sobre el basculante fabricado.

Al igual que en el caso del ensayo anterior se introduce un modelo de barras en CYPE. El diámetro de todas las barras así como el material permanecerán constantes en todos los ensayos y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

El valor de rigidez obtenido es cualitativo en sí, por lo que es necesario una posterior reproducción del ensayo de forma experimental para obtener así una relación cuantitativa.

El valor de la carga aplicada no es de gran importancia ya que consideramos que el material se encuentra trabajando en su zona elástica y por tanto la relación carga-deformación es lineal. Se elige una que nos permita observar de forma cómoda el desplazamiento del un punto situado en el extremo de un brazo del basculante.

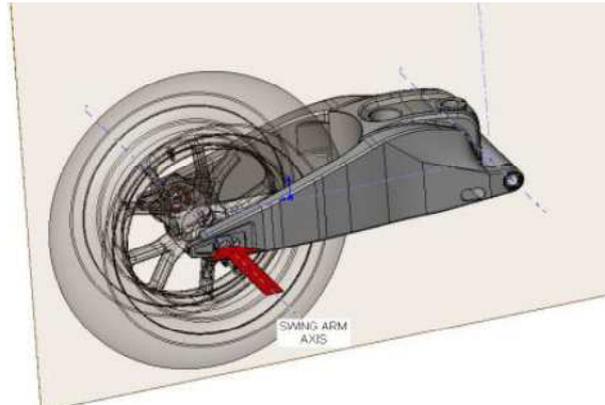


Figura 6-19 : Ejemplo gráfico de ensayo de rigidez lateral.

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Cargas puntuales en el extremo de cada brazo del basculante, en la dirección X.

La asimetría del basculante respecto al anclaje hace que no se produzcan únicamente desplazamientos en la dirección de aplicación de las cargas. Para caracterizar el ensayo con un único valor de rigidez se considera únicamente el desplazamiento lateral midiendo la deformación en el eje X, de esta forma se desprecia la torsión.

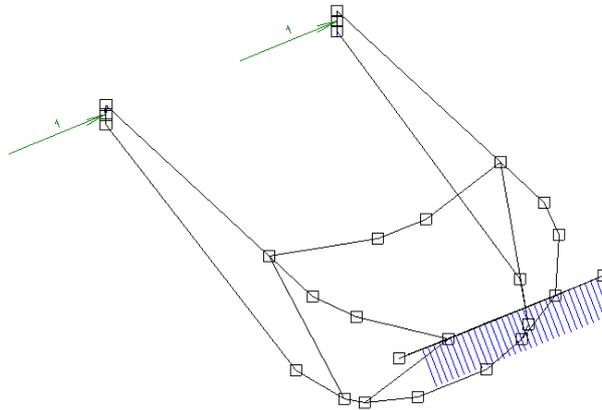


Figura 6-20 : Vista isométrica del basculante, condiciones de carga.

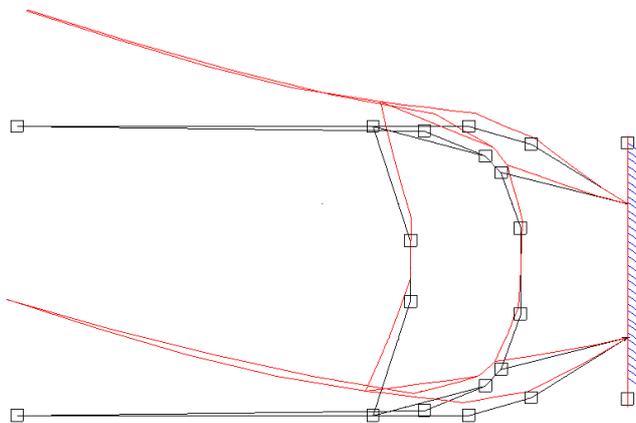


Figura 6-21 : Deformación del basculante tras el test de rigidez lateral.

6.4.2 Test de rigidez torsional

Este test trata de reproducir el momento torsor producido las fuerzas laterales que se transmiten a través de la rueda al basculante durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta. Otra de las razones por las que se realiza el ensayo de manera tan sencilla es para que luego se pueda reproducir de forma experimental sobre el chasis fabricado.

Al igual que en el caso del ensayo anterior se introduce un modelo de barras en CYPE. El diámetro de todas las barras así como el material permanecerán constantes en todos los ensayos y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

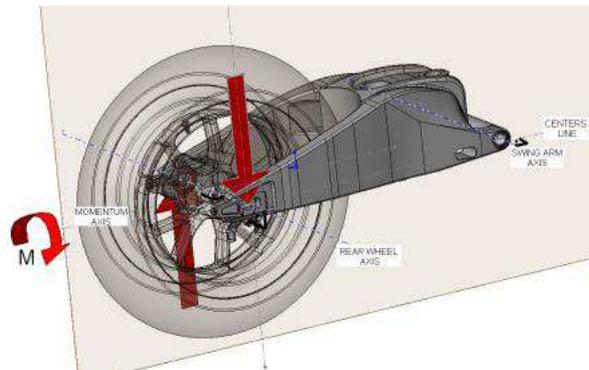


Figura 6-22 : Imagen del ensayo de rigidez torsional.

En la figura anterior se puede apreciar, por un lado, que para los ensayos vamos a considerar el eje del basculante completamente empotrado. En color rojo se puede observar dibujadas las fuerzas que se aplican para el ensayo de torsión.

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Cargas puntuales en los extremos de los brazos del basculante, con dirección Z, y sentidos opuestos.

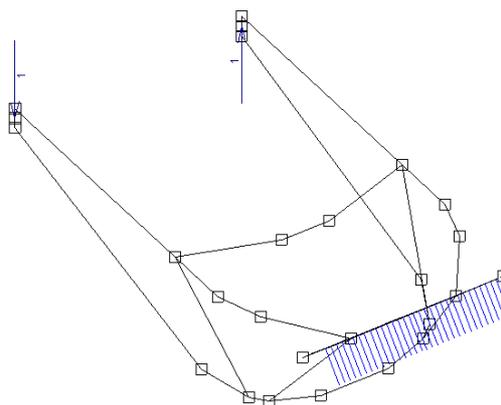


Figura 6-23 : Vista isométrica del basculante, condiciones de carga.

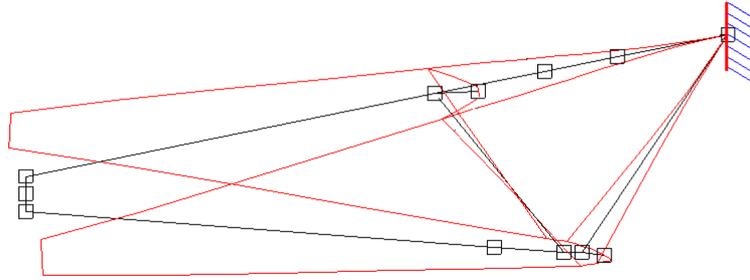


Figura 6-24 : Deformación del basculante tras el test de rigidez torsional.

6.4.3 Análisis

Una vez definidos los dos test a realizar se procede a explicar cuál va a ser el criterio de selección. Se obtendrán los valores de rigidez, uno para cada ensayo. Se tratará de maximizar la rigidez torsional y para el caso de la rigidez a flexión se buscará un valor elevado pero permitiendo cierto desplazamiento controlado. Hay que tener en cuenta que este dato será bastante menor que el anterior ya que para este ensayo no se tiene en cuenta la presencia del conjunto de la rueda trasera.

Para la optimización de la geometría se parte de un modelo de basculante al cual se le harán alguna modificación para comprobar si estas nos aportan beneficio alguno. A continuación se muestran 2 versiones diferentes del basculante modificado.

MODELO 1 CURVO

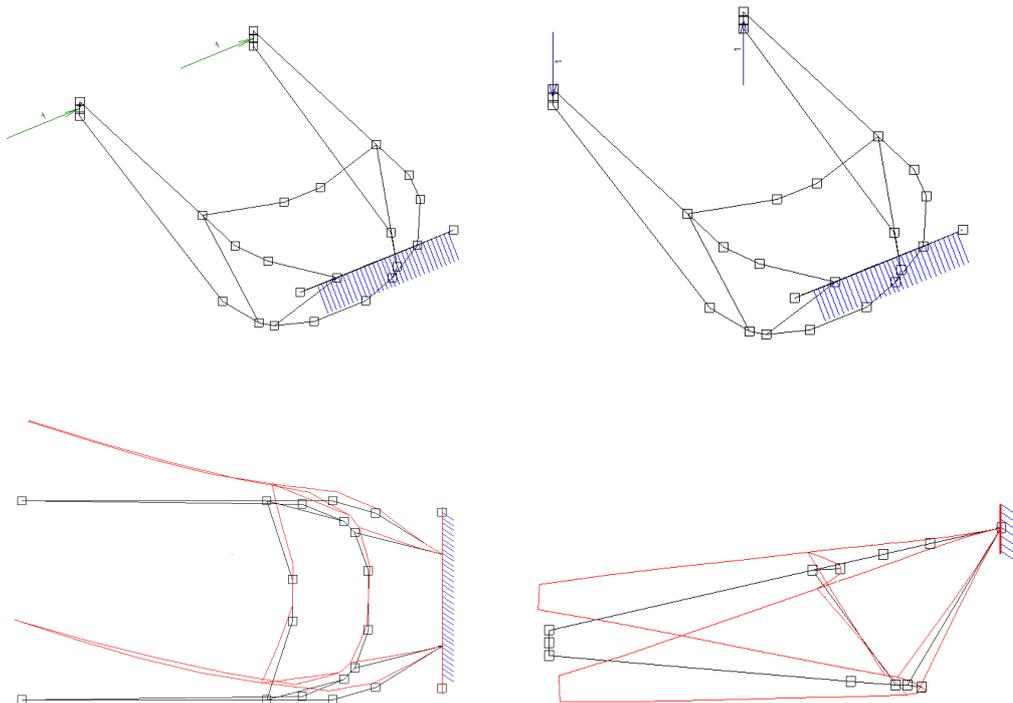


Figura 6-25 : Resultado Modelo1.

MODELO 2- RECTO

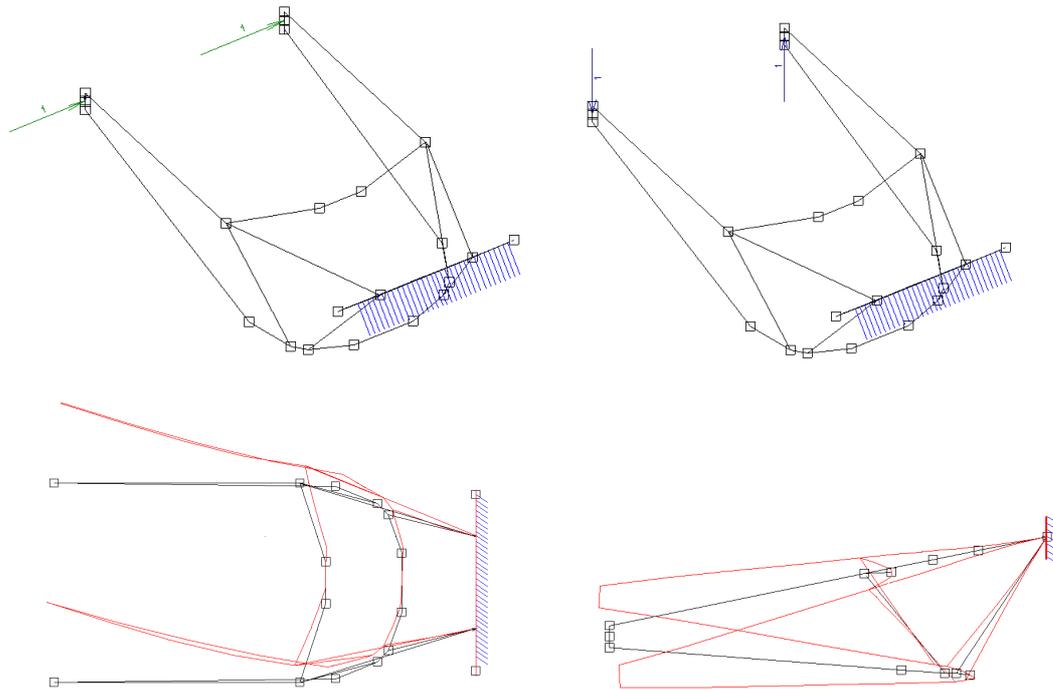


Figura 6-26 : Resultado Modelo2.

6.4.4 Conclusiones del análisis preliminar del basculante

Tras realizar los dos test anteriormente descritos (test de rigidez torsional y test de rigidez lateral) a los modelos seleccionados, se obtienen los siguientes resultados de rigideces relativas para cada uno de ellos.

	Rigideces relativas	
	Torsión	Lateral
Basculante_1	1.00	1.00
Basculante_2	1.04	0.94

Tabla 6-3: Relación de rigideces relativas.

Las rigideces relativas están siempre calculadas a partir del primer modelo, de esta forma podemos decir por ejemplo que el modelo 2 tiene una rigidez lateral un 6 % menor que el modelo 1.

7 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

7.1 Cálculos teóricos

En este apartado se estudiarán las fuerzas que actúan sobre la estructura de la motocicleta cuando esta se encuentra en instantes de máximo esfuerzo. Este apartado es de vital importancia ya que es esencial tener bien planteadas las fuerzas resultantes para introducirlas posteriormente en el ordenador y realizar los análisis por elementos finitos de manera que éstos simulen la realidad con la mayor exactitud posible.

Con la geometría óptima que se ha definido para el modelo a diseñar se asumirán una serie de condiciones con las que se calcularán las cargas límite que actuarán sobre la motocicleta. Estas fuerzas serán las que actúen en los neumáticos a través de su punto de contacto con el suelo y que luego se transmitirán al vehículo. El principal objetivo de analizar y obtener estas cargas es el de realizar un diseño apropiado del chasis, basculante y suspensión trasera para las condiciones que se podrán dar en el vehículo durante la carrera y en su propio funcionamiento.

Conocidas las cargas se podrá pre-dimensionar cada componente, se tratará de que no esté sobredimensionado para no tener más peso del debido, ya que cuanto menor sea el peso del vehículo mejor resultado dará en la carrera. Por otro lado tendrá que diseñarse de manera que aguante todos los esfuerzos que puedan actuar sobre él sin que sufra ningún tipo de fisura ó rotura. Por todo esto se llega a la conclusión de que este es un aparto esencial en el diseño general de la motocicleta, ya que no sólo incumbe a los componentes de la motocicleta objeto de este proyecto, sino también a otros elementos del vehículo como pueden ser sub-chasis, tijas, suspensión delantera, etc.

Lo primero será predefinir el peso total que vaya a tener el vehículo, para ello se cogerá como base el reglamento técnico ya que condiciona este aspecto de la máquina. El reglamento dice que "El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido deposito, gasolina y líquidos no deberá ser inferior a 95 kg en cualquier momento de las pruebas". Siguiendo este criterio se considerará que el peso de la moto será de 95 Kg (mínimo exigido por la competición), el peso del piloto de 75Kg (suponiendo un peso medio) y el peso de la gasolina, lubricantes, fluidos de refrigeración, mono del piloto y casco será de unos 10Kg aproximadamente.

m(moto)	95 kg
m(piloto)	75 kg
m(varios)	10 kg
m(total)	180 kg

Tabla 7-1: Tabla de masas.

Se considerará un coeficiente de adherencia máximo, en condiciones de pista de velocidad asfaltada en seco y con neumáticos blandos, $\mu=1,2$.

7.1.1 Movimiento rectilíneo

Durante el movimiento en estado estacionario, la fuerza de aceleración producida por el motor se iguala a las fuerzas que se oponen al movimiento de avance y dependen esencialmente de tres fenómenos:

- Resistencia aerodinámica al movimiento de avance (F aerodinámica)
- La componente de la fuerza del peso debido a la pendiente que pueda tener la superficie de la carretera (F peso).
- Resistencia a la rodadura del neumático (F rozamiento).

7.1.1.1.1 Fuerzas de resistencia aerodinámica

Todas las influencias aerodinámicas que actúan en la motocicleta se pueden representar mediante tres fuerzas, que actúan sobre el centro de presiones que se encuentra ligeramente adelantado y por encima del centro de gravedad. Estas tres fuerzas crean sus respectivos momentos en el centro de gravedad que serán los momento de inclinación-alabeo (roll), guiñada (yaw) y cabeceo (pitch). Pero debido al pequeño valor que tendrán estos momentos y a la cercanía del centro de presiones y el centro de gravedad, asumiremos que las tres fuerzas actuarán en el centro de gravedad:

- Resistencia al avance, en oposición al desplazamiento longitudinal (F_D , F DRAG).
- Fuerza de elevación que tenderá a elevar la motocicleta (F_L , F LIFT).
- Fuerza lateral que tenderá a empujar la motocicleta hacia un lado (F LATERAL).

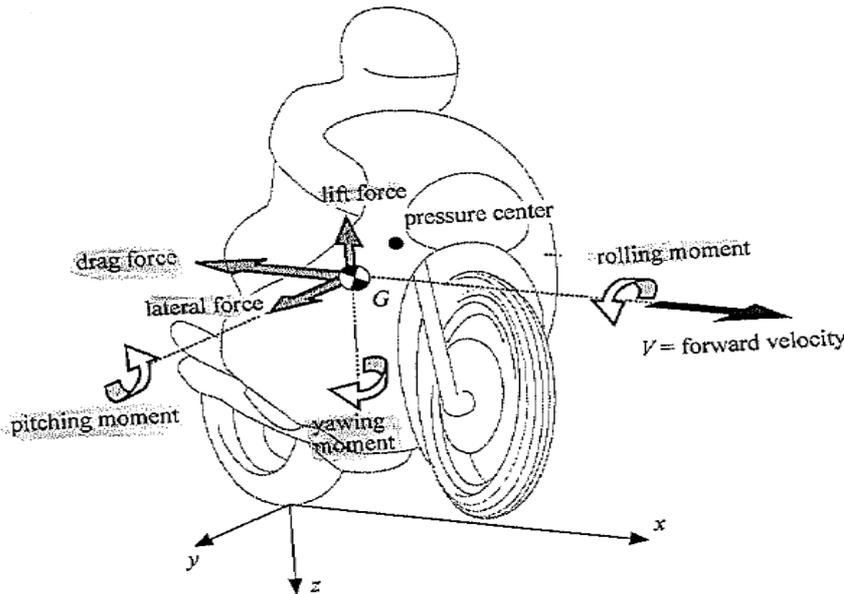


Figura 7-1: Esquema de fuerzas que actúan sobre la moto

Las fuerzas más importantes serán la resistencia al avance y elevación, que serán las que se van a calcular. La fuerza lateral puede despreciarse, puesto que su valor será varios órdenes de magnitud menor que las otras dos. Esto sólo es aplicable en este caso de movimiento rectilíneo. La fuerza de resistencia al avance influirá en la máxima velocidad que pueda obtener el vehículo y en el comportamiento de la aceleración. Mientras que la fuerza de elevación reducirá la carga en el neumático delantero y a veces incluso en el trasero. F_D y F_L serán proporcionales al cuadrado de la velocidad:

$$F_D = \frac{1}{2} * \rho * C_D * A * V^2$$

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho * C_L * A * V^2$$

ρ (aire kg/m ³ , en condiciones normales)	1,167
C_D (coeficiente de resistencia aerodinámica)	0,688
C_L (coeficiente de elevación)	0,25
A (área frontal, m ²)	0,33
$C_D * A$ (área de resistencia aerodinámica)	0,22
$C_L * A$ (área de elevación)	0,08

Tabla 7-2: Coeficientes aerodinámicos

El valor de C_D está fuertemente influenciado por la forma de la motocicleta y en concreto del carenado. Aunque el valor del coeficiente no es muy significativo, el valor que verdaderamente hay que

fijarse es el área de resistencia aerodinámica. Este valor puede ser comparado con el de otras motocicletas para ver cual presenta menos resistencia al avance. En las motocicletas del mundial de 250 cc, suelen tener un valor alrededor de 0,22m², que ha sido el valor que se ha escogido para nuestro modelo.

La elevación de la motocicleta es peligrosa porque reduce la carga en las ruedas y por lo tanto la adherencia en el neumático. Este aspecto también está fuertemente influenciado por la motocicleta y su carenado. Al igual que con la resistencia aerodinámica el valor significativo es el producto C_L*A, que suele estar en un rango de 0,06 hasta 0,12m². Para este modelo se ha escogido un valor de 0,08, bastante pequeño ya que se trata de una moto de 250cc.

El área frontal será de 0,33m², es un valor que suelen tener los vehículos de estas características. A partir de este valor se podrán hallar los valores de los coeficientes de resistencia al avance y de elevación, tal y como se muestran en la tabla superior.

Para una velocidad máxima aproximada que pueda alcanzar la motocicleta de 50 m/s (180 km/h), los valores de las fuerzas aerodinámicas serán los siguientes:

$$F_D = \frac{1}{2} * \rho * C_D * A * V^2 = \frac{1}{2} * 1.167 * 0.688 * 0.32 * 50^2 = 321.1584 \text{ N}$$

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho * C_L * A * V^2 = \frac{1}{2} * 1.167 * 0.25 * 0.32 * 50^2 = 116.7000 \text{ N}$$

$F_D(N)$	321.1584
$F_L(N)$	116.7000

Tabla 7-3: Resultados obtenidos

7.1.1.1.2 Fuerzas verticales en estado estacionario

Se ha comentado mucho a lo largo del trabajo de la importancia que tiene el CDG sobre el comportamiento de la motocicleta. Este parámetro influye de manera considerable también en las cargas que vaya a sufrir la motocicleta. En este caso las fuerzas verticales de reacción entre las ruedas y el suelo están muy influenciadas.

Se considerará las fuerzas verticales estáticas, es decir, como si estuviese el vehículo estacionado. Se cumplirán las siguientes ecuaciones:

$$m * g = N_r + N_f = 1765.8 \text{ N}$$

$$N_f = m * g * \left(\frac{b}{p}\right) = 882.9 \text{ N}$$

$$N_r = m * g * \left[\frac{(p - b)}{p}\right] = 882.9 \text{ N}$$

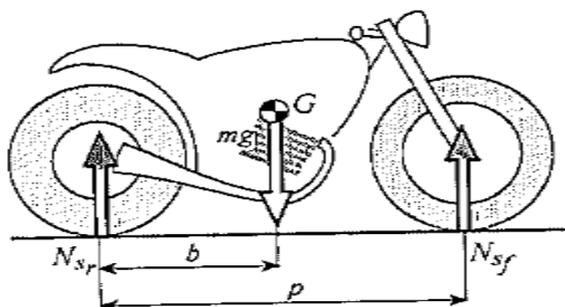


Figura 7-2: Aplicación de fuerzas verticales en estado estacionario

Es evidente que la suma de las dos normales deberá ser igual al peso total de motocicleta, mientras que las normales en cada rueda dependen de la posición del centro de gravedad. En este caso al estar la moto cargada uniformemente el valor de las fuerzas verticales será el mismo en ambas ruedas.

7.1.1.1.3 Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera

La fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera es igual a la componente del peso en la dirección de la motocicleta:

$$F_P = m * g * \sin \alpha$$

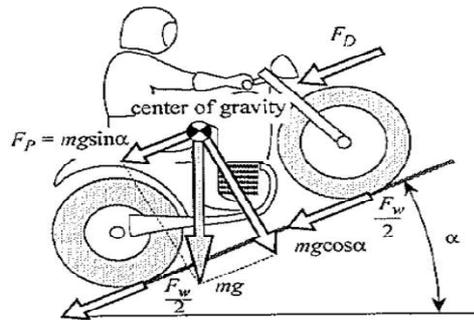


Figura 7-3: Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera

Donde α representa la pendiente del plano de la carretera.

Gravedad (m/s)	9,81
Ángulo α (rad)	0,175 (10°)
F_P (N)	306,6280

Tabla 7-4: Resultados obtenidos

A partir de este apartado, en los próximos cálculos no se tendrá en cuenta esta fuerza ya que la pendiente que puede tener el plano del suelo del circuito en cuestión es prácticamente nula.

7.1.2 Equilibrio en estado estacionario

Se introducirán las siguientes hipótesis con respecto al modelo del sistema moto-piloto:

- La fuerza de rodadura es cero ($F_W = 0$).
- La fuerza aerodinámica de elevación es cero ($F_L = 0$).
- Debido a que la superficie del circuito es lisa, la fuerza que se oponga al movimiento de avance será tan solo la fuerza de resistencia aerodinámica F_D .

Como se ha comentado anteriormente, se considera que el centro de presiones coincide con el centro de gravedad. Además de la fuerza aerodinámica anteriormente comentada, habrá que tener en cuenta las siguientes fuerzas que actúan en la motocicleta:

- **El peso (mg)** que actúa en el centro de gravedad.
- **Fuerza de avance S**, que el suelo aplica a la moto en el punto de contacto de la rueda trasera.
- **Las fuerzas verticales de reacción N_f y N_r** , entre los neumáticos y el plano de la carretera.

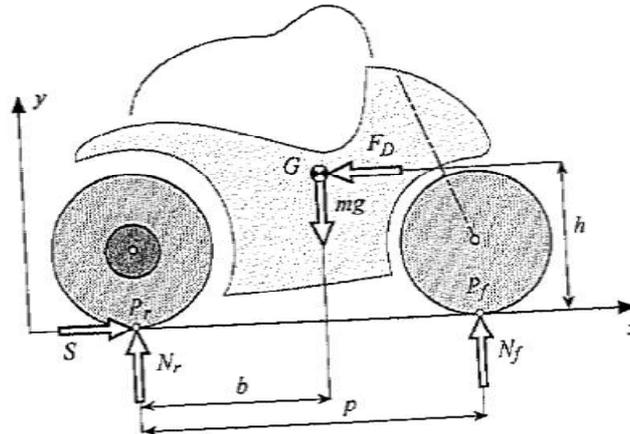


Figura 7-4: Equilibrio en estado estacionario

Las ecuaciones de equilibrio de la motocicleta permitirán conocer valores desconocidos de las fuerzas de reacción N_f y N_r , una vez que los valores de la fuerza del peso mg , la fuerza de avance S y la fuerza aerodinámica F_D sean conocidos. Al ser estado estacionario no habrá aceleración y el vehículo se encontrará a velocidad constante.

Equilibrio de fuerzas horizontales: $S - F_D = 0$
 Equilibrio de fuerzas verticales: $m * g - N_r - N_f = 0$
 Equilibrio de momentos respecto al CdG: $S * h - N_r * b + N_f * (p - b) = 0$

Las reacciones verticales de sobre las ruedas serán:

$$N_f = m * g * \left(\frac{b}{p}\right) - S * \left(\frac{h}{p}\right)$$

$$N_r = m * g * \left[\frac{(p - b)}{p}\right] + S * \left(\frac{h}{p}\right)$$

Vemos como estas reacciones están compuestas por un término estático que depende de la distribución de peso y un término dinámico que depende directamente del empuje y la altura del CDG y es inversamente proporcional a la distancia entre ejes. Este segundo término es denominado "transferencia de carga".

Para una velocidad máxima de 50m/s (180km/h) se tendrán los siguientes valores:

Fuerza de rodadura	F_W	≈ 0
Fuerza de elevación	F_L	≈ 0
Fuerza de conducción	S	321,1584 N
Fuerza aerodinámica	F_D	321,1584 N
Carga delantera	N_f	709,4745 N
Carga trasera	N_r	1056,3255 N
Ángulo transfer. carga	τ	27° (0,48rad)

Tabla 7-5: Resultados obtenidos

El ángulo de la transferencia de carga será el formado por las fuerza de avance S y por la fuerza normal en el neumático trasero, que forman un ángulo de 27 grados. Se puede ver ahora como las cargas dinámicas varían de las estáticas calculadas anteriormente. Ahora está más cargada la rueda trasera debido a la transferencia de cargas.

7.1.3 Movimiento lineal transitorio

Ahora se va a considerar la motocicleta en estado transitorio con un movimiento rectilíneo, asumiremos las hipótesis del apartado anterior. Las ecuaciones de equilibrio propuestas para el apartado anterior seguirán siendo validas para el equilibrio de fuerzas verticales y el de momentos:

$$\text{Equilibrio de fuerzas verticales: } m * g - N_r - N_f = 0$$

$$\text{Equilibrio de momentos respecto al CDG: } S * h - N_r * b + N_f * (p - b) = 0$$

Donde S será la fuerza de empuje que será (+) positiva durante la aceleración y (-) negativa durante la frenada.

La ecuación de equilibrio de fuerzas horizontales dependerá de que estemos acelerando o frenando. La estudiaremos en cada caso en los apartados siguientes.

7.1.3.1 Aceleración

7.1.3.1.1 Limitada por el motor

En este caso se obtendrá la aceleración y fuerza de empuje máximo que podrá proporcionar el motor. No se realizarán ningún otro tipo de consideraciones y el único limitante será el motor. En este caso la fuerza de empuje será igual a la suma de las inercias y las fuerzas de resistencia.

$$\text{Equilibrio de fuerzas horizontales: } S^* = F_D + m^* * x''$$

Donde $S^* = T * (\omega_m / V)$. Siendo T el par del motor y ω_m / V el ratio entre la velocidad angular del motor y la velocidad lineal de la motocicleta. El termino m^* será la "masa equivalente" de la moto, $m^* = m + \text{efecto de las inercias rotacionales}$.

Para calcular esta masa equivalente se tendrá en cuenta toda la energía cinética de los elementos rotatorios importantes presentes en la moto. Sólo se tendrá en cuenta las inercias de las ruedas delantera y trasera y del volante de inercia que está acoplado al motor. El resto de las inercias las despreciaremos debido a su pequeño valor y su gran dificultad para conocerlas. De esta forma se tendrá que:

$$m^* = m + I_{w_r} * \tau_r^2 + I_{w_f} * \tau_f^2 + I_{w_m} * \tau_m^2$$

Donde,

- $m=180 \text{ kg}$ es la masa de la motocicleta con el piloto incluido.
- $I_{w_r}=0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ es la inercia de la rueda trasera.
- $I_{w_f}=0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ es la inercia de la rueda delantera.
- $I_{w_m}=0,002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ es la inercia del volante de inercia.
- $\tau_r=3,2468 \text{ m-1}$ es el ratio de velocidad de la rueda trasera ($1/R_r$).
- $\tau_f=3,3670 \text{ m-1}$ es el ratio de velocidad de la rueda delantera ($1/R_f$).
- $\tau_m=58,6179 \text{ m-1}$ es el ratio de velocidad de la rueda trasera (ω_m/V).

Para calcular el ratio de velocidad de la rueda trasera es necesario conocer la relación de marchas del motor:

	Zsalida/Zentrada	Relación de transmisión
Trasmisión primaria	57/17	2.941
Relaciones de cambio		
• 1º Velocidad	30/13	2.308
• 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 7-6: Relación de marchas

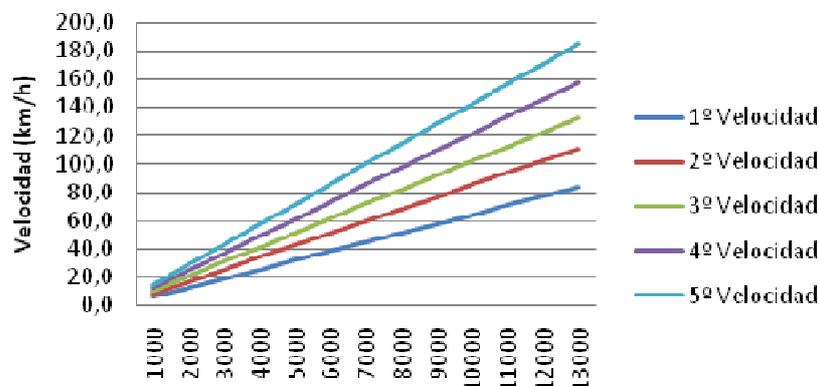


Figura 7-5: Velocidad Vs RPM del cigüeñal

La relación última, es decir, la relación corona-piñón necesaria para que la moto alcance los 180 km/h (Corona=42;Zpiñon=18), es la siguiente.

Relación última (cadena)	2,3333
Radio neumático trasero	0,3079
Radio neumático delantero	0,2970

Tabla 7-7: Datos geométricos

La elección de la relación de transmisión secundaria para una velocidad máxima de 180 km/h ha sido :

$$\tau_m = \frac{57}{17} * \frac{30}{13} * 2.3333 = 58.6179 \text{ m}^{-1}$$

También se dispone de la gráfica de potencia del motor para las diferentes marchas :

Potencia al Embrague	32,8 CV a 10.710 rpm
Par. al Embrague	2,4 mkg a 87300 rpm
Potencia específica	131,5 CV/l

Tabla 7-8: Datos del motor



Figura 7-6: Curvas características del motor

En la figura anterior podemos observar la velocidad (rpm) a la cual se produce el par y la potencia máximos.

Según la tabla de potencia el mayor par y por lo tanto la mayor aceleración se obtiene en la primera marcha con el motor a 10710 rpm. En esta situación se tiene un par de 22.54 Nm y una fuerza en la rueda trasera de 1321.25 N. En esta situación de máximo rendimiento del motor se calculará la aceleración máxima proporcionada por el motor.

$$\omega_m = 10710 * \frac{2 * \pi}{60} = 1121.5486 \text{ rad/s}$$

Mediante la fórmula planteada recalculamos la fuerza de aceleración que se ha facilitado. Una vez conocido la fuerza S^* se pueden calcular las cargas normales dinámicas tal y como se han calculado en la parte anterior.

S^*	1321,2464 Nm
T	22,5400Nm
Nf	169,4269 N
Nr	1596,3731 N

Tabla 7-9: Resultados obtenidos

Esta aceleración máxima se produce a un régimen de 10710 rpm y en primera, por lo que la velocidad en ese momento será:

$$V_{rueda} = \frac{\omega_m}{\tau_m} = 19.1332 \text{ m/s} = 68.8795 \text{ km/h}$$

A esa velocidad la fuerza aerodinámica que se opone al avance será de **FD = 47,0279N**. Por lo tanto en ese régimen de funcionamiento de mayor rendimiento del motor y a esa velocidad la aceleración será de (despreciando la fuerza de rodadura):

$$x'' = \frac{S^* - F_D}{m^*} = 6.5503 \text{ m/s}^2$$

7.1.3.1.2 Limitado por la tracción

Si se tiene en consideración la aceleración de la motocicleta igual que en el apartado anterior, despreciando la fuerza de rodadura, la fuerza de aceleración vendrá dada por la fórmula:

$$S = m * x'' + F_D$$

Donde S es la fuerza de aceleración y F_D la fuerza aerodinámica que se opone al avance.

Asumiendo que el motor proporciona la potencia adecuada, la fuerza de aceleración debe ser menor o al menos igual al producto del coeficiente de adherencia y la carga vertical N_r .

$$S \leq \mu_p * N_r$$

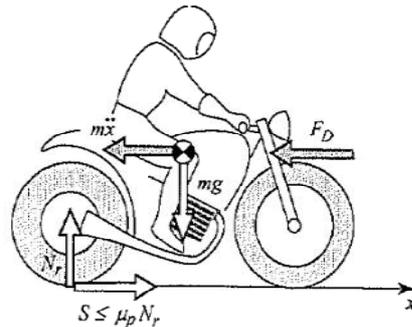


Figura 7-7: Equilibrio de fuerzas en tracción

Si se recuerda que,

$$N_r = m * g * \frac{(p - b)}{p} + S * \frac{h}{p}$$

Se tiene ahora:

$$x'' \leq \frac{\mu_p * g * \frac{(p - b)}{p}}{(1 - \mu_p * \frac{h}{p})} - \frac{F_D}{m}$$

La aceleración máxima se obtiene cuando la F_D es cero, esto sucederá empezando a velocidad muy baja. A medida que la velocidad aumenta, la aceleración bajo la limitación de la condición de fricción disminuye. Esto ocurre porque parte de la fuerza de aceleración es igualada a la fuerza aerodinámica y no es utilizada para acelerar el vehículo. Por lo tanto la máxima aceleración se dará a velocidad cero:

Aceleración limitada por tracción (m/s ²)	x''	16,7216
Coefficiente tracción	μ_p	1,2
Fuerza de rodadura (N)	F_w	0
Fuerza longitudinal (N)	S	3009,8864
Carga trasera (N)	N_r	2508,2386

Tabla 7-10: Resultados obtenidos

Despreciando la fuerza de rodadura y para un coeficiente de adherencia máximo sale una aceleración de más del doble de la limitada por el motor. Es curioso ver como la carga vertical en la rueda trasera es mayor que todo el peso de la motocicleta. Esto en realidad es imposible ya que en estos

cálculos estáticos la suma de las dos fuerzas normales no puede superar el peso total de la motocicleta. Por lo tanto se concluye que la motocicleta aunque el motor lo permitiese, no podría alcanzar semejante aceleración, existiría otro condicionante más limitador en el cual la fuerza de aceleración sería menor, como lo es el siguiente:

7.1.3.1.3 Limitado por la rodadura

La condición limitante de rodadura en este caso ocurre cuando la carga en la rueda delantera se reduce a cero. Esta situación se expresa de la siguiente manera:

$$N_f = m * g * \frac{b}{p} - S * \frac{h}{p} = 0$$

De donde tenemos,

$$x'' = g * \frac{b}{h} - \frac{F_D}{m}$$

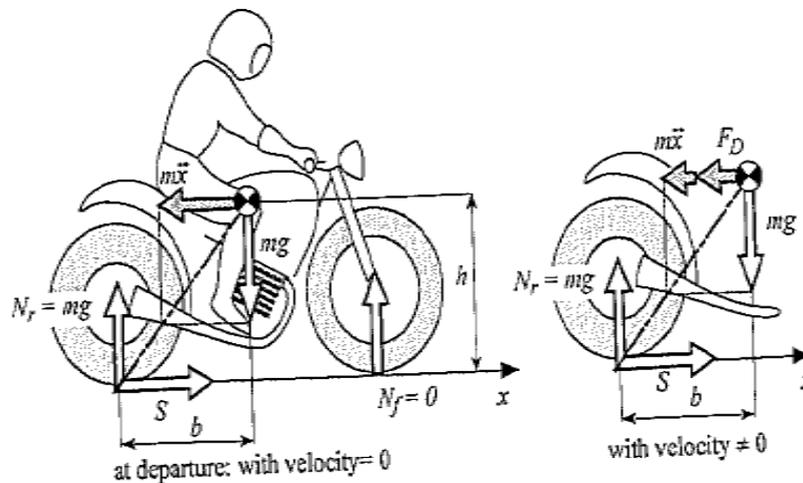


Figura 7-8: Equilibrio de fuerzas en tracción limitada por rodadura

La aceleración que impide el levantamiento de la rueda delantera depende del ratio b/h. De manera que la velocidad de avance aumenta gradualmente, la aceleración a la que ocurre el levantamiento de la rueda delantera disminuye. Esto ocurre porque el levantamiento de la rueda delantera es favorecido por la fuerza aerodinámica de oposición al avance. Por lo tanto la máxima aceleración bajo este limitante ocurrirá con velocidad nula y F_D nula.

Aceleración limitada por rodadura (m/s ²)	x''	9,0833
Carga trasera (N)	N_r	1765,8
Carga delantera (N)	N_f	0
Fuerza longitudinal (N)	S	1635,00

Tabla 7-11: Resultados obtenidos

La aceleración obtenida con esta condición es mayor que la limitada por el motor pero menor que la limitada por la adherencia del suelo. Se ve claramente con carga de la rueda delantera es nula y todo el peso de la motocicleta se apoya sobre el neumático trasero.

7.1.3.2 Frenada

Se considerará que sólo se frena con el freno delantero, caso en el cual ocurrirán las cargas más extremas, será una situación mucho más exigente.

7.1.3.2.1 Limitada por la tracción

Para evaluar el rol del freno trasero bajo limitante de deslizamiento hay que tener en cuenta una serie de consideraciones. Durante la desaceleración la carga en la rueda delantera aumenta, mientras la carga de la rueda trasera disminuye, por lo que se deduce que ocurre una transferencia de cargas desde la rueda trasera a la rueda delantera. Si consideramos la motocicleta en fase de frenada y aplicamos las leyes de Newton, podemos calcular la transferencia de carga de la rueda trasera a la delantera.

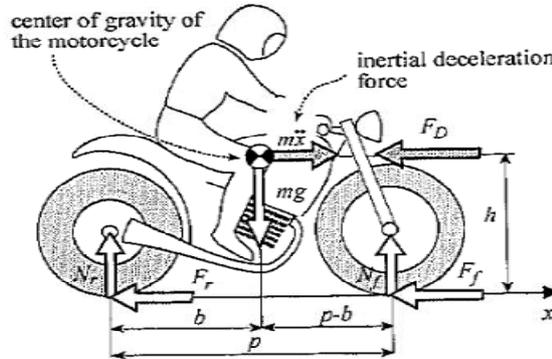


Figura 7-9: Equilibrio de fuerzas en frenada limitada por tracción

Se tienen tres ecuaciones debidas a al equilibrio de las fuerzas horizontales y verticales y al equilibrio de momentos alrededor del centro de gravedad:

$$\begin{aligned} m * x'' &= -F_f - F_r \\ m * g - N_r - N_f &= 0 \\ -F * h - N_r * b + N_f * (p - b) &= 0 \end{aligned}$$

Donde F (la fuerza total de frenada) indica la suma de la fuerza delantera F_f y trasera F_r . La carga dinámica delantera será la suma de la carga estática y la carga dinámica.

La carga dinámica trasera sin embargo será la diferencia entre la carga estática y la transferencia de carga.

$$\begin{aligned} N_f &= m * g * \frac{b}{p} + F * \frac{h}{p} \\ N_r &= m * g * \frac{(p - b)}{p} - F * \frac{h}{p} \end{aligned}$$

Se ve claramente como la transferencia de carga Fh/p es proporcional la fuerza de frenada total y la altura del centro de gravedad, y es inversamente proporcional a la batalla. Para evitar que el neumático deslice en la frenada, la fuerza que se aplique en la frenada no debe exceder el producto de la carga dinámica que actúa en el neumático multiplicado por el coeficiente de adherencia. Este producto representa la frenada máxima aplicable en el neumático, que será la fuerza de frenada en el límite de empezar a deslizar.

$$\begin{aligned} F &= F_f + F_r = \mu * (N_f + N_r) \\ F &= \mu * m * g \end{aligned}$$

Fuerza de Frenada por tracción (N)	FF	2118,96 N
Carga delantera (N)	Nf	2027,1384 N
Carga trasera (N)	Nr	0
Desaceleración (m/s ²)	x''	-11,772

Tabla 7-12: Resultados obtenidos

La desaceleración obtenida es de más de un g y la carga vertical delantera es mayor que el propio peso de la motocicleta. Al igual que en el caso de aceleración limitado por tracción, esto es imposible el cálculos estáticos. Lo que sucede aquí también es que existirá otro condicionante más limitador que impedirá obtener esta fuerza de frenada y así la normal no superará el peso total del vehículo.

7.1.3.2.2 Limitada por vuelco

Al aumentar la fuerza de frenada total, la carga vertical de la rueda trasera ve disminuyendo hasta que llegue a cero. En este caso la condición limitante será el vuelco de la motocicleta, es decir cuando la carga dinámica vertical en el neumático trasero alcanza el valor cero.

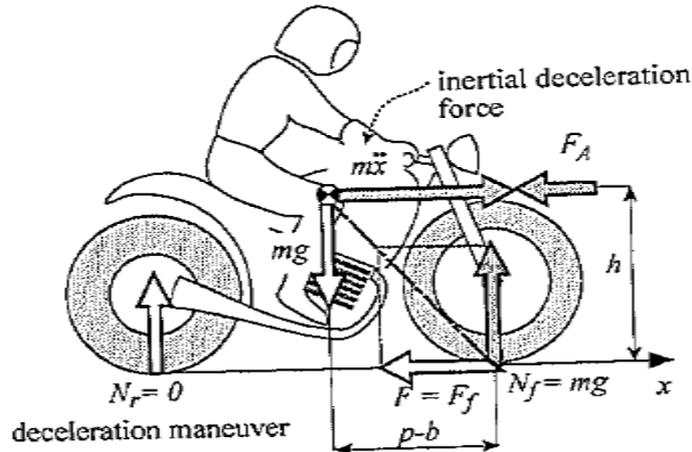


Figura 7-10: Equilibrio de fuerzas en frenada limitada por vuelco

Bajo esta condición, la carga dinámica frontal será igual a todo el peso de la motocicleta y la dirección de la resultante de la carga dinámica y la fuerza de frenada pasa a través del centro de gravedad de la motocicleta. La ecuación de equilibrio de los momentos respecto al centro de gravedad expresan la fuerza de frenada en el momento de vuelco inminente.

$$F = N_f * \frac{(p - b)}{h} = m * g * \frac{(p - b)}{h}$$

Un valor bajo de esta fuerza de frenada indica que el vehículo sería muy propenso a volcar. Por lo tanto se puede concluir que el vuelco se ve favorecido cuando la motocicleta es ligera y el centro de gravedad tiene una posición adelantada y elevada.

La ecuación de movimiento, en condiciones de vuelco inminente donde se ignora la fuerza aerodinámica es:

$$m * x'' = -F = m * g * \frac{(p - b)}{h}$$

La máxima desaceleración, expresada en g's, es proporcional a la distancia longitudinal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto de la rueda delantera, y es inversamente proporcional a la altura del centro de gravedad.

$$\frac{x''_{max}}{g} \leq \frac{p - b}{h}$$

Es importante darse cuenta de que la desaceleración en el vuelco inminente depende solamente del centro de gravedad, y no del peso de la motocicleta. Para incrementar este valor es necesario bajar

el centro de gravedad y colocarlo lo más atrás posible. Teniendo en cuenta la fuerza aerodinámica que se opone al avance se tendría:

$$m * x'' = -F - F_D$$

$$\frac{x''_{max}}{g} \leq -\frac{(p - b)}{h} - \frac{F_D}{m * g}$$

La máxima desaceleración depende tanto de la masa como de la velocidad.

Fuerza de Frenada antes de volcar (N)	FFv	1635.0000
Desaceleración sin FD (m/s ²)	x''	-9.0833
Desaceleración con FD (m/s ²)	x''	-10.8675
Carga vertical delantera (N)	Nf	1765.8000
Carga vertical trasera (N)	Nr	0

Tabla 7-13: Resultados obtenidos

Es obvio que la fuerza aerodinámica ayuda a obtener un mayor fuerza de frenada, por lo tanto para el máximo valor de F_D , es decir a máxima velocidad (50m/s, 180km/h), se obtendrá la mayor desaceleración.

7.1.4 Curva en estado estacionario

En curva se producirán las mayores fuerzas laterales y se producirán una serie de comportamientos interesantes para nuestro análisis. Durante el movimiento estacionario en curva la motocicleta podrá tener un comportamiento neutro, sub-virador o sobre-virador. Para mantener el equilibrio el piloto aplica un par en el manillar que puede ser cero, positivo (en la misma dirección que la rotación del manillar) o negativo (en la dirección opuesta a la rotación del manillar). Estas características son importantes y definen la sensación de manejabilidad de la motocicleta.

7.1.4.1 Inclinación de la moto en giro estático

Ángulo ideal de inclinación

La motocicleta en un giro estático se mantiene por la aplicación de dos momentos. El generado por la fuerza centrífuga que tiende a devolver la moto a su posición vertical y el propio peso que trata de inclinar mas la moto.

Consideramos las siguientes hipótesis:

- La motocicleta rueda a velocidad constante en una curva de radio constante (condiciones estado estacionario).
- Los efectos giroscópicos son despreciables.

Considerando el espesor de los neumáticos nulos, el equilibrio de momentos nos permite obtener el ángulo de inclinación en términos de velocidad y radio de giro R_C .

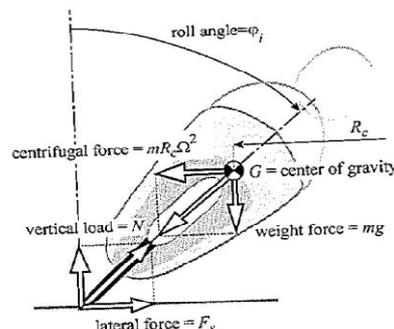


Figura 7-11: Equilibrio de fuerzas en giro estático

$$Fuerza\ centrífuga = R_C * m * \Omega^2 \qquad V = \Omega * R_C$$

Ángulo de inclinación

$$\varphi_i = \arctan \frac{R_C * \Omega^2}{g} = \arctan \frac{V^2}{g * R_C}$$

En realidad este ángulo es una aproximación ya que el espesor del neumático no es nulo. Además si el piloto está aplicando sobre el manillar un momento que hace que se produzca un ángulo de giro, el punto de contacto del neumático se desplaza y la línea que une los puntos de contacto no está contenida en el plano x.

Ángulo de inclinación efectivo

Ahora vamos a considerar las mismas suposiciones que en el caso anterior excepto que la anchura de los neumáticos será igual a $2t$. Esto hace que el ángulo de inclinación necesario para equilibrar las fuerzas centrífuga y el peso sea mayor.

$$\varphi = \varphi_i + \Delta\varphi = \arctan \varphi_i + \arcseno \left[\frac{t * \sin \varphi_i}{(h - t)} \right]$$

Esta ecuación nos muestra como un aumento de la anchura de los neumáticos obliga a que el ángulo de inclinación sea mayor para equilibrar las fuerzas. Así como una disminución de la altura del CDG provoca que el ángulo de inclinación necesario también sea mayor.

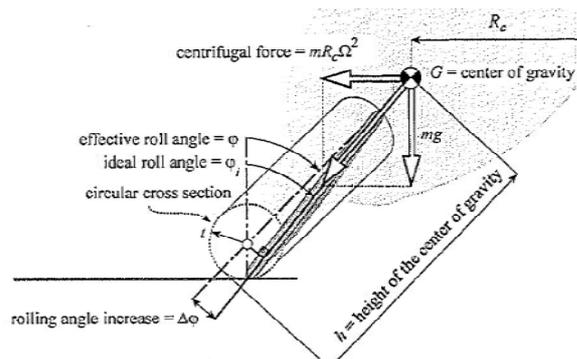


Figura 7-12: Ángulo de inclinación

Otro factor muy importante en el ángulo de inclinación de la motocicleta es la posición del conductor. La variación de la posición de este hace que el CdG cambie de posición haciendo que el ángulo de inclinación de la moto pueda ser igual, mayor o menor. La posición óptima es aquella en la que el piloto se descuelga de la moto hacia el interior de la curva, desplazando el CDG hacia el interior y haciendo que el ángulo de inclinación sea menor.

Velocidad de las ruedas durante un giro

Considerando que no se produce deslizamiento longitudinal entre el neumático y la carretera la velocidad de cada rueda en función de la velocidad longitudinal será:

$$\omega_r = - \frac{V}{(\rho_r + t_r * \cos \varphi)}$$

$$\omega_f = - \frac{V}{(\rho_f + t_f * \cos \beta) * \cos \Delta}$$

Cabe destacar que durante la frenada o aceleración se produce un deslizamiento entre el neumático y la rueda. Mientras que en condiciones estáticas este deslizamiento es despreciable ya que es debido únicamente a la resistencia a la rodadura.

También es importante observar como la velocidad de los neumáticos en curva es mayor ya que el contacto entre neumático y carretera no se produce en la circunferencia de mayor radio.

Se han tomado las características aproximadas de una de las curvas donde más sufre la motocicleta en el circuito de Alcañiz. Esta es una curva cerrada en la que la motocicleta pasa bastante rápido con un ángulo de inclinación cerca del máximo. En esta curva se dan uno de los máximos valores de fuerza lateral. Por lo tanto a partir de estas características se hallarán las fuerzas de manera teórica.

Así tenemos las siguientes condiciones:

Ángulo de inclinación ideal	ϕ_i	47.9605° (0,8371 rad)
Radio de giro	R_c	68 m
Velocidad de viraje	Ω	0,4000 rad/s
Velocidad de avance	V_c	27,2000 m/s
Fuerza centrífuga	F_c	1958.4000 N
Angulo efectivo de inclinación	ϕ_e	51.3667° (0,8965 rad)
Anchura de los neumáticos	$2t_{nf}$	0.1000 m
Variación de ángulo de inclinación	$\Delta\phi$	3.4062° (0,0594 rad)
Media anchura de los neumáticos	t_{nf}	0,0500 m
Velocidad angular en giro rueda	ω_f	-78.3976 rad/s
Velocidad angular en giro rueda	ω_r	-79.0929 rad/s
Radio equivalente rueda delantera	ρ_f	0,2970 m
Radio equivalente rueda trasera	ρ_r	0,3080 m
Media anchura neumático trasero	t_{nr}	0,0575m

Tabla 7-14: Resultados obtenidos

7.1.4.2 Comportamiento direccional de la moto en el giro

Si ahora consideramos una moto realizando un giro en condiciones estáticas y cada una de las ruedas gira en rodadura perfecta el vector velocidad estará contenido en el plano de la rueda.

El deslizamiento lateral se expresa mediante el ángulo de deslizamiento λ , definido como el ángulo que forma el plano de la rueda con la dirección que sigue la moto.

Las fuerzas de reacción laterales dependen del ángulo de deslizamiento, ángulo de inclinación y las fuerzas verticales. Estas fuerzas se pueden expresar mediante la siguiente ecuación lineal cuando los ángulos son pequeños:

$$F_{sf} = (k_{\lambda f} * \lambda_f + k_{\phi f} * \phi_f) * N_f$$

$$F_{sr} = (k_{\lambda r} * \lambda_r + k_{\phi r} * \phi_r) * N_r$$

Donde la constante k (radianes⁻¹) representa el coeficiente de rigidez de los neumáticos. Uno es de deriva y el otro de comba. Cuanto mayor son estos coeficientes menor es el ángulo necesario para lograr la fuerza lateral necesaria. Para nuestro modelo estos son los valores que se tienen:

Rigidez comba delantero	$k_{\phi f}$	2,132
Rigidez comba trasero	$k_{\phi r}$	2,08
Angulo deriva delantero	λ_f	-0,056 rad
Angulo deriva trasero	λ_r	-0,052 rad
Rigidez deriva delantero	$K_{\lambda f}$	18,122
Rigidez deriva trasero	$K_{\lambda r}$	18,72

Tabla 7-15: Resultados obtenidos

Los ángulos de deriva se calculan a partir de las siguientes expresiones:

$$\lambda_f = \frac{1 - k_{\varphi f}}{k_{\lambda f}} * \varphi$$

$$\lambda_r = \frac{1 - k_{\varphi r}}{k_{\lambda r}} * \varphi$$

Ángulo de dirección efectivo

El ángulo de dirección efectivo de una moto depende de los ángulos de deslizamiento y su valor viene dado por:

$$\Delta^* = \Delta + \lambda_r - \lambda_f$$

Donde Δ es el ángulo de dirección cinemática aplicado por el piloto que a su vez depende del ángulo de dirección δ , ángulo de inclinación de la pipa de dirección ε y del ángulo de inclinación de la moto φ .

Ratio de la dirección

El comportamiento direccional de la moto depende de varios parámetros geométricos, de la distribución de masas así como de las propiedades del neumático.

El ángulo de dirección efectivo Δ^* es solo igual al ángulo de dirección cinemático Δ elegido por el piloto cuando los ángulos de deslizamiento de ambas ruedas son iguales. En este caso se dice que estamos ante un sistema de dirección neutral. Por otro lado si los ángulos de deslizamiento son mayores o menores de lo esperado decimos que la moto tiene un comportamiento subvirador o sobrevirador.

Este comportamiento lo podemos expresar mediante el ratio de dirección:

$$\xi = \frac{R_{co}}{R_{cr}}$$

Si $\xi = 1$ El comportamiento es neutral y $\lambda_r = \lambda_f$

Si $\xi > 1$ El comportamiento es sobrevirador y $\lambda_r > \lambda_f$

Si $\xi < 1$ El comportamiento es subvirador y $\lambda_r < \lambda_f$

Podemos ver cuál es el comportamiento direccional idóneo. Si consideramos una moto con un comportamiento sub-virador mientras está tomando una curva. La moto tiende a salirse de esta por lo tanto el piloto trata de corregir esto aplicando un mayor ángulo de giro sobre la rueda delantera para aumentar la fuerza lateral sobre esta. Si el ángulo aplicado es excesivo puede que se sobrepase el coeficiente de adherencia máximo de la rueda delantera con la consecuencia de que se pierde el control sobre esta y el piloto cae.

Por el contrario con una moto sobreviradora la pérdida de adherencia se produce sobre la rueda trasera de forma que un piloto experto tiene más posibilidades de volver a hacerse con el control.

Ángulo de dirección efectivo y Radio descrito		
Ángulo de dirección	δd	0,0087rad
Ángulo cinemático de dirección	Δ	0,0128rad
Ángulo efectivo de dirección	Δ^*	0,0171rad
Radio de giro por rueda trasera	R_{cr}	73.0667 m
Ratio de dirección	ξ	1.3346

Tabla 7-16: Ángulo de dirección efectivo y radio descrito

Cabe comentar una serie de aspecto de los siguientes valores. Como es lógico en una curva en la que la motocicleta está muy inclinada, como es el caso de 51.3667 grados, el ángulo de dirección es prácticamente nulo. Cuando la moto está recta y no ha entrado en curva todavía es cuando se tiene el mayor ángulo de dirección, pero una vez que está dentro con la motocicleta inclinada (cuando más sufre) este ángulo es muy pequeño. Se ha escogido el valor de 5 grados.

El ratio de la dirección obtenido para nuestro modelo es mayor de 1, por lo que es sobreviradora. Tendrá entonces un buen comportamiento la motocicleta tal y como se espera y será más fácil de manejarla para el piloto.

7.1.4.3 Fuerzas en curva

La expresión de las cargas verticales en cada neumático en curva cambia respecto al movimiento rectilíneo. Teniendo en cuenta la fuerza aerodinámica se producirá una transferencia de carga debido a la misma y se obtendrán las siguientes expresiones:

$$N_f = m * g * \frac{b}{p} - F_D * \frac{h}{p} * \cos \varphi$$

$$N_f = m * g * \frac{(p - b)}{p} + F_D * \frac{h}{p} * \cos \varphi$$

De todas maneras se despreciarán las fuerzas aerodinámicas debido a que no influyen mucho y se logra simplificar los cálculos. Si se considera una curva con un radio grande con respecto a la batalla de la motocicleta, que lo es 68/1,225, y se desprecia la fuerza aerodinámica las fuerzas laterales en cada neumático vendrán representadas por las siguientes expresiones:

$$N_f = m * g * \frac{b}{p}$$

$$N_f = m * g * \frac{(p - b)}{p}$$

Entonces,

$$F_{sf} = \frac{N_f * V^2}{g * \cos \Delta * R_{cr}}$$

$$F_{sr} = \frac{N_r * V^2}{g * R_{cr}}$$

Fuerza lateral delantero	FsfL	911.3738 N
Fuerza lateral trasero	FsrL	911.2993 N

Tabla 7-17: Resultados obtenidos

7.1.5 Cargas debidas a las irregularidades del terreno

En los cálculos teóricos se ha considerado siempre el suelo plano, pero esto en la realidad nunca es así. En los circuitos de velocidad es raro que existan muchas irregularidades en el asfalto pero sí que puede haber algún rizado o algún badén en el suelo. Cuando la motocicleta pase por un tramo de este tipo sufrirá unas cargas dinámicas verticales mayores, debidas a las irregularidades del suelo. Por lo tanto es conveniente calcular estas cargas verticales que no han sido consideradas anteriormente. Puede ocurrir que en un momento de máximo esfuerzo en la motocicleta (aceleración, frenada o curva) exista una irregularidad en el suelo y se produzcan valores máximos de carga vertical. El chasis, basculante y demás componentes deberán aguantar bien este tipo de cargas máximas. Por tanto, este tipo de cargas serán estudiadas para que todos los componentes que se vayan a construir las aguanten satisfactoriamente. Para realizar este estudio se ha escogido el modelo de "mono-suspensión de un grado de libertad".

7.1.5.1 Mono-suspensión con un grado de libertad

7.1.5.1.1 Movimiento Oscilatorio impuesto por las irregularidades de la carretera

Se considera la motocicleta corriendo por un perfil de carretera sinusoidal a una velocidad constante V y se supone que la motocicleta se puede representar mediante dos mono-suspensiones separadas. También se supone que las masas no suspendidas son despreciables. El modelo de mono-suspensión con un grado de libertad puede representar tanto la suspensión delantera como la trasera.

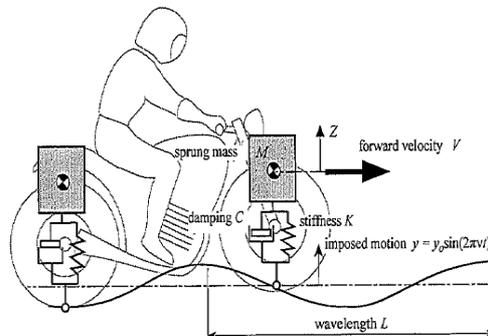


Figura 7-13: Modelo de análisis de vibraciones

Se contempla una suspensión afectada por el movimiento causado debido a las irregularidades del suelo. El punto de contacto de la rueda con el perfil de la carretera se mueve en movimiento armónico de acuerdo a esta ley:

$$y = y_0 * \sin(2 * \pi * v * t)$$

donde $v = V/L$ representa la frecuencia del movimiento impuesta en el sistema por las irregularidades del terreno.

Se puede demostrar fácilmente que en estado estacionario (respuesta periódica) el ratio de amplitudes entre Z_0 (del movimiento vertical de la masa suspendida) e Y_0 (impuesta por el movimiento) es:

$$T = \frac{Z_0}{y_0} = \sqrt{\frac{1 + (2 * \xi * \frac{v}{v_n})^2}{(1 - (\frac{v}{v_n})^2)^2 + (2 * \xi * \frac{v}{v_n})^2}}$$

donde v_n representa la frecuencia de la mono-suspensión. El ratio T se llama transmisibilidad.

A continuación se ven varias curvas de transmisibilidad según el movimiento armónico para el ratio de amortiguamiento que se tiene:

$$\xi = \frac{C}{2 * \sqrt{K * M}}$$

Ratio amortiguamiento	ζ	0,50
Coef amortiguacion	C	995,5
Rigidez muelle	K	16163,34
Masa	M	60,5
Frecuencia natural	v_n	2,60

Tabla 7-18: Resultados obtenidos

$$v_n = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{K}{M}}$$

Los valores de la suspensión son valores medios cogido de la suspensión delantera y la trasera. La masa es la mitad de la masa suspendida (145 kg).

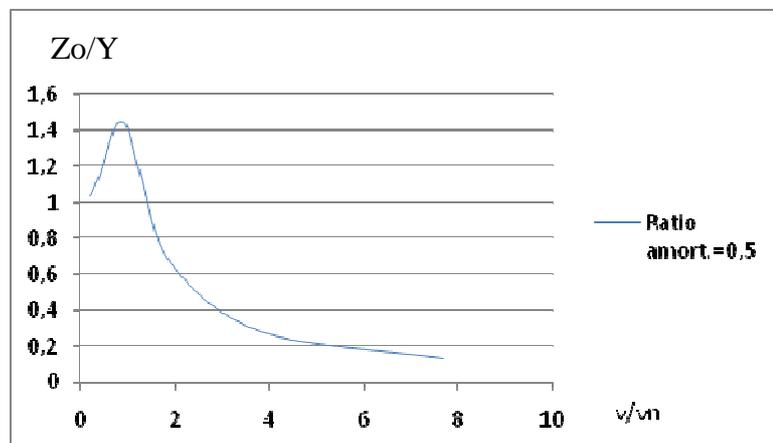


Figura 7-14: Transmisibilidad Vs ratio de frecuencia (Ratio amortiguamiento= 0.5)

En el gráfico se puede ver claramente que la transmisibilidad, para el valor de amortiguamiento que se obtiene, es igual a 1 cuando el valor del ratio de frecuencia es $\sqrt{2}$. Este valor aparece cuando se satisface la relación:

$$V = L * v_n * \sqrt{2}$$

Para distintas longitudes de onda se han sacado las diferentes velocidades necesarias para que la transmisibilidad de desplazamiento sea igual a 1.

	m		m/s
L0	0,5	V0	1,83947129
L1	1	V1	3,67894259
L2	2	V2	7,35788518
L3	3	V3	11,0368278
L4	4	V4	14,7157704
L5	5	V5	18,3947129
L6	6	V6	22,0736555
L7	7	V7	25,7525981
L8	8	V8	29,4315407
L9	9	V9	33,1104833
L10	10	V10	36,7894259

Tabla 7-19: Relación entre longitudes de onda y velocidades para obtener una transmisibilidad unitaria

Conclusión:

Se concluye que para valores de ratio de frecuencia menor de $\sqrt{2}$, la introducción de la suspensión amplifica la oscilación hasta (T>1) hasta un valor de 1,44. Por lo tanto la aplicación de la suspensión es beneficioso (T<1) para valores del ratio de frecuencia mayores que $\sqrt{2}$.

Valores altos de amortiguamiento atenúan el incremento de la transmisibilidad para los ratios de frecuencia menores de $\sqrt{2}$, pero empeoran la respuesta del sistema a velocidades altas.

7.1.5.2 Confort de pilotaje

Para el estudio de confort de pilotaje, el gráfico de la aceleración vertical de la motocicleta es más interesante. El piloto percibe la sensación de confort, que está relacionado con las aceleraciones a las que su cuerpo está sometido.

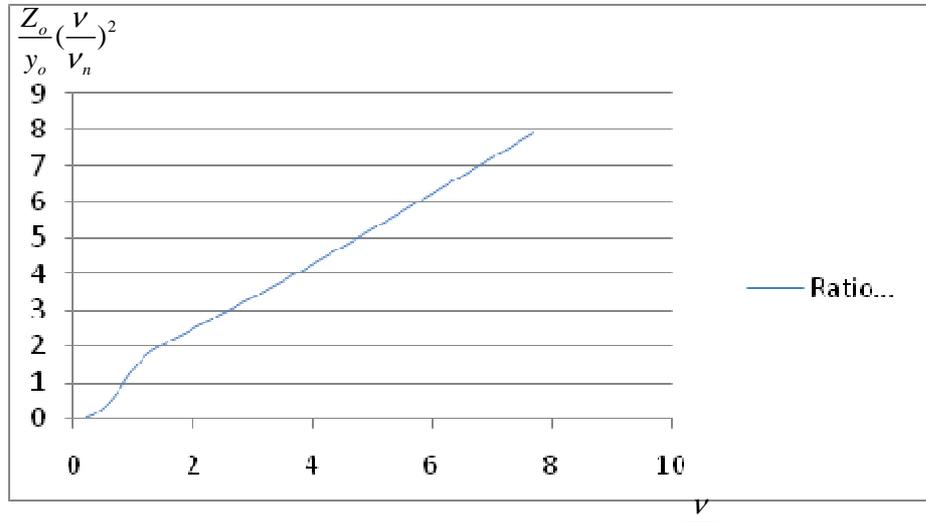


Figura 7-15: Confort de pilotaje (Ratio amortiguamiento $\neq 0.5$)

Conclusión

Para cualquier amortiguamiento, la curva alcanza el valor 2, cuando el ratio de frecuencia es igual a $\sqrt{2}$. Según el ratio de amortiguamiento la pendiente de la curva será diferente. En ese punto la pendiente es nula para un amortiguamiento de 0,354. La curva caracterizada por esta pendiente será la que proporcione la mínima aceleración en este punto. Pero con el ratio de amortiguamiento de nuestro modelo consigue que la transmisibilidad de la aceleración no se dispare antes del valor de $\sqrt{2}$. A partir de este valor la transmisibilidad sigue aumentando pero de una manera moderada. Con este tipo de suspensiones se busca más que confort en el piloto (que unos mínimos tendrá que tener para que la motocicleta pueda ser controlada), un buen comportamiento en la carretera y que no se ponga en compromiso las características físicas de la motocicleta.

En resumen se ve que la suspensión es un filtro que corta las frecuencias altas pero es inevitable que amplifique las frecuencias de banda estrecha próximas a las frecuencias de resonancia.

7.1.5.3 Aceleración vertical

La evaluación del confort de pilotaje está asociado a los picos de máxima aceleración vertical de la masa suspendida. El mejor confort ocurre cuando el pico de aceleración es mínimo. Los siguientes gráficos muestran el curso de la aceleración vertical de la masa suspendida para un ratio de amortiguamiento de 0,5 y varios movimientos armónicos. Tal y como se ha explicado previamente el punto de contacto de la rueda con el perfil de la carretera se mueve en movimiento armónico.

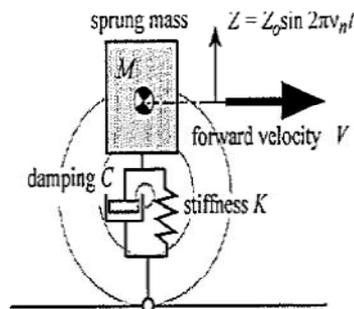


Figura 7-16: Modelo de análisis de vibraciones debidas a aceleraciones verticales

Las oscilaciones de la masa debido al muelle y al amortiguador seguirán la siguiente ley:

$$Z(t) = Z_0 \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot \text{seno}(q_n \cdot t)$$

Donde q_n es la frecuencia natural del amortiguador, 2.25 Hz.

$$q_n = v_n * \sqrt{1 - \xi^2}$$

Aunque en un circuito de velocidad las irregularidades que puedan existir serán mínimas, puede darse algún rizado o badén. Un rizado en la carretera puede representarse como un perfil del suelo que sigue una onda sinusoidal de pequeña amplitud (0,05m) y pequeña longitud de onda (frecuencias altas). Mientras que un badén puede representarse igual que el rizado pero con una amplitud mayor (0,1m) y una longitud de onda mayor también. Se han escogido amplitudes que pueden existir en los circuitos de hoy en día, es impensable que existan amplitudes mayores.

Tal y como se verá las aceleraciones verticales serán máximas en el instante inicial de la irregularidad, en tan solo décimas de segundo esa aceleración se atenúa hasta casi anularla gracias a la suspensión. Las aceleraciones serán las siguientes para diferentes amplitudes del perfil del suelo:

$$\ddot{Z}(t) = Z_0 \cdot \xi(2\pi v_n)^2 \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot \text{seno}(q_n t) - 2Z_0 \cdot \xi(2\pi v_n) \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot q_n \cdot \cos(q_n t) - Z_0 \cdot q_n^2 \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot \text{seno}(q_n t)$$

Conclusión

Tal y como se ha comentado antes, las mayores aceleraciones tienen lugar a frecuencias bajas, es decir en el rango en el que la suspensión no beneficia a la motocicleta que corresponde con las frecuencias de resonancia de la suspensión. Por lo tanto a velocidad baja (10m/s) las mayores aceleraciones se obtienen para una longitud de onda de cuatro metros. Mientras esa velocidad aumenta la longitud de onda a la que se da la mayor aceleración también aumenta. Así se obtiene que para la máxima velocidad (50m/s), la mayor aceleración vertical se obtiene para la mayor longitud de onda (30m).

Observando un poco las gráficas se ve como una de las mayores aceleraciones verticales que sufre el modelo es en un badén a máxima velocidad (50m/s). Es el caso de una longitud de onda de 30 metros y una amplitud de 0,1m. Otro caso donde sufre máxima aceleración vertical es para un rizado a baja velocidad (10m/s), con longitud de onda de 4 metros. La aceleración de la masa suspendida correspondiente a la suspensión (60,5kg) puede llegar hasta los 5,5m/s². Con esto se obtendría la siguiente fuerza:

$$F = m * a = 60,5 \cdot 5,5 = 332,75\text{N}$$

Esto sería para un centro de gravedad centrado respecto la batalla. En el caso de la motocicleta a diseñar el centro de gravedad está más adelantado. Por lo tanto la masa suspendida delantera puede llegar a ser de hasta 70kg.

$$F = m * a = 70 \cdot 5,5 = 385\text{N}$$

Por lo tanto a los valores máximos de cargas verticales calculados anteriormente, habría que sumarle 385 N más.

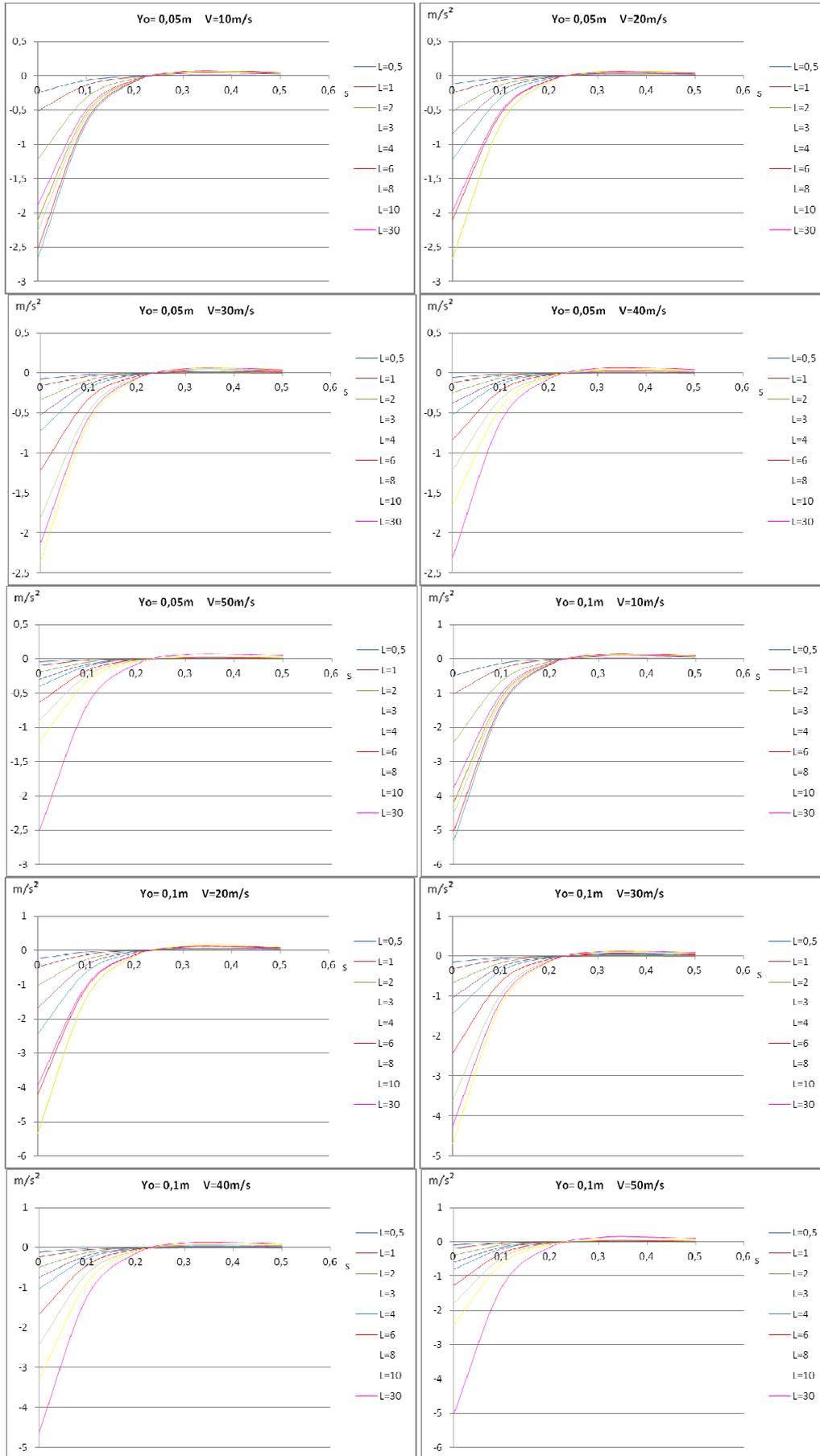


Figura 7-17: Aceleraciones para distintas velocidades y desplazamientos

Caso extremo

Se va estudiar un hipotético caso con un badén extremadamente marcado. Este badén será de una amplitud de un metro y una longitud de onda de 100 metros. Es imposible que exista un badén de este tipo en cualquier circuito de velocidad ya que estos están diseñados para tener las menos irregularidades posibles. Por lo tanto las cargas verticales dinámicas que se obtengan de este caso no se utilizarán para dimensionar el chasis mediante el método de elementos finitos. Sería un error utilizar esta carga para el diseño ya que el chasis se encontraría sobredimensionado para las condiciones en las que se va a emplear. De todas maneras se estudiará el caso para ver que magnitud pueden llegar alcanzar las cargas dinámicas.

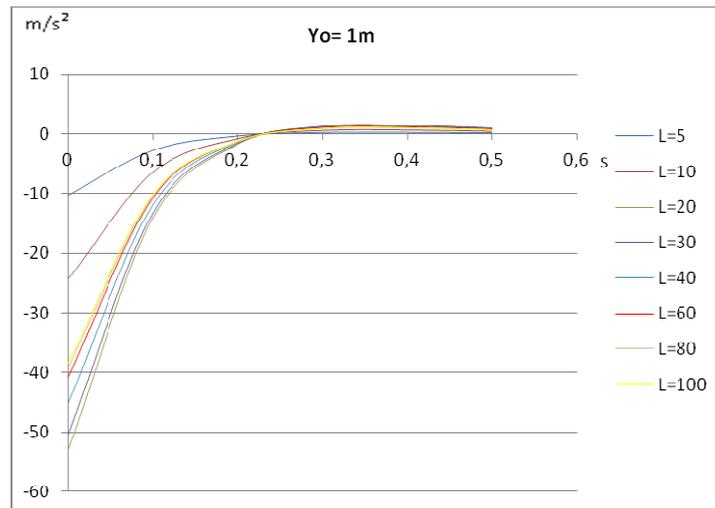


Figura 7-18: Caso Extremo

Tal y como se ve en el gráfico, para una badén de una amplitud de un metro y a velocidad máxima 50m/s, la mayor aceleración vertical se obtiene para una longitud de badén de 20 metros. Para este caso extremo se alcanzan hasta aceleraciones de 53m/s². Son aceleraciones de más de 5gs. Con una masa suspendida de 70 kg la fuerza dinámica vertical alcanzaría un valor de:

$$F = m \cdot a = 70 \cdot 53 = 3710 \text{ N.}$$

Es una carga de más del doble de la que se ha calculado teóricamente. Esto demuestra la diferencia existente entre el comportamiento estático y dinámico. Las cargas dinámicas siempre pueden alcanzar valores mayores debido a que comprende el efecto de la suspensión pero hay que estudiar estas cargas dinámicas con criterio, teniendo claro en qué circunstancias suceden y realmente qué importancia tienen. En este caso hipotético no se tendrá en cuenta la carga dinámica hallada para el diseño del chasis debido a que es una situación irreal y no interesa sobredimensionar la estructura del bastidor.

7.2 Cargas dinámicas obtenidas mediante "X Óptima"

El software del método de maniobra óptima, además de utilizarse para optimizar el layout del vehículo, ofrece una serie de parámetros de output de gran interés. Entre estos datos de output se encuentran las cargas dinámicas que resultan en los neumáticos a lo largo del circuito de Alcañiz en la vuelta rápida con los parámetros ya optimizados. En esta edición, nos hemos basado en los datos obtenidos en la pasada edición mediante este software. Aunque la moto sea diferente, la competición se realizará en el mismo circuito, y el peso de ambas motos será similar, por lo que hemos considerado correcto basarnos en los resultados de fuerzas obtenidos el año pasado para comprobar si los obtenidos teórica y analíticamente este año son coherentes, y posteriormente comparar ambos resultados.

En el gráfico de fuerza longitudinal se puede observar como en la rueda delantera esa fuerza nunca será positiva ya que con la rueda delantera no se acelera si no que se frena. Se aprecia como existen unos picos de fuerza longitudinal en la rueda delantera que representan momentos de fuerte frenada en la entrada de curvas. En la rueda trasera sin embargo el valor es casi siempre positivo (de aceleración) aunque suele haber unos valores pequeños negativos debidos a que en la frenada también se utiliza el freno trasero para mejora la frenada. Los picos de fuerza en la rueda trasera son debidos a aceleraciones fuertes en salidas de curva y comienzos de recta.

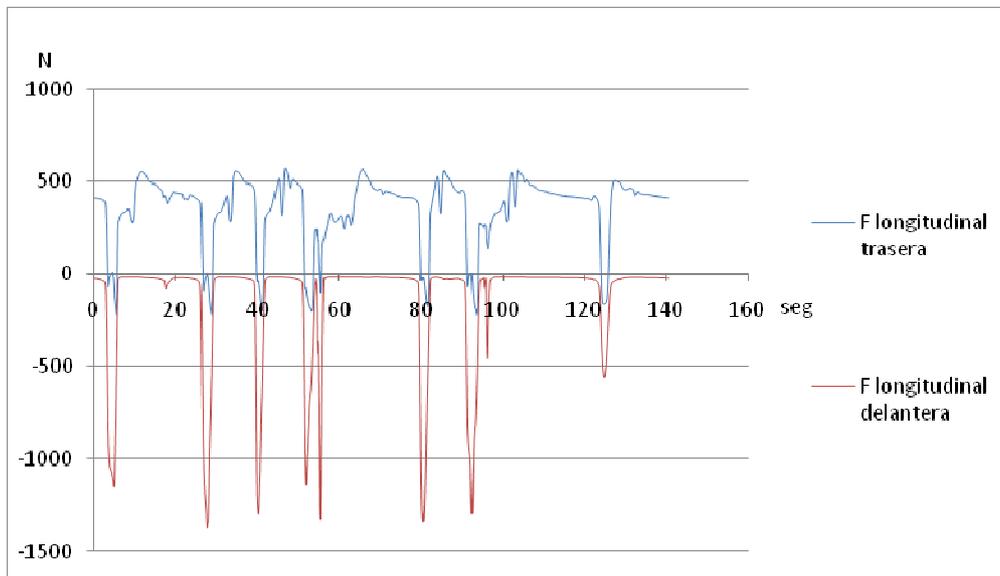


Figura 7-19: Fuerzas longitudinales a lo largo del circuito

En el gráfico de las fuerzas verticales los valores son siempre positivos, ya que un valor negativo sería imposible, debidas a la fuerza normal que realiza el suelo. Los valores máximos de carga vertical en la rueda trasera son debidos a la transferencia de carga en momentos de aceleración. Mientras que en la rueda trasera ocurre en momentos de frenada debido a la transferencia de carga también. Es lógico ver como cuando existe un máximo de carga vertical delantera corresponde a un mínimo de carga vertical trasera y viceversa. Aunque la suma de las dos cargas verticales en algunos casos supera los del peso propio de la moto ya que son cargas dinámicas y entran en juego los efectos de la suspensión.

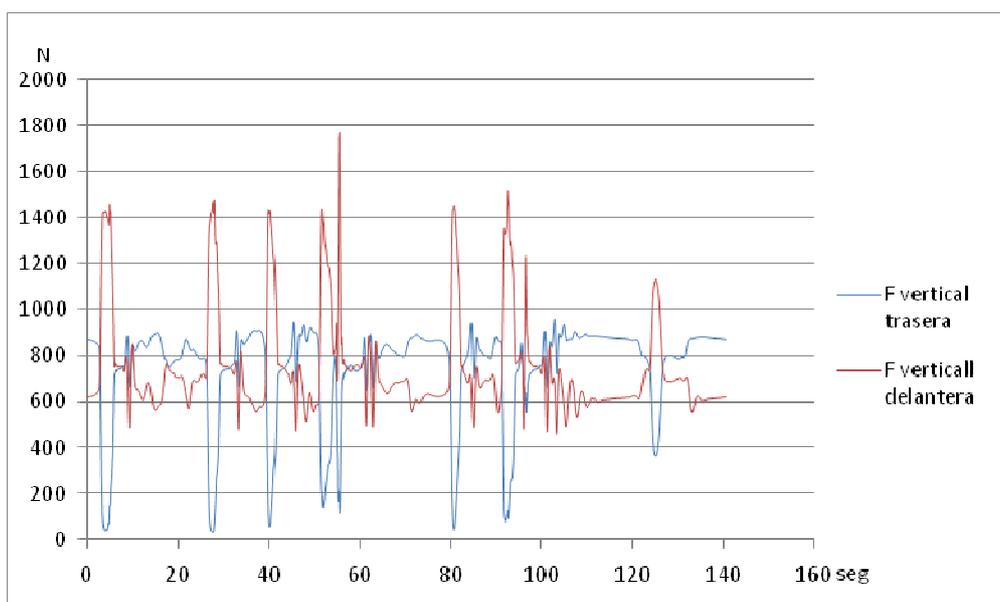


Figura 7-20: Fuerzas verticales a lo largo del circuito

En cuanto a las fuerzas laterales son tanto positivas como negativas por igual ya que tan solo depende de la dirección de la curva. En algún momento los valores de las fuerzas en ambas ruedas son prácticamente cero que corresponde a rectas. Otro aspecto característico es que la fuerza lateral delantera alcanza valores mayores que los de la rueda trasera, esto es debido al ángulo de la dirección que ocurre en la rueda delantera, que es la responsable de causar mayores fuerzas. Los picos de estas fuerzas ocurren en la entrada de las curvas.

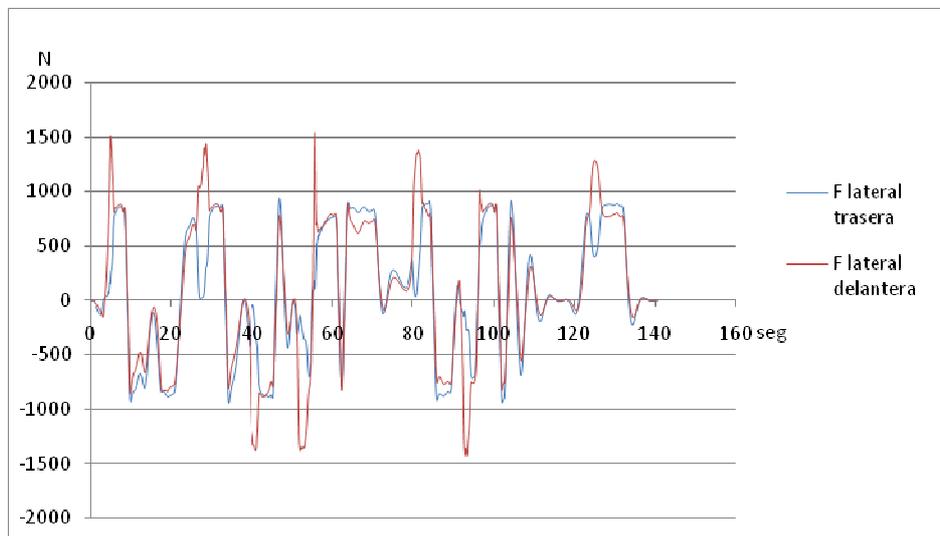


Figura 7-21: Fuerzas Laterales a lo largo del circuito

Otros datos de salida que proporciona el programa utilizado son el ángulo de inclinación y el ángulo de la dirección.

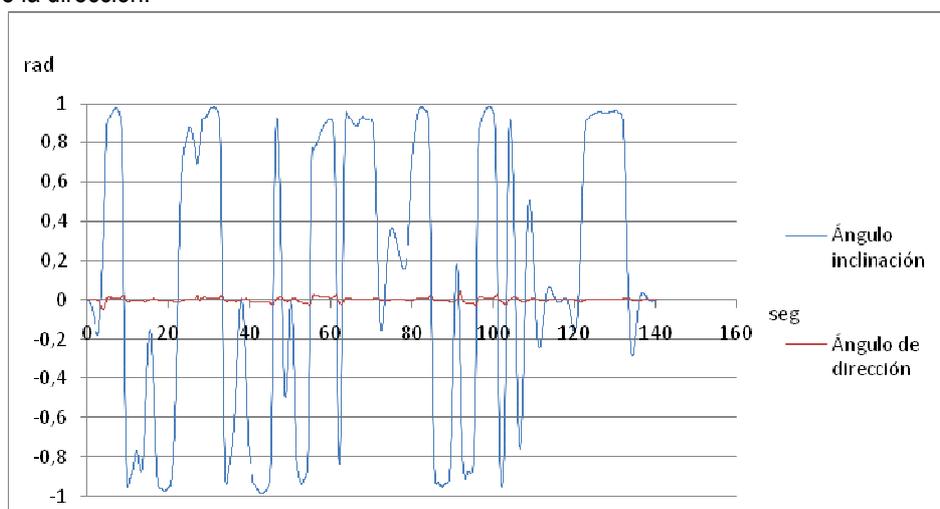


Figura 7-22: Ángulos de inclinación y dirección a lo largo del circuito

Comparando las fuerza laterales con los ángulos se concluye que:

- Cuando mayor es el ángulo de inclinación aumentan las fuerzas laterales tanto en la rueda delantera como la trasera, son tramos de paso por curva lógicamente.
- Cuando más aumenta en ángulo de la dirección, mayor es la fuerza lateral en la rueda delantera.
- Es curioso ver como el ángulo máximo de dirección es muy pequeño, las curvas se toman básicamente inclinando la curva

También se puede obtener el gráfico de aceleraciones de nuestro modelo en el circuito de Alcañiz para los valores óptimos.

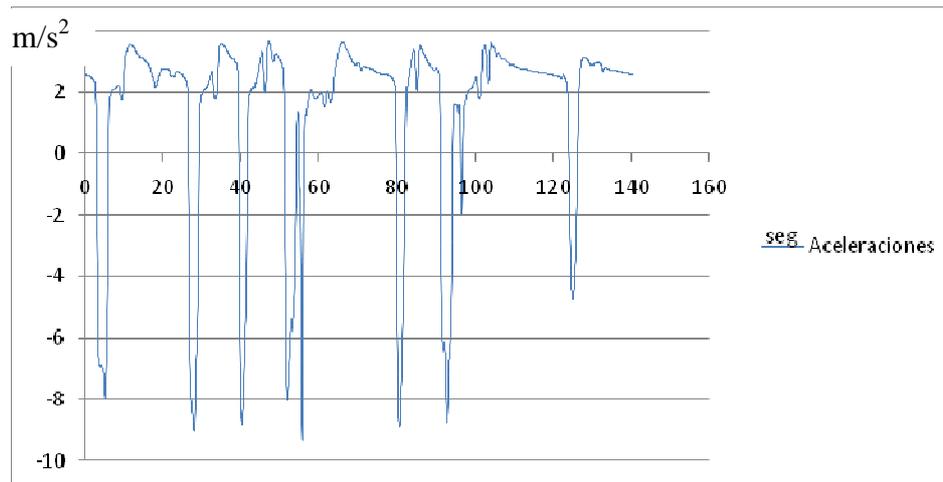


Figura 7-23: Aceleraciones a lo largo del circuito

Siendo el máximo valor positivo de aceleración sería el limitado por el motor y el mínimo negativo limitado por el vuelco inminente. En la siguiente tabla aparecen los valores máximos obtenidos mediante el método de maniobra óptima.

VALORES MÁXIMOS	
Ángulo inclinación	0,98rad (56°)
Ángulo dirección	0,05 (3°)
Aceleración	3,67m/s ²
Desaceleración	-9,31m/s ²
Fuerza longitudinal delantera	-1368,8N
Fuerza lateral delantera	1541,08N
Fuerza vertical delantera	1769,62N
Fuerza longitudinal trasera	575,21N
Fuerza lateral trasera	942,61N
Fuerza vertical trasera	959,45N

Tabla 7-20: Valores máximos obtenidos por simulación con XOPTIMA

7.3 Comparación

En la siguiente tabla aparecen los valores máximos obtenidos teóricamente y mediante el software de maniobra óptima. Como se puede apreciar, existen unas pequeñas diferencias:

VALORES	TEÓRICAS	SIMULADOR
Carga longitudinal delantera	-1635,00 N	-1368,8N
Carga vertical delantera	1765,80 N	1769,62N
Carga lateral delantera	911,3738 N	1541,08N (200N trasera)
Carga longitudinal trasera	1321,2464 N	575,21N
Carga vertical trasera	1596,3731 N	959,45N
Carga lateral trasera	911,2993 N	942,61N (811N delantera)
Aceleración	5,36m/s ²	3,67m/s ²
Desaceleración	-10,18m/s ²	-9,31m/s ²

Tabla 7-21: Valores máximos obtenidos por simulación y analíticamente.

Básicamente se trata de que los valores máximos simulados no superen los máximos teóricos. En el estudio teórico se han supuesto condiciones extremas donde se pueden dar las cargas máximas. Es decir que según la teoría no se puede obtener valores mayores por limitaciones físicas del modelo, aunque como se puede ver en la tabla no ocurre exactamente eso.

- La carga longitudinal del simulador no supera la teórica, esto es razonable porque superaría la frenada antes de la volcada inminente y eso no puede ocurrir.
- La carga vertical delantera es un poco mayor que la calculada en teoría, 100N más. Debido a que no existe mucha diferencia no le daremos mayor importancia. Cabe destacar que las cargas dinámicas alcanzan valores mayores que las estáticas, ahí puede estar la razón de la diferencia existente.
- Donde mayor diferencia existe es en las fuerzas laterales. Cuando se realizó el cálculo teórico para la curva, se pusieron las condiciones de una curva exigente cogida del circuito. Pero el valor calculado no se puede comparar al obtenido en el simulador, ya que el radio de la curva (medido en el cálculo teórico) no es el mismo que el trazado por el piloto (utilizado por el simulador). Aunque la fuerza lateral total (delantero más trasero) es similar en ambos casos, si que ocurre que la componente delantera es mayor en el simulador que en la teoría. Debido a la dificultad de introducir una curva con las condiciones más exigentes no se puede obtener una fuerza lateral teórica comparable con la del simulador.
- La carga longitudinal trasera simulada no supera la teórica. Aunque es curioso que la simulada tiene un valor casi de la mitad de la teórica. En el cálculo teórico esa fuerza de aceleración se obtuvo en un determinado régimen de funcionamiento del motor (en primera y a 18m/s), y puede ocurrir que en los momentos de aceleración en el circuito no se encuentre nuestro modelo en esas condiciones. De hecho la aceleración máxima obtenida por el simulador es también casi la mitad de la teórica.
- La carga vertical trasera simulada también es menor que la teórica. Esto es lógico si se piensa que esta carga vertical máxima se obtiene en aceleración máxima por la transferencia de cargas. Por lo tanto siendo la aceleración de avance menor en el simulador, la carga vertical trasera también lo será.
- Así como la aceleración es menor en el simulador la desaceleración también es menor como era de esperar.

7.4 Cargas finales para utilizar en el análisis FEM

Las fuerzas teóricas máximas que se han calculado serán las utilizadas posteriormente para realizar el diseño, cálculo y dimensionamiento mediante el análisis FEM del bastidor, basculante y demás componentes de la moto presentes en este proyecto. Para ello se utilizarán las cargas máximas calculadas. En algunos casos (aceleración y frenada) se obtenían diferentes limitantes, por lo tanto se cogerán los valores del mayor limitante porque será imposible que esos valores sean superados. En la siguiente tabla se muestran las cargas máximas teóricas que se pueden dar en la motocicleta según los condicionantes por las que están limitadas.

	VALORES MÁXIMOS	CONDICIONANTE
Carga longitudinal delantera	1635,0000 N	Frenada antes de volcar
Carga vertical delantera	1765,8000 N	Frenada antes de volcar
Carga lateral delantera	911,3738 N	Curva rápida
Carga longitudinal trasera	1321,2464 N	Aceleración por motor
Carga vertical trasera	1596,3731 N	Aceleración por motor
Carga lateral trasera	911,2993 N	Curva rápida

Tabla 7-22: Valores máximos utilizados para el FEM.

Por último en lo que a las cargas finales respecta. Se describirán las cargas finales para diferentes hipótesis de carga. Cada caso se ensayará con softwares FEM para realizar el diseño del chasis, basculante y elementos de la suspensión trasera. En cada uno de los casos tendrán que aparecer las seis fuerzas resultantes correspondientes a las dos ruedas y por supuesto que estos casos tienen que representar situaciones límites de la motocicleta sobre el terreno.

Se cogerán los casos más limitantes para evitar que las cargas estén excesivamente sobredimensionadas, caso en el cual se obtendrían componentes que aguantarían grandes esfuerzos pero serían demasiado pesados. Se trata de proporcionar las cargas necesarias para realizar un diseño lo más ajustado posible para soportar los esfuerzos que va a sufrir el vehículo. Es decir, hay que conseguir que el chasis y basculante a diseñar aguanten bien los posibles esfuerzos que vayan a sufrir pero a la vez que sean lo más ligeros posible. Para conseguir este compromiso, a continuación aparecen las cargas a utilizar en los diferentes casos.

Una irregularidad en la carretera puede darse en cualquier momento de la carrera. Se elegirán los peores casos, es decir, aceleración, frenada y paso por curva máximo y se le añadirá a cada fuerza normal una carga de 385N. Tal y como se ha explicado antes esta fuerza es debida a la aceleración vertical que gana la masa suspendida debido a irregularidades del terreno (ya sean rizados o badenes). Esta carga dinámica adicional ha de ser aplicada a los tres casos anteriores, los cuales serían las situaciones más extremas en las que se puede encontrar el vehículo.

Se utilizará un coeficiente de mayoración de 1,5 para asegurar el buen funcionamiento de los diferentes elementos a diseñar. El coeficiente de 1,5 refleja tanto la incertidumbre de las cargas (20%) como la severidad de la situación (30%), es decir, el riesgo que supondría un fallo en la estructura. El coeficiente de seguridad para el análisis FEM se considera nulo debido a la alta detectabilidad de posibles fallos en la misma. Hay que recordar que se trata de una moto de competición que sufre revisiones cada vez que va a salir a pista.

CASO 1. Aceleración máxima

La aceleración limitante es la debida al motor, por lo que se cogerán los valores que corresponden. En este caso se consideró movimiento rectilíneo, así las fuerzas laterales son nulas. Por lo que los valores de las fuerzas en cada rueda son:

Aceleración Máxima	Sin Mayorar		Mayoradas (x 1.5)	
F Longitudinal Trasera	1321,25	N	1981,87	N
F longitudinal Delantera	0,00	N	0,00	N
F Vertical Trasera	2893,24	N	4339,86	N
F Vertical Delantera	554,43	N	831,64	N
F Lateral Trasera	0,00	N	0,00	N
F Lateral Delantera	0,00	N	0,00	N

Tabla 7-23: Hipótesis de carga para el CASO 1.

CASO 2. Frenada máxima

La frenada limitante es la debida al vuelco inminente (carga vertical trasera nula). Al igual que en la aceleración se consideró movimiento rectilíneo por lo que no existirán cargas laterales. También se asumió que sólo se frenaba con la rueda delantera ya que es una frenada más exigente y las cargas que aparecerán serán mayores. Así pues la fuerza longitudinal trasera será nula.

Frenada máxima	Sin Mayorar		Mayoradas	
F Longitudinal Trasera	0,00	N	0,00	N
F longitudinal Delantera	2118,96	N	3178,44	N
F Vertical Trasera	385,00	N	577,50	N
F Vertical Delantera	2412,14	N	3618,21	N
F Lateral Trasera	0,00	N	0,00	N
F Lateral Delantera	0,00	N	0,00	N

Tabla 7-24: Hipótesis de carga para el CASO 2.

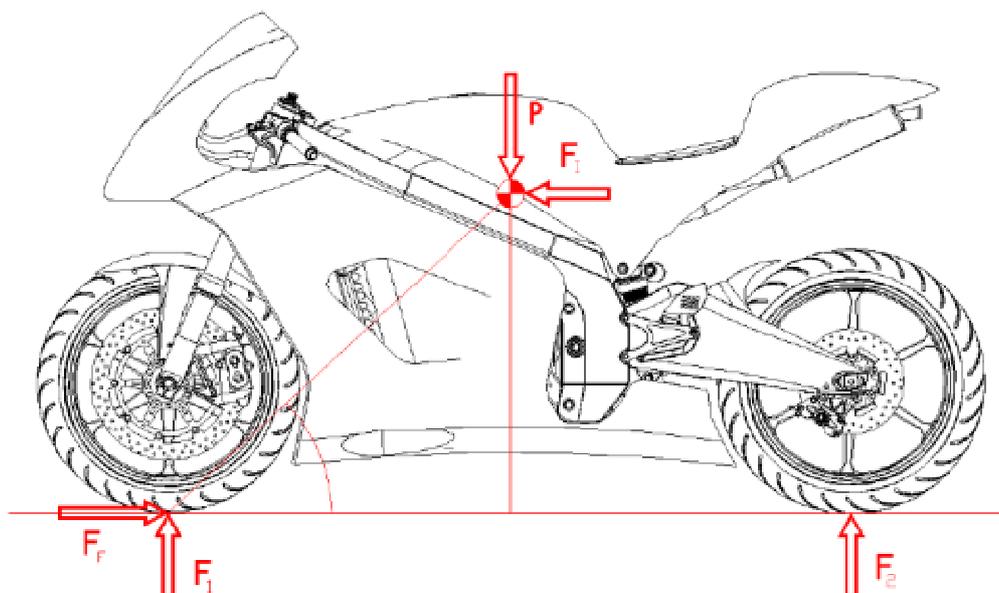


Figura 7-24 :Fuerzas en la hipótesis de frenada máxima

CASO 3. Paso por curva

Para el caso de paso por curva se cogerán las cargas obtenidas mediante el simulador que son mayores que las teóricas. Esto es debido a que en la simulación el paso por curva lo hace en aceleración o frenada y no a velocidad constante tal y como se asume en la teoría. Para este caso se cogerán las cargas que más harán sufrir a la parte delantera del chasis, es una situación más exigente para la motocicleta ya que la parte trasera del chasis (debido al motor, jaula, basculante, etc.) es más rígida y aguantará más que la delantera.

Paso por Curva	Sin Mayorar		Mayoradas	
F Longitudinal Trasera	100.4	N	150.6	N
F longitudinal Delantera	1318.5	N	1977.75	N
F Vertical Trasera	1441,33	N	2161,99	N
F Vertical Delantera	1094,47	N	1641,71	N
F Lateral Trasera	130	N	195	N
F Lateral Delantera	1540.1	N	2311.65	N

Tabla 7-25: Hipótesis de carga para el CASO 3.

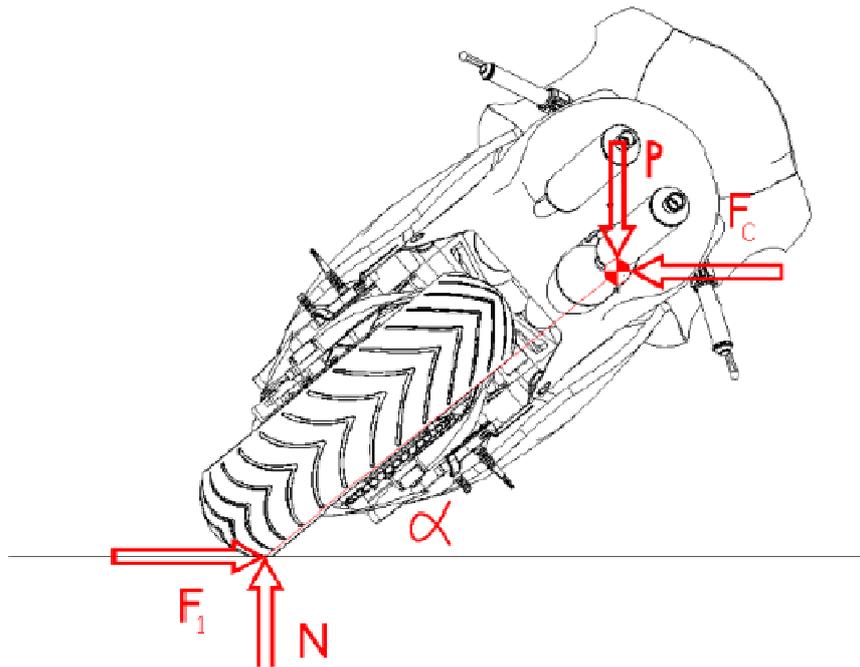


Figura 7-25 :Fuerzas en la hipótesis de paso por curva

7.5 Cargas trasladadas a cada componente y punto de aplicación

Tras el análisis de esfuerzos del apartado anterior se han obtenido las cargas resultantes soportadas por la moto. En este apartado se procederá a analizar que cargas soporta cada componente individualmente.

Partiremos de las fuerzas resultantes soportadas por la moto, obtenidas en los puntos de contacto de los neumáticos con el suelo. De ahí se deberá realizar un análisis para trasladarlas a los puntos de aplicación adecuados para calcular cada componente por separado.

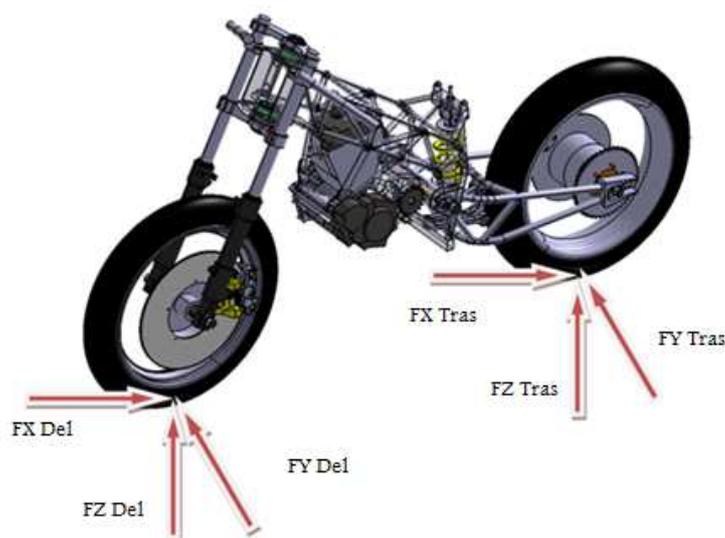


Figura 7-26: Aplicación de fuerzas a nivel de ruedas

Como primera aproximación se trasladan del punto de contacto del neumático con el suelo, al eje central de cada rueda según los siguientes cálculos:

$$F_{longitudinal\ eje} = F_{longitudinal\ suelo}$$

$$F_{Lateral\ eje} = F_{lateral\ suelo}$$

$$F_{vertical\ eje} = F_{vertical\ suelo}$$

$$M_{xx} = F_{lateral\ suelo} * R_{neumático}$$

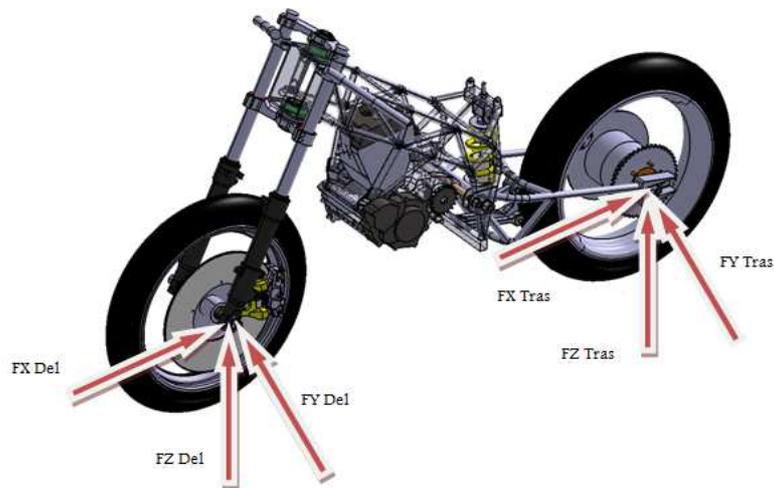


Figura 7-27: Aplicación de fuerzas a nivel de eje.

7.5.1 Fuerzas soportadas por la suspensión trasera y basculante

Para trasladar las fuerzas del plano XZ de forma adecuada a cada componente de la suspensión trasera y basculante, se ha estudiado el comportamiento mecánico de cada uno de ellos. Posteriormente se ha realizado un cálculo analítico, llevándose a cabo su resolución mediante un programa / script creado en Matlab. Las fuerzas laterales se transmitirán directamente al chasis a través del eje del basculante.

- Se estudia el problema de posición:

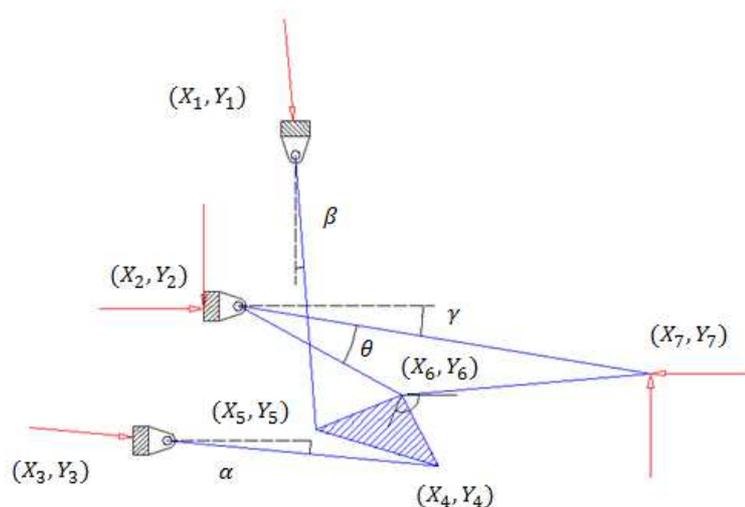


Figura 7-28: Esquema del problema de posición.

- Se plantea su sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned}
 X_3 + L_{link} * \cos \alpha - X_4 &= 0 \\
 Y_3 - L_{link} * \sin \alpha - Y_4 &= 0 \\
 X_1 + L_{amortiguador} * \sin \beta - X_5 &= 0 \\
 Y_1 - L_{amortiguador} * \cos \beta - Y_5 &= 0 \\
 X_2 + L_{basculante} * \cos \gamma - X_7 &= 0 \\
 Y_2 - L_{basculante} * \sin \gamma - Y_7 &= 0 \\
 X_2 + d * \cos(\gamma + \theta) - X_6 &= 0 \\
 Y_2 - d * \sin(\gamma + \theta) - Y_6 &= 0 \\
 X_5^2 + X_4^2 - 2 * X_4 * X_5 + Y_5^2 + Y_4^2 - 2 * Y_5 * Y_4 - L_1^2 &= 0 \\
 X_6^2 + X_4^2 - 2 * X_6 * X_4 + Y_6^2 + Y_4^2 - 2 * Y_6 * Y_4 - L_2^2 &= 0 \\
 X_5^2 + X_6^2 - 2 * X_6 * X_5 + Y_5^2 + Y_6^2 - 2 * Y_5 * Y_6 - L_3^2 &= 0
 \end{aligned}$$

Datos: $X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_3, Y_3, L_{amortiguador}, L_{link}, L_{basculante}, L_1, L_2, L_3, d, \theta$.
 Incógnitas $X_4, Y_4, X_5, Y_5, X_6, Y_6, X_7, Y_7, \alpha, \beta, \gamma$.

- Para resolver este sistema de 11 ecuaciones y 11 incógnitas, primero se representa en forma matricial:

$$\begin{bmatrix}
 -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{link} * \sin \alpha & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{link} * \cos \alpha & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_{amort} * \cos \beta & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_{amort} * \sin \beta & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -L_{basculante} * \sin \gamma & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -L_{basculante} * \cos \gamma & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -d * \sin(\gamma + \theta) & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -d * \cos(\gamma + \theta) & 0 \\
 2 * (X_4 - X_5) & 2 * (Y_4 - Y_5) & 2 * (X_5 - X_4) & 2 * (Y_5 - Y_4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 2 * (X_4 - X_6) & 2 * (Y_4 - Y_6) & 0 & 0 & 2 * (X_6 - X_4) & 2 * (Y_6 - Y_4) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 2 * (X_5 - X_6) & 2 * (Y_5 - Y_6) & 2 * (X_6 - X_5) & 2 * (Y_6 - Y_5) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ X_5 \\ Y_5 \\ X_6 \\ Y_6 \\ X_7 \\ Y_7 \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_3 \\ Y_3 \\ X_1 \\ Y_1 \\ X_2 \\ Y_2 \\ X_2 \\ Y_2 \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix}$$

Se toma la decisión de resolverlo creando un programa/script en Matlab, dado que es un sistema de ecuaciones no lineal con 11 ecuaciones y 11 incógnitas y su resolución manual sería muy costosa. Dicho programa se describe en detalle en el Anexo 4.

Posteriormente se estudia el problema de fuerzas y se plantea su sistema de ecuaciones correspondiente::

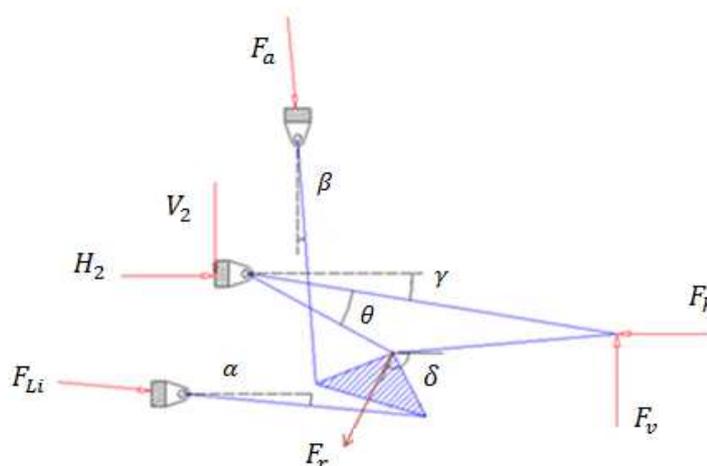


Figura 7-29: Esquema del problema de fuerza.

$$F_V * (X_7 - X_1) - F_H * (Y_1 - Y_7) + F_{Link} * \cos \alpha * (Y_1 - Y_3) + F_{Link} * \sin \alpha * (X_1 - X_3) + H_2 * (Y_1 - Y_2) + V_2 * (X_1 - X_2) = 0$$

$$F_V - F_A * \cos \beta - V_2 - F_{Link} * \sin \alpha = 0$$

$$F_H - F_A * \sin \beta - H_2 - F_{Link} * \cos \alpha = 0$$

$$F_V - V_2 - F_R * \sin \varphi = 0$$

$$F_H - H_2 - F_R * \cos \varphi = 0$$

$$-F_H * (Y_2 - Y_7) + F_V * (X_7 - X_2) - F_R * d * \sin(\varphi - \gamma - \theta) = 0$$

Datos: $\alpha, \beta, \gamma, \theta, F_H, F_V$

Incógnitas: $F_A, F_{Link}, H_2, V_2, F_r, \varphi$

- Planteamiento en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \cos \alpha * (Y_1 - Y_3) + \sin \alpha * (X_1 - X_3) & 0 & (Y_1 - Y_2) & (X_1 - X_2) & 0 & 0 & 0 \\ -\sin \alpha & -\cos \beta & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ -\cos \alpha & -\sin \beta & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & -\sin \varphi & -F_R * \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -\cos \varphi & F_R * \sin \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -d * \sin(\varphi - \gamma - \theta) & -F_R * d * \sin(\varphi - \gamma - \theta) & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_{Li} \\ F_A \\ H_2 \\ V_2 \\ F_r \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_H(Y_1 - Y_7) - F_V(X_1 - X_7) \\ -F_V \\ -F_H \\ -F_V \\ -F_H \\ F_H(Y_2 - Y_7) + F_V(X_2 - X_7) \end{bmatrix}$$

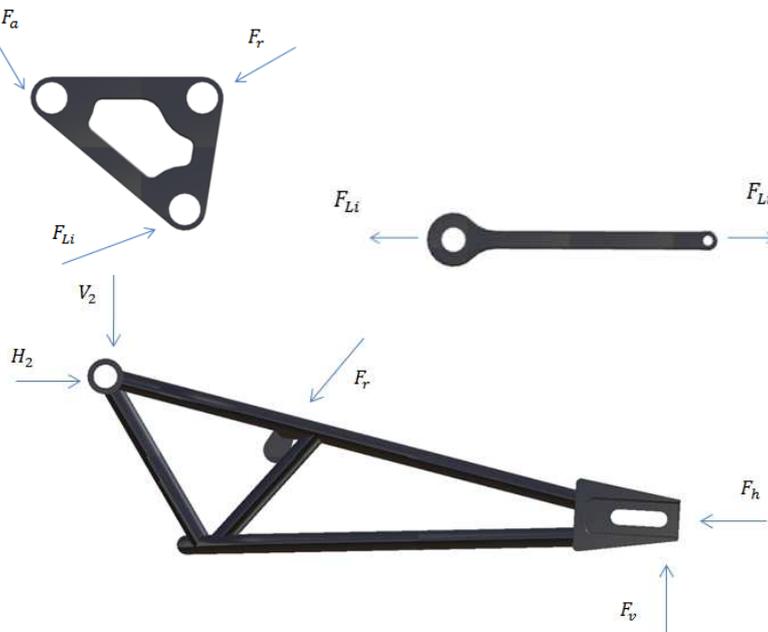


Figura 7-30: Representación de fuerzas trasladadas sobre el basculante y los componentes de la suspensión trasera.

Al igual que el anterior, se resuelve el sistema de ecuaciones del problema de fuerza mediante un programa creado en Matlab. Los resultados obtenidos tras la resolución de los problemas de posición y fuerza para las diferentes hipótesis son los siguientes (Fuerzas sin mayorar):

Fli max	-7225,43	N	alfa	0,41	Rad
Fa max	5917,20	N	beta	0,00	Rad
H2 max	9093,48	N			
V2 max	983,20	N			
Fr max	9077,12	N	Phi	8,88	Rad

Tabla 7-26: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de aceleración máxima.

Fli max	665,64	N	alfa	0,41	Rad
Fa max	-207,46	N	beta	0,00	Rad
H2 max	112,51	N			
V2 max	198,26	N			
Fr max	656,51	N	Phi	8,88	Rad

Tabla 7-27: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de frenada máxima.

Fli max	-4407,04	N	alfa	0,41	Rad
Fa max	3302,57	N	beta	0,00	Rad
H2 max	4501,62	N			
V2 max	188,97	N			
Fr max	5066,04	N	Phi	8,88	Rad

Tabla 7-28: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de paso por curva.

7.5.2 Fuerzas trasladadas a la pipa de dirección del chasis

Para analizar de forma adecuada el comportamiento del chasis, hay que trasladar también las fuerzas desde la rueda delantera a la pipa de dirección.

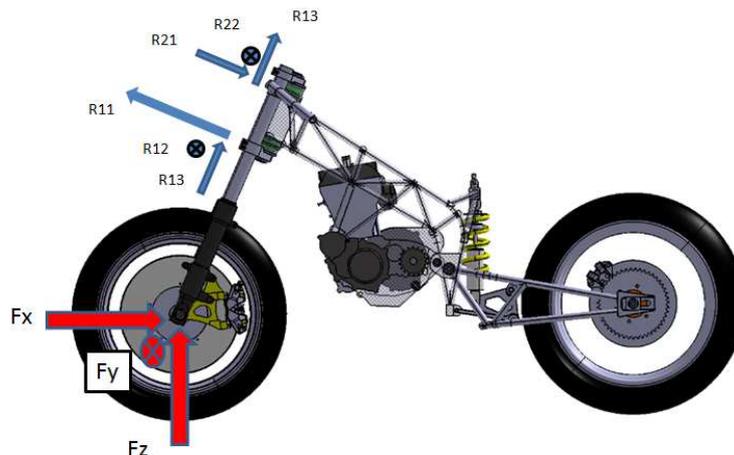


Figura 7-31: Representación de fuerzas en la pipa de dirección.

A través del equilibrio de fuerzas y momentos se obtienen los siguientes valores de fuerzas sobre el chasis para las distintas hipótesis de carga:

R11	-131,58	N
R12	-131,58	N
R21	0,00	N
R22	0,00	N
R31	2616,06	N
R32	-2005,01	N

Tabla 7-29: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de aceleración máxima.

R11	-1740,16	N
R12	-1740,16	N
R21	0,00	N
R22	0,00	N
R31	7075,77	N
R32	-5423,03	N

Tabla 7-30: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de frenada máxima.

R11	-259,75	N
R12	-259,75	N
R21	-4682,19	N
R22	3588,54	N
R31	5164,30	N
R32	-3958,04	N

Tabla 7-31: Fuerzas obtenidas para la hipótesis paso por curva.

7.5.3 Fuerzas soportadas por el Chasis

Así pues, tras analizar los esfuerzos de la parte delantera y trasera de la moto, se obtiene la siguiente situación de cargas para el chasis.



Figura 7-32: Representación de fuerzas el chasis

8 ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FEM

8.1 Cálculo y dimensionamiento del chasis o bastidor

En todo momento se ha tratado de realizar un diseño que sea sencillo y no excesivamente caro de fabricar. De entre las posibles soluciones, se deben seleccionar aquellas que mejor se adapten a nuestras necesidades. Estos son algunos de los puntos a tener en cuenta:

- Se revisa la estructura para que no presente cuadriláteros articulados que disminuyan la rigidez.
- Se revisan aquellos nudos en los que intercepten muchas barras ya que pueden presentar problemas a la hora de soldar y cortar los tubos.
- Se plantea la posibilidad de doblar algunas barras para disminuir el número de soldaduras en los nudos.
- Se debe definir claramente que puntos del chasis deben mantenerse fijos y en cuales se permite cierta tolerancia.
- Se revisa el espesor de las barras en las uniones.
- No preocuparnos en exceso del acero seleccionado, ya que su coste no será excesivo.
- Se debe diseñar también el utillaje para la soldadura y el montaje.
- Tratar de realizar el diseño en el menor número de planos.

Tras un largo proceso de estudio del diseño, teniendo en cuenta diferentes factores que ya han sido comentados anteriormente como son el espacio del cual disponemos geoméricamente, la rigidez necesaria, la ligereza deseada, la funcionalidad adecuada, etc., se ha obtenido el modelo óptimo para cubrir nuestras necesidades. El resultado puede observarse en las siguientes figuras.



Figura 8-1 :Vista isométrica del diseño final del chasis.



Figura 8-2 :Vista de perfil del diseño final del chasis

Este modelo está constituido por cuatro tubos principales, dos en la parte superior y dos en la inferior, los cuales han sido curvados para estilizar el diseño del chasis y minimizar el espacio utilizado,

siempre teniendo en cuenta el compromiso presente con el peso y la rigidez. Posee varios refuerzos transversales algunos de los cuales a su vez sirven de anclajes a otros elementos de la motocicleta. Está reforzado también por diversas triangulaciones que unen los tubos principales superiores con los inferiores, evitando que se formen cuadriláteros articulados, aumentando de así la rigidez del conjunto

Una vez diseñado el modelo, se llevan a cabo los cálculos necesarios para su dimensionamiento. Estos cálculos serán realizados, mediante dos softwares de elementos finitos: CATIA y PATRAN /NASTRAN. Los resultados serán comparados posteriormente para comprobar su coherencia.

Se estudiarán las tensiones que sufrirán las distintas partes del chasis en diferentes situaciones o hipótesis de carga. Todas las cargas aplicadas serán cargas estáticas mayoradas por un coeficiente de 1,5. Esto permitirá observar aquellas zonas en las cuales haya concentraciones de tensiones de forma que seremos capaces de encontrar el dimensionamiento óptimo de los tubos y si fuera necesario realizar pequeñas modificaciones sobre el diseño para tratar de evitar la aparición de tensiones excesivamente elevadas.

Para analizar correctamente las tensiones, se ha de tener en cuenta el material que se va a utilizar para la fabricación. Se utilizarán los espesores y diámetros de los tubos arbitrarios como punto de partida. En caso de que con estas dimensiones, el basculante no sea capaz de soportar las fuerzas a las que va a ser sometido, se aumentarán los espesores posteriormente y el basculante será recalculado, hasta dar con el dimensionamiento óptimo.

Hasta ahora las cargas que se han utilizado para realizar los diferentes test no eran cargas reales, simplemente eran aquellas que permitían realizar de forma optima los análisis. La justificación de la utilización de esas cargas es simple ya que lo único que interesaba era realizar ensayos comparativos entre las diferentes geometrías sin tener en cuenta el valor obtenido.

Esto ya no es válido, ya que ahora tenemos que seleccionar los diámetros y espesores de las barras del chasis que nos aporten la rigidez necesaria. Esto obliga a obtener el valor real de las tensiones producidas por lo que será necesario introducir las cargas reales a las que está sometido el chasis. Utilizaremos las cargas obtenidas en el apartado anterior tras trasladar las cargas obtenidas desde el contacto de los neumáticos con el suelo hasta los ejes de ambas ruedas delantera y trasera, y de ahí a las distintas partes del chasis.

Como paso inicial para realizar un cálculo y posterior dimensionamiento exhaustivo del chasis, se importa la geometría definitiva obtenida tras su diseño en el software de elementos finitos. No sin antes adecuarla para este tipo de software:

Se diseña de la malla en FEM. Para ello elegimos como elemento principal de la malla los de tipo tetraédricos de diez nodos, un nodo en cada arista más otro en cada espacio intermedio.

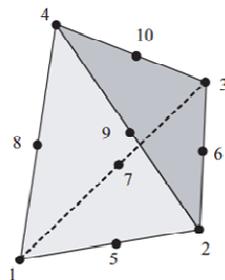


Figura 8-3 :Elemento sólido tetraédrico de 10 nodos y tres grados de libertad de translación por nodo (los sólidos no tienen GDL de rotación). Originalmente el elemento de deformación lineal CTETRA se utilizaba para mallar localmente geometrías y agujeros con formas complicadas de modelos sólidos mallados con elementos CHEXA y CPENTA. Pero en la actualidad los elementos tetraédricos se utilizan frecuentemente para mallar volúmenes y modelos sólidos completamente. El elemento tetraedro de 10-nodos (alto orden) es el preferido frente al de 4-nodos ya que el elemento lineal de 4-nodos tiende a ser excesivamente rígido. El mallado con tetraedros se utiliza habitualmente para mallar sólidos de geometría compleja ya que los algoritmos de mallado sólido con tetraedros son muy rápidos y eficientes.

El resultado del mallado puede ser observado en las siguientes figuras:



Figura 8-4 :Chasis mallado

Seguidamente se realizará el diseño de la malla en detalle. En este paso se adecua el tamaño de malla a lo complicada que sea la geometría, refinándola en los lugares que se consideren adecuados.

En la siguiente figura podemos observar el refinamiento y diseño en detalle de la malla en algunas partes de la geometría del chasis.

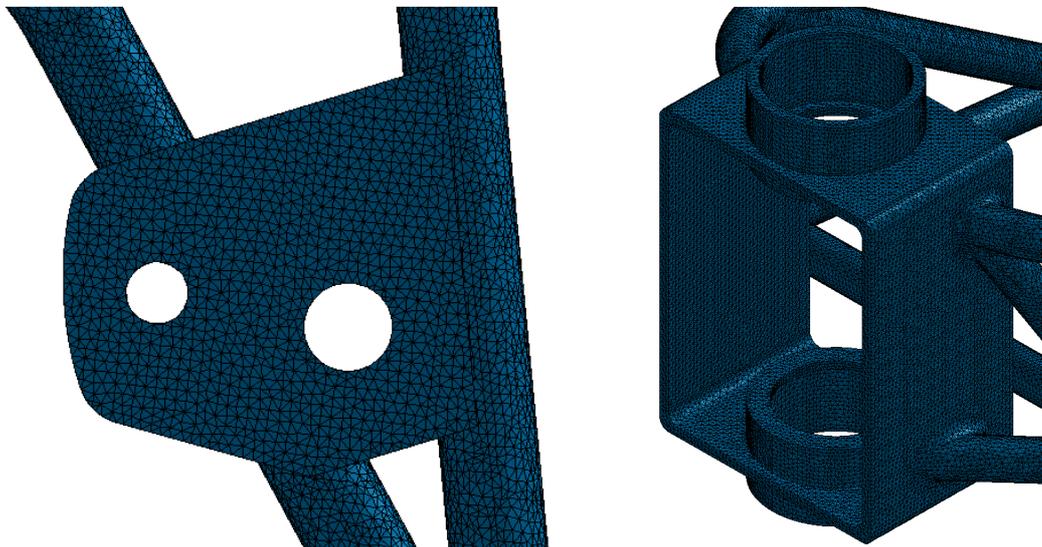


Figura 8-5 :Detalles del mallado

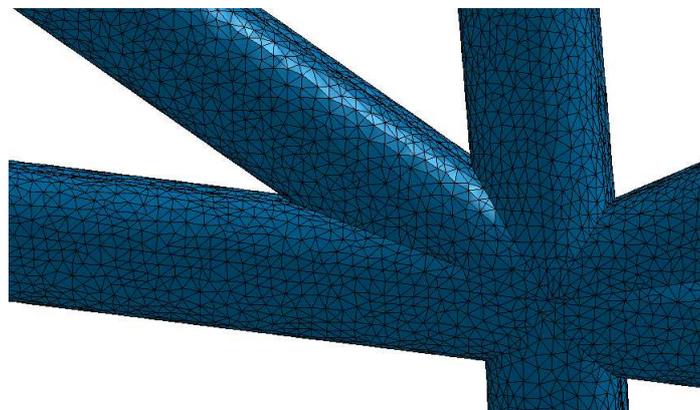


Figura 8-6 :Detalles del mallado

Una vez obtenido el mallado final de la geometría, el siguiente paso será caracterizar el material. Esto quiere decir aplicar las propiedades del acero elegido a cada elemento de la malla. Se optará por

utilizar un acero común como punto de partida. Posteriormente, según los resultados que se obtengan se tomará la decisión de qué tipo de acero elegir.

Propiedades del acero:

Densidad	7860 Kg / m ³
Módulo elástico	210000MPa
Módulo de Poisson	0.3

Llega el momento de aplicar las condiciones de contorno y las cargas adecuadas para cada ensayo o hipótesis de carga.



Figura 8-7: Fuerzas soportadas por el chasis

8.1.1 ENSAYO 1: Hipótesis de carga 1: Frenada máxima

Esta situación, como ya vimos anteriormente se produce cuando la transferencia de cargas provoca que toda la carga se vea soportada por la rueda delantera. La frenada máxima se produce al final de rectas largas donde se ve que la rueda trasera comienza a levantarse y es bastante común en circuito.

Las cargas que aplicaremos son las que se obtuvieron en el apartado anterior. Estas cargas se obtuvieron de manera teórica para la situación límite de vuelco y fueron mayoradas por 1,5. La mayoración es debida a que son cargas estáticas y no dinámicas.

Primero se fijará el eje del basculante y aplicaremos las cargas trasladadas sobre la pipa. Y segundo se realizará el ensayo contrario, se fijará la pipa y se aplicarán las fuerzas correspondientes sobre los anclajes del chasis con la suspensión trasera. Los resultados obtenidos deberán ser filtrados debido a que el modelo no simula de manera totalmente realista las cargas sufridas por el chasis. Sabiendo que estos valores no son exactos si nos permitirán hacernos una idea bastante aproximada de las tensiones a las que estará sometido el chasis.

Tendremos que tener en cuenta los siguientes aspectos, en realidad el chasis no se encuentra empotrado en el eje del basculante como lo suponemos y además estamos suponiendo que la horquilla es extremadamente rígida. Esto hace que las tensiones sufridas por el chasis sean mayores pero por otro lado tendremos que tener en cuenta que las cargas aplicadas son estáticas y que realmente estará sometido a cargas dinámicas mayores.

La frenada es uno de los momentos críticos de un chasis ya que se producen cargas longitudinales elevadas sobre la rueda delantera. Además la transferencia de carga hace que la reacción normal en dicha rueda sea elevada. Estas dos cargas hacen que las sollicitaciones sobre la pipa de dirección sean muy fuertes. Vamos a estudiar los casos donde estas cargas son máximas para poder dimensionar el chasis. La frenada más limitante es la debida al vuelco inminente (carga vertical trasera nula). Vamos a considerar movimiento rectilíneo por lo que despreciaremos cargas laterales. También se asume que solo se frena con la rueda delantera ya que es una frenada más exigente y las cargas que aparecerán serán mayores. Así pues la fuerza longitudinal trasera será nula.

Condiciones de contorno

- Desplazamientos nulos en la cara interior del anclaje del basculante al chasis ("empotramiento").
- Rotaciones nulas en la cara interior del anclaje del basculante al chasis ("empotramiento").

Cargas

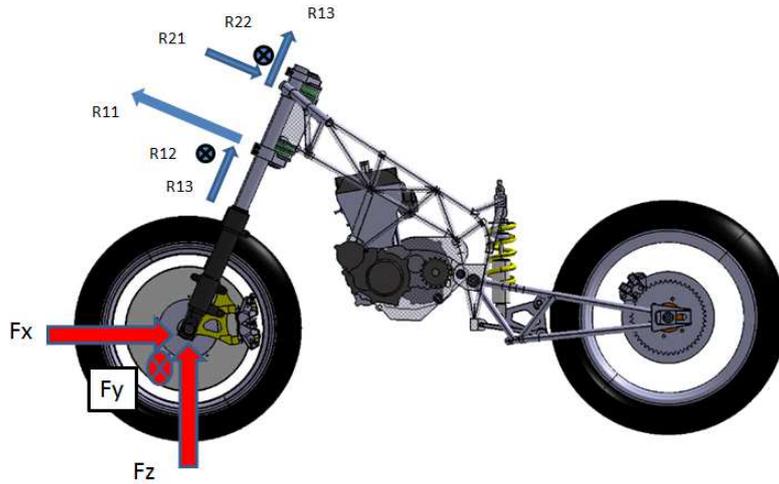


Figura 8-8 :Fuerzas trasladadas a la pipa de dirección

R11	-1740,16	N
R12	-1740,16	N
R21	0,00	N
R22	0,00	N
R31	7075,77	N
R32	-5423,03	N

Tabla 8-1: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de frenada máxima.



Figura 8-9 : Cargas y CC frenada máxima.

Resultados

- Desplazamientos

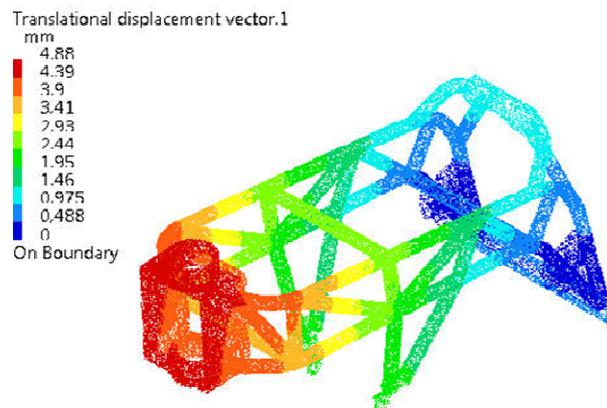


Figura 8-10 : Desplazamientos en frenada máxima

- Distribución de tensiones

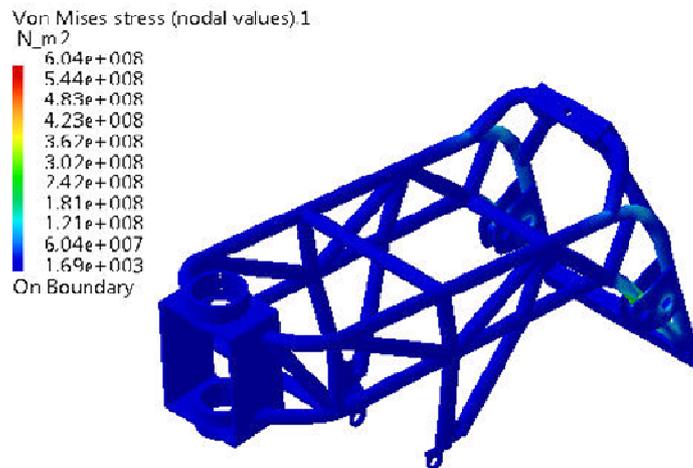


Figura 8-11 :Distribución de tensiones en frenada máxima

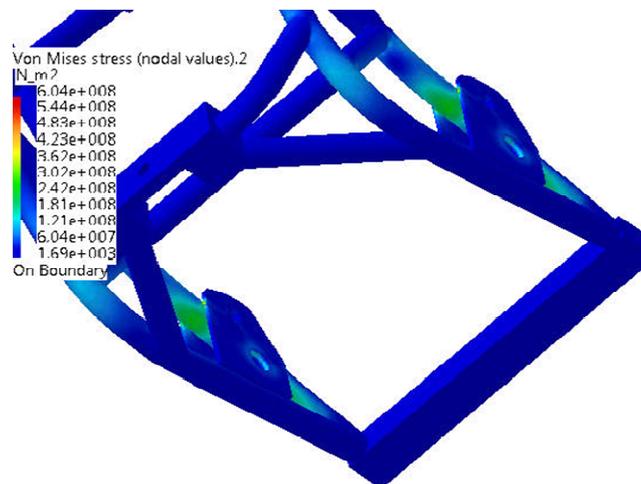


Figura 8-12 :Detalle de acumulación de tensiones

La tensión máxima obtenida es de 604 Mpa, y está situada en la unión de las pletinas con el anclaje del basculante.

8.1.2 ENSAYO 2 - Hipótesis de carga 2 : Aceleración máxima, máxima compresión del amortiguador trasero

La situación de compresión máxima del amortiguador trasero, es la situación en la cual el chasis soporta mayores tensiones. Esta situación se produce en el momento de la aceleración, cuando la reacción vertical sobre el neumático trasero es muy elevada y llega a comprimir por completo el amortiguador trasero. Las cargas necesarias para comprimir completamente el amortiguador trasero dependen tanto de la rigidez de este como de su disposición dentro de la motocicleta.

Durante el desarrollo del sistema de suspensión trasera se obtiene el valor, tanto de la fuerza en el neumático que hace que se alcance la situación de compresión máxima, como la fuerza máxima que realiza el amortiguador, que influye directamente en el chasis, fuerzas obtenidas en el apartado anterior de análisis de esfuerzos (Apartado 7).

Vamos a representar esta situación en el software CATIA, programa de cálculo y simulación que como ya ha sido comentado anteriormente, nos permitirá realizar un análisis mediante elementos finitos. Para modelizar esta situación, esta vez la pipa de dirección será fijada y se aplicarán las cargas sobre los anclajes del chasis con la suspensión trasera. Las fuerzas presentes en la pipa de dirección se entiende que son reacciones a las otras fuerzas y se verán reflejadas en los ensayos.

A continuación se observa el procedimiento llevado a cabo para realizar este ensayo:

Condiciones de contorno

- Desplazamientos nulos en la cara interior de los alojamientos de los rodamientos de la pipa de dirección ("empotramiento").
- Rotaciones nulas en la cara interior de los alojamientos de los rodamientos de la pipa de dirección ("empotramiento").

Cargas

- Fuerza en el anclaje del chasis con el basculante en dirección vertical (eje z) en sentido del eje z positivo. **V2 = 1476 N.**
- Fuerza en el anclaje del chasis con el basculante en dirección horizontal (eje x) en sentido del eje x positivo. **H2 = 13641 N.**
- Fuerza en el anclaje del chasis con el amortiguador, en la dirección y sentido del amortiguador obtenida en el apartado anterior de análisis de esfuerzos. **Fa = 8877 N.**
- Fuerza en el anclaje del chasis con los links, aplicada sobre las orejetas que los sujetan, en la dirección y sentido de los links obtenidos en el apartado anterior de análisis de esfuerzos. **Flink = 10839 N.**



Figura 8-13 :Cargas y condiciones de contorno para el ensayo 2

Resultados

- Desplazamientos.

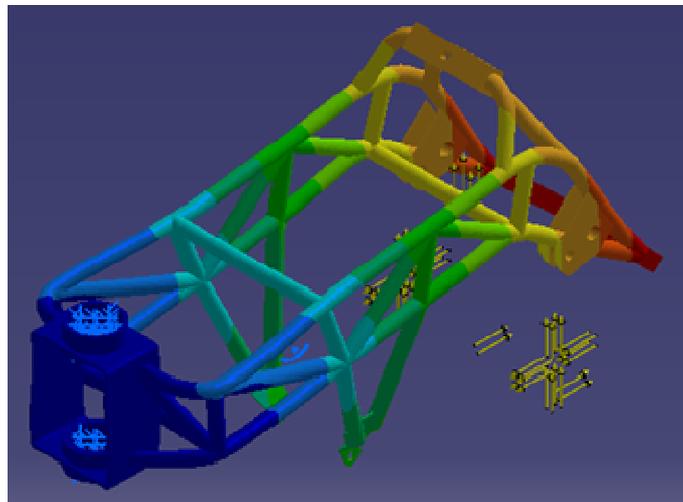


Figura 8-14 :Desplazamientos ensayo 2

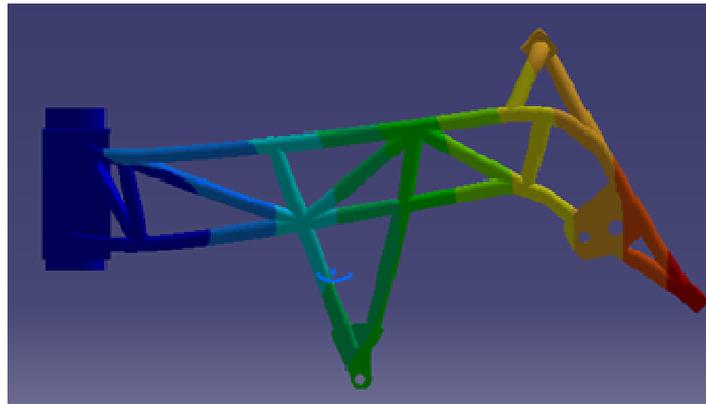


Figura 8-15 : Desplazamientos ensayo 2

Los desplazamientos máximos alcanzan un valor de 0.2 mm.

- Reacciones.

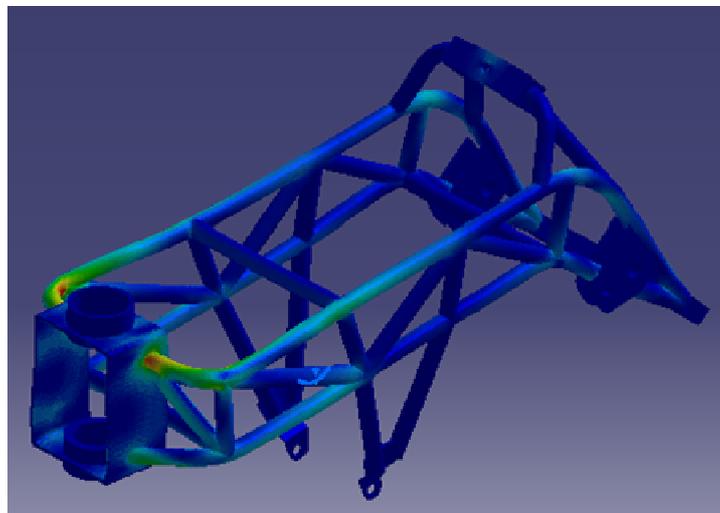


Figura 8-16 :Reacciones ensayo 2

- Distribución de tensiones.

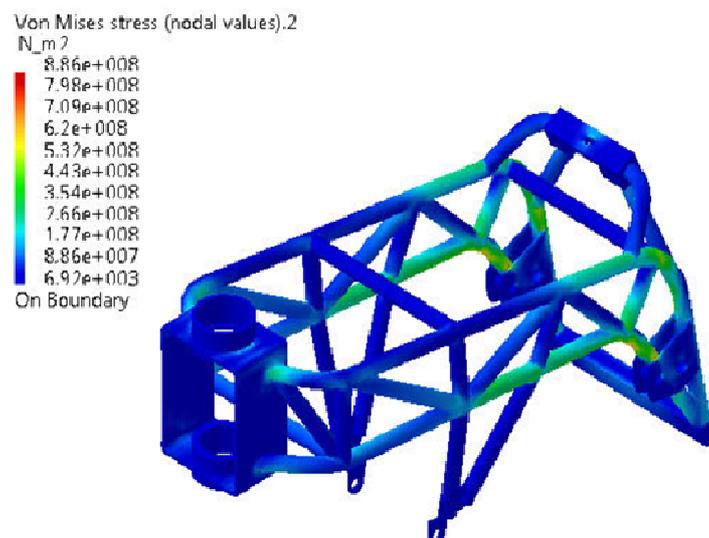


Figura 8-17 :Distribución de tensiones ensayo 2

Las tensiones máximas rondan los 800 MPa.

8.1.3 ENSAYO 3 - Hipótesis de carga 3 : Paso por curva, fuerza lateral máxima

Esta condición se produce a la entrada de las curvas con la motocicleta inclinada. Se analizaron diferentes curvas con diferentes radios y velocidades hasta dar con el momento en que se produce la fuerza lateral máxima sobre la rueda delantera. En este caso la pipa de dirección está sufriendo un momento torsor elevado producido por estas cargas. Habrá que tener en cuenta que en esta situación la moto se encuentra inclinada unos 43° de forma que la reacción normal también ejerce un momento torsor.

Condiciones de contorno

- Desplazamientos nulos en la cara interior de los alojamientos de los rodamientos de la pipa de dirección ("empotramiento").
- Rotaciones nulas en la cara interior de los alojamientos de los rodamientos de la pipa de dirección ("empotramiento").

Cargas

- Fuerza en el anclaje del chasis con el basculante en dirección vertical (eje z) en sentido del eje z positivo. **$V_2 = 283.45 \text{ N}$** .
- Fuerza en el anclaje del chasis con el basculante en dirección horizontal (eje x) en sentido del eje x positivo. **$H_2 = 6752.43 \text{ N}$** .
- Fuerza en el anclaje del chasis con el amortiguador, en la dirección y sentido del amortiguador obtenida en el apartado anterior de análisis de esfuerzos. **$F_a = 4953.85 \text{ N}$** .
- Fuerza en el anclaje del chasis con los links, aplicada sobre las orejetas que los sujetan, en la dirección y sentido de los links obtenidos en el apartado anterior de análisis de esfuerzos. **$F_{link} = 6610.56 \text{ N}$** .



Figura 8-18 :Cargas y CC ensayo 3

Resultados:

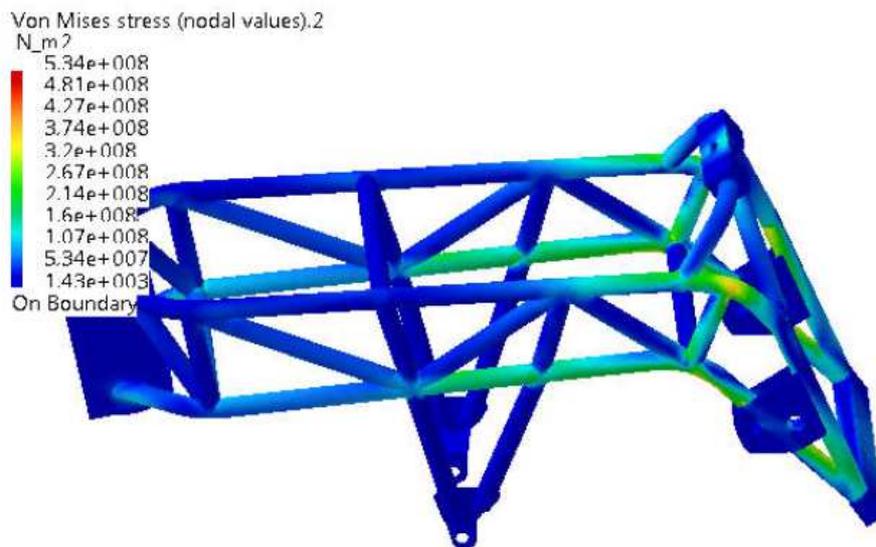


Figura 8-19 :Distribución de tensiones ensayo 3

Las tensiones máximas obtenidas mediante este ensayo son 534 MPa.

8.1.4 Cálculos con cargas estáticas sobre el chasis

En este apartado se van a simular las pruebas estáticas que serán realizadas sobre el chasis de la motocicleta por el jurado de la competición de Motostudent durante los días que tendrá lugar el acontecimiento en Motorland, el Circuito de Aragón. Estas pruebas están descritas con más detalle en el reglamento técnico (Anexo x).

➤ Primera prueba: Carga longitudinal de 275 kg (2750 N) :

Cargas y condiciones de contorno

Para modelizarla se empotra el eje del basculante y se aplica una fuerza longitudinal en el sentido de la marcha sobre la pipa de la dirección.

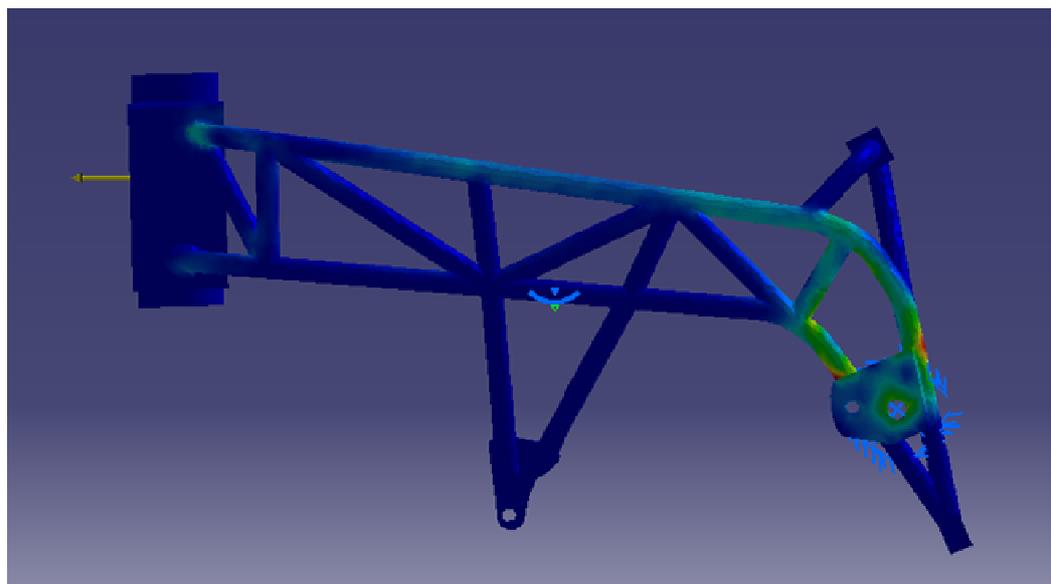


Figura 8-20 :Cargas y CC primera prueba

Resultados

- Distribución de tensiones

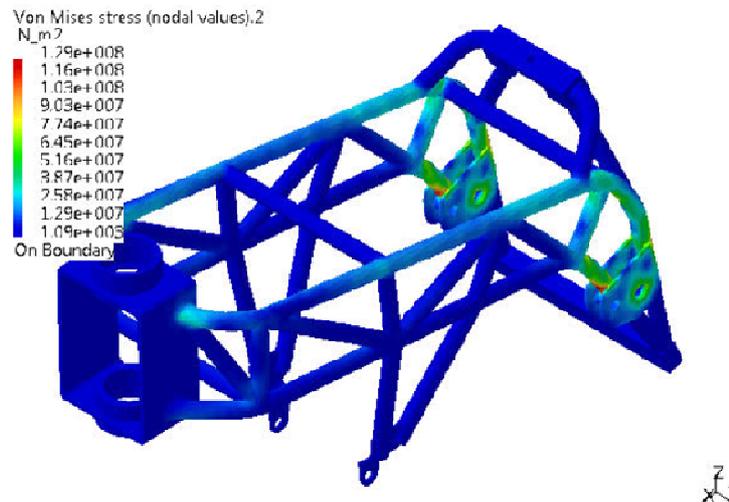


Figura 8-21 :Distribución de tensiones primera prueba

Las tensiones máximas producidas son de 129 MPa (con las fuerzas sin mayorar esta vez).

- Desplazamientos

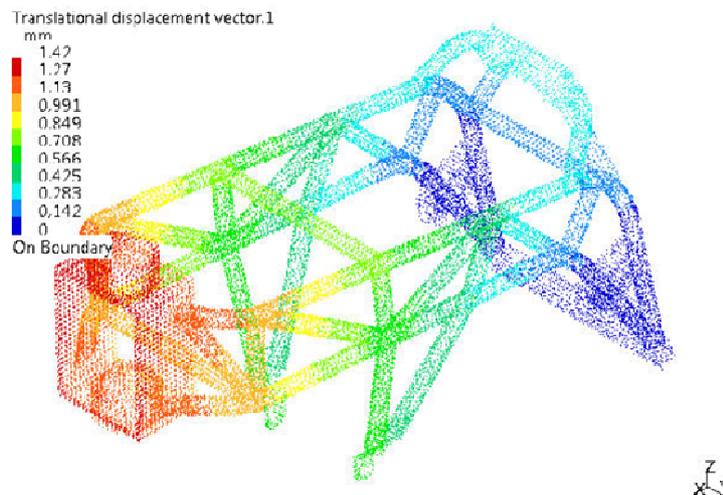


Figura 8-22 :Desplazamientos primera prueba

Los desplazamientos máximos producidos son de 1'42 mm.

➤ Segunda prueba :Carga vertical de 200 kg (2000 N) :

Cargas y condiciones de contorno

Empotramos el eje del basculante y la cara inferior de la pipa de la dirección, y aplicamos una fuerza vertical hacia abajo sobre el anclaje del amortiguador.

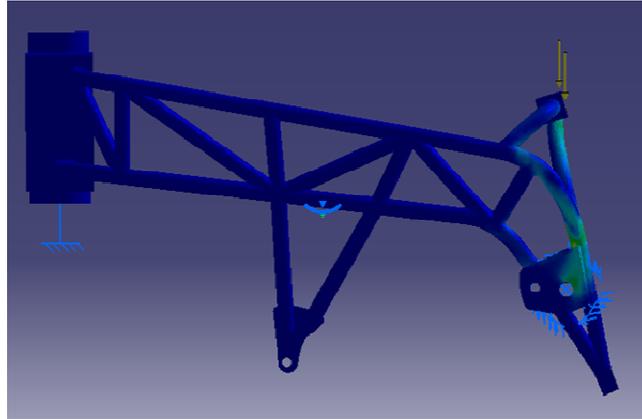


Figura 8-23 :Cargas y CC segunda prueba

Resultados

- Desplazamientos

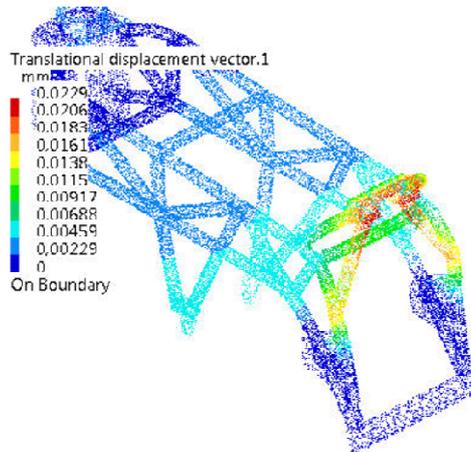


Figura 8-24 :Desplazamientos segunda prueba

Los desplazamientos máximos producidos son de 0.0229 mm.

- Distribución de tensiones

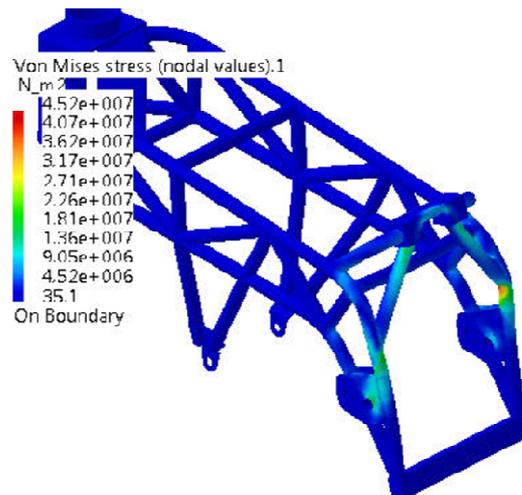


Figura 8-25 :Distribución de tensiones segunda prueba

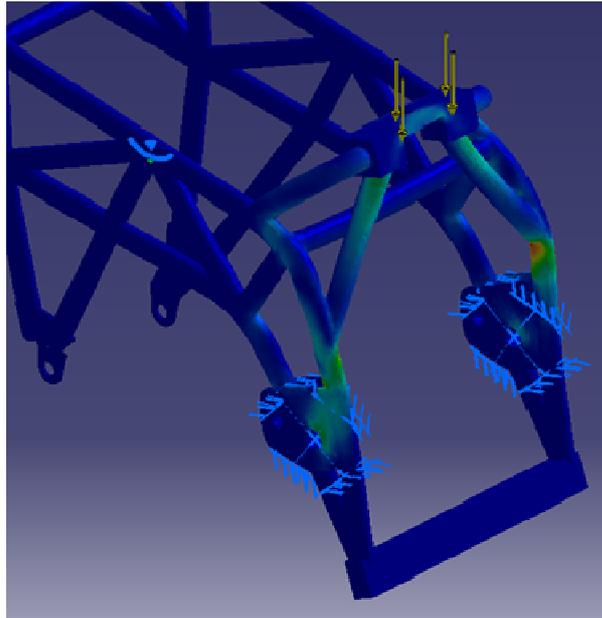


Figura 8-26 : Detalle de acumulación de tensiones

Las tensiones máximas producidas son de 45,2 MPa (con las fuerzas sin mayorar esta vez).

8.1.5 Rediseños y refuerzos del chasis o bastidor

Se han estudiado varias formas de acartelar el chasis, puesto que en algún ensayo con los espesores que nos interesan las tensiones máximas calculadas (siempre con las fuerzas mayoradas por 1.5) rondaban los 800 MPa. A continuación se han recalculado los ensayos más críticos.

➤ **Primera forma :Con cartelas en la parte inferior de la viga inferior:**

Se colocan cartelas en la zona de máxima acumulación de tensiones, en la parte de abajo de la curva de las vigas inferiores del chasis.

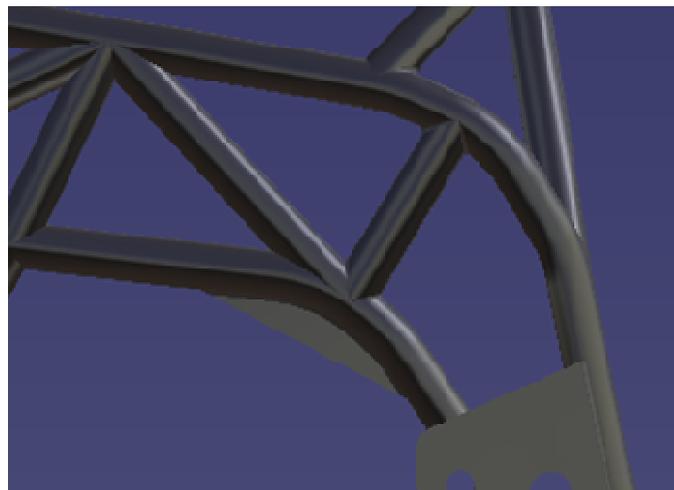


Figura 8-27 :Refuerzo tipo 1

Resultados

- Distribución de tensiones

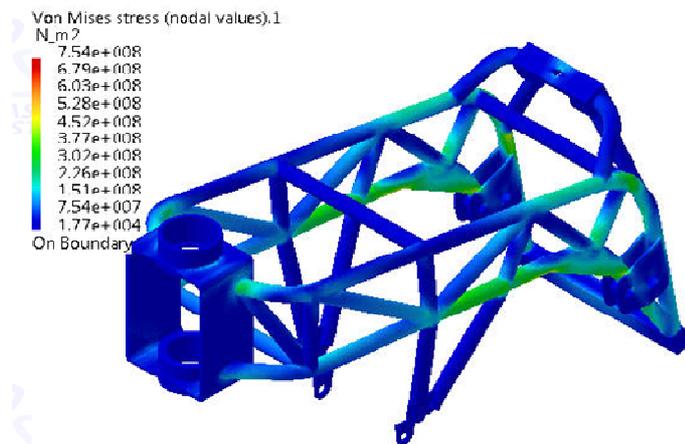


Figura 8-28 :Tensiones refuerzo tipo 1

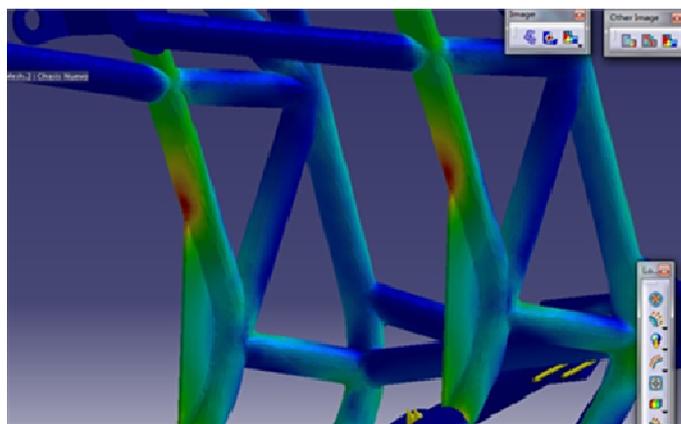


Figura 8-29 :Detalle tensiones refuerzo tipo 1

Como se puede observar en la imagen anterior, las tensiones se redistribuyen, pero hay concentraciones puntuales de hasta 754 MPa en el punto en el cual la cartela "se clava" en el tubo.

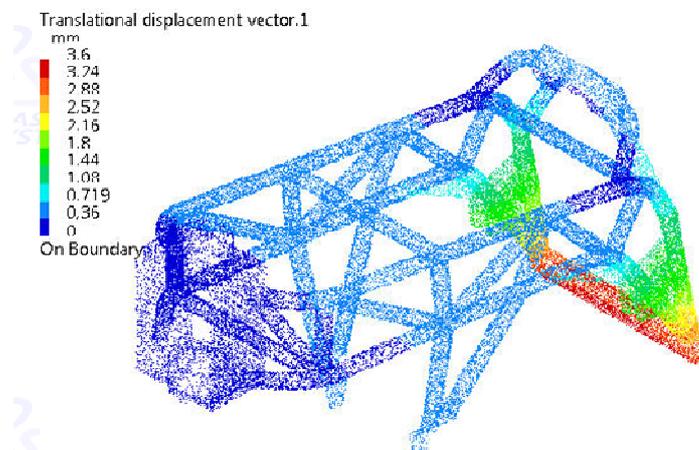


Figura 8-30 :Desplazamientos refuerzo tipo 1

Los desplazamientos máximos producidos son de 3,6 mm.

Tanto las tensiones máximas como los desplazamientos máximos siguen manteniéndose altos, por lo que se intentarán encontrar otras soluciones mejores. Esta opción no resulta adecuada.

➤ **Segunda forma: Con cartelas en la parte superior de la viga inferior:**

Se colocan cartelas en la zona de máxima acumulación de tensiones, en la parte de arriba de la curva de las vigas inferiores del chasis.

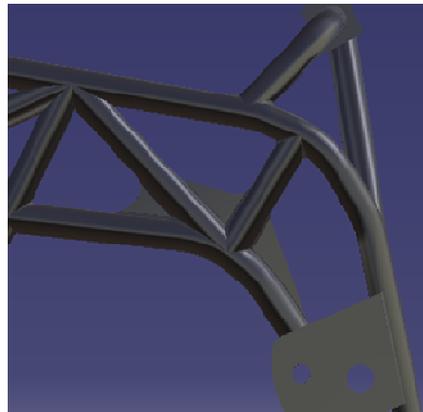


Figura 8-31 :Refuerzo tipo 2

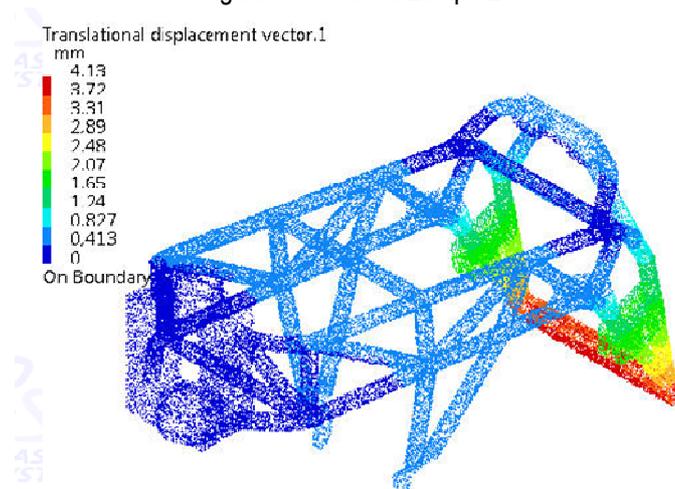


Figura 8-32 :Desplazamientos refuerzo tipo 2

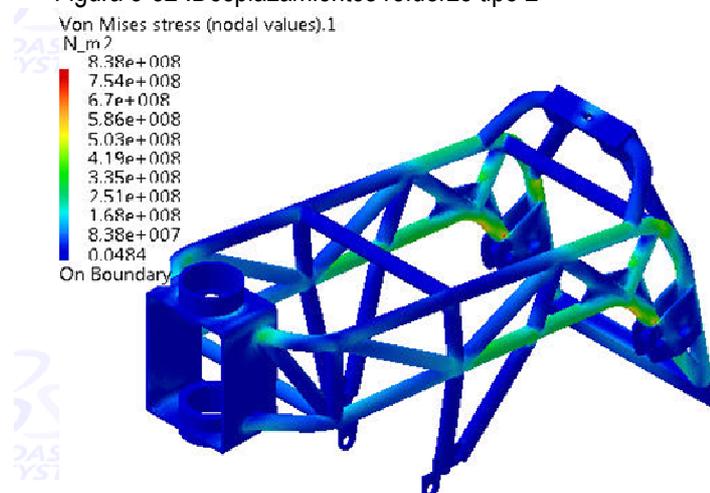


Figura 8-33 :Tensiones refuerzo tipo 2

Tanto las tensiones máximas como los desplazamientos máximos siguen manteniéndose altos, 838 MPa y 4,13 mm. Esta opción no resulta adecuada.

- **Tercera forma : Con cartelas en la parte inferior de la viga inferior. En ambos lados de 8 x 10 mm.**

Se colocan cartelas en la zona de máxima acumulación de tensiones, en la parte de abajo de la curva de las vigas inferiores del chasis. Pero esta vez, se intenta que "no se claven en el tubo", alargándolas hasta que se unen con los tirantes que sujetan al motor.

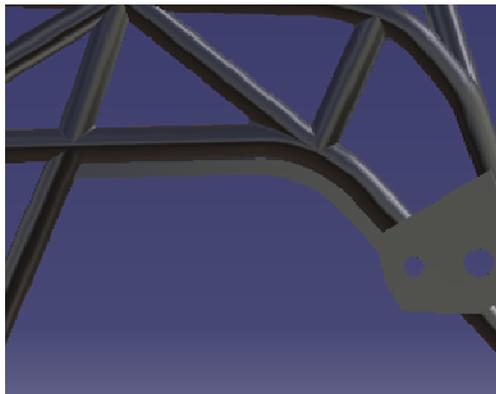


Figura 8-34 :Refuerzo tipo 3

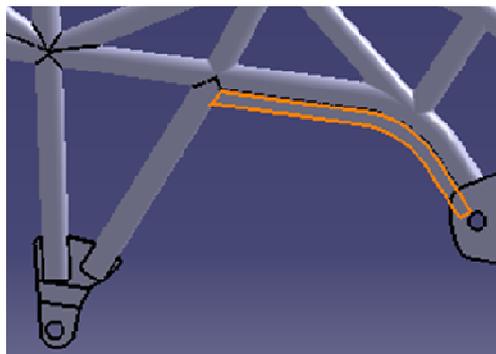


Figura 8-35 :Refuerzo tipo 3

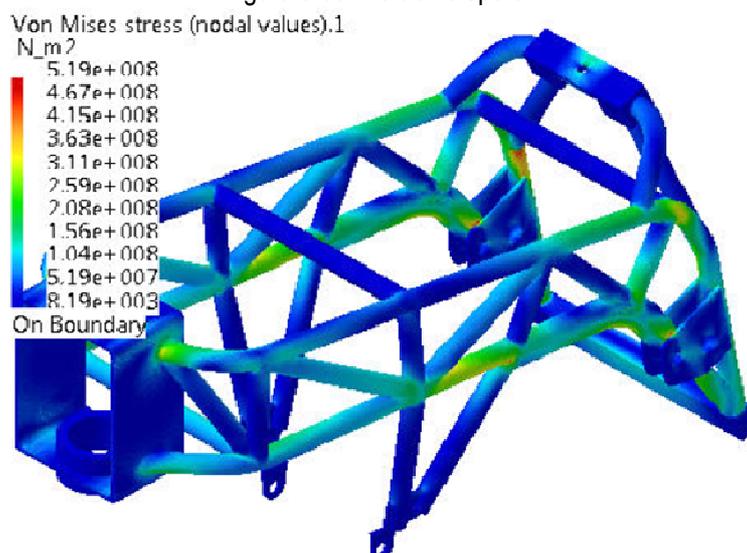


Figura 8-36 :Distribución de tensiones con refuerzo tipo 3

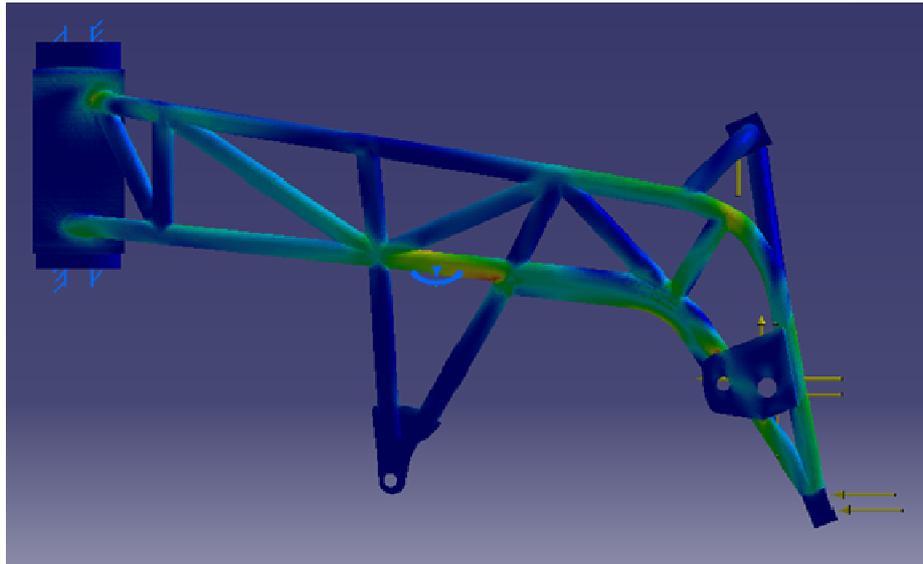


Figura 8-37 :Distribución de tensiones con refuerzo tipo 3

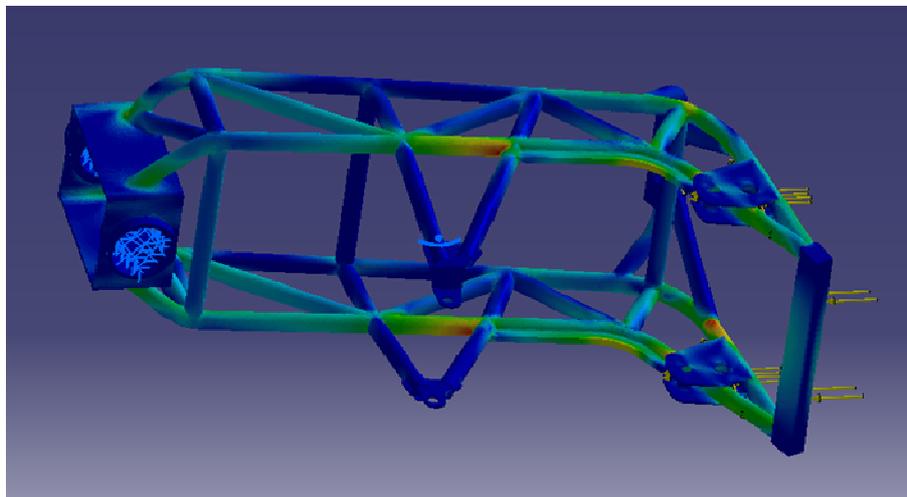


Figura 8-38 :Distribución de tensiones con refuerzo tipo 3

Las tensiones se redistribuyen y las máximas disminuyen a **510 MPa**:

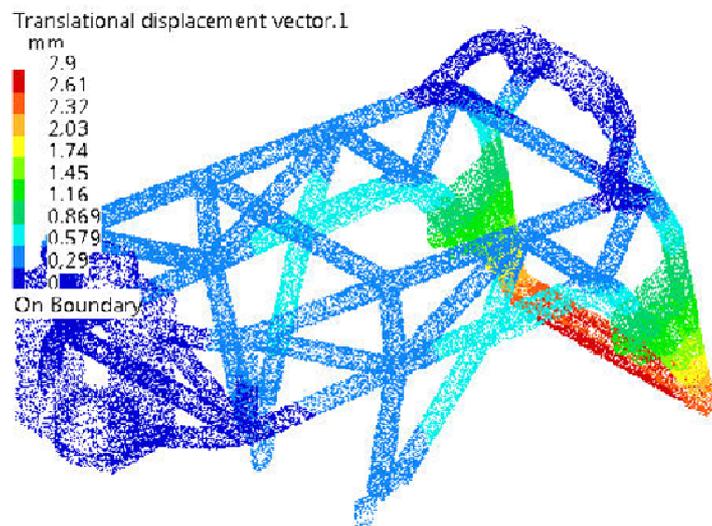


Figura 8-39 : Desplazamientos con refuerzo tipo 3

Y los desplazamientos máximos también disminuyen a 2,9 mm. (antes de acartelar eran 4,34 mm).

Teniendo en cuenta que las fuerzas aplicadas están mayoradas por 1.5, este último caso de acartelamiento es la solución que se va a adoptar para reforzar nuestro chasis. Con esta sencilla solución se evita elegir tubos de mayor espesor, cosa que aumentaría considerablemente el peso total de la motocicleta.

8.1.6 Elección del acero

Tras comparar un acero convencional de construcción como es el 355 con varios tipos de aceros llamados de “alta resistencia”, finalmente se ha optado por el siguiente acero:

Reynolds 631

Se trata de un material que tiene muy buena disposición para ser trabajado en frío especialmente indicado para estructuras soldadas debido a su óptima soldabilidad mediante soldadura T.I.G. Apenas se produce distorsión y las tensiones internas que se dan por la soldadura son bastante escasas. Además la resistencia que se pierde debido al proceso de soldadura es casi insignificante.

Las razones principales por las que, tras mucho meditar, se ha decidido utilizar tubos de este tipo de aleación son básicamente las siguientes:

- Este material puede trabajarse en frío (doblarse) con facilidad además de que el proceso de soldadura es relativamente sencillo y eficaz.
- La disponibilidad de diámetros y espesores que nos ofreció Reynolds fue totalmente satisfactoria ya que IMCA nos pedía un mínimo de 1 mm de espesor para poder llevar a cabo la soldadura y finalmente conseguimos material de un espesor de 1,2 mm.
- El precio del material y las condiciones de importación desde el Reino Unido eran relativamente buenas.
- Este tipo de aleación ha sido ampliamente empleada en fabricación de chasis de competición. Un ejemplo actual es la fabricación de la Bottpower para la moto 2 de la temporada 2010-2011, cuyo chasis tubular está fabricado con acero Reynolds 631.
- Por último y no menos importante, el límite elástico que se consigue con este material (Entre 800 y 1000 MPa) hace que la resistencia contra las fuertes acciones que se producen sobre el chasis puedan ser correctamente absorbidas por la estructura sin necesidad de utilizar tubos de gran diámetro y espesor.

En este caso, para la fabricación del chasis, hemos podido comprobar que las tensiones máximas producidas rondan los 800 MPa, siempre con las fuerzas aplicadas mayoradas por 1.5. Por tanto, se puede concluir que se utilizará para la fabricación del chasis un acero de alto límite elástico: El acero Reynolds 631, cuyo límite elástico se encuentra entre los 800 y 1000 MPa (Ver anexo 5), dependiendo de los tratamientos que a los que sea sometido.

En cuanto al dimensionamiento de los espesores y diámetros, se ha decidido unificar para todos los tubos a los mismos. Serán seleccionados los siguientes tras comprobar su resistencia mediante los correspondientes cálculos por elementos finitos:

- Diámetro exterior 19 mm
- Diámetro interior 16.6 mm
- Espesor de la pared del tubo 1.2 mm

8.2 Cálculo y dimensionamiento del basculante

Tras un largo proceso de estudio del diseño, teniendo en cuenta diferentes factores que ya han sido comentados anteriormente como son el espacio del cual disponemos geoméricamente, la rigidez necesaria, la ligereza deseada, la funcionalidad adecuada, etc., se ha obtenido el modelo óptimo para cubrir nuestras necesidades. El resultado puede observarse en las siguientes figuras.



Figura 8-40 :Vista isométrica del diseño obtenido del basculante.



Figura 8-41 :Vista de perfil del diseño obtenido del basculante

Este modelo está constituido por tres tubos principales, dos en la parte superior y uno en la inferior, los cuales han sido curvados para estilizar diseño del basculante y minimizar el espacio útil, siempre teniendo en cuenta el compromiso presente con el peso y la rigidez. Posee un refuerzo transversal que a su vez sirve de anclaje a la suspensión trasera. También posee otros refuerzos y diagonales que unen los tubos principales superiores con el inferior, y este, con el eje mediante el cual el basculante se une al chasis.

Una vez diseñado el modelo, se llevan a cabo los cálculos necesarios para su dimensionamiento. Estos cálculos serán realizados, al igual que los del chasis, mediante dos softwares elementos finitos: CATIA y PATRAN /NASTRAN. Los resultados serán comparados posteriormente para comprobar su coherencia.

Se estudiarán las tensiones que sufrirán las distintas partes del basculante en diferentes situaciones o hipótesis de carga. Todas las cargas aplicadas serán cargas estáticas mayoradas por un coeficiente de 1,5. Esto permitirá observar aquellas zonas en las cuales haya concentraciones de tensiones de forma que seremos capaces de encontrar el dimensionamiento óptimo de los tubos y si fuera necesario realizar pequeñas modificaciones sobre el diseño para tratar de evitar la aparición de tensiones excesivamente elevadas.

Para analizar correctamente las tensiones, se ha de tener en cuenta el material que se va a utilizar para la fabricación. Se utilizará el espesor y diámetros de los tubos que han sido obtenidos tras el

estudio del apartado anterior "Cálculo y dimensionamiento del chasis" como punto de partida. En caso de que con estas dimensiones, el basculante no sea capaz de soportar las fuerzas a las que va a ser sometido, se aumentarán los espesores posteriormente y el basculante será recalculado, hasta dar con el dimensionamiento óptimo. Lo ideal sería poder utilizar el mismo modelo de tubo para ambos componentes, porque así los costes al realizar los pedidos de material a los proveedores serán menores.

Como paso inicial se introduce la geometría deseada, en este caso la del basculante, en el software de elementos finitos. No sin antes adecuarla para este tipo de software:

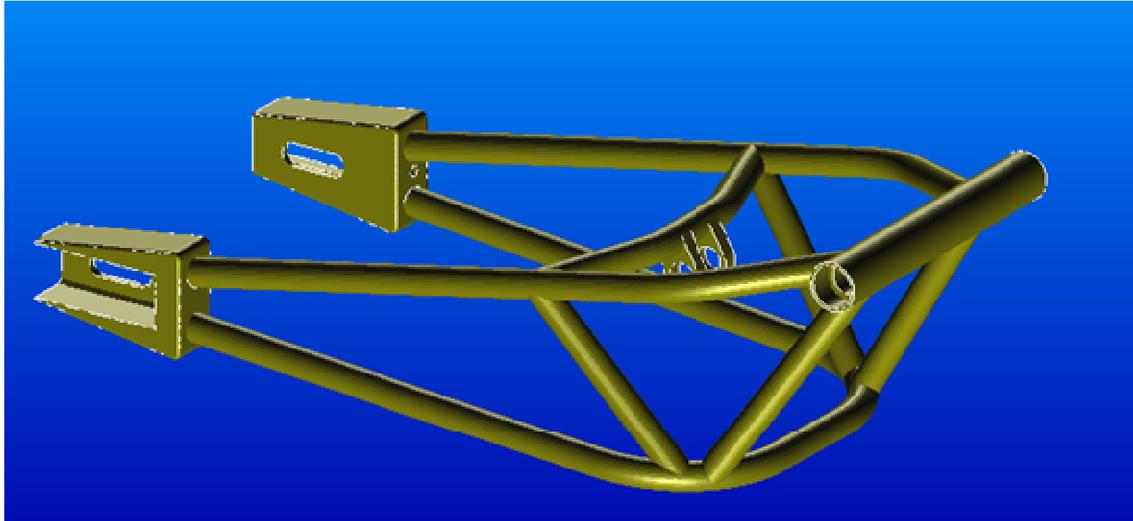


Figura 8-42 : Geometría del basculante preparada para FEM

Posteriormente se realiza el diseño de la malla tal y como se puede observar a continuación.

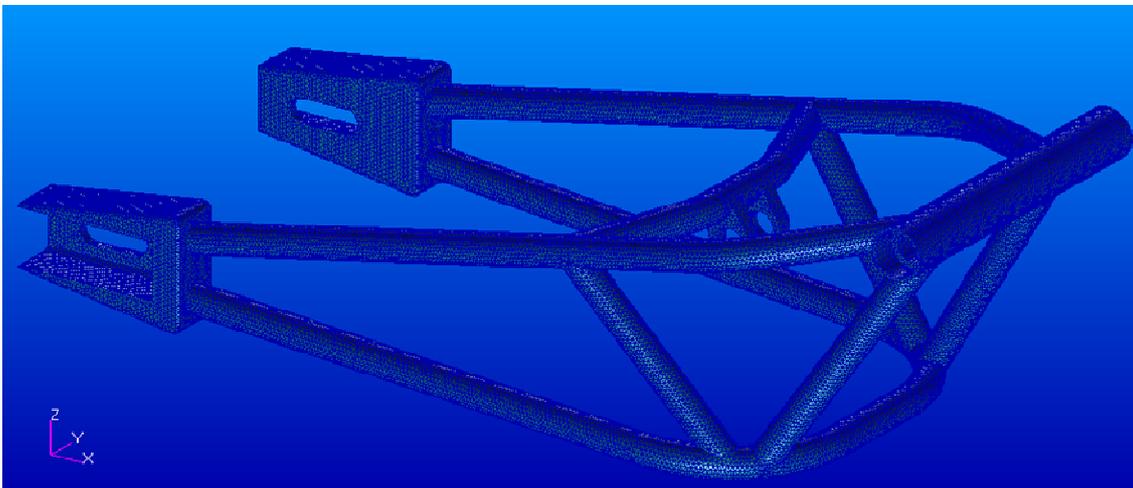


Figura 8-43 :Basculante mallado

Y seguidamente se realizará el diseño de la malla en detalle. En este paso se adecua el tamaño de malla a lo complicada que sea la geometría, refinándola en los lugares que se consideren adecuados.

En la siguiente figura podemos observar el refinamiento y diseño en detalle de la malla en algunas partes de la geometría del basculante.

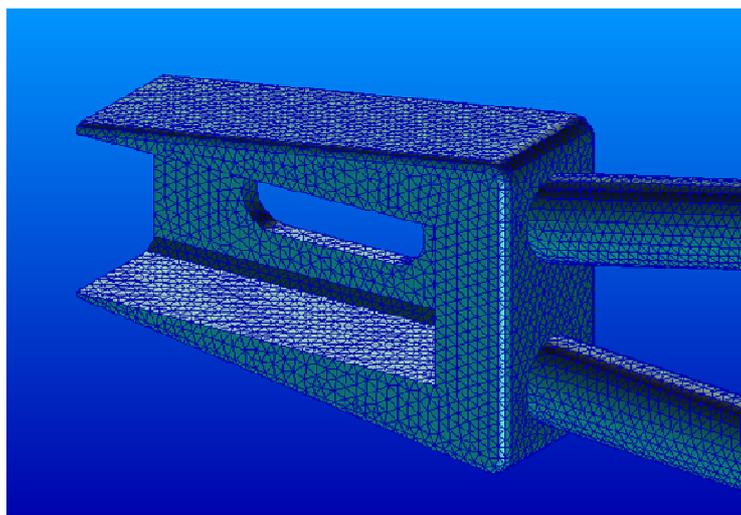


Figura 8-44 :Mallado en detalle

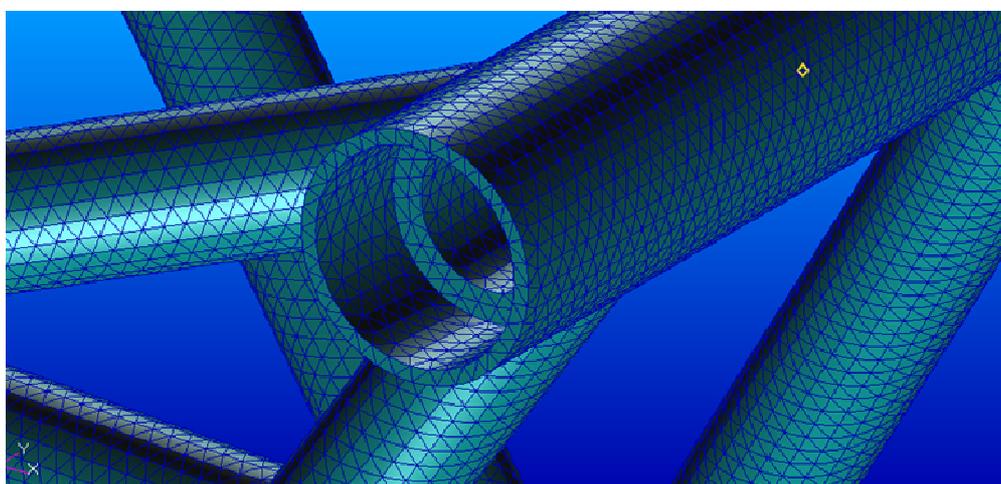


Figura 8-45 : Mallado en detalle

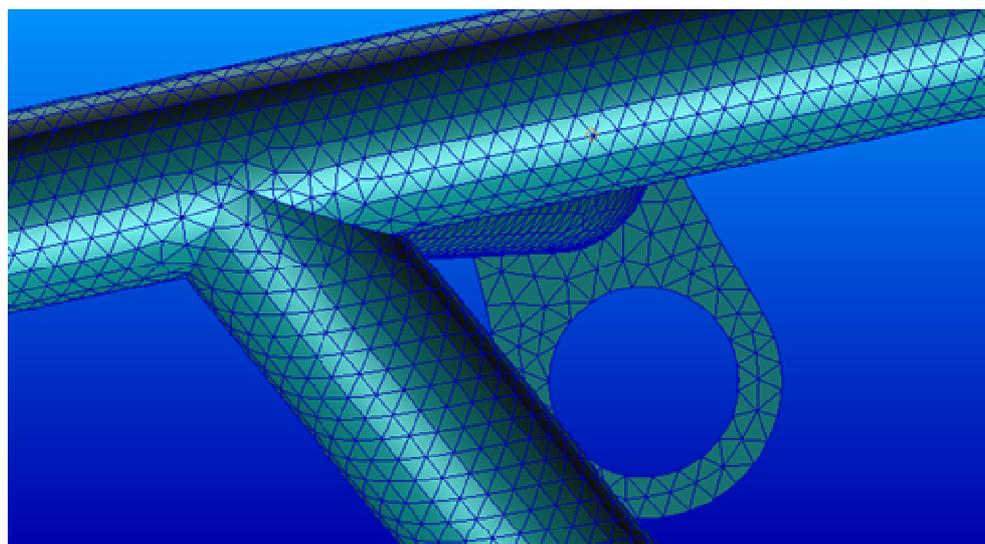


Figura 8-46 : Mallado en detalle

8.2.1 ENSAYO 1 - Hipótesis de carga 1 : Compresión máxima del amortiguador trasero

La situación de compresión máxima del amortiguador trasero, es la situación en la cual el basculante soporta mayores tensiones. Esta situación se produce en el momento de la aceleración, cuando la reacción vertical sobre el neumático trasero es muy elevada y llega a comprimir por completo el amortiguador trasero. Las cargas necesarias para comprimir completamente el amortiguador trasero dependen tanto de la rigidez de este como de su disposición dentro de la motocicleta.

Durante el desarrollo del sistema de suspensión trasera se obtiene el valor, tanto de la fuerza en el neumático que hace que se alcance la situación de compresión máxima, como la fuerza máxima que realiza el amortiguador, que no influye directamente en el basculante, pero si lo hace a través del rocker, cuya fuerza resultante hemos obtenido también en el apartado anterior de análisis de esfuerzos (Apartado 7).

El valor máximo de carga vertical en la rueda y por lo tanto, en el eje de la misma sobre el basculante, es de $F_v = 4339.86 \text{ N}$.

La fuerza que realiza el rocker sobre el basculante también influye en estos ensayos. La máxima será $F_r = 13615.68 \text{ N}$.

Y por último, la tercera fuerza que va a recibir el basculante bajo esta hipótesis de carga va a ser en su propio eje de pivotamiento con el chasis. Esta fuerza tiene está formada por las componentes de $V_2=983.20 \text{ N}$ en vertical, y de $H_2=9093.47 \text{ N}$ en horizontal.

Vamos a representar esta situación en el software PATRAN/NASTRAN, programa de cálculo y simulación que como ya ha sido comentado anteriormente, nos permitirá realizar un análisis mediante elementos finitos. Para modelizar esta situación, el eje del basculante será anclado y se aplicarán las cargas sobre el eje trasero de la rueda y en anclaje del rocker. Las fuerzas presentes en el eje del basculante se entiende que son reacciones a las otras fuerzas y se verán reflejadas en los ensayos.

A continuación se observa el procedimiento llevado a cabo para realizar este ensayo:

Condiciones de contorno

- Desplazamientos nulos en la cara interior del anclaje del basculante al chasis ("empotramiento").
- Rotaciones nulas en la cara interior del anclaje del basculante al chasis ("empotramiento").

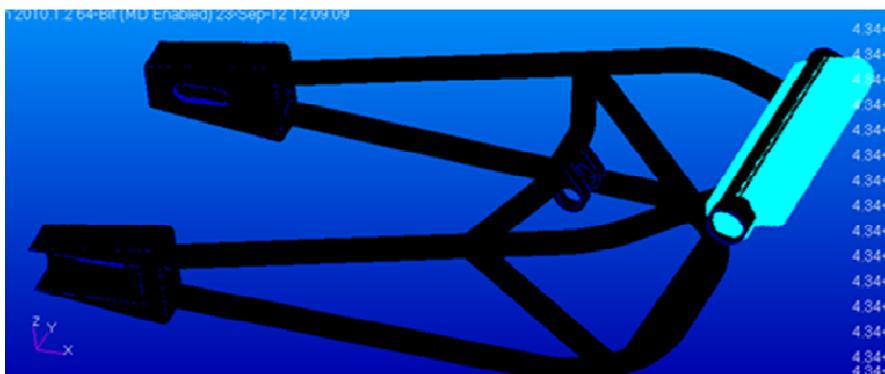


Figura 8-47 : Condiciones de contorno ensayo 1 basculante

Cargas

- Fuerza en el anclaje del basculante al eje de la rueda trasera en dirección vertical (eje z) en sentido del eje z positivo. $F_v = 4339,86 \text{ N}$.

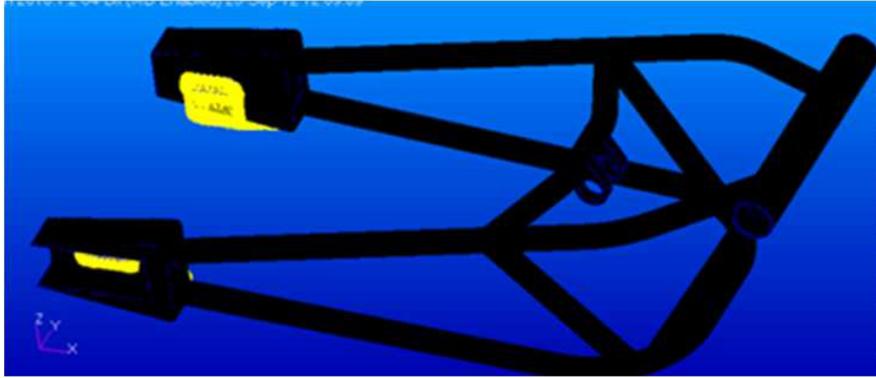


Figura 8-48 :Fuerza lateral ensayo 1 basculante

- Fuerza en el anclaje del basculante con el rocker (en las orejetas) en dirección y sentido de la resultante obtenida en el análisis de esfuerzos del apartado anterior. $F_r = 13615,68 \text{ N}$.

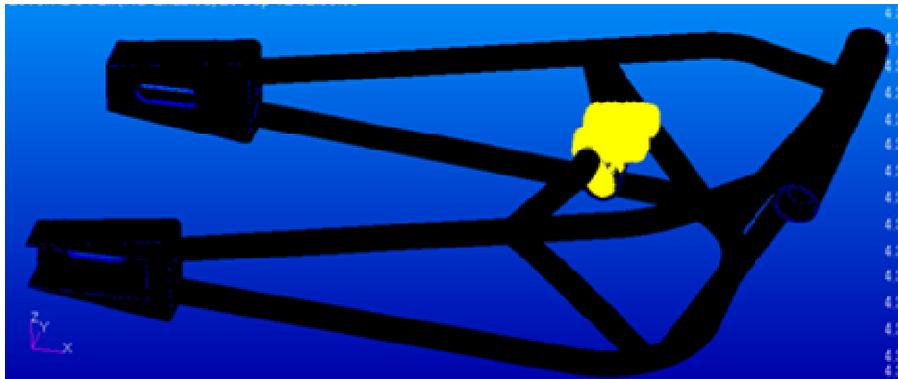


Figura 8-49 : Fuerza rocker ensayo 1 basculante

- Visualización de las cargas anteriores al mismo tiempo que la malla.

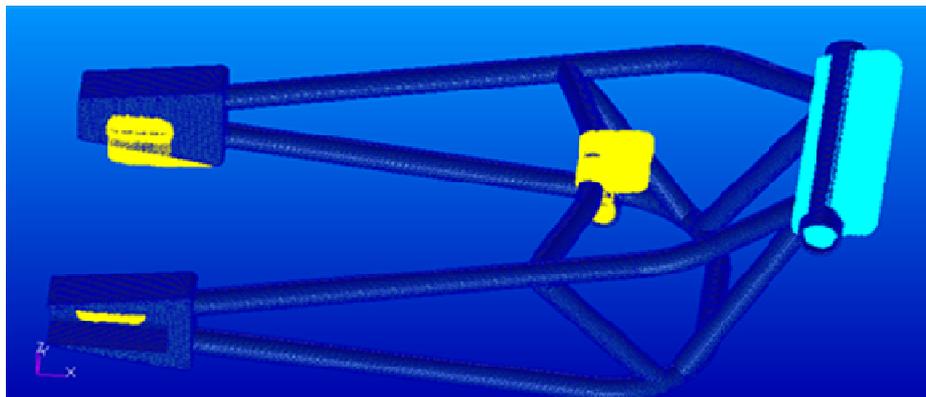


Figura 8-50 :Cargas y CC ensayo 1 basculante

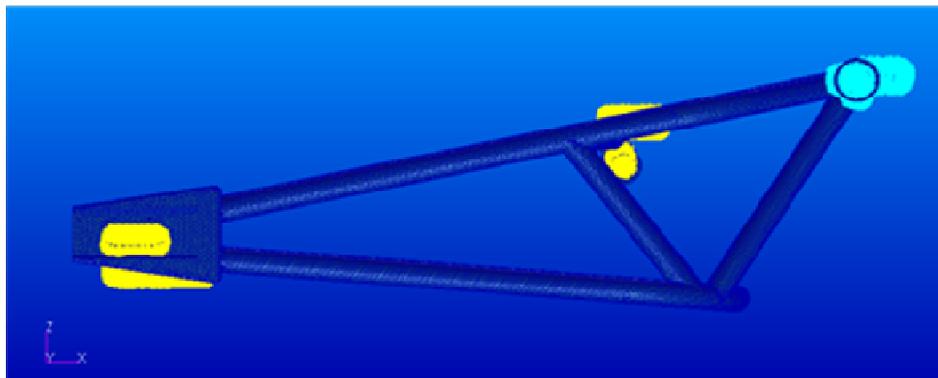


Figura 8-51 : Cargas y CC ensayo 1 basculante

Resultados

- Desplazamientos.

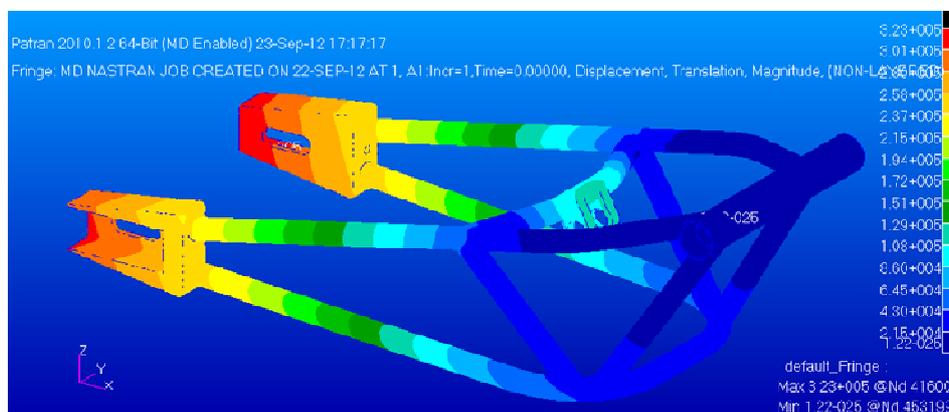


Figura 8-52 : Desplazamientos ensayo 1 basculante

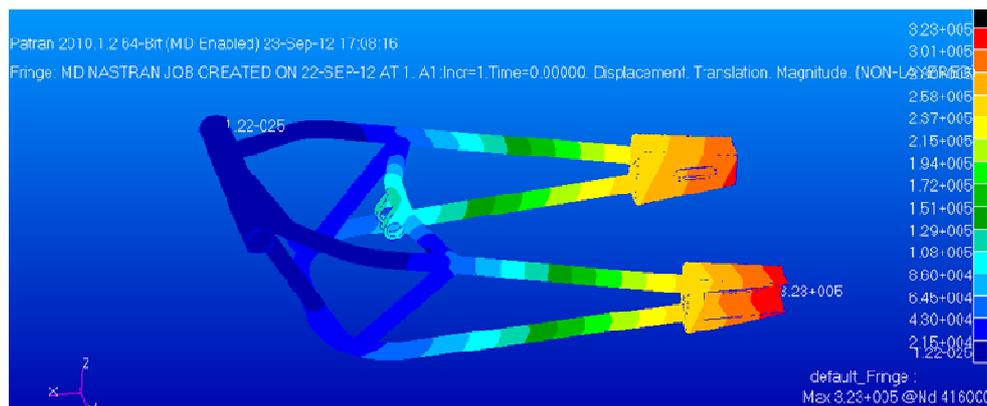


Figura 8-53 : Desplazamientos ensayo 1 basculante

Como podemos observar en las imágenes anteriores, los desplazamientos máximos producidos rondan los $3.23 \times 10^5 \mu m = 0.323 mm.$, dato totalmente admisible.

- Reacciones.

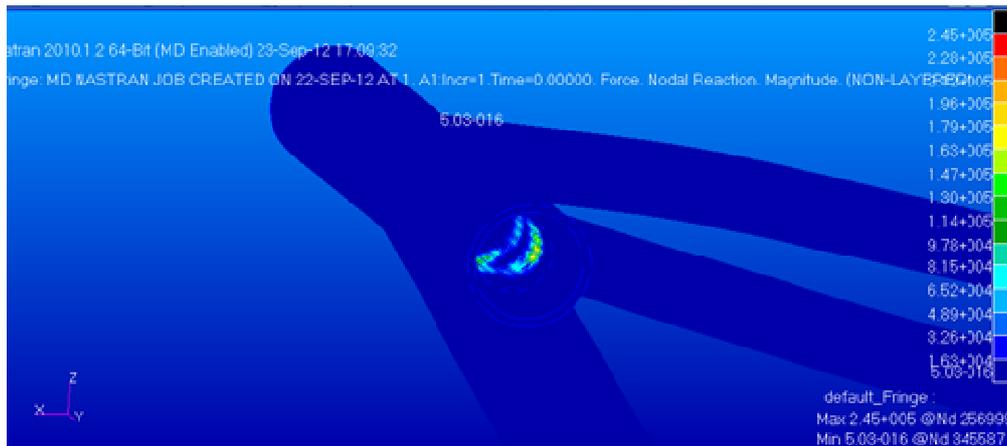


Figura 8-54 : Reacciones ensayo 1 basculante

- Deformaciones.

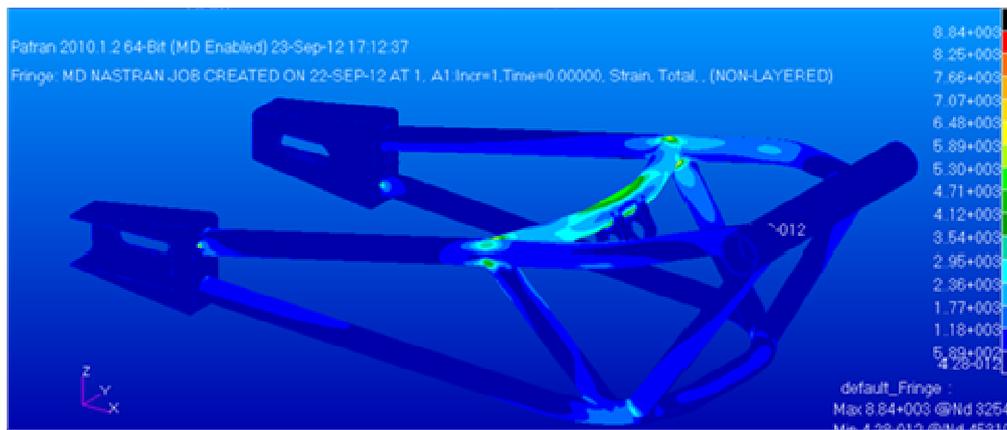


Figura 8-55 : Deformaciones ensayo 1 basculante

- Distribución de tensiones.

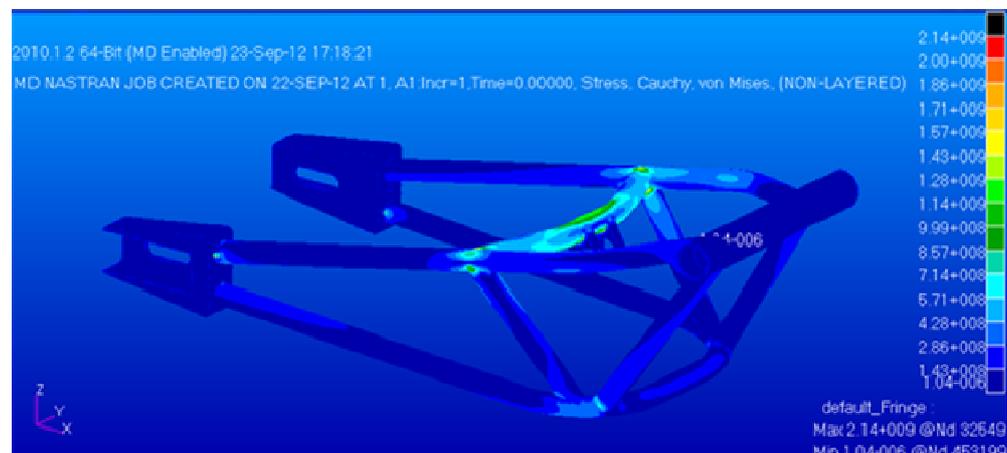


Figura 8-56 : Distribución de tensiones ensayo 1 basculante

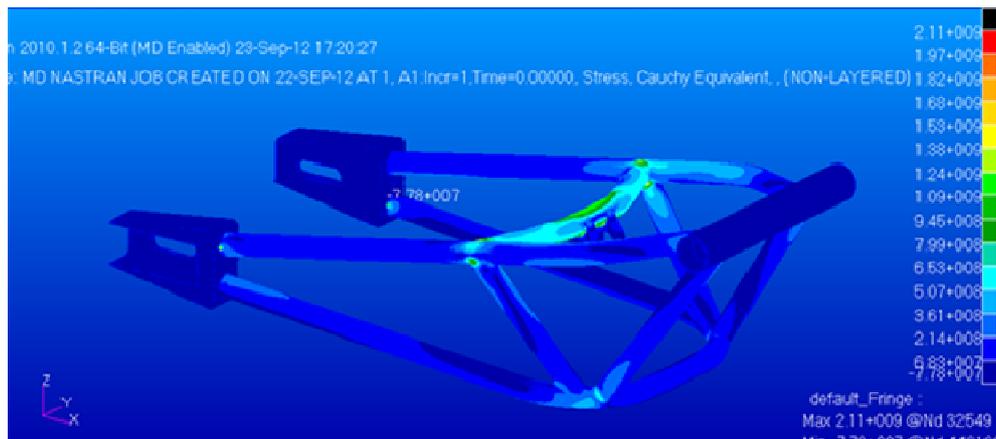


Figura 8-57 : Distribución de tensiones ensayo 1 basculante

La tensión máxima que nos da es de 715 Mpa, y está situada en la unión de las orejeta del anclaje del rocker al basculante.

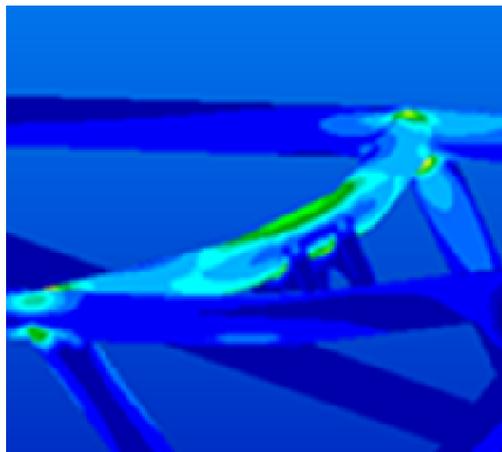


Figura 8-58 :Detalle de acumulación de tensiones en orejetas

Es una zona delicada, ya que es justamente la soldadura entre el basculante y la orejeta, que puede llegar a acumular grandes tensiones, por lo que será muy importante que el proceso de soldadura y redondeos de las piezas sea correcto y no dé lugar a posibles fisuras en la zona. Se reforzará la franja aumentando el espesor de las orejetas, para evitar posibles fracturas. Hay que tener en cuenta que es una parte puntual del basculante, y que se tratará de reforzar al máximo durante la fabricación. Además, será calculada y estudiada en particular en el apartado posterior de cálculo de ejes y anclajes (Apartado 9).

En el resto del basculante las tensiones son bastante suaves. En la siguiente imagen podemos ver dos zonas donde son algo mayores que en el resto. Son valores de en torno a 300 Mpa, y se producen, como ya esperábamos, en las intersecciones y uniones entre los tubos.

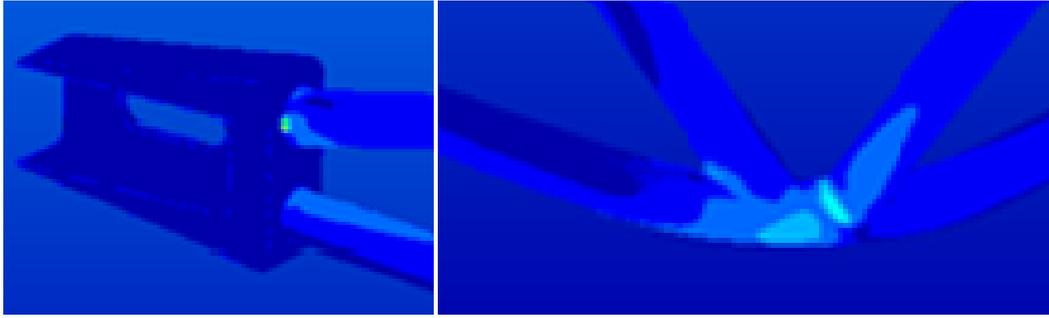


Figura 8-59 : Detalle de acumulación de tensiones

8.2.2 ENSAYO 2 - Hipótesis de carga 2 : Fuerza lateral trasera máxima

La fuerza lateral trasera máxima se produce en el paso por curva. Para simular una pasada por curva, se aplicará una fuerza lateral en el eje trasero de la rueda, que someterá al basculante a una flexión lateral. El valor de la fuerza en pasada por curva se ha obtenido en el apartado anterior "Análisis de esfuerzos", y da un valor máximo de algo menos de 1000N.

Vamos a representar esta situación en el software PATRAN/NASTRAN, programa de cálculo y simulación que como ya ha sido comentado anteriormente, nos permitirá realizar un análisis mediante elementos finitos. Para modelizar esta situación, el eje del basculante será anclado y se aplicarán las cargas sobre las caras del eje trasero del basculante, para que sea lo más parecido posible a lo que ocurre en la realidad. Las fuerzas presentes en el eje del basculante se entiende que son reacciones a las otras fuerzas y se verán reflejadas en los ensayos.

A continuación se observa el procedimiento llevado a cabo para realizar este ensayo:

Condiciones de contorno

- Desplazamientos nulos en la cara interior del anclaje del basculante al chasis ("empotramiento").
- Rotaciones nulas en la cara interior del anclaje del basculante al chasis ("empotramiento").

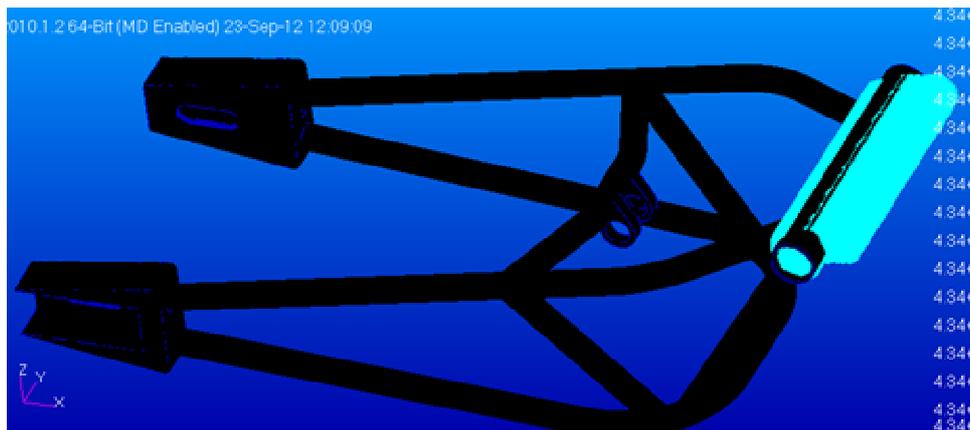


Figura 8-60 :CC basculante ensayo 2

Cargas

- - Fuerza lateral en el anclaje del basculante al eje de la rueda trasera.

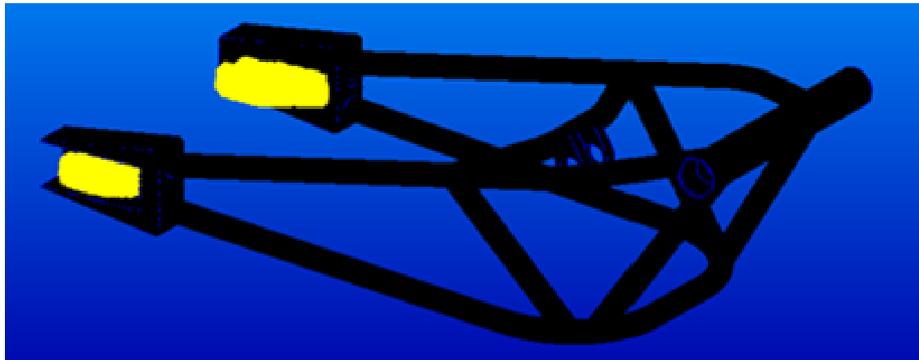


Figura 8-61 :Fuerza lateral basculante ensayo 2

Visualización de las cargas y condiciones de contorno anteriores al mismo tiempo.

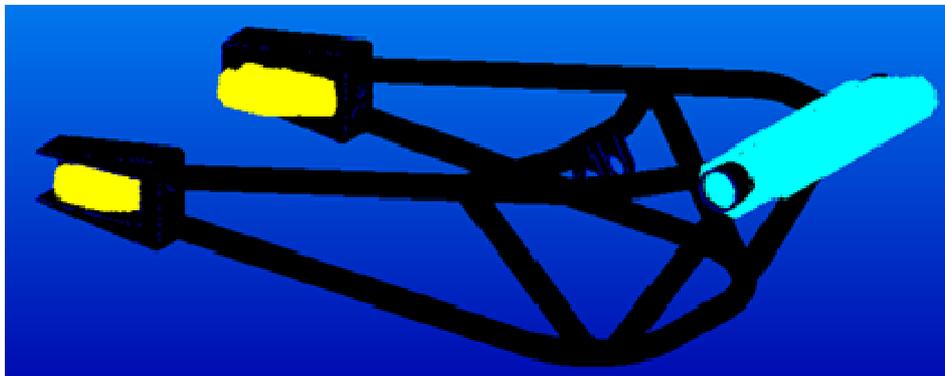


Figura 8-62 :Cargas y CC basculante ensayo 2

Resultados

- Desplazamientos.

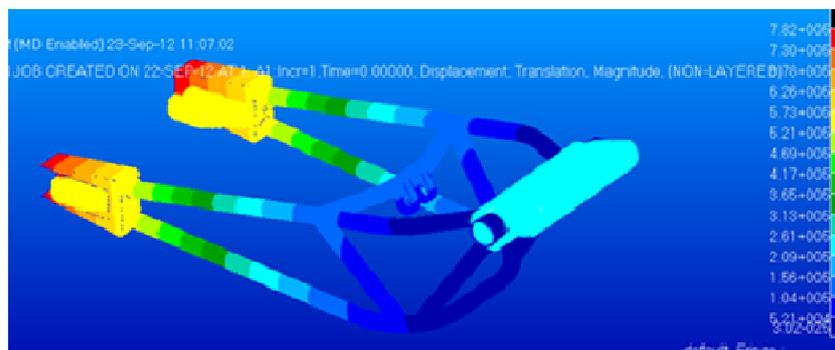


Figura 8-63 :Desplazamientos basculante ensayo 2

Como podemos observar en las imágenes anteriores, los desplazamientos máximos producidos rondan los $7.82 \cdot 10^5 \mu m = 0.782 mm.$, dato admisible.

- - Reacciones.

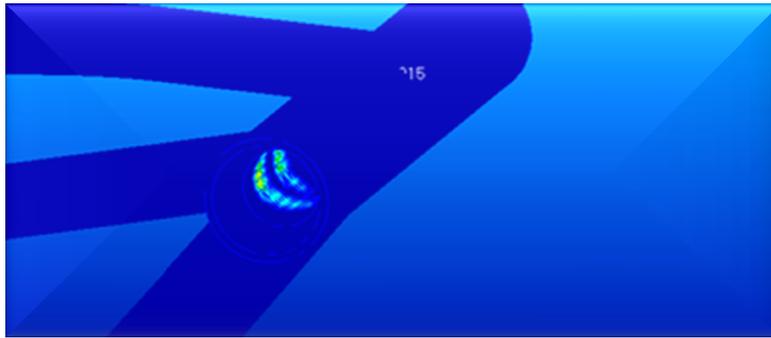


Figura 8-64 :Reacciones basculante ensayo 2

- - Deformaciones.

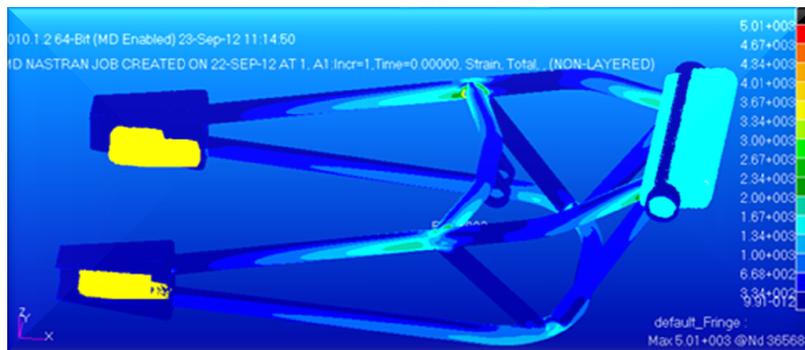


Figura 8-65 :Deformaciones basculante ensayo 2

- - Distribución de Tensiones.

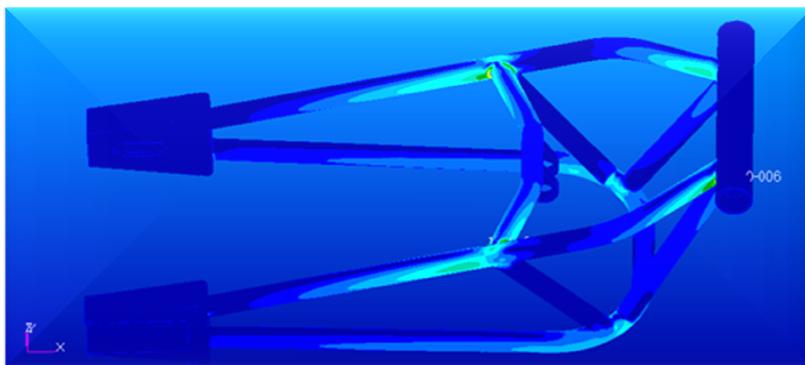


Figura 8-66 : Tensiones basculante ensayo 2

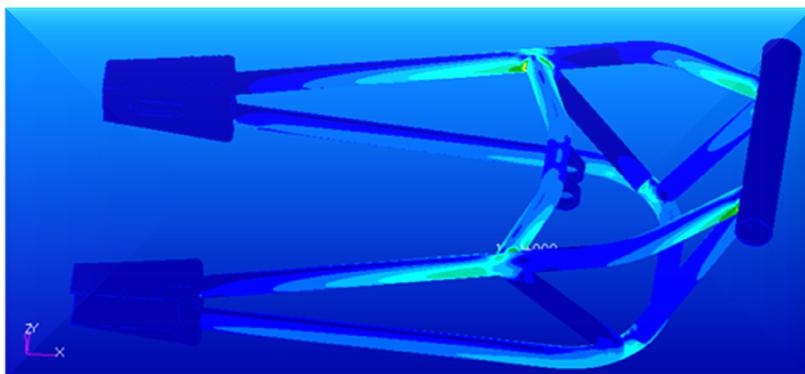


Figura 8-67 : Tensiones basculante ensayo 2

La tensión máxima que nos da es de 667 Mpa, y está situada en la unión de las orejeta del anclaje del rocker al basculante.

Observamos que la zona que sufre tensiones más altas es la de la unión del refuerzo principal con el eje del basculante. Vamos a verlo más detallado:

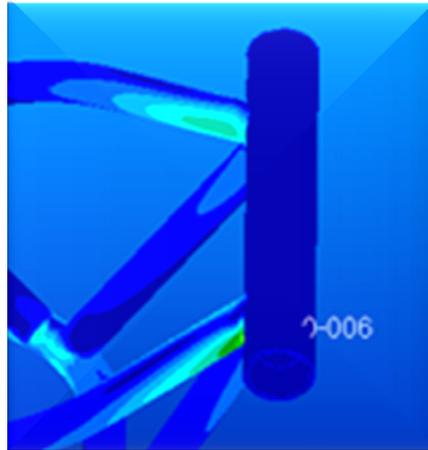


Figura 8-68 : Detalle de concentración de tensiones

De nuevo la zona de soldadura va a ser clave, ya que tiene que soportar la tensión máxima que se produce de 469 MPa.

8.2.3 Elección del acero

Tras comparar un acero convencional de construcción como es el 355 con varios tipos de aceros llamados de “alta resistencia” en el apartado anterior de “cálculo y dimensionamiento del bastidor”. Finalmente se ha optado por el siguiente acero:

Reynolds 631

Se trata de un material que tiene muy buena disposición para ser trabajado en frío especialmente indicado para estructuras soldadas debido a su óptima soldabilidad mediante soldadura T.I.G. Apenas se produce distorsión y las tensiones internas que se dan por la soldadura son bastante escasas. Además la resistencia que se pierde debido al proceso de soldadura es casi insignificante

Las razones principales por las que, tras mucho meditar, se ha decidido utilizar tubos de este tipo de aleación son básicamente las siguientes:

- Este material puede trabajarse en frío (doblarse) con facilidad además de que el proceso de soldadura es relativamente sencillo y eficaz.
- La disponibilidad de diámetros y espesores que nos ofreció Reynolds fue totalmente satisfactoria ya que IMCA nos pedía un mínimo de 1 mm de espesor para poder llevar a cabo la soldadura y finalmente conseguimos material de un espesor de 1,2 mm.
- El precio del material y las condiciones de importación desde el Reino Unido eran relativamente buenas.
- Este tipo de aleación ha sido ampliamente empleada en fabricación de chasis de competición. Un ejemplo actual es la fabricación de la Bottpower para la moto 2 de la temporada 2010-2011, cuyo chasis tubular está fabricado con acero Reynolds 631.
- Por último y no menos importante, el límite elástico que se consigue con este material (Entre 800 y 1000 MPa) hace que la resistencia contra las fuertes acciones que se producen sobre el chasis puedan ser correctamente absorbidas por la estructura sin necesidad de utilizar tubos de gran diámetro y espesor.

En este caso, para la fabricación del basculante, hemos podido comprobar que las tensiones máximas producidas no superan los 800 MPa, siempre con las fuerzas aplicadas mayoradas por 1.5. Por tanto, se puede concluir que se utilizará para la fabricación del basculante el mismo acero que se ha decidido utilizar para la fabricación del chasis: El acero Reynolds 631.

En cuanto al dimensionamiento de los espesores y diámetros de los tubos ocurre lo mismo. Los seleccionados para el chasis son suficientes para el basculante. Por lo tanto, se fabricará tanto el chasis, como el basculante, con el mismo tipo de acero, y los mismos diámetros y espesores.

8.3 Diseño, Cálculo y Dimensionamiento de los componentes de la suspensión trasera en detalle

8.3.1 Links

Son los elementos de la suspensión trasera que unen el bastidor con el rocker. Al igual que el rocker, son elementos clave en el comportamiento de la suspensión trasera.

Inicialmente, se realiza un diseño preliminar que cumpla las condiciones de nuestra aplicación como la distancia entre centros, diámetros los agujeros por los cuales pasarán los ejes, espacio sin que interfiera con otras piezas, etc.

De esta manera, partiendo de una geometría básica:

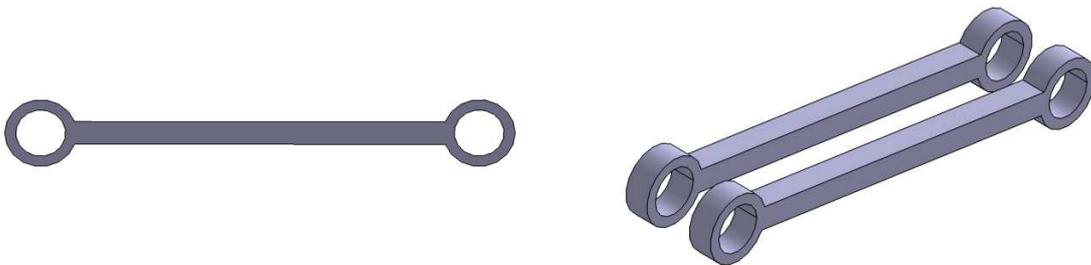


Figura 8-69 : Geometría inicial links

Diseñamos la geometría que mejor se adecua a nuestra aplicación:

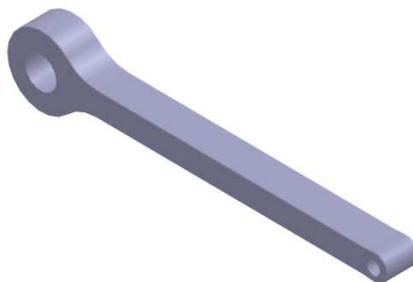


Figura 8-70 : Nueva geometría diseñada

Cálculo a tracción

Llegados a este punto se debe comprobar si la geometría elegida aguanta los esfuerzos que se producen en los links. Para ello, se simulan los esfuerzos que sufre el componente de forma analítica y mediante elementos finitos y se comprueba que los resultados sean coherentes unos con otros.

Para realizar el **cálculo a tracción de forma analítica**, el primer paso es localizar la mínima sección transversal, la que limita las dimensiones de la pieza, para así conocer el lugar en el cual se concentran las mayores tensiones. Existen tres opciones posibles:

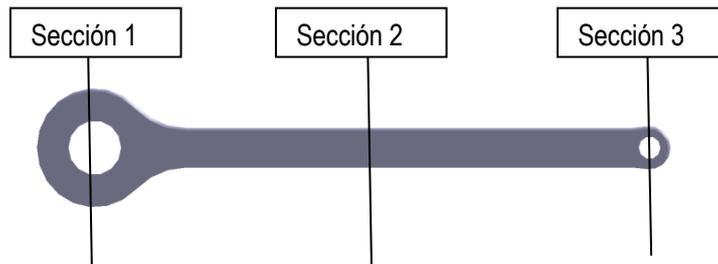


Figura 8-71 : Secciones del link

Sección 1

$$A = (D - d) * e = 168 \text{ mm}^2$$

Sección 2

$$A = l * e = 144 \text{ mm}^2$$

Sección 3

$$A = (D - d) * e = 124.8 \text{ mm}^2$$

Según se ha diseñado la pieza, la mínima sección resulta ser la sección 3 = 124 mm².

La fuerza máxima que deberá soportar a tracción es la obtenida en el análisis realizado anteriormente en el apartado de análisis de esfuerzos. Tiene un valor de 7225.4339 N. La mayoramos con el coeficiente de seguridad 1.5. En este caso la fuerzas máximas sobre los links se producen bajo la hipótesis de aceleración máxima, por lo tanto se calculan bajo esa hipótesis.

Se comprueba analíticamente si la pieza resiste a tracción mediante el siguiente cálculo:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} = \frac{\left(\frac{7225.4339 * 1.5}{2}\right)}{124.8} \text{ N/mm}^2 = 43.42 \text{ MPa}$$

Se observa que la pieza aguanta fácilmente, por lo que se disminuye su tamaño (sus secciones) hasta una sección mínima de 96 mm² con la cual se producen unas tensiones máximas de 56.44 MPa. El material escogido para su fabricación es Acero F-111, ya que es suficiente para asegurar el buen comportamiento de uno de los elementos claves de la moto como son los links, y disponemos de él. Este acero tiene un límite elástico no muy alto, de 340 N/mm² (340 MPa), con lo cual queda un margen más que suficiente.

Los cálculos son verificados mediante elementos finitos:

Para ello primero se realiza el mallado:

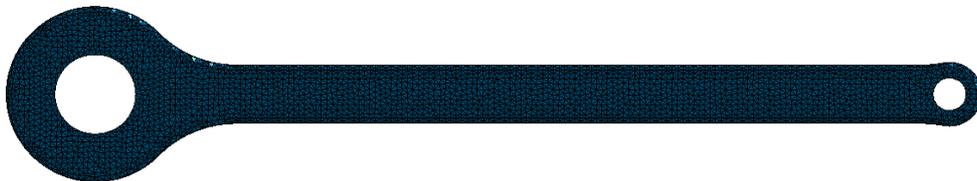


Figura 8-72 : Link mallado

Mallado en detalle:

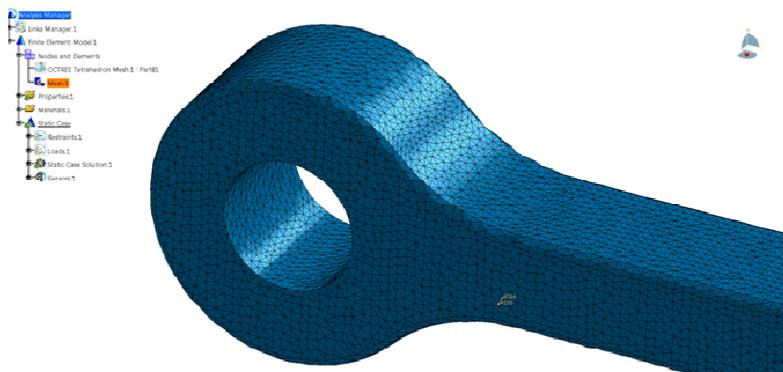


Figura 8-73 :Mallado en detalle

Se caracterizan los elementos de la malla con las propiedades de nuestro material: Acero F111. Como cargas y condiciones de contorno se simula el anclaje del link con el rocker mediante un empotramiento y, se aplica la fuerza de tracción sobre la cara interior del alojamiento del eje del extremo contrario:



Figura 8-74 : Link sometido a tracción



Figura 8-75 : Cargas y CC sobre el link

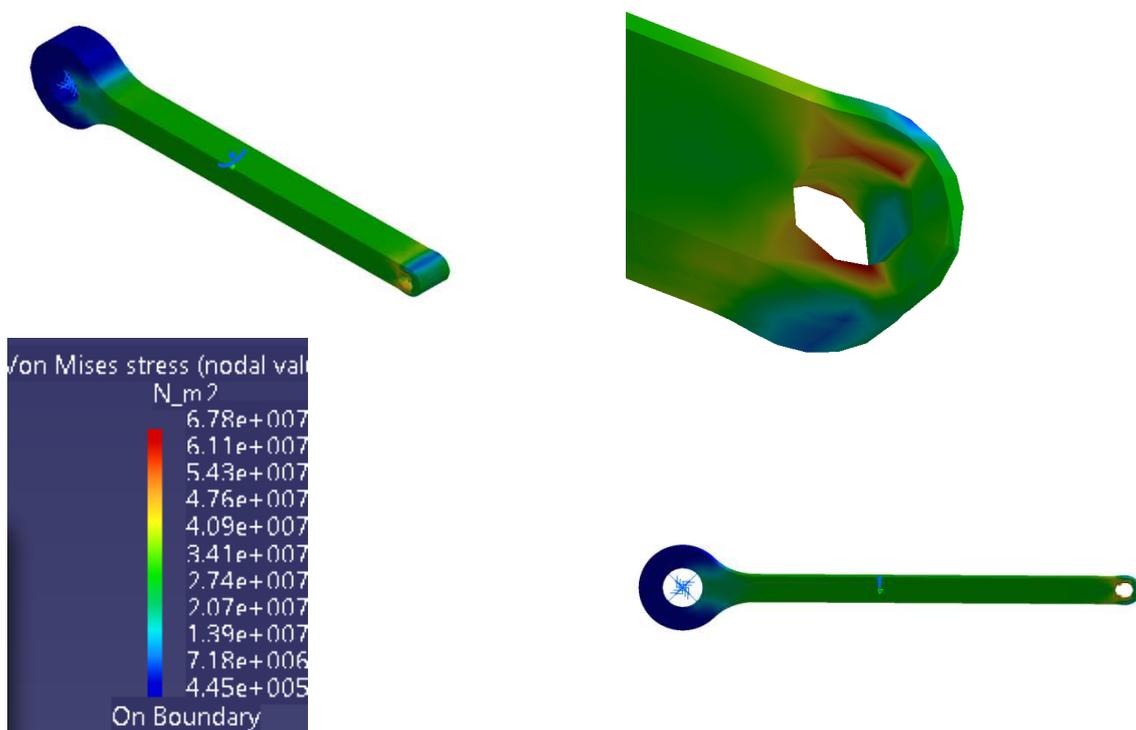


Figura 8-76 : Distribución de tensiones en el link

Como resultados se obtienen unas tensiones máximas de 67.8 MPa, que se concentran, como es lógico, sobre la sección de menor espesor.

Si se aplican las condiciones de contorno al revés, es decir, se simula el anclaje del link con el chasis mediante un empotramiento y, se aplica la fuerza de tracción sobre la cara interior del alojamiento del eje del extremo contrario:



Figura 8-77 : Cargas y CC en el link

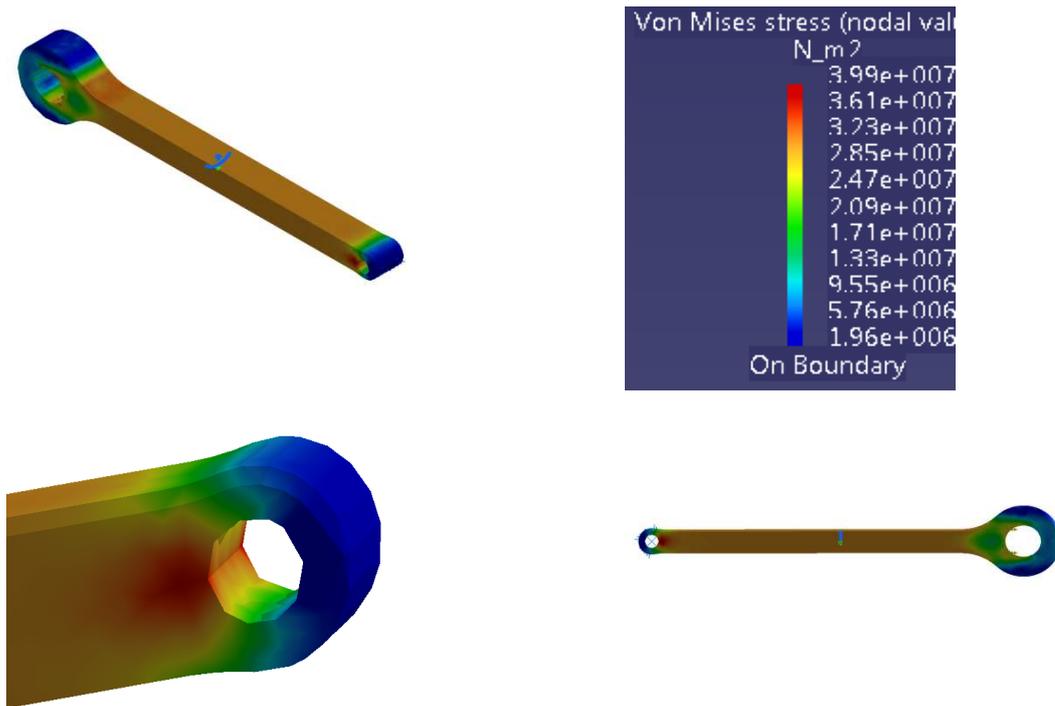


Figura 8-78 : Distribución de tensiones en el link

Como resultados se obtienen unas tensiones máximas de 39.9 MPa, que se concentran, al igual que en el caso anterior, sobre la sección de menor espesor.

Conclusión:

Las fuerzas máximas calculadas analíticamente concuerdan perfectamente con las calculadas mediante elementos finitos.

Por ello se puede concluir que el diseño es correcto, la pieza aguantará bien a tracción las fuerzas a las que será sometida, incluso todavía es posible disminuir algo más el tamaño de la pieza (sus secciones transversales) en caso de que fuera beneficioso. Esto se comprobará cuando se mida el peso aproximado de la moto una vez diseñados todos sus componentes.

Antes de dar por finalizado el diseño de cada pieza, se introduce en la maqueta y se comprueba que no haya interferencias espaciales con ningún otro elemento / componente de la moto. Además se comprobará que cumpla las restricciones impuestas por el reglamento técnico de la competición.

Tras este estudio, el diseño de los links queda validado.

Diseño final (En el anexo 3 se puede ver el diseño en los planos con mayor detalle):



Figura 8-79 : Geometría final de los links

8.3.2 Rocker

Es el componente de la suspensión trasera que une los links, el amortiguador y el basculante. Al igual que los links, es un elemento clave en el comportamiento de la suspensión trasera.

Inicialmente, se realiza un diseño preliminar que cumpla las condiciones de nuestra aplicación como la distancia entre centros, diámetros los agujeros por los cuales pasarán los rodamientos situados sobre los ejes, espacio disponible para que no interfiera con otras piezas, etc.

De esta manera, partiendo de una geometría básica:

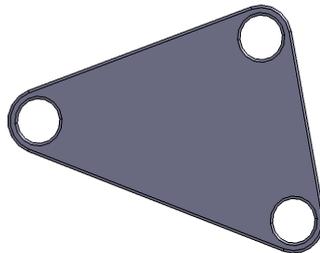


Figura 8-80 : Geometría de partida del rocker

Esta vez se realiza el **cálculo y dimensionamiento mediante el método de los elementos finitos**, dado que sería bastante costoso y complicado tratar de resolverlo a mano.

Para fabricar el rocker se estudian dos posibilidades iniciales: Fabricarlo en Aluminio ó en acero.

El material preferido y escogido en primer lugar para el análisis del rocker es Aluminio.

Cálculo en Aluminio

En el análisis se caracteriza el material con las propiedades de un aluminio normal, básico, que son las siguientes:

Módulo elástico	70 GPa
Módulo de Poisson	0.33
Densidad	2.700 kg/m ³

Se sabe que el límite elástico de los distintos tipos de Aluminio está comprendido entre 160 y 200 MPa, excepto algunas aleaciones especiales que pueden tener límites mayores, a las cuales tendríamos un difícil acceso (en términos de costes y disponibilidades).

Las fuerzas aplicadas son las obtenidas en el análisis realizado anteriormente en el apartado "7.Análisis de esfuerzos", mayoradas con el coeficiente de seguridad 1.5. Se aplican en las direcciones y sentidos mostrados en la siguiente figura, según los ángulos de referencia definidos anteriormente (en el apartado "7.Análisis de esfuerzos") :

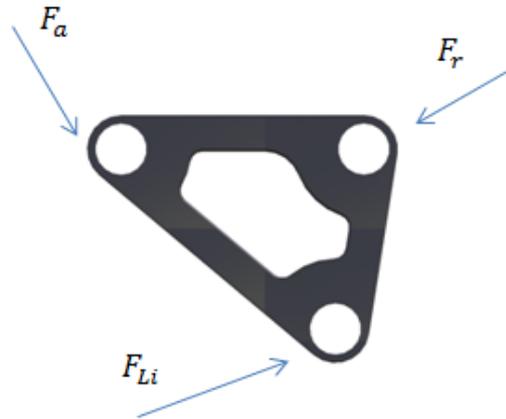


Figura 8-81 : Fuerzas soportadas por el rocker.

Se realiza el mallado del sólido.

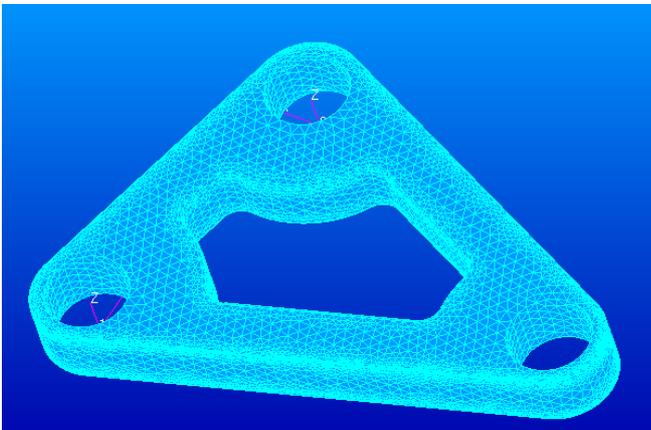


Figura 8-82 : Rocker mallado

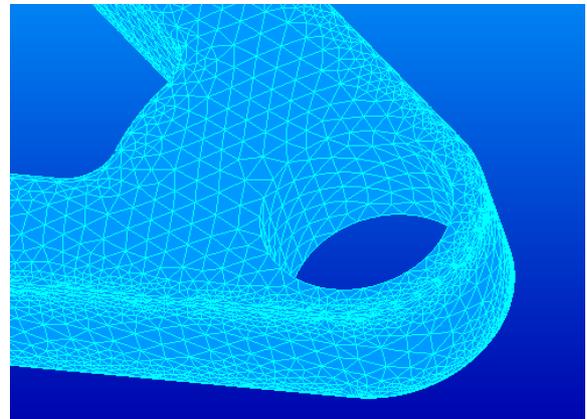


Figura 8-83 : Detalle de mallado

Se define el material. Se asignan las propiedades del material a los elementos asociados al sólido. Se plantean las solicitaciones y condiciones de contorno diferenciando tres casos, definiendo como nulos los desplazamientos y rotaciones de uno de los anclajes, y aplicando las fuerzas correspondientes en los otros dos anclajes.

Analizamos cada caso por separado:

Caso 1:

Desplazamientos y rotaciones nulos en el anclaje rocker-basculante, se aplican Flink y Famortiguador.

Caso 2:

Desplazamientos y rotaciones nulos en el anclaje rocker-links, se aplican Frocker y Famortiguador.

Caso 3:

Desplazamientos y rotaciones nulos en el anclaje rocker-amortiguador, se aplican Flink y Frocker.

Los resultados de los tres casos son muy similares en cuanto a las tensiones máximas producidas, aunque las mayores tensiones se producen en el tercer caso como se puede observar en la siguiente figura llegan a tomar valores de 261 MPa.

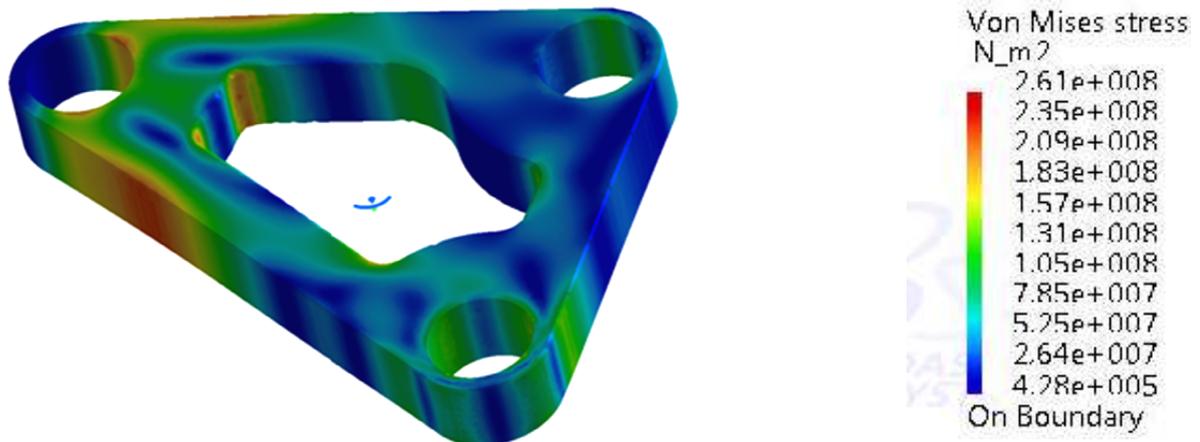


Figura 8-84 : Distribución de tensiones obtenida

Cálculos en Acero

Se realizan los mismos análisis mediante el mismo procedimiento, simplemente se cambian las propiedades del material. Ahora se sustituyen por las del acero.

Módulo elástico	210000MPa
Módulo de Poisson	0.27
Densidad	7.850 kg/m

(Fotos)

Hacemos vaciados para disminuir su peso, estudiando donde quitar material para que la rigidez de la pieza no disminuya. Los resultados son muy similares al caso anterior.

Conclusiones:

Tras este estudio, el diseño del rocker queda validado en acero puesto que el límite elástico del aluminio y sus aleaciones se encuentran entre 160-200 Mpa y no es suficiente para soportar las tensiones producidas en el rocker tras la aplicación de las cargas correspondientes. En cambio, casi todos los aceros poseen límites elásticos mayores a los 300 MPa.

Diseño final (En el anexo 3 se puede ver el diseño en los planos con mayor detalle):



Figura 8-85 : Geometría definitiva

Figura 8-86 : Geometría definitiva

9 DISEÑO Y CÁLCULO EN DETALLE DE EJES Y ANCLAJES

Una vez llegados a este punto se va a realizar un análisis en detalle de cada parte interesante a la que hay que prestar especial cuidado del bastidor, basculante, suspensión trasera y los anclajes presentes entre ellos. Para ello primero se comentarán las soluciones adoptadas frente al diseño conceptual. Cabe observar que en todo momento se ha tratado de conseguir un diseño ajustado de cada anclaje, para aligerar la moto al máximo, manteniendo siempre la rigidez necesaria para soportar las fuerzas mayoradas calculadas en apartados anteriores. Se ha puesto especial énfasis en no sobredimensionar ningún componente, y en facilitar la fabricación y montaje/desmontaje para el mantenimiento de la motocicleta.

9.1 Anclaje del chasis con la suspensión delantera - Pipa de dirección

El chasis se une con la suspensión delantera a través de los semiejes que pasan por la cara interior de los rodamientos presentes en la pipa de la dirección, los cuales a su vez se unen a dos tijas (una en la parte superior y otra en la inferior). Dichas tijas van sujetas a las dos botellas de la horquilla de la suspensión delantera. Para evitar su movimiento axial se sujeta todo el conjunto mediante tuercas. Los rodamientos calculados para soportar las fuerzas resultantes en este anclaje son cuatro rodamientos cónicos de rodillos FAG 30-206. Dada la configuración geométrica en la que han sido colocados, estos rodamientos son capaces de soportar fuerzas tanto axiales como radiales, y momentos flectores. Han sido montados dos a dos y sujetos axialmente mediante dos tapones roscados.

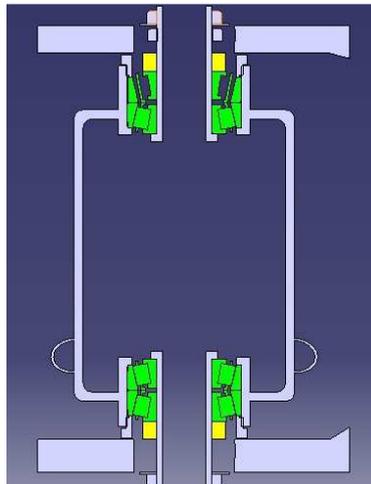


Figura 9-1 : Sección del anclaje chasis- suspensión delantera en la cual podemos observar la configuración en la que ha sido montado el sistema de rodamientos.

Tras realizar un pequeño estudio sobre las diferentes soluciones propuestas en el diseño conceptual se decidió utilizar el siguiente diseño de pipa.



Figura 9-2 : Pipa de dirección.

Finalmente, y tras largas deliberaciones se decidió arriesgar innovando al realizar la pipa de la dirección hueca. Esta decisión fue ligada a la decisión de si realizar la moto con airbox o sin él. Este diseño permite ganar espacio para que el aire entre al airbox horizontal y directamente, por lo que disminuyen las turbulencias presentes en las curvas y cambios de sección, aumentando en gran medida la eficiencia y el rendimiento del motor.

Consiste en un simple perfil hueco de acero rectangular a cuyos laterales exteriores se sueldan las diferentes barras de la estructura triangulada. Tanto en su superficie superior, como en la inferior se realizan dos agujeros en los cuales se sueldan posteriormente los alojamientos de los rodamientos. La cara interior de los alojamientos se mecaniza para introducir los rodamientos con las tolerancias adecuadas. Sobre la pista interior de los rodamientos se sitúan los dos semiejes de la dirección.

La elección de esta solución se debe principalmente a mejorar la eficiencia del motor mediante el airbox, puesto que se pueden ganar hasta tres caballos en la potencia del motor mediante esta configuración. Otro punto a tener en cuenta es el ser innovadores y originales en el diseño, ya que no hay muchas motos en el mercado que lleven la pipa de la dirección hueca. También se ha valorado su facilidad de fabricación y la alta rigidez que proporciona un perfil de esas características. Las demás soluciones comprometían en gran medida los beneficios que presenta la entrada directa del aire al airbox.

La pipa de la dirección ha sido analizada individualmente mediante elementos finitos para comprobar que las tensiones máximas producidas tras aplicar las cargas no superan el límite elástico del acero con el cual ha sido fabricada y con ello poder dimensionar el espesor de su perfil.

9.2 Anclaje basculante al chasis

Se ha optado por utilizar dos pletinas con casquillos intermedios del espesor suficiente calculado. Ambas pletinas van soldadas en la cara exterior de los tubos del final del chasis. A su vez, los casquillos van soldados a la cara interior de las pletinas y a los tubos del chasis. Una vez soldada cada pieza se mecanizan los agujeros por los cuales atraviesa el eje del anclaje que une el chasis con el basculante con las tolerancias adecuadas. En estos agujeros van alojados dos rodamientos de agujas combinados con bolas de contacto angular FAG NKIA 5903. Estos rodamientos son específicos para soportar sobre todo esfuerzos radiales, aunque también soportan los esfuerzos axiales producidos a causa de la torsión. Esta solución nos aporta gran ligereza, manteniendo la rigidez necesaria para soportar las fuerzas presentes en el anclaje. Se puede observar que esta solución, aporta mayor rigidez al anclaje en las zonas en las cuales las cargas son elevadas, que son las zonas en las cuales hemos colocado los casquillos, por lo que se puede decir que hemos tratado de optimizar el diseño aportando mayor rigidez a los sitios en los cuales se sufre mayor concentración de tensiones. Cabe destacar la sencilla fabricación de este anclaje y su gran ligereza.



Figura 9-3 : Anclaje chasis-basculante.

Como se puede observar en la figura, este anclaje proporciona gran flexibilidad a la hora de colocar tanto el eje del motor, como el del basculante en la posición adecuada. Eso sí, una vez fijada la posición de ambos ejes, podremos variar la geometría y el comportamiento de la motocicleta mediante el anclaje del amortiguador trasero.

A tener en cuenta que se ha decidido utilizar dos ejes diferentes para anclar motor y basculante. Se utilizará un eje secundario que permita situar el motor de la forma que interese para poder ensamblar todos los elementos y así jugar con el centro de gravedad.



Figura 8.4-Anclaje del basculante

Eje del basculante

Ha sido calculado analíticamente, y también mediante el método de los elementos finitos para comprobar que los resultados sean coherentes. En el cálculo analítico se ha considerado el eje trabajando principalmente a cortadura, aunque también se han considerado los casos en los cuales podría trabajar algo a flexión. Con los resultados de estos cálculos hemos dimensionado los diámetros de este eje y de todos los demás presentes en la moto. Los resultados pueden observarse en el anexo 6.

9.3 Anclajes del motor al chasis

De los cuatro anclajes posibles que trae el motor de serie, decidimos utilizar dos. Pero no dos anclajes cualquiera, sino los que nos aportan mayor robustez al conjunto.

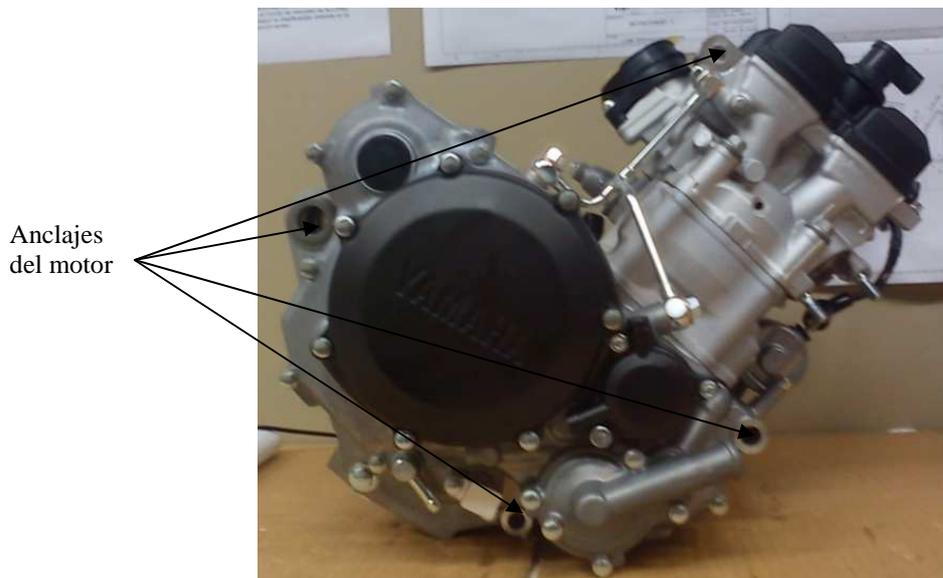


Figura 8.1-Posibles anclajes del motor de serie.

El primer anclaje seleccionado, se realiza con la misma configuración que el anclaje del chasis al basculante, simplemente colocando otro eje en paralelo al del basculante. Se añaden dos casquillos soldados sobre las caras interiores de las pletinas nombradas anteriormente. Aunque al anclar el motor

“Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis, basculante y sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

en el mismo sitio que el basculante añadimos esfuerzos a esa zona, el aumento de la rigidez aportada mediante los nuevos casquillos, compensa este efecto totalmente.



Figura 8.1-Primer anclaje motor-chasis

Eje del motor

Ha sido calculado analíticamente, y también mediante el método de los elementos finitos para comprobar que los resultados sean coherentes. En el cálculo analítico se ha considerado el eje trabajando principalmente a cortadura, aunque también se han considerado los casos en los cuales podría trabajar algo a flexión. Los resultados pueden observarse en el Anexo 6.

Entre las múltiples opciones, se decide no utilizar jaula para sujetar el motor, se utilizan unos tirantes en su lugar. La principal razón es que la jaula no aporta rigidez al conjunto y aumenta el peso. Además según los ensayos realizados los tirantes son suficientes para soportar las tensiones debidas al peso y a los momentos de reacción producidos en el motor.

Algo básico a tener en cuenta en el diseño de los tirantes ha sido no colocarlos en la misma dirección que el recorrido del pistón del motor, para disminuir vibraciones. Así no se transmiten los esfuerzos del motor longitudinalmente sobre los tirantes y evitamos que los tornillos se aflojen. Si estuvieran en la misma dirección que el cilindro del motor, se podrían acoplar sus frecuencias de vibración, e incluso podrían entrar en resonancia, pudiendo llegar a provocar nefastos resultados (fisuras e incluso roturas).



Figura 8.5-Segundo anclaje motor-chasis: Tirantes.

Al diseñar este componente se ha buscado sencillez en su fabricación y ligereza, siendo capaz de soportar las tensiones producidas por las reacciones en el motor. También se ha tenido en cuenta la parte estética, se ha tratado de seguir la línea de diseño del chasis.

Por tanto, el motor queda anclado en el chasis según la siguiente figura:



Figura 8.6-Motor anclado sobre el chasis.

9.4 Anclaje de los links al chasis (tirantes del amortiguador)

La parte inferior trasera del chasis está constituida por un perfil cuadrado hueco de acero, llamado coloquialmente "cuadradillo", al cual van soldados los finales de los tubos principales del chasis.

Se ha utilizado este "cuadradillo" para realizar el anclaje de los links al chasis. Se han utilizado dos tirantes (links) en lugar de uno, ya que las tensiones que se producen son elevadas, y de esta forma son menores al distribuirse entre ambos. Hemos soldado dos orejetas en la dirección de aplicación de las fuerzas, para que estas trabajen a tracción-compresión, y las hemos calculado para dimensionarlas. Además se ha colocado un perno para unir el conjunto, con dos tuercas autoblocantes, y arandelas separadoras intermedias de teflón para minimizar el desplazamiento axial del conjunto.



Figura 8.8-Anclaje de los tirantes del amortiguador.

Eje de los links al chasis

Ha sido calculado analíticamente, y también mediante el método de los elementos finitos para comprobar que los resultados sean coherentes. En el cálculo analítico se ha considerado el eje trabajando principalmente a cortadura, aunque también se han considerado los casos en los cuales podría trabajar algo a flexión. Los resultados pueden observarse en el Anexo 6.

9.5 Anclaje del amortiguador al chasis

Hemos tenido que realizar algunas modificaciones en la unión de las barras con dicho anclaje debido a las cargas a las que está sometido. Tras la realización de los ensayos mediante elementos finitos el diseño quedó de la siguiente manera:

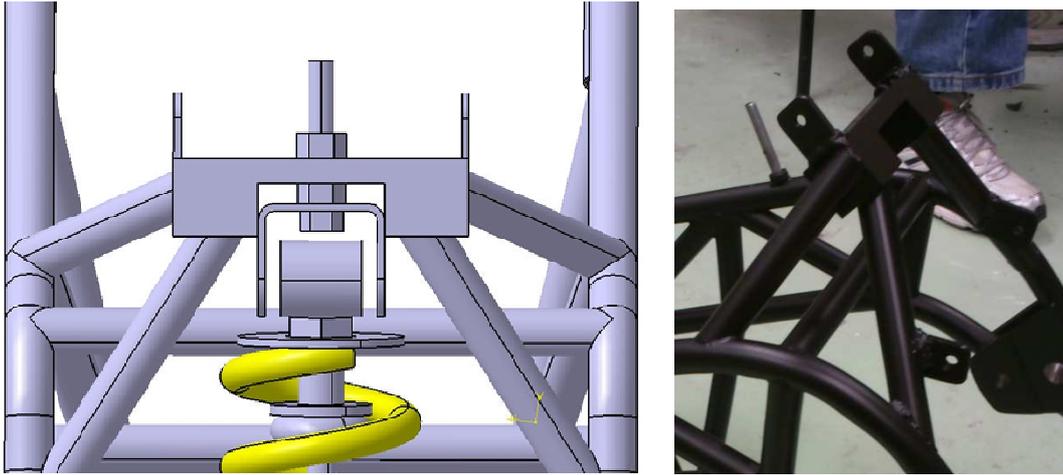


Figura 8.9-Anclaje del amortiguador al chasis

Este anclaje está diseñado para poder introducir un mecanismo que nos permita variar la altura a la que se sitúa el amortiguador. Así podemos realizar modificaciones en circuito de manera sencilla y rápida variando la geometría de la motocicleta. El mecanismo es el siguiente.



Figura 8.10-Mecanismo de anclaje del amortiguador trasero.

9.6 Anclaje del basculante al eje de la rueda trasera

Ambos extremos del basculante están formados por dos piezas mecanizadas que permiten el ajuste en dirección longitudinal del anclaje mediante dos colisos. El eje de la rueda trasera atraviesa los colisos, los casquillos distanciadores, las arandelas y queda fijado axialmente mediante tornillos y tuercas autoblocantes



Figura 8.9-Anclaje del basculante al eje de la rueda trasera.

Eje de la rueda trasera

Ha sido calculado analíticamente, y también mediante el método de los elementos finitos para comprobar que los resultados sean coherentes. En el cálculo analítico se ha considerado el eje trabajando principalmente a cortadura, aunque también se han considerado los casos en los cuales podría trabajar algo a flexión. Los resultados pueden observarse en el Anexo 6.

9.7 Anclajes del rocker

El rocker interactúa con tres elementos: los links, el amortiguador y el basculante. Se encuentra unido a estos tres elementos mediante tres anclajes similares. Estos anclajes consisten en tres ejes alojados en tres rodamientos contenidos uno en cada extremo del rocker. Estos rodamientos FAG HK1516 2RSR sellados de agujas soportan esfuerzos radiales.

Ejes rocker

Han sido calculados analíticamente, y también mediante el método de los elementos finitos para comprobar que los resultados sean coherentes. En el cálculo analítico se ha considerado los ejes trabajando principalmente a cortadura, aunque también se ha considerado los casos en los cuales podrían trabajar algo a flexión. Los resultados pueden observarse en el Anexo 6.

Eje links-rocker
Eje amortiguador-rocker
Eje basculante-rocker

9.8 Anclajes auxiliares

Los anclajes auxiliares de elementos de poco peso se han soldado sobre el chasis fabricado una vez se encuentren diseñados y fabricados.

El **anclaje de las estriberas** se realizará sobre una pieza intermedia de aluminio mecanizado que sirve como elemento de unión entre el chasis y las estriberas. En las siguientes figuras podemos ver su diseño, así como el anclaje de estas sobre el chasis y sobre las estriberas.

“Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis, basculante y sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



Figura 8.11-Pieza intermedia.

Cabe destacar que el logotipo de nuestro equipo ha sido marcado mediante láser en dichas piezas intermedias.



Figura 8.11-Anclajes de las estriberas.

El **anclaje del subchasis** se realiza mediante cuatro orejetas soldadas al chasis. Se une mediante tornillos M6 y tuercas autoblocantes. La posición del subchasis sobre el chasis queda definida según la altura y posición del asiento y del colín. Sobre el subchasis se realiza un escalón para que la altura del colín pueda ser regulable.



Figura 8.11-Anclajes subchasis.

El **anclaje del escape** se realiza mediante una pletina soldada al chasis y atornillada al escape.

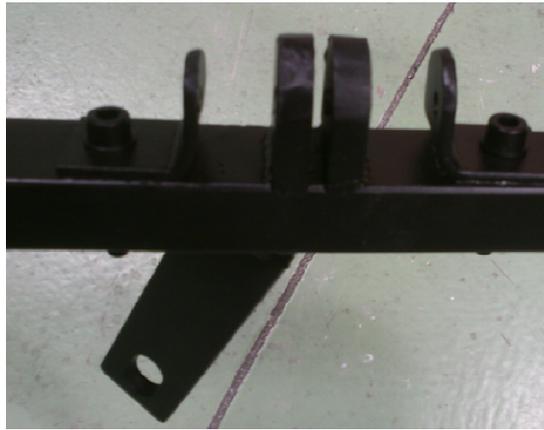


Figura 8.11-Anclaje escape.

El **anclaje del radiador** se realiza mediante una chapa plegada en forma de "ele", soldada y atornillada al chasis. Se ha evitado que este anclaje sea rígido, colocando gomas intermedias además de bridas y abrazaderas, que absorban las vibraciones permitiendo también cierto movimiento del componente durante la carrera.

10 PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

10.1 Planos de fabricación

Los planos de fabricación de los grandes componentes (bastidor y basculante), se generan a partir de la maqueta CATIA, una vez dimensionado cada componente tras verificarse sus tensiones mecánicas e interferencias, tal y como se ha descrito anteriormente. En los planos se implementan los ajustes y tolerancias necesarios para una correcta alineación y paralelismo de los ejes principales de la motocicleta: eje de dirección, eje rueda trasera, eje rueda delantera, eje basculante y ejes de anclajes del motor. Ver planos en el anexo 3.

10.2 Proceso de fabricación

A la hora de que nuestro bastidor sea fabricado, se debe tener especial cuidado en una serie de aspectos que resultan imprescindibles para que la moto se comporte posteriormente tal y como se desea. Los aspectos más importantes se detallan a continuación:

- Asegurar que los cortes mediante láser de los tubos sean correctos.
- Asegurar que los vaciados de las pletinas sean correctos.
- No mecanizar ejes antes del proceso de soldadura. Durante el proceso de soldadura se crean tensiones residuales que tienden a deformar el material.
- Asegurar que el doblado de los tubos sea simétrico y sin crear deformaciones en ellos.
- Mecanizado correcto de las pletinas y el anclaje del amortiguador en dimensiones y forma (no dejar aristas vivas que sean puntos de concentración de tensiones).
- Diseño óptimo del utillaje necesario para la soldadura, tanto del chasis como del basculante.
- Se ha de elegir la secuencia de soldadura óptima.
- Correcta elección de las varillas de aportación para la soldadura tanto del material de los tubos de acero Reynolds 631, como el material para soldar los tubos con las pletinas y pipa en acero St52.
- Simetría perfecta en la estructura tubular del bastidor durante la soldadura (utillaje + secuencia de soldadura+ previsión de la distorsión producida).
- Contar con un centro de mecanizado lo suficientemente voluminoso y preciso para poder mecanizar el chasis y basculante.
- Paralelismo entre las pletinas de ambos lados del chasis.

Secuencia y procedimiento seguidos en la fabricación del prototipo

1. Material base

La fabricación del prototipo comienza con el bastidor y el basculante. Una vez que el acero Reynolds 631 llega del suministrador en forma de tubos, se procede al marcaje de cada tubo con respecto a los planos de corte. El objetivo del marcaje es optimizar el aprovechamiento de los tubos y que de esta forma el sobrante sea de una longitud adecuada para los amarres de la máquina de corte por láser. De ese modo, en caso de error en el corte o cualquier otro problema, se podría aprovechar el tubo sobrante unificado.



Figura 10-1: Material base

“Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis, basculante y sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

También se han de conseguir bloques y perfiles de otros aceros de menor límite elástico (como el ST52, el F111 y el F115) para fabricar las pletinas, casquillos, orejetas, pipa de dirección y otras piezas necesarias para completar la fabricación del bastidor y del basculante.

Para el rocker y los links se utiliza acero con alto límite elástico.

2. Corte por láser

Después de esto, los tubos son enviados a **Láser Ebro** para que sean cortados mediante láser, enviándoles también los respectivos planos de corte de cada tubo individual. Una vez finalizado el proceso de corte, llega la comprobación de que los cortes hayan sido correctamente efectuados.



Figura 10-2 :Tubos cortados por láser

3. Premecanizados

Al mismo tiempo que los tubos van siendo cortados, se van premeconizando rocker, links, casquillos, exterior de orejetas, pletinas, alojamientos de los rodamientos de la dirección y del eje del basculante, etc.

4. Doblado o Curvado

El siguiente paso es el doblado de los tubos. Después de todos los pasos hay que asegurarse mediante una inspección visual y con elementos de medida como el calibre o el semicírculo graduado que el resultado del doblado sea el deseado.

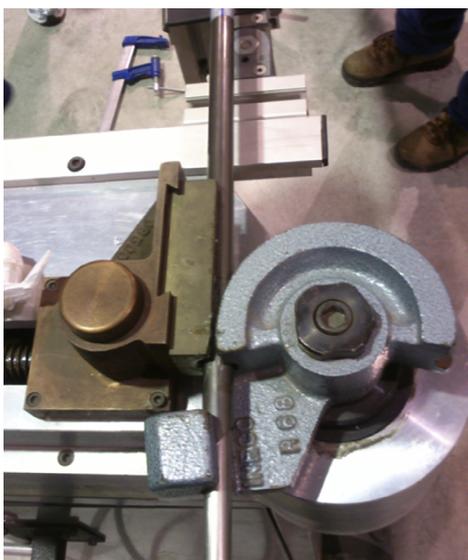


Figura 10-3: Doblado de tubos

5. Fabricación de Utillaje para soldadura

El diseño del utillaje ha sido muy sencillo. En una chapa de acero perforada, se han amarrado varillas roscadas con abrazaderas en sus extremos en las cuales se han ido sujetando los tubos correspondientes. Se ha decidido utilizar un plano a escala real impreso sobre la chapa del utillaje para no tener ningún imprevisto.

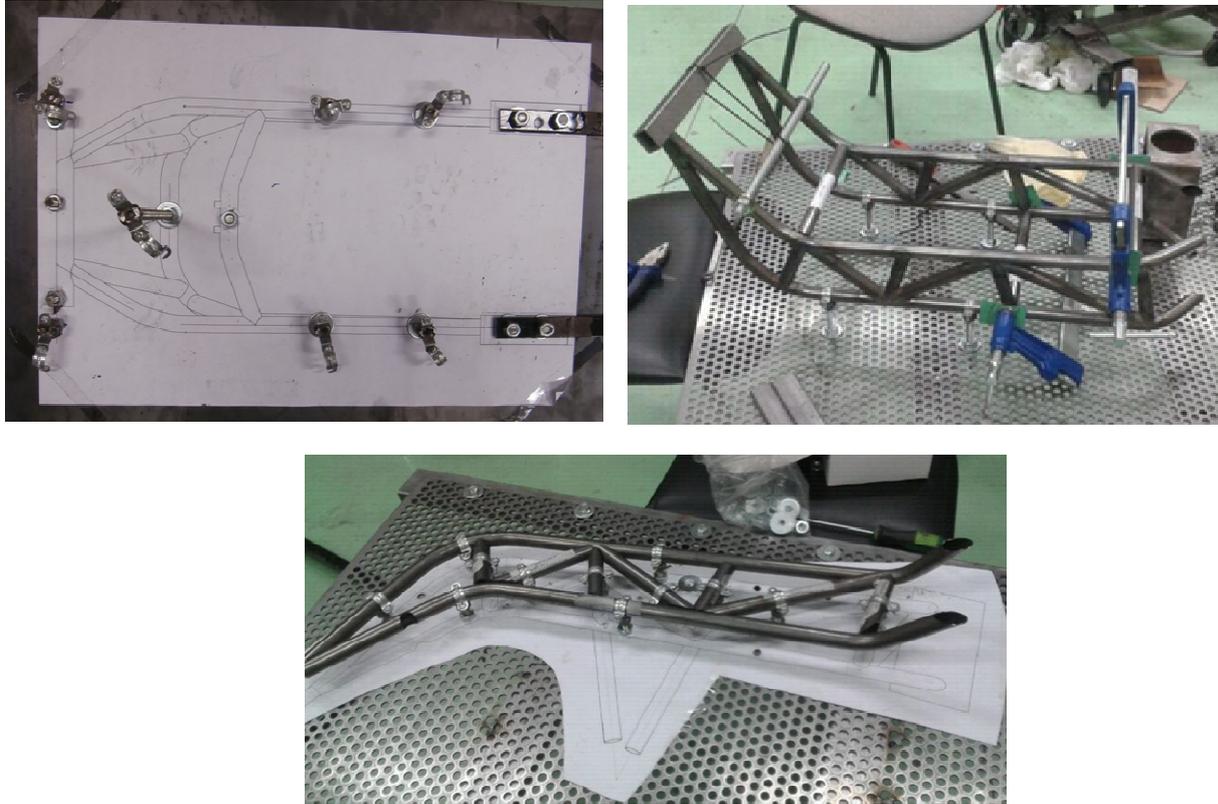


Figura 10-4 : Utillajes del chasis y basculante

6. Proceso de Soldadura

El siguiente paso es la soldadura. La **Fundación Elkarte** nos soldó los tubos, mediante el utillaje que fue fabricado en el taller de la universidad.

El chasis diseñado es simétrico, por lo que primero se trabaja sobre un lado, el izquierdo en concreto. Los tubos simétricos se designan con ' a diferencia de los originales, de manera que el Tubo A' es el simétrico del Tubo A (pero no son iguales al cortarlos, así que son necesarios planos de corte diferentes para cada lado).

Sin embargo, los tubos E' y F' no existen porque son iguales que el E y el F. Por eso de estos dos tubos son necesarias dos unidades iguales (una para cada lado).

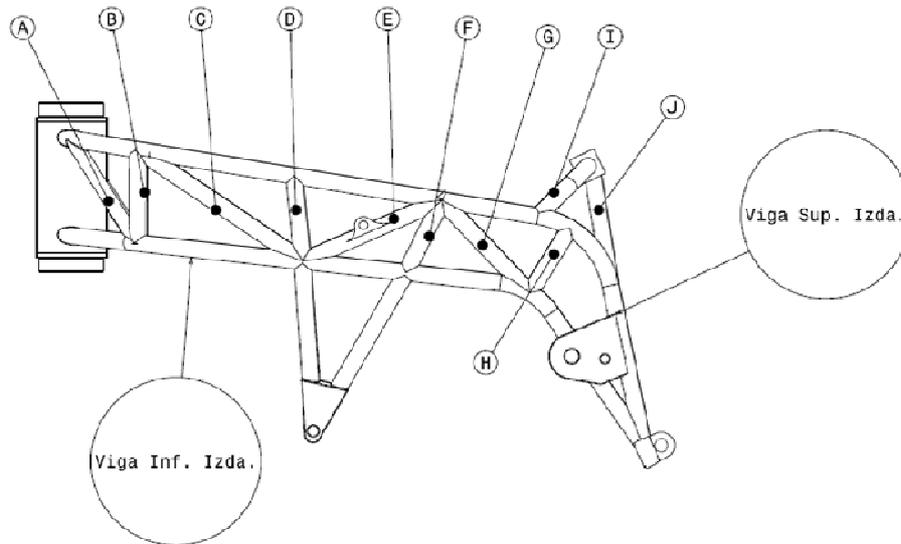


Figura 10-5 : Designación de cada tubo.

En la siguiente secuencia de imágenes se puede observar la secuencia de soldadura y el procedimiento llevado a cabo sobre el utillaje.

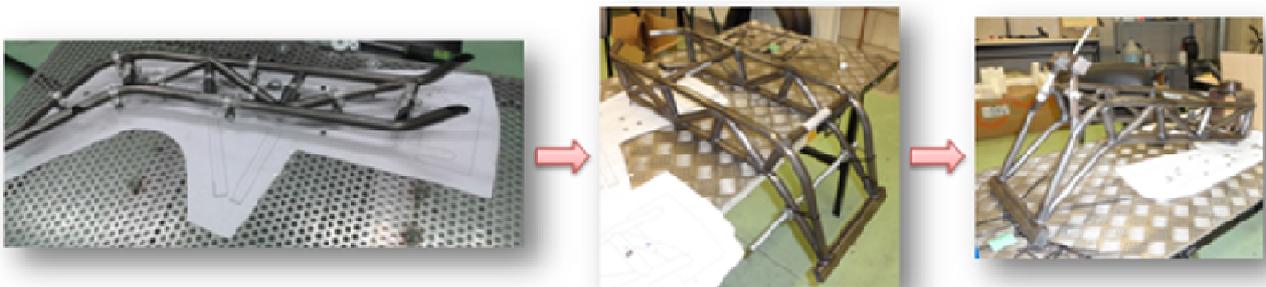


Figura 10-6 : Secuencia de soldadura

7. Tratamientos térmicos

El material utilizado posee muy buenas características por lo que no precisa de tratamientos posteriores para el alivio de tensiones, tal y como ha sido confirmado tras consultarlo con la empresa proveedora del material base.

8. Mecanizados de precisión

Hay que tener en cuenta que todos los agujeros de los ejes, como las chapas y pletinas para soportes han sido mecanizadas por un proceso de mecanizado de precisión posterior a la soldadura. Así nos aseguramos de que los todos agujeros estén bien posicionados y alineados con la precisión y tolerancias adecuadas. Evitamos que su posición haya sido modificada por las tensiones producidas durante el proceso de soldadura.



Figura 10-7 : Mecanizados de precisión en centro de mecanizado

9. Imprimación

Antes de llevar a cabo el proceso de pintado, se cubren los componentes con una capa de imprimación para evitar la posible oxidación posterior.

10. Pintura

Finalmente se lleva a cabo el proceso de pintura, con los materiales adecuados. En este caso utilizamos pintura de carrocería de automóviles.



Figura 10-8 : Bastidor final



Figura 10-9 : Basculante final

10.3 Montaje

En el proceso de montaje añadimos los rodamientos adecuados en el eje de la dirección, en el eje del basculante y en el rocker. También añadimos los ejes, con sus elementos de unión necesarios como son tornillos, tuercas autoblocantes, arandelas, casquillos distanciadores, etc.

En la siguiente figura podemos observar el montaje del conjunto formado por el bastidor, el basculante y la suspensión trasera, componentes presentes en este proyecto.



Figura 10-10 : Montaje suspensión trasera

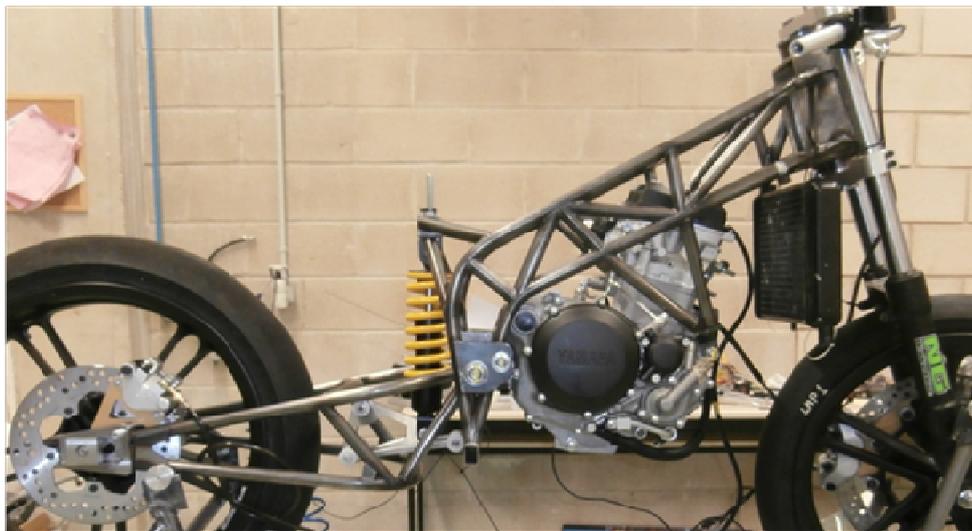


Figura 10-11 : Montaje de bastidor, basculante y suspensión trasera.

Y posteriormente, observamos el mismo conjunto ya integrado en la moto:

“Diseño, cálculo y dimensionamiento del chasis, basculante y sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



Figura 10-12 : Montaje completo de la moto

11 CONCLUSIONES

El objetivo general que se ha pretendido alcanzar con la realización de este proyecto, ha consistido en el diseño, cálculo estructural y dimensionamiento del chasis, basculante y suspensión trasera de una moto de competición de cuatro tiempos y 250 cc, el cual ha sido presentado completamente desarrollado para su posterior fabricación y participación en la competición de MotoStudent.

A lo largo del proyecto se han desarrollado los distintos pasos que han ido definiendo la geometría que nos ha dado el comportamiento buscado hasta llegar a los diseños definitivos. A través de cálculos analíticos y simulaciones se ha obtenido la geometría óptima para los distintos componentes desarrollados en este proyecto, siendo de particular relevancia el diseño y cálculo de chasis y basculante. De los resultados de estos cálculos se desprende que el dimensionamiento de las estructuras de cada uno de los componentes es correcto para las hipótesis de carga a las que se van a ver sometidas. Todas las tensiones se encuentran dentro de los límites elásticos admisibles para cada material.

Cabe destacar que los resultados obtenidos en este proyecto han quedado experimentalmente contrastados, ya que tras su fabricación la moto participo satisfactoriamente en la carrera en el Circuito de Alcañiz de la competición de Motostudent, superando todas las pruebas y verificaciones técnicas tanto estáticas como dinámicas recogidas en el Reglamento Técnico.

Otro punto imprescindible para el desarrollo del proyecto ha sido el estudio y perfeccionamiento del uso de los diferentes softwares utilizados para el desarrollo del proyecto, sin los cuales no hubiera sido posible su realización. Con ello, se ha conseguido el dominio personal de varios programas de diseño y análisis mediante elementos finitos, como son CYPE, CATIA, y PATRAN / NASTRAN, los cuales probablemente, serán de gran utilidad en el futuro.

Como conclusión final, puede decirse que ha sido un proyecto altamente exigente, sobretudo en cuestión de conocimientos técnicos y esfuerzo realizado para llevarlo a cabo. Pero todo esto ha sido gratamente compensado con los resultados finales obtenidos. Partir de una hoja en blanco, y conseguir fabricar una moto viable para la competición, ha sido un grandísimo reto conseguido para mí así como para todos los demás integrantes del equipo, ya que ha requerido un largo proceso de estudio y desarrollo.

Desde sus inicios hace tres semestres, ha sido un proyecto muy atractivo en el que se han aprendido cantidad conceptos, sobre todo de análisis, diseño y del mundo de las motocicletas, lo cual también ha supuesto un reto importante como proyecto de ingeniería.

Se trata de un proyecto tremendamente enriquecedor, que no acaba aquí, sino que pretende seguir optimizando la motocicleta para que quizás en un futuro próximo forme parte de otras competiciones.

12 TRABAJOS FUTUROS

A pesar del efecto positivo que el diseño del chasis y basculante han tenido sobre el comportamiento de la motocicleta, cabe mencionar que existen ciertos posibles puntos de mejora y optimización, como son:

- Optimizar la pipa de dirección. El perfil de la pipa de dirección está algo sobredimensionado. Se utilizó por cuestiones de disponibilidad de material y recursos económicos. Puede quitarse material de ambas paredes laterales y así minimizar su peso, no sin antes realizar un estudio tensional del mismo para saber los puntos específicos de su geometría en los cuales se puede disminuir espesores e incluso quitar material mediante agujeros.
- Rehacer el sistema de bieletas para que permitan mayor regulación en altura. De esta forma se podrá modificar la curva de progresividad del amortiguador según las necesidades presentes en cada situación.
- Estudiar si aporta beneficios la colocación de "silent blocks" en los anclajes del motor (si la absorción de vibraciones es significativa).
- Estudiar otras posibilidades para el anclaje superior del amortiguador.

13 BIBLIOGRAFÍA

- Foale, Tony. (2006). *Motocicletas: Comportamiento dinámico y diseño de chasis*.
- Cossalter, Vittore. (2007). *Motorcycle dynamics*.
- MotoStudent (2011-2012). *Reglamento Técnico*.
- Di Piazza, Simone. *Ducati chassis design: Simulation and experimental testing*.
- Díaz de Cerio, César y Sancho, José. *Ingeniería de motocicletas. Apuntes formativos*.
- Bradley, John. *The racing motorcycle: A technical guide for constructors*.
- Cocco, Gaetano. *Motorcycle design and technology handbook*.
- Paz, Arias. *Motocicletas*.
- Robinson, John. *Motocicletas Chasis*.
- Foale, Tony. *Sukinematics: Apuntes informativos del programa “Motorcycle kinematics”*.
- www.bottpower.com
- www.wikipedia.com
- www.google.com
- www.moto22.com
- www.catiav5.com

14 ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1: Logo oficial de la competición Motostudent	4 -
Figura 2-2: Fases de validación del prototipo	6 -
Figura 2-3: Puntos en juego en cada fase	7 -
Figura 2-4: Logo UPNARacing	8 -
Figura 3-1: Dimensiones mínimas requeridas (vista frontal)	9 -
Figura 3-2: Dimensiones mínimas requeridas (vista Lateral)	10 -
Figura 3-3: Dimensiones mínimas requeridas (vista Superior)	10 -
Figura 3-4 Motor	13 -
Figura 3-5 : Yamaha YZF R125 cc.	13 -
Figura 3-6 : Amortiguador SACHS	14 -
Figura 3-7 : YZF R125 cc	14 -
Figura 3-8 : Neumáticos Dunlop.	14 -
Figura 4-1 : Chasis tipo diamante, Haley Davidson 1903.	15 -
Figura 4-2 : Chasis de simple cuna, sucesor del chasis tipo diamante	15 -
Figura 4-3 : Chasis de doble cuna	16 -
Figura 4-4 : Chasis Cotton, triangulado tanto si se mira de lado como desde arriba.	16 -
Figura 4-5 : Chasis Francis-Barnett	16 -
Figura 4-6 : Chasis Scott	16 -
Figura 4-7 : Forma en que se incorporaba la suspensión trasera.	17 -
Figura 4-8 : Chasis Norton “Garden gate”	17 -
Figura 4-9 : Chasis Norton Featherbed	17 -
Figura 4-10 : Norton Manx	18 -
Figura 4-11: Chasis no suspendido para un ciclomotor	18 -
Figura 4-12 : NSU Max	19 -
Figura 4-13 : Chasis Ariel Leader	19 -
Figura 4-14 : Chasis de espina central con conexión directa entre el eje del basculante y la pipa. -	19 -
Figura 4-15 : Chasis doble viga.	20 -
Figura 4-16 : Chasis Vincent-HRD	20 -
Figura 4-17 : Bott 1000 morlaco Figura 4-18 : Ducati desmosedolini.	20 -
Figura 4-19 : Estructura de un chasis de doble viga	21 -
Figura 4-20 : Chasis de espina central	22 -
Figura 4-21: Honda NR500, chasis monocasco	22 -
Figura 4-22 : Chasis doble viga	23 -
Figura 4-23: Chasis tubular convencional	23 -
Figura 4-24 : Chasis multitubular triangulado	24 -
Figura 4-25 : Diseño de Nicolás Petit, motor estructural	24 -
Figura 4-26 : Mono brazo Ducati1098 Figura 4-27 : Doble brazo	25 -
Figura 4-28 Modelo de basculante	26 -
Figura 4-29: Ejemplos de basculantes	26 -
Figura 4-30 Modelo de basculante	27 -
Figura 4-31 : Resultados de la comparación por elementos finitos. Los valores de rigidez se muestran en función del mejor de cada caso. El dibujo de abajo a la derecha muestra los 3 tipos de desplazamiento que se consideran en el análisis, cuando sometemos al conjunto a una fuerza lateral (F) en el punto de contacto del neumático con la carretera.	27 -
Figura 5-1: Comportamiento del muelle	36 -
Figura 5-2 :Muelle de constante variable	36 -
Figura 5-3 : Precarga y carga estática	36 -
Figura 5-4: Variación de la constante entre la rueda y el amortiguador	37 -

Figura 5-5: Posibilidades de colocación del amortiguador.....	- 37 -
Figura 5-6 :Ejemplo de sistema de bieletas.	- 38 -
Figura 5-7: Constante de la rueda	- 38 -
Figura 5-8: Calculo de la relación de la constante de rueda	- 39 -
Figura 5-9: Tres posibles configuraciones standards, angled, y cantilever.....	- 40 -
Figura 5-10: Sistema básico de bieletas.....	- 41 -
Figura 5-11: Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante.....	- 41 -
Figura 5-12: Suspensión de bieletas con anclaje del balancín en el amortiguador	- 42 -
Figura 6-1 : Parámetros geométricos de la motocicleta	- 44 -
Figura 6-2 : Parámetros geométricos del sistema de suspensión trasera.	- 45 -
Figura 6-3 : Geometría básica de la motocicleta. Requisitos de entrada.	- 46 -
Figura 6-4 : Posicionamiento motor.	- 47 -
Figura 6-5 : Test de rigidez longitudinal.....	- 49 -
Figura 6-6 : Vista lateral del chasis, solicitaciones.....	- 49 -
Figura 6-7 : Deformación del chasis.	- 50 -
Figura 6-8 : Test de rigidez torsional.....	- 50 -
Figura 6-9 : Vista frontal del chasis, solicitaciones.	- 51 -
Figura 6-10 : Deformación del chasis.....	- 51 -
Figura 6-11 : Test de rigidez lateral.	- 52 -
Figura 6-12 : Vista frontal del chasis, condiciones de carga.	- 52 -
Figura 6-13 : Deformación del chasis.....	- 53 -
Figura 6-14 : Modelo 1.	- 53 -
Figura 6-15: Modelo 2.	- 54 -
Figura 6-16 : Modelo 3.	- 54 -
Figura 6-17 : Modelo 4.	- 54 -
Figura 6-18 : Modelo 5.	- 55 -
Figura 6-19 : Ejemplo gráfico de ensayo de rigidez lateral.	- 56 -
Figura 6-20 : Vista isométrica del basculante, condiciones de carga.....	- 56 -
Figura 6-21 : Deformación del basculante tras el test de rigidez lateral.	- 56 -
Figura 6-22 : Imagen del ensayo de rigidez torsional.....	- 57 -
Figura 6-23 : Vista isométrica del basculante, condiciones de carga.....	- 57 -
Figura 6-24 : Deformación del basculante tras el test de rigidez torsional.....	- 58 -
Figura 6-25 : Resultado Modelo1.	- 58 -
Figura 6-26 : Resultado Modelo2.	- 59 -
Figura 7-1: Esquema de fuerzas que actúan sobre la moto	61
Figura 7-2: Aplicación de fuerzas verticales en estado estacionario.....	62
Figura 7-3: Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera	63
Figura 7-4: Equilibrio en estado estacionario	64
Figura 7-5: Velocidad Vs RPM del cigüeñal.....	66
Figura 7-6: Curvas características del motor	67
Figura 7-7: Equilibrio de fuerzas en tracción.....	68
Figura 7-8: Equilibrio de fuerzas en tracción limitada por rodadura.....	69
Figura 7-9: Equilibrio de fuerzas en frenada limitada por tracción.....	70
Figura 7-10: Equilibrio de fuerzas en frenada limitada por vuelco	71
Figura 7-11: Equilibrio de fuerzas en giro estático.....	72
Figura 7-12: Ángulo de inclinación.....	73
Figura 7-13: Modelo de análisis de vibraciones	77
Figura 7-14: Transmisibilidad Vs ratio de frecuencia (Ratio amortiguamiento= 0.5).....	78
Figura 7-15: Confort de pilotaje (Ratio amortiguamiento= 0.5)	79
Figura 7-16: Modelo de análisis de vibraciones debidas a aceleraciones verticales	79

Figura 7-17: Aceleraciones para distintas velocidades y desplazamientos	81
Figura 7-18: Caso Extremo	82
Figura 7-19: Fuerzas longitudinales a lo largo del circuito	83
Figura 7-20: Fuerzas verticales a lo largo del circuito	83
Figura 7-21: Fuerzas Laterales a lo largo del circuito	84
Figura 7-22: Ángulos de inclinación y dirección a lo largo del circuito	84
Figura 7-23: Aceleraciones a lo largo del circuito	85
Figura 7-24 :Fuerzas en la hipótesis de frenada máxima	88
Figura 7-25 :Fuerzas en la hipótesis de paso por curva.....	89
Figura 7-26: Aplicación de fuerzas a nivel de ruedas	89
Figura 7-27: Aplicación de fuerzas a nivel de eje.	90
Figura 7-28: Esquema del problema de posición.	90
Figura 7-29: Esquema del problema de fuerza.	91
Figura 7-30: Representación de fuerzas trasladadas sobre el basculante y los componentes de la suspensión trasera.....	92
Figura 7-31: Representación de fuerzas en la pipa de dirección.....	93
Figura 7-32: Representación de fuerzas el chasis.....	94
<i>Figura 8-1 :Vista isométrica del diseño final del chasis.</i>	<i>95</i>
<i>Figura 8-2 :Vista de perfil del diseño final del chasis</i>	<i>95</i>
<i>Figura 8-3 :Elemento sólido tetraédrico de 10 nodos y tres grados de libertad de translación por nodo (los sólidos no tienen GDL de rotación). Originalmente el elemento de deformación lineal CTETRA se utilizaba para mallar localmente geometrías y agujeros con formas complicadas de modelos sólidos mallados con elementos CHEXA y CPENTA. Pero en la actualidad los elementos tetraédricos se utilizan frecuentemente para mallar volúmenes y modelos sólidos completamente. El elemento tetraedro de 10-nodos (alto orden) es el preferido frente al de 4-nodos ya que el elemento lineal de 4-nodos tiende a ser excesivamente rígido. El mallado con tetraedros se utiliza habitualmente para mallar sólidos de geometría compleja ya que los algoritmos de mallado sólido con tetraedros son muy rápidos y eficientes.</i>	<i>96</i>
Figura 8-4 :Chasis mallado	97
Figura 8-5 :Detalles del mallado	97
Figura 8-6 :Detalles del mallado	97
Figura 8-7: Fuerzas soportadas por el chasis	98
Figura 8-8 :Fuerzas trasladadas a la pipa de dirección.....	99
Figura 8-9 : Cargas y CC frenada máxima.	99
Figura 8-10 : Desplazamientos en frenada máxima.....	99
Figura 8-11 :Distribución de tensiones en frenada máxima	100
Figura 8-12 :Detalle de acumulación de tensiones	100
Figura 8-13 :Cargas y condiciones de contorno para el ensayo 2.....	101
Figura 8-14 :Desplazamientos ensayo 2	101
Figura 8-15 : Desplazamientos ensayo 2	102
Figura 8-16 :Reacciones ensayo 2	102
Figura 8-17 :Distribución de tensiones ensayo 2.....	102
Figura 8-18 :Cargas y CC ensayo 3.....	103
Figura 8-19 :Distribución de tensiones ensayo 3.....	104
Figura 8-20 :Cargas y CC primera prueba.....	104
Figura 8-21 :Distribución de tensiones primera prueba.....	105
Figura 8-22 :Desplazamientos primera prueba	105
Figura 8-23 :Cargas y CC segunda prueba	106
Figura 8-24 :Desplazamientos segunda prueba.....	106
Figura 8-25 :Distribución de tensiones segunda prueba	106

Figura 8-26 : Detalle de acumulación de tensiones	107
Figura 8-27 :Refuerzo tipo 1	107
Figura 8-28 :Tensiones refuerzo tipo 1.....	108
Figura 8-29 :Detalle tensiones refuerzo tipo 1	108
Figura 8-30 :Desplazamientos refuerzo tipo 1.....	108
Figura 8-31 :Refuerzo tipo 2	109
Figura 8-32 :Desplazamientos refuerzo tipo 2.....	109
Figura 8-33 :Tensiones refuerzo tipo 2.....	109
Figura 8-34 :Refuerzo tipo 3	110
Figura 8-35 :Refuerzo tipo 3	110
Figura 8-36 :Distribución de tensiones con refuerzo tipo 3.....	110
Figura 8-37 :Distribución de tensiones con refuerzo tipo 3.....	111
Figura 8-38 :Distribución de tensiones con refuerzo tipo 3.....	111
Figura 8-39 : Desplazamientos con refuerzo tipo 3	111
Figura 8-40 :Vista isométrica del diseño obtenido del basculante.....	113
Figura 8-41 :Vista de perfil del diseño obtenido del basculante	113
Figura 8-42 : Geometría del basculante preparada para FEM.....	114
Figura 8-43 :Basculante mallado	114
Figura 8-44 :Mallado en detalle	115
Figura 8-45 : Mallado en detalle	115
Figura 8-46 : Mallado en detalle	115
Figura 8-47 : Condiciones de contorno ensayo 1 basculante	116
Figura 8-48 :Fuerza lateral ensayo 1 basculante.....	117
Figura 8-49 : Fuerza rocker ensayo 1 basculante	117
Figura 8-50 :Cargas y CC ensayo 1 basculante.....	117
Figura 8-51 : Cargas y CC ensayo 1 basculante.....	118
Figura 8-52 : Desplazamientos ensayo 1 basculante	118
Figura 8-53 : Desplazamientos ensayo 1 basculante	118
Figura 8-54 : Reacciones ensayo 1 basculante	119
Figura 8-55 : Deformaciones ensayo 1 basculante.....	119
Figura 8-56 : Distribución de tensiones ensayo 1 basculante	119
Figura 8-57 : Distribución de tensiones ensayo 1 basculante	120
Figura 8-58 :Detalle de acumulación de tensiones en orejetas.....	120
Figura 8-59 : Detalle de acumulación de tensiones	121
Figura 8-60 :CC basculante ensayo 2.....	121
Figura 8-61 :Fuerza lateral basculante ensayo 2.....	122
Figura 8-62 :Cargas y CC basculante ensayo 2.....	122
Figura 8-63 :Desplazamientos basculante ensayo 2	122
Figura 8-64 :Reacciones basculante ensayo 2	123
Figura 8-65 :Deformaciones basculante ensayo 2.....	123
Figura 8-66 : Tensiones basculante ensayo 2.....	123
Figura 8-67 : Tensiones basculante ensayo 2.....	123
Figura 8-68 : Detalle de concentración de tensiones	124
Figura 8-69 : Geometría inicial links.....	125
Figura 8-70 : Nueva geometría diseñada	125
Figura 8-71 : Secciones del link	126
Figura 8-72 : Link mallado	126
Figura 8-73 :Mallado en detalle	127
Figura 8-74 : Link sometido a tracción	127
Figura 8-75 : Cargas y CC sobre el link	127

Figura 8-76 : Distribución de tensiones en el link	127
Figura 8-77 : Cargas y CC en el link	128
Figura 8-78 : Distribución de tensiones en el link	128
Figura 8-79 : Geometría final de los links	129
Figura 8-80 : Geometría de partida del rocker	129
Figura 8-81 : Fuerzas soportadas por el rocker.....	130
Figura 8-82 : Rocker mallado	130
Figura 8-83 : Detalle de mallado	130
Figura 8-84 : Distribución de tensiones obtenida	131
Figura 8-85 : Geometría definitiva Figura 8-86 : Geometría definitiva	131
Figura 9-1 : Sección del anclaje chasis- suspensión delantera en la cual podemos observar la configuración en la que ha sido montado el sistema de rodamientos.	132
Figura 9-2 : Pipa de dirección.	132
<i>Figura 9-4 : Anclaje chasis-basculante.....</i>	133
Figura 10-1: Material base	141
Figura 10-2 :Tubos cortados por láser	142
Figura 10-3: Doblado de tubos	142
Figura 10-4 : Utillajes del chasis y basculante	143
Figura 10-5 : Designación de cada tubo.....	144
Figura 10-6 : Secuencia de soldadura	144
Figura 10-7 : Mecanizados de precisión en centro de mecanizado	145
Figura 10-8 : Bastidor final.....	145
Figura 10-9 : Basculante final	145
Figura 10-10 : Montaje suspensión trasera.....	146
Figura 10-11 : Montaje de bastidor, basculante y suspensión trasera.	146
Figura 10-12 : Montaje completo de la moto.....	147

15 ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Reparto de puntos en carrera.....	- 6 -
Tabla 2-2: Lista de componentes del equipo de Motostudent.....	- 7 -
Tabla 4-1: Características principales de diferentes chasis.....	- 30 -
Tabla 4-2: Criterio de valoración de las necesidades funcionales según su importancia.....	- 30 -
Tabla 4-3: Valoración de las necesidades funcionales según su importancia.....	- 31 -
Tabla 4-4: Criterio de valoración de para chasis y basculantes.....	- 31 -
Tabla 4-5: Valoración según chasis.....	- 31 -
Tabla 4-6: Valoración (Importancia x cumplimiento) según chasis.....	- 32 -
Tabla 4-7: Valoración según basculante.....	- 33 -
Tabla 4-8: Valoración (Importancia x cumplimiento) según basculante.....	- 34 -
Tabla 6-1: Parámetros geométricos.....	- 44 -
Tabla 6-2 : Relación de rigideces relativas.....	- 55 -
Tabla 6-3: Relación de rigideces relativas.....	- 59 -
Tabla 7-1: Tabla de masas.....	60
Tabla 7-2: Coeficientes aerodinámicos.....	61
Tabla 7-3: Resultados obtenidos.....	62
Tabla 7-4: Resultados obtenidos.....	63
Tabla 7-5: Resultados obtenidos.....	64
Tabla 7-6: Relación de marchas.....	66
Tabla 7-7: Datos geométricos.....	66
Tabla 7-8: Datos del motor.....	66
Tabla 7-9: Resultados obtenidos.....	67
Tabla 7-10: Resultados obtenidos.....	68
Tabla 7-11: Resultados obtenidos.....	69
Tabla 7-12: Resultados obtenidos.....	70
Tabla 7-13: Resultados obtenidos.....	72
Tabla 7-14: Resultados obtenidos.....	74
Tabla 7-15: Resultados obtenidos.....	74
Tabla 7-16: Ángulo de dirección efectivo y radio descrito.....	75
Tabla 7-17: Resultados obtenidos.....	76
Tabla 7-18: Resultados obtenidos.....	77
Tabla 7-19: Relación entre longitudes de onda y velocidades para obtener una transmisibilidad unitaria.....	78
Tabla 7-20: Valores máximos obtenidos por simulación con XOPTIMA.....	85
Tabla 7-21: Valores máximos obtenidos por simulación y analíticamente.....	85
Tabla 7-22: Valores máximos utilizados para el FEM.....	86
Tabla 7-23: Hipótesis de carga para el CASO 1.....	87
Tabla 7-24: Hipótesis de carga para el CASO 2.....	88
Tabla 7-25: Hipótesis de carga para el CASO 3.....	88
Tabla 7-26: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de aceleración máxima.....	92
Tabla 7-27: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de frenada máxima.....	93
Tabla 7-28: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de paso por curva.....	93
Tabla 7-29: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de aceleración máxima.....	93
Tabla 7-30: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de frenada máxima.....	94
Tabla 7-31: Fuerzas obtenidas para la hipótesis paso por curva.....	94
Tabla 8-1: Fuerzas obtenidas para la hipótesis de frenada máxima.....	99

ANEXO 1: Reglamento Técnico

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 15º 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 contruados 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 cm³ 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 cm³ 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 rectificadas 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 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 racord el que se desconecte y no otras uniones del conducto. Por tanto, para la apertura del racord 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⁻¹.

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

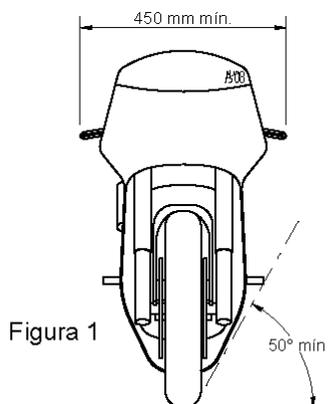


Figura 1

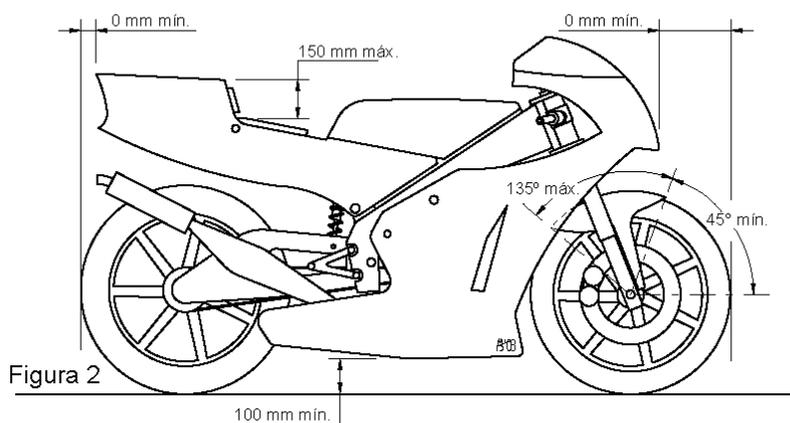


Figura 2

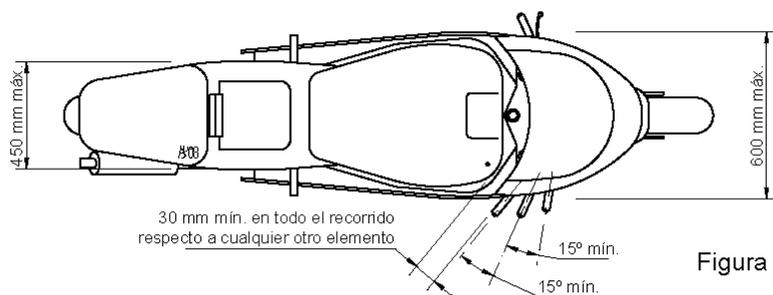


Figura 3

ANEXO 2: Normativa General

REGLAMENTO DEPORTIVO MOTOSTUDENT v.01-11

REGLAMENTACION 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
ANEXO –DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS.....	11-15
A.0 Fases previas a las jornadas competitivas.	12
A.1 Fase MS.1	12

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
A.2 Fase MS.2	14
A.2.1 <u>Pruebas de seguridad en banco</u>	14
A.2.2. <u>Fase MS2 (Pruebas dinámicas)</u>	14
A.2.2.1 <u>Evaluación de prestaciones minimas</u>	15
A.2.2.2 <u>Carrera</u>	15
A.2.2.3 <u>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 fijar 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 rellorando 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 formalizara 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 especifico 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.

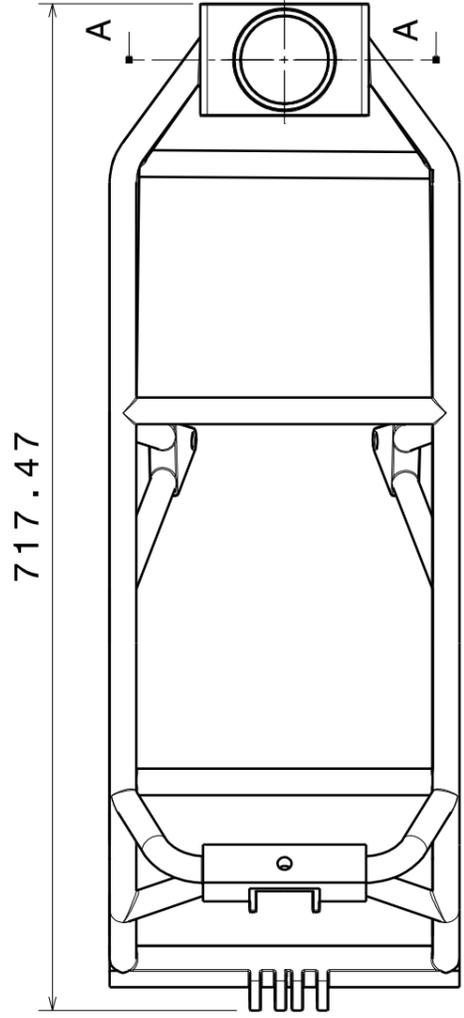
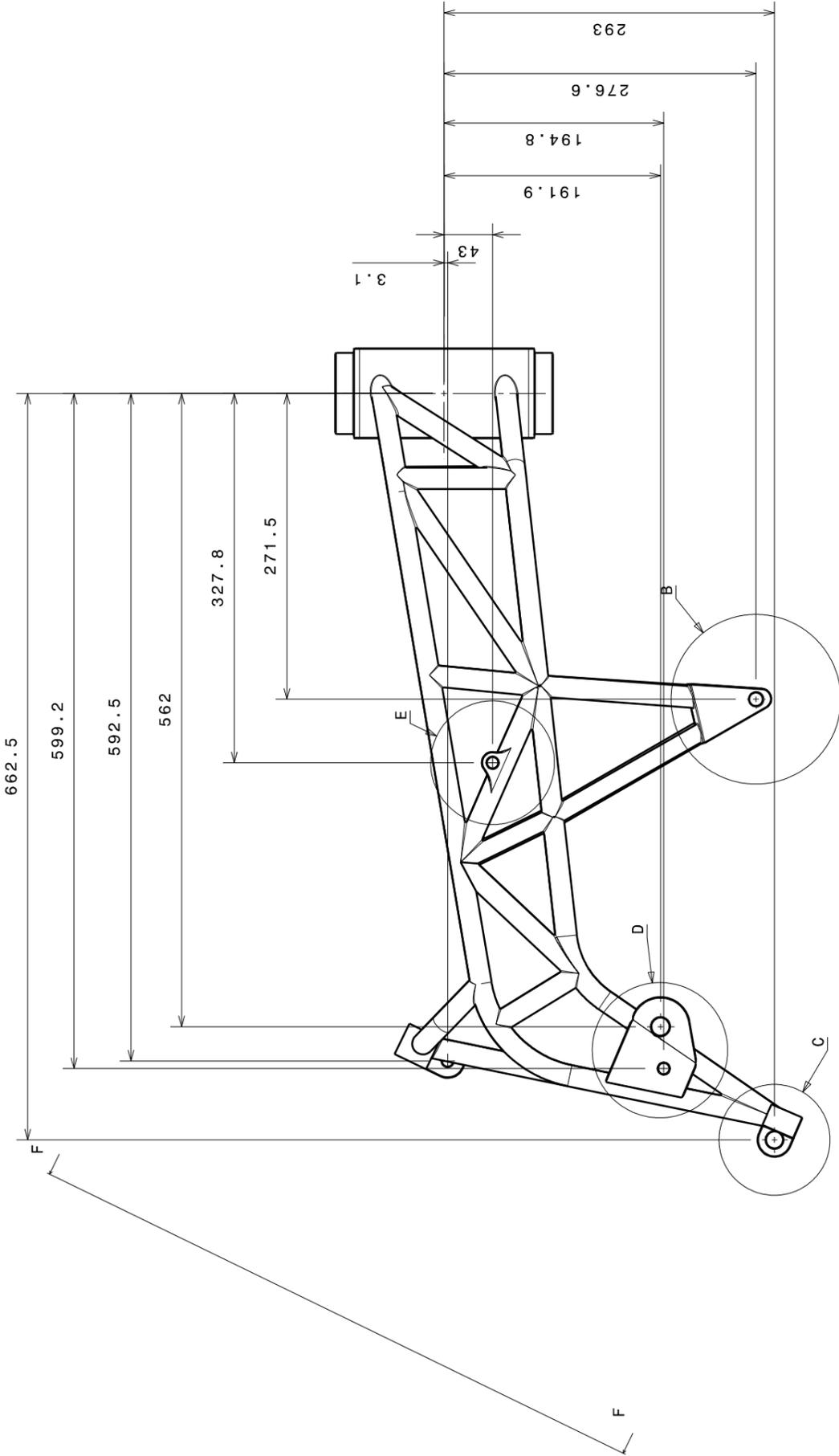
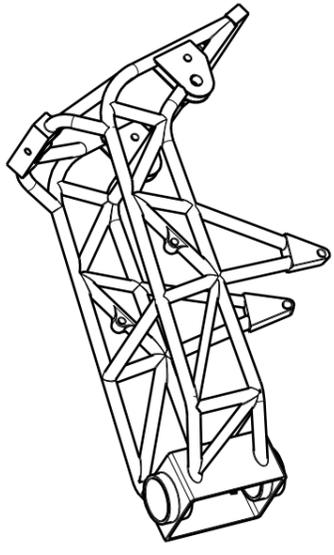
Al equipo de la primera moto clasificada se le entregara un premio de 6000 € y trofeo.

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 3: Planos



E.T.S.I.I.T.
INGENIERO INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS, BASCULANTE Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

RUIZ LARA, M^ºÁNGELES

FIRMA:

PLANO:

Chasis

FECHA:

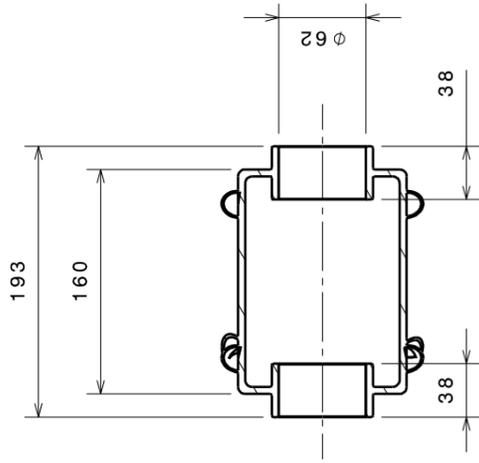
3/8/12

ESCALA:

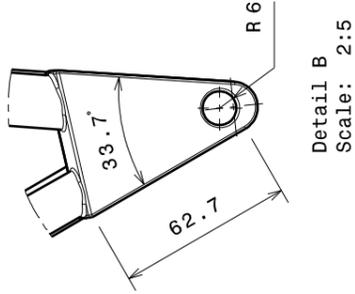
1:5

Nº PLANO

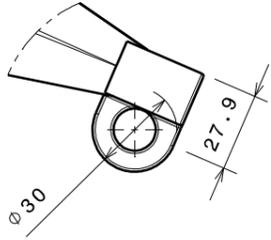
1



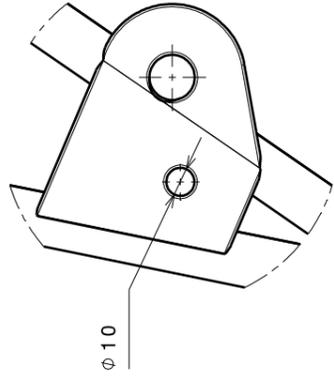
Section view A-A
Scale: 1:5



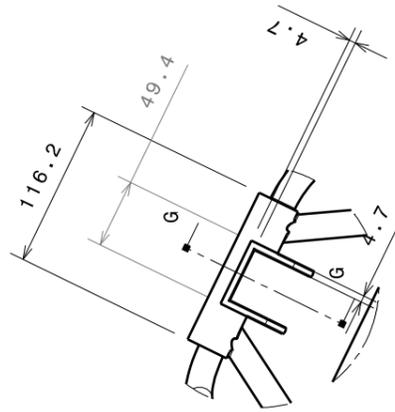
Detail B
Scale: 2:5



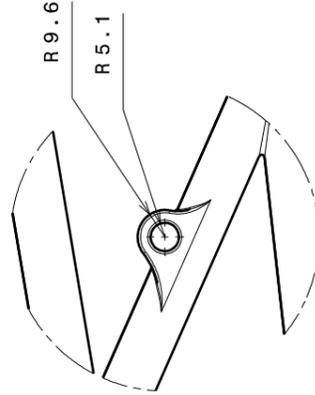
Detail C
Scale: 2:5



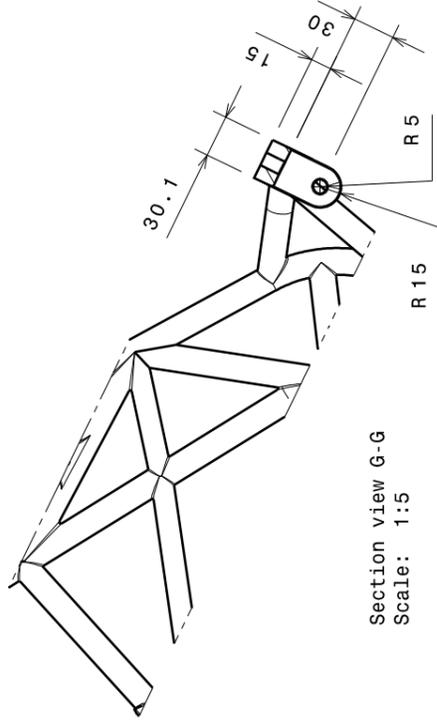
Detail D
Scale: 2:5



Auxiliary view F
Scale: 1:5

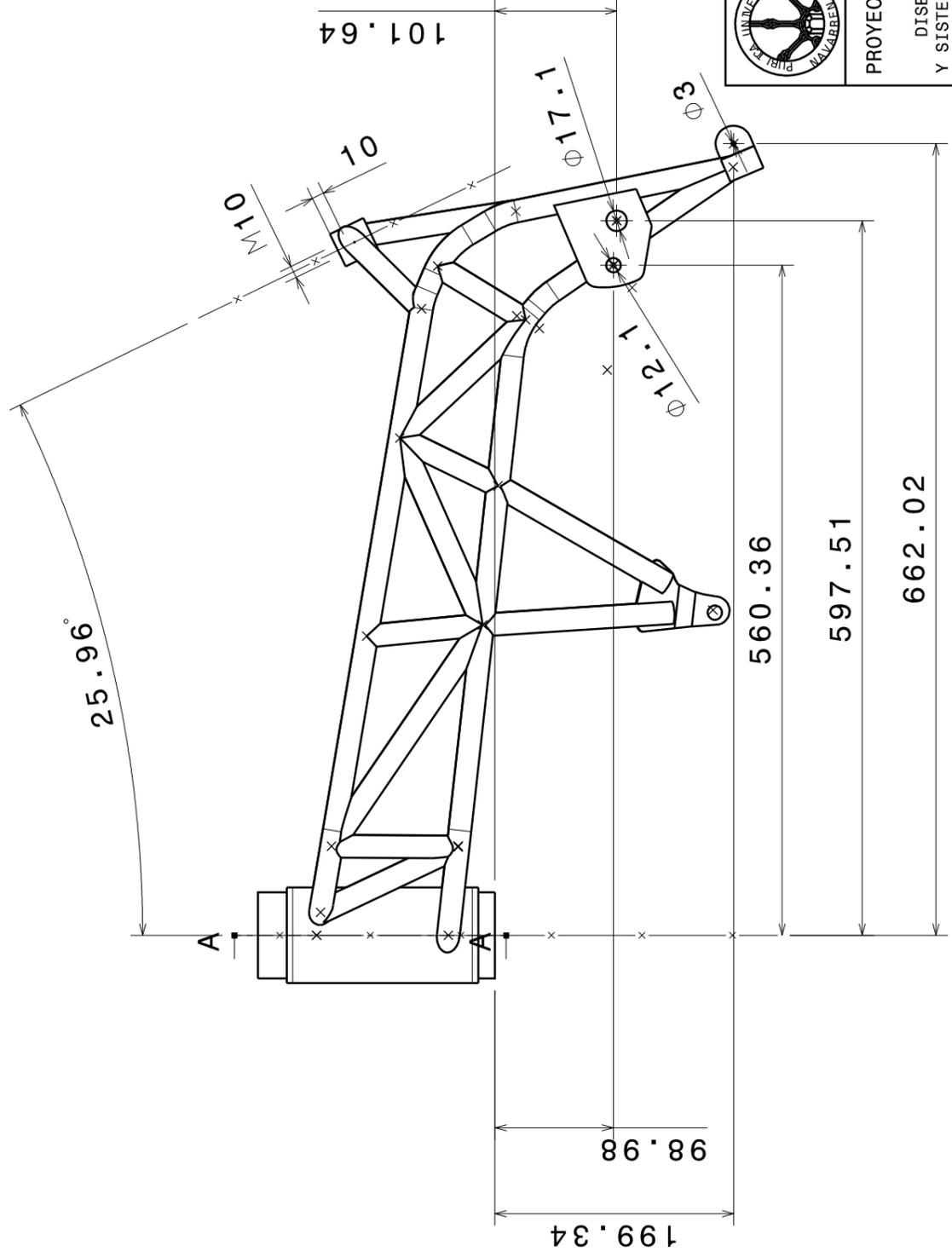
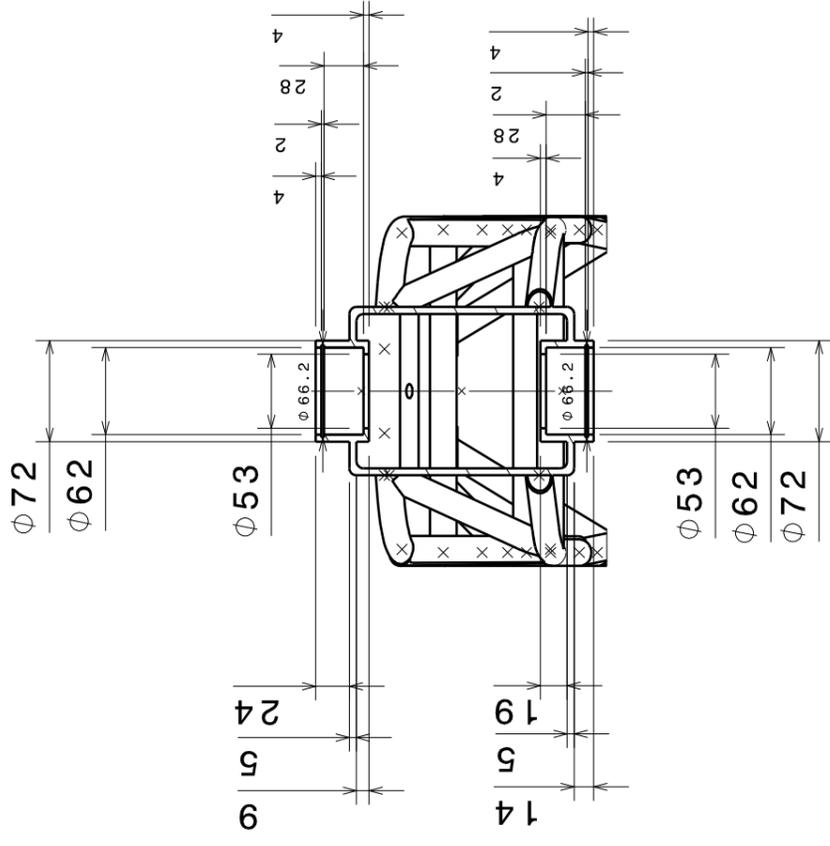
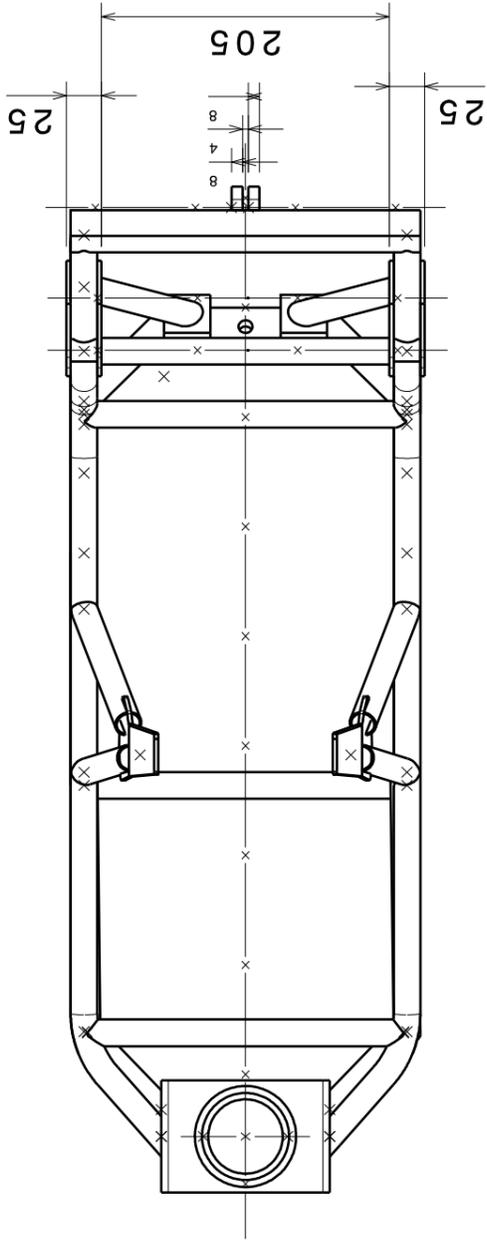


Detail E
Scale: 2:5



Section view G-G
Scale: 1:5

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	REALIZADO: RUIZ LARA, M ^a ÁNGELES FIRMA:	
PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS, BASCULANTE Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN		
PLANO:	Chasis	ESCALA: - Nº PLANO 2



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO
INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS, BASCULANTE
Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

REALIZADO:

RUIZ LARA, M^ºÁNGELES

FIRMA:

PLANO:

Postmecanizado Chasis

FECHA:

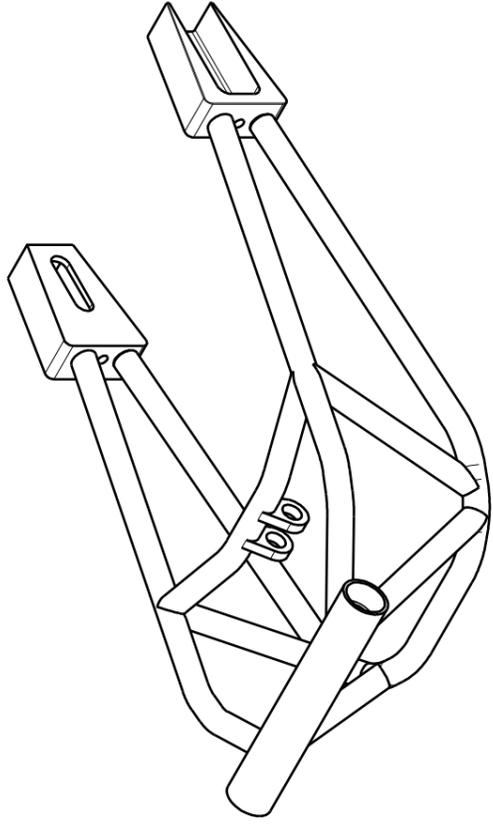
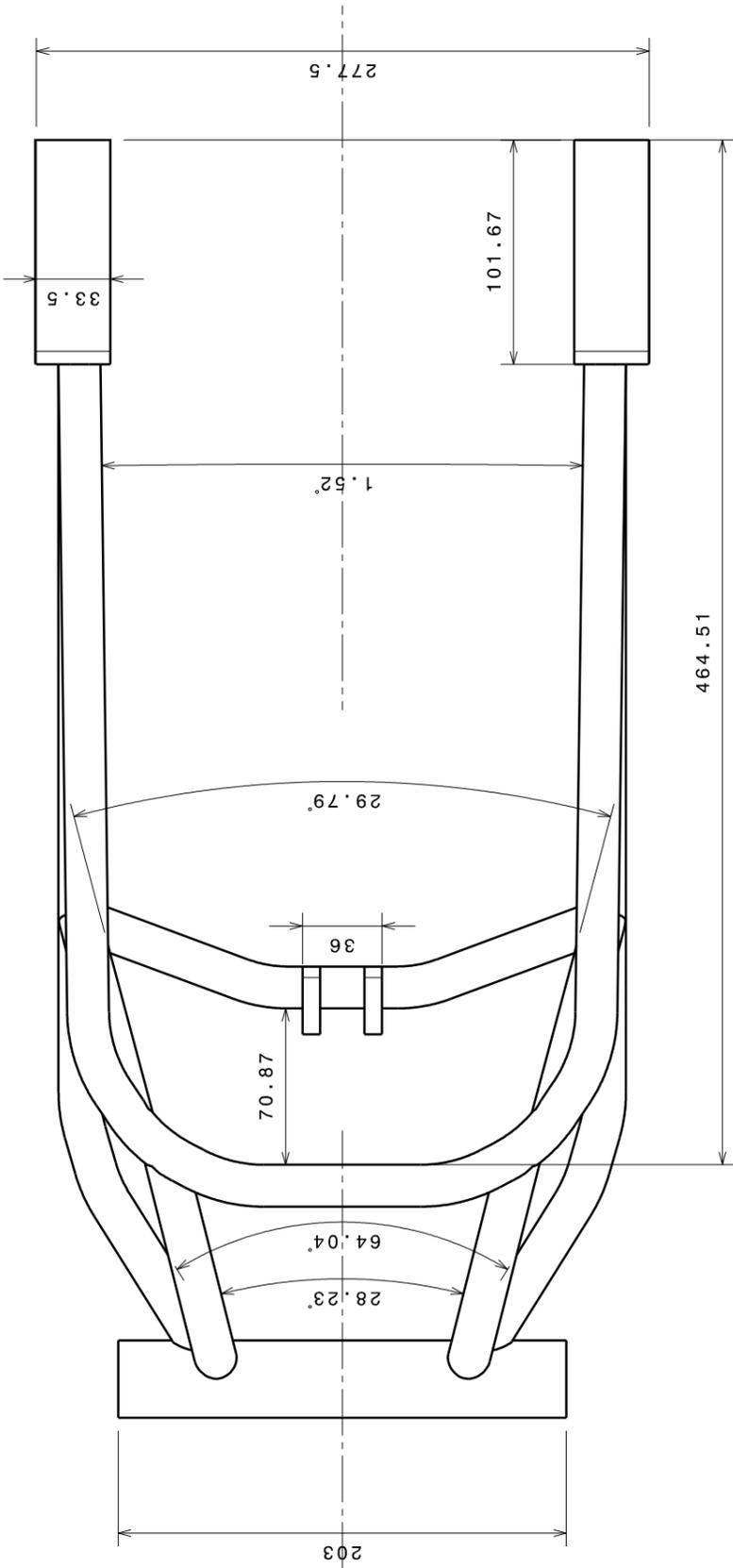
3/8/12

ESCALA:

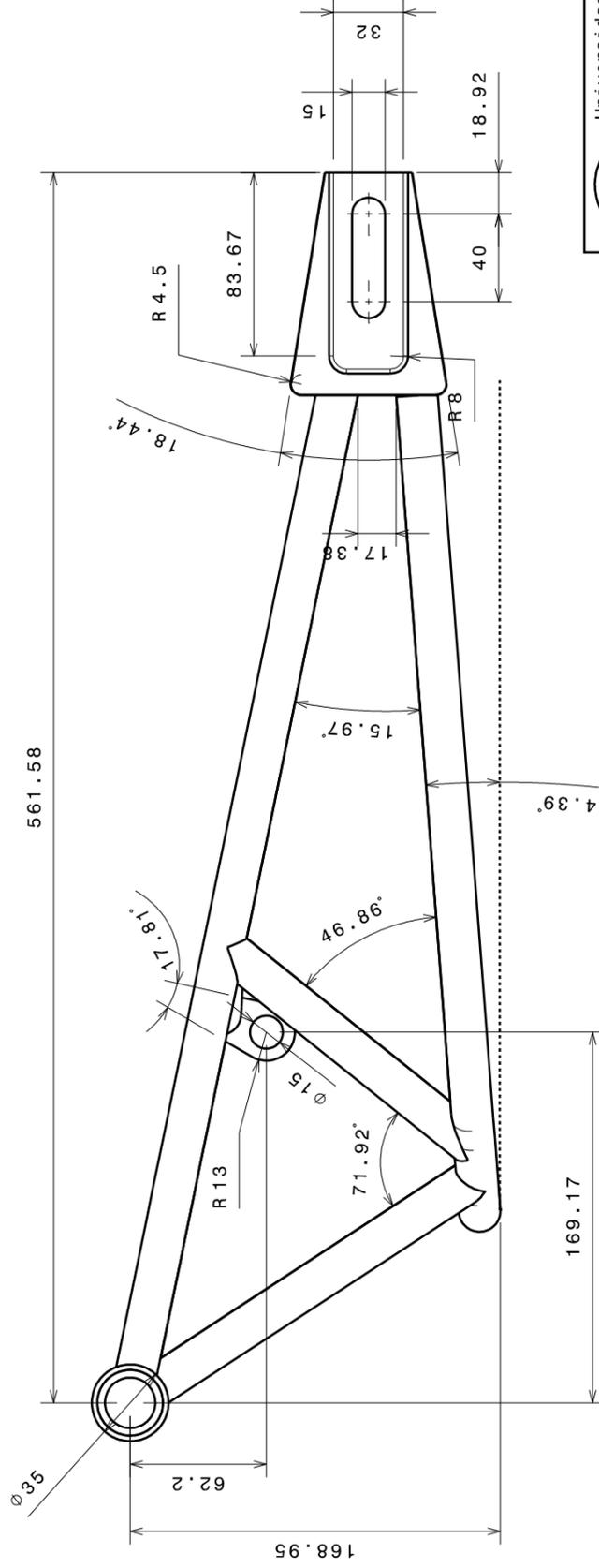
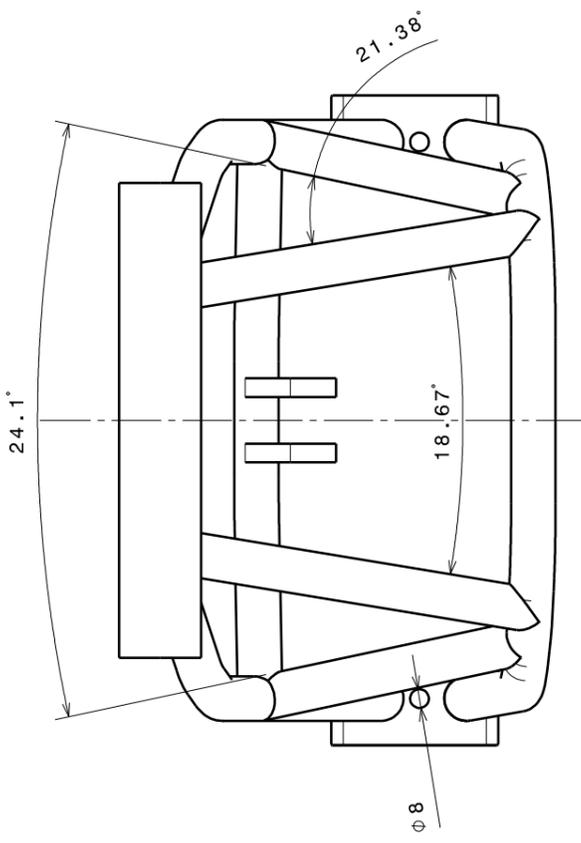
1:5

Nº PLANO

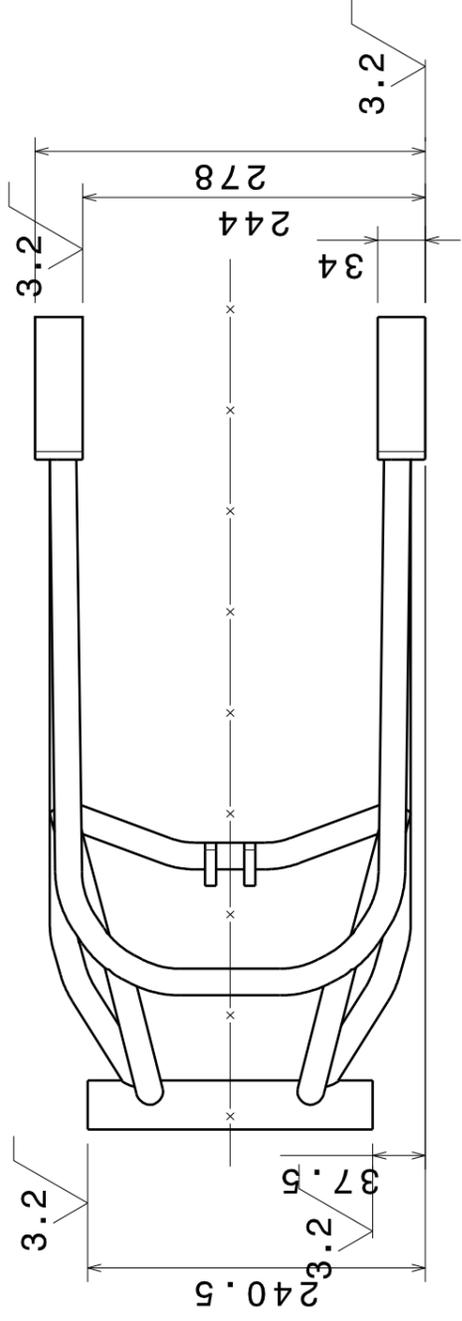
3



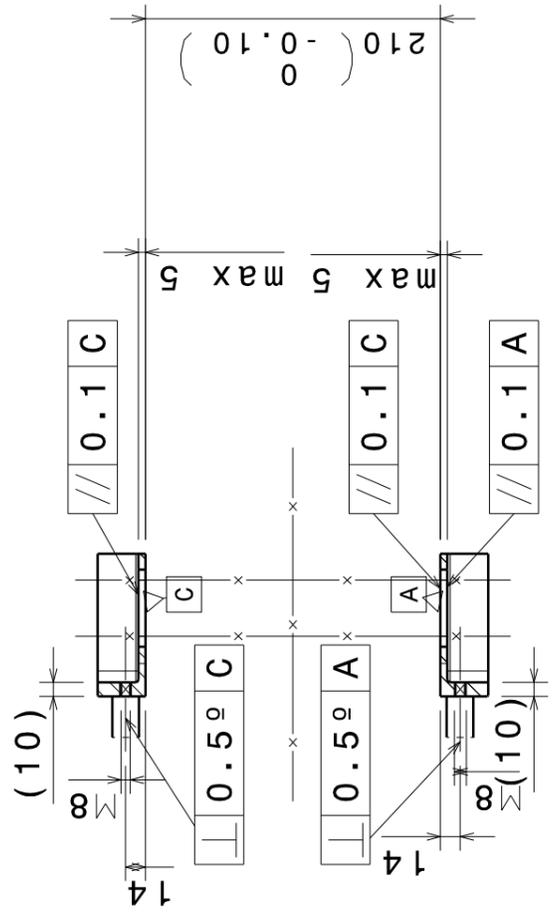
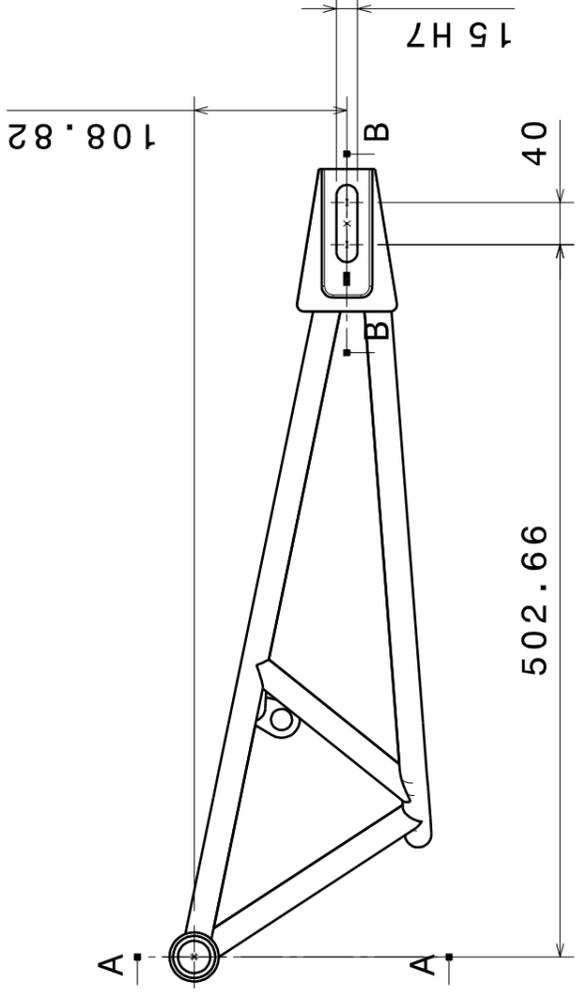
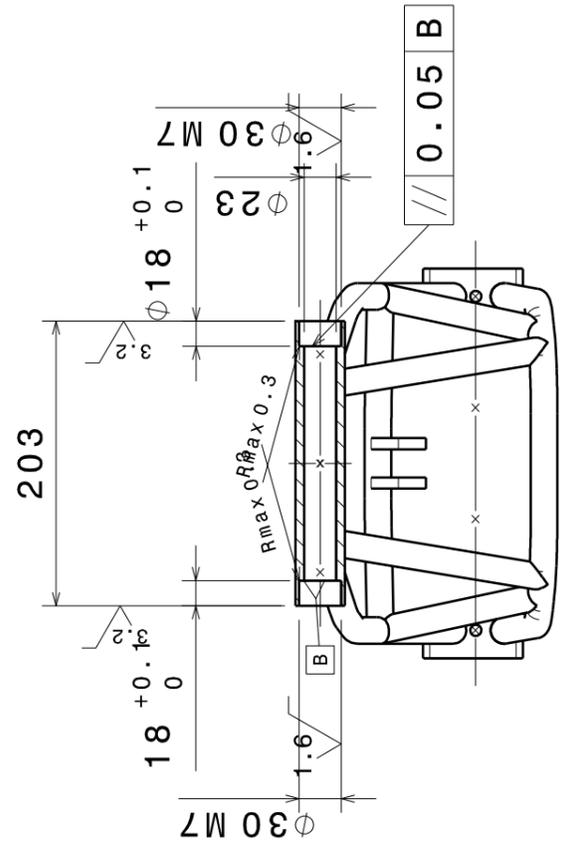
Tubos
Dext=19mm
1.2mm de espesor



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS, BASCULANTE Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN			
REALIZADO: RUIZ LARA, M ^º ÁNGELES		FIRMA:		
PLANO: Basculante		FECHA: 3/8/12	ESCALA: 1:3	N ^º PLANO 4

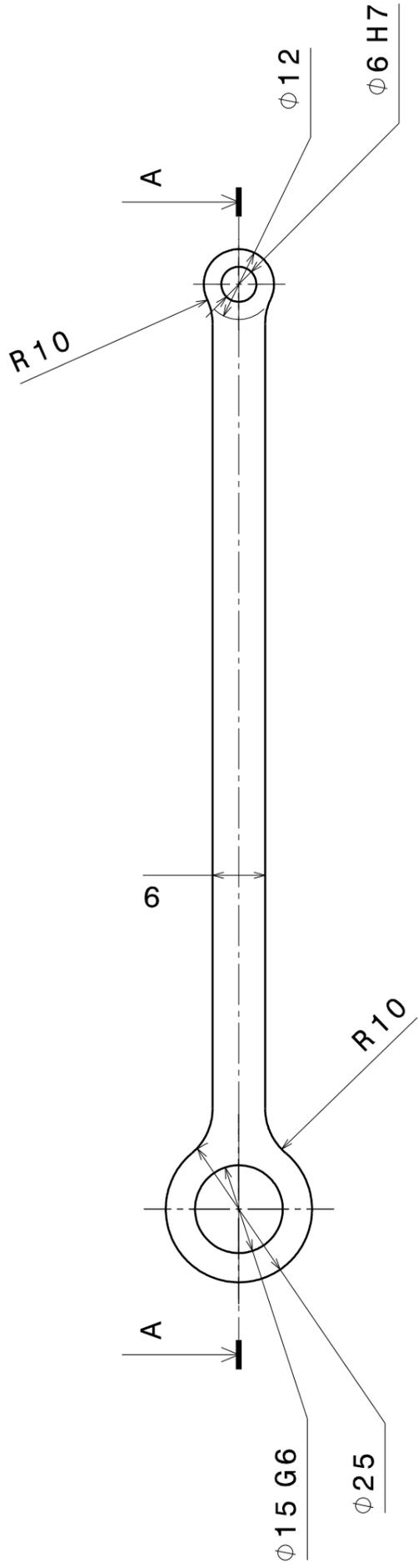


Sección A-A'



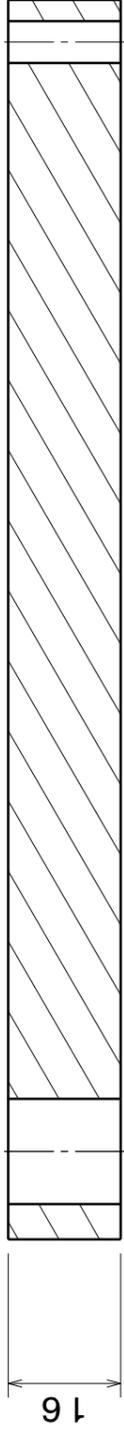
Sección B-B'

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	REALIZADO: RUIZ LARA, M ^º ÁNGELES FIRMA:	
PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS, BASCULANTE Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN		
PLANO: Postmecanizado Basculante	FECHA: 3/8/12	ESCALA: 1:5
		N ^º PLANO 5



158.137

- Material link acero.
- Fabricar 2 UNIDADES.
- Matar aristas vivas con herramienta de radio = 1 mm.



Section view A-A

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS, BASCULANTE Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN			
REALIZADO: RUIZ LARA, M ^a ÁNGELES		FIRMA:		
PLANO: Link		FECHA: 3/8/12	ESCALA: 1:1	N ^o PLANO 7

ANEXO 4: Programa Matlab

Manual de usuario del programa realizado en Matlab para el cálculo de elementos de la suspensión de MS-2012

Para ejecutar el programa que resuelve los problemas de posición y de fuerza para la suspensión trasera de la motocicleta hay que ejecutar la siguiente función en Matlab:

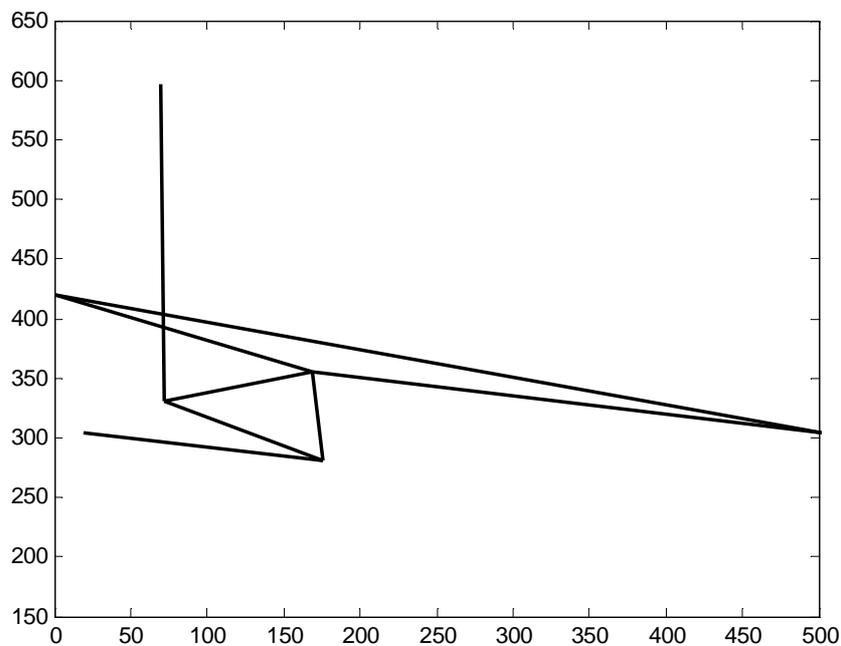
Suspension_MS2012(Pos_Inicial,Carrera,Precision,FH,FV, anima)

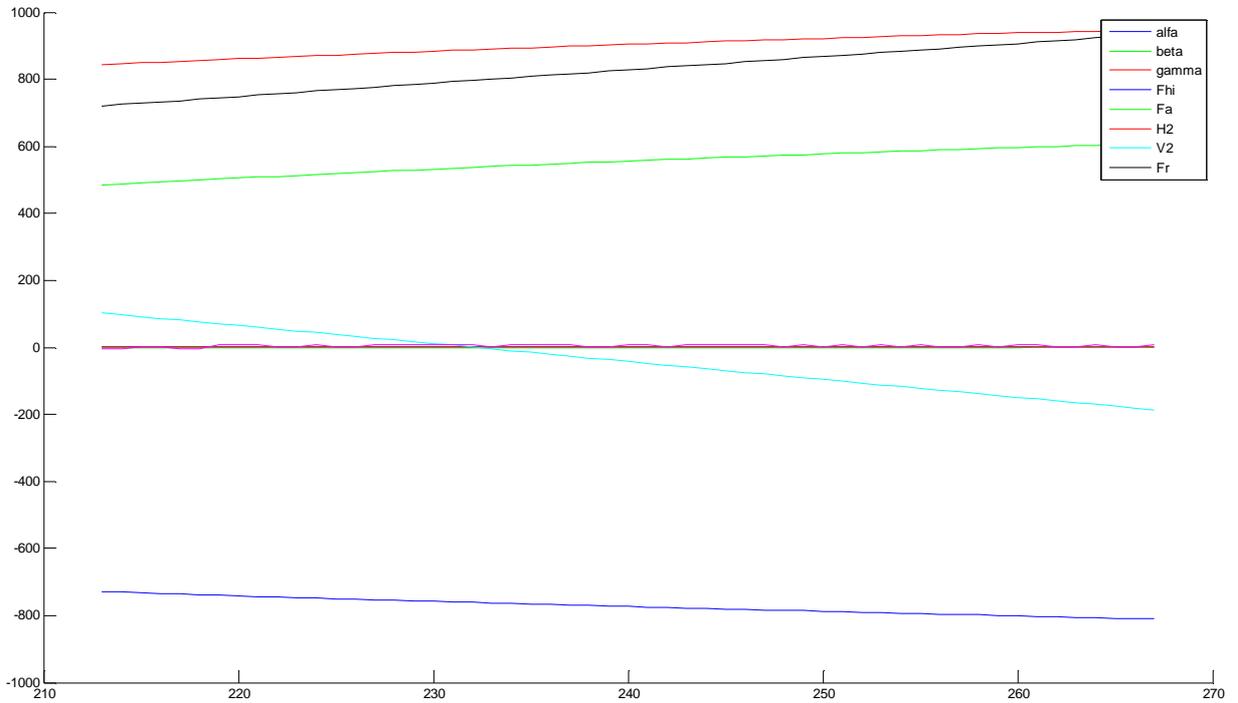
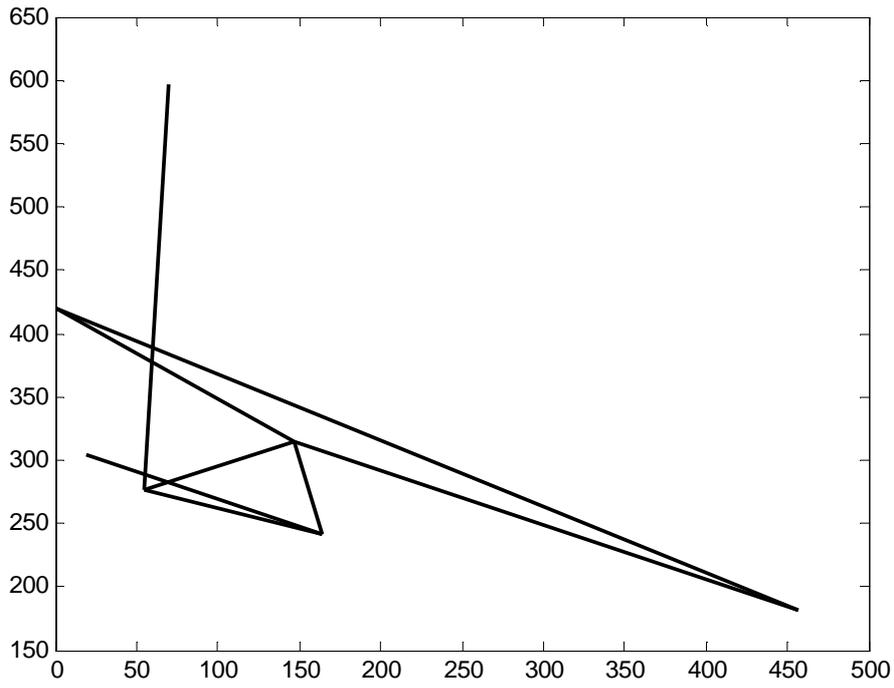
Dónde:

- **Pos Inicial** (mm)= Define la longitud inicial de partida del análisis (268mm corresponde a la longitud de amortiguador completamente extendida)
- **Carrera** (mm)= Carrera (en sentido compresivo %) durante la cual se quiere realizar el análisis. Si sólo se quiere analizar un punto hay que darle el valor 0. (En nuestro caso Max 54mm)
- **Precisión** (mm)= Indica cada cuantos mm se quiere hacer el análisis (xej 1mm).
- **FH**= FH de acuerdo a los esquemas
- **FV**= FV de acuerdo a los esquemas
- **Anima**= Dependiendo del valor muestra una animación del movimiento de la suspensión partiendo del punto inicial y recorriendo la carrera definida. Se ejecuta cuando vale (1) y no se ejecuta si el valor es distinto de 1.
- La Matriz de Datos, da la solución de las siguientes variables para cada punto analizado:
 - X1,Y1,X2,Y2.X3.Y3.X4.Y4.X5.Y5.X6.Y6.X7.Y7,alfa,beta,gamma,Fli,Fa, H2, V2, Fr, Phi;
- Se plotean las gráficas en el siguiente orden: 'alfa','beta','gamma','Fhi','Fa', 'H2', 'V2', 'Fr'

Xej: al ejecutar **Suspension_MS2012(268,54,1,150,300,1);**

- Se obtiene una animación de la cual se muestra la posición inicial y final, y las gráficas expuestas a continuación.





Dentro de esta función existe otra función que resuelve, **para cada punto de análisis**, el problema de posición y fuerza, y que contienen los parámetros geométricos de la moto de este año. Esa función es:

Susp_Tras(P0,Z,FH,FV)

Donde:

- **P0** (mm)= Define la longitud inicial de partida del análisis (267mm corresponde a la longitud de amortiguador completamente extendida). Equivalente al parámetro "Pos Inicial" de la anterior función.
- **z** (mm)= Carrera (en sentido compresivo %) durante la cual se quiere realizar el análisis. Si sólo se quiere analizar un punto hay que darle el valor 0. (En nuestro caso Max 54mm). Equivalente al parámetro "Carrera" de la anterior función.
- **FH**= FH de acuerdo a los esquemas
- **FV**= FV de acuerdo a los esquemas
- La Matriz de Datos, da la solución de las siguientes variables para cada punto analizado:
 - X1,Y1,X2,Y2.X3.Y3.X4.Y4.X5.Y5.X6.Y6.X7.Y7,alfa,beta,gamma,Fli,Fa, H2, V2, Fr, Phi;

Esta función resuelve, por el método de Newton los problemas de fuerza y posición (**para un sólo punto**). Contiene las funciones que determinan los valores tanto de las ecuaciones de los sistemas de posición y fuerza, como de los jacobianos. Estas funciones son:

Jacobiano_Posicion(X0,X1,Y1,X2,Y2,X3,Y3,Lb,La,d,Lli,L1,L2,L3,Theta);

Sistema_Posicion(X0,X1,Y1,X2,Y2,X3,Y3,Lb,La,d,Lli,L1,L2,L3,Theta);

- **X0** es un vector que contiene las componentes (x,y) de los puntos numerados del 4 al 7 en el dibujo.
 - X0= X1,Y1,X2,Y2.X3.Y3.X4.Y4.X5.Y5.X6.Y6.X7.Y7,alfa,beta,gamma,

Sistema_Fuerza(Y0,X0,d,Theta,FV,FH);

Jacobiano_Fuerza(Y0,X0,d,Theta);

Donde:

- **Y0** es un vector que contiene las Fuerzas y ángulos a calcular: Fli, Fa, H2, V2, Fr y Phi
- **X0** es un vector que contiene las componentes (x,y) de todos los puntos y los ángulos, nombrados según el esquema.
 - X0= X1,Y1,X2,Y2.X3.Y3.X4.Y4.X5.Y5.X6.Y6.X7.Y7,alfa,beta,gamma,

; **Ojo**, que X0 no es lo mismo en el sistema de fuerza que en el de posición !

ANEXO 5: Acero Reynolds 631

Características del acero Reynolds 631

El Acero Reynolds 631 ha sido seleccionado debido a sus excelentes propiedades mecánicas. De hecho, el 631 tiene muy buena disposición para ser trabajado en frío y está especialmente indicado para estructuras soldadas, debido a su óptima soldabilidad mediante soldadura T.I.G. y soldadura fuerte. En el calor de las zonas afectadas por conjuntos gana fuerza y apenas se produce distorsión. Las tensiones internas que se dan por la soldadura son escasas. Además la resistencia que se pierde debido al proceso de soldadura es casi insignificante. Además, el peso de este tipo de acero es igual al de muchos aluminios y tiene una excelente vida útil a fatiga.

En la siguiente tabla se recogen las propiedades mecánicas del acero 631.

	Reynolds 631
Resistencia de rotura mínima (MPa)	800
Límite elástico mínimo (MPa)	650
Elongación min %	10
Ratio de Poisson	0,34
Máxima longitud (mm)	740
Rango de diámetros (mm)	22,2- 44,5
Rango de espesores (mm)	0,4-2,2
Soldabilidad	Muy buena

Comparación con otros aceros presentes en el mercado:

	Reynolds					931	531
	Air- hardening steel	631	Chrome- Moly steel	525	Maraging stainless steel		
	853	631	725	525	953		
Resistencia a la tracción mínima (MPa)	1200	800	1050	750	1650	1100	772
Límite elástico mínimo (MPa)	1000	650	800	600	1450	1000	694
Elongación min %	8	10	8	10	8	8	10
Ratio de Poisson	0,34	0,34	0,34	0,34	0,30	0,32	Reynolds no suministra
Maxima longitud (mm)	740	740	740	740	740	740	
Rango de diámetros (mm)	22,2- 44,5	22,2. 44,5	19- 41,3	19- 41,3	16- 38,1	16- 38,1	
Rango de espesores (mm)	0,4- 2,2	0,4. 2,2	0,6- 1,2	0,6- 1,2	0,4- 0,7	0,4- 0,7	
Soldabilidad	Buena	Muy buena	Regular	Regular	Inviabile		Difícil

ANEXO 6: Excels

ANÁLISIS DE ESFUERZOS MOTOSTUDENT 2012

Amarillo	Fórmulas
Blanco	Datos 2012

DATOS GENERALES

Xcdg	625,0000 mm
Ycdg	0,0000 mm
Zcdg	675,0000 mm
B (batalla)	1250,0000 mm
Masa	180,0000 kg
A.Lanzamiento	23,5000 °
μ	1,2000
Cd	0,6880
Cl	0,2500
ρ	1,1670 kg/m ³
A	0,3200 m ²
g	9,8100 m/s ²

711 MOVIMIENTO RECTILINEO

7111 Fuerzas de resistencia aerodinámica

V	50,0000 m/s
FD	321,1584 N
FL	116,7000 N

7112 Fuerzas Verticales en estado estacionario

Nf	882,9000 N
Nr	882,9000 N

7113 Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera

Angulo carretera	10,0000 °
Fpendiente	306,6280 N

712 EQUILIBRIO EN ESTADO ESTACIONARIO

S	321,1584 N
Nf	709,4745 N
Nr	1056,3255 N

713 MOVIMIENTO LINEAL TRANSITORIO

7131 Aceleración

71311 Aceleración Limitada por el motor

I _{wr}	0,3500 kg*m ³
I _{wf}	0,3500 kg*m ³
I _{wm}	0,0020 kg*m ³
R neumático Tras	0,3080 m
R neumático Del	0,2970 m
Relación Primaria	3,3529
Marcha x (primera)	2,3077
Relación Ultima	2,3333
tr	3,2468 m ⁻¹
td	3,3670 m ⁻¹
tm	58,6179 m ⁻¹
m*	194,5294 kg

Máximo rendimiento del motor

n	10710,0000 rpm
Par	22,5400 N.m
Frueda Tras (S)	1321,2464 N.m
ω_m	1121,5486 rad/s
Nf	169,4269 N
Nr	1596,3731 N
Vrueda	19,1332 m/s
FD	47,0279 N
x''	6,5503 m/s ²

68,8796107 km/h

71312 Aceleración Limitada por la traccion

x''	16,7216	m/s ²
Nr	2508,2386	N
S	3009,8864	N

71313 Limitado por la rodadura

x''	9,0833	m/s ²
Nr	1765,8000	N
S	1635,0000	N

7132 Frenada

71321 Frenada Limitada por la traccion

FF	2118,9600	N
Nf	2027,1384	N
x''	-11,7720	m/s ²

71322 Frenada Limitada por Vuelco

FFV	1635,0000	N
x'' con FD	-10,8675	m/s ²
x'' Sin FD	-9,0833	m/s ²
Nf	1765,8000	N

714 CURVAS EN ESTADO ESTACIONARIO

7141 Inclinación de la moto en giro estático

Ángulo ideal de inclinación

Rc	68,0000	m
Vc	27,2000	m/s
Ω	0,4000	rad/s
Fc	1958,4000	N
φi	0,8371	rad
		47,96046 °

Ángulo de inclinación efectivo

2tnf	0,1000	m
tnf	0,0500	m
Δφ	0,0594	rad
φe	0,8965	rad
		3,40621361 °
		51,3666736 °

Velocidad de las ruedas durante un giro

Delta	0,0171	rad
Beta	0,0000	rad
ρf	0,2970	m
ρr	0,3080	m
tnr	0,0575	m
ωr	-79,0929	rad/s
ωf	-78,3976	rad/s

$$\omega_r = -\frac{V}{(\rho_r + t_r \cdot \cos \theta)}$$

$$\omega_f = -\frac{V}{(\rho_f + t_f \cdot \cos \beta) \cdot \cos \Delta}$$

7142 . Comportamiento direccional de la moto en el giro

Ángulo de dirección efectivo

Kφf	2,132	rad-1
Kφr	2,08	rad-1
Kλf	18,122	rad-1
Kλr	18,72	rad-1
λf	-0,05600143	rad
λr	-0,05172217	rad

$$\lambda_f = \frac{1 - k_{\phi f}}{k_{\lambda f}} \cdot \varphi$$

$$\lambda_r = \frac{1 - k_{\phi r}}{k_{\lambda r}} \cdot \varphi$$

Ratio de la dirección

Ángulo de dirección	0,0087 rad
Caster Angle (ϵ)	0,4084 rad
Δ	0,0128 rad
Δ^*	0,0171 rad
ξ	1,3346
Rcr	73,0667 m

7143 Fuerzas en curva

FsfL	911,3738 N
FsrL	911,2993 N

CONCLUSIONES

Carga Longitudinal Delantera	1635,0000 N	Frenada Antes de volcar
Carga Vertical Delantera	1765,8000 N	Frenada Antes de volcar
Carga Lateral Delantera	911,3738 N	Curva Rapida
Carga Longitudinal Trasera	1321,2464 N	Aceleracion por motor
Carga Vertical Trasera	1596,3731 N	Aceleracion por motor
Carga Lateral Trasera	911,2993 N	Curva Rapida

CARGAS FINALES PARA EL ANÁLISIS FEM

CASO 1 ACELERACIÓN MÁXIMA

	Sin Mayorar	Mayoradas
F Longitudinal Trasera	1321,25 N	1981,87 N
F longitudinal Delantera	0,00 N	0,00 N
F Vertical Trasera	2893,24 N	4339,86 N
F Vertical Delantera	554,43 N	831,64 N
F Lateral Trasera	0,00 N	0,00 N
F Lateral Delantera	0,00 N	0,00 N

C.S	1,5
Fv ADD	385 N

CASO 2 FRENADA MÁXIMA

	Sin Mayorar	Mayoradas
F Longitudinal Trasera	0,00 N	0,00 N
F longitudinal Delantera	2118,96 N	3178,44 N
F Vertical Trasera	385,00 N	577,50 N
F Vertical Delantera	2412,14 N	3618,21 N
F Lateral Trasera	0,00 N	0,00 N
F Lateral Delantera	0,00 N	0,00 N

C.S	1,5
Fv ADD	385 N

CASO 3 PASO POR CURVA

	Sin Mayorar	Mayoradas
F Longitudinal Trasera	0,00 N	0,00 N
F longitudinal Delantera	0,00 N	0,00 N
F Vertical Trasera	1441,33 N	2161,99 N
F Vertical Delantera	1094,47 N	1641,71 N
F Lateral Trasera	911,30 N	1366,95 N
F Lateral Delantera	911,37 N	1367,06 N

C.S	1,5
Fv ADD	385 N

Cálculo de pernos

	D ext eje [mm]	D int eje [mm]	F [N]	cf	σ_{max} [Mpa]	σ [Mpa]	σ_{max} cort [Mpa]	OK /Nok	Acero
Perno Link-Chasis	6	0	7225	1,5	800	383,2981546	565,6854249	OK	F125
Eje Rocker-Basculante	15	6	9077	1,5	800	91,7237726	565,6854249	OK	F125
Eje Link-Rocker	15	6	7225	1,5	800	73,00917231	565,6854249	OK	F125

Cálculo Orejetas a Tracción

	Base [mm]	Dagujero [mm]	espesor [mm]	nº Orejetas	F [N]	cf	Area [m2]	σ [Mpa]	σ_{max} [Mpa]	OK /Nok	Acero
Orejetas Link-Chasis	30	6	3	2	7225	1,5	0,356940313	75,2604167	340	OK	F111
Orejetas Rocker-Basculante	25	15	3	2	9077	1,5	0,148725131	226,925	340	OK	F111

Cálculo Orejetas a aplastamiento

	Dagujero [mm]	espesor [mm]	nº Orejetas	F [N]	cf	Area aplast [m2]	σ [Mpa]	σ_{max} [Mpa]	OK /Nok	Acero
Orejetas Link-Chasis	6	3	2	7225	1,5	0,089235078	301,0416667	340	OK	F111
Orejetas Rocker-Basculante	15	3	2	9077	1,5	0,223087696	151,2833333	340	OK	F111

Cálculo Link a tracción

	Base [mm]	Dagujero [mm]	espesor [mm]	nº links	F [N]	cf	Area [m2]	σ [Mpa]	σ_{max} [Mpa]	OK /Nok	Acero
Link	12	6	16	2	7225	1,5	0,475920418	56,4453125	340	OK	F111

TRASLACIÓN DE LAS FUERZAS OBTENIDAS DESDE LA RUEDA DELANTERA A LA PIPA DE DIRECCIÓN

CASO 1: ACCELERACIÓN MÁXIMO

Datos	
alfa	0,40666172
FH	0
FV	665,31
FY	0

Resultados	
Fxx	263,160378
Fzz	-611,051562
Fyy	0
L	0,685
X	0,16
Punto	0,605
Rxx	263,160378
Ryy	0
Rzz	-611,051562
Mxx	0
Myy	0
Mzz	-369,686195

Par de fuerzas y	0
Par de fuerzas y	-2310,53872

R11	-131,58	N
R12	-131,58	N
R21	0,00	N
R22	0,00	N
R31	2616,06	N
R32	-2005,01	N

CASO 2: FRENADA MÁXIMA

DATOS	
alfa	0,40666172
FH	2542,75
FV	2894,57
FY	0

RESULTADOS	
Fxx	3480,31368
Fzz	-1652,73402
Fyy	0
L	0,685
X	0,16
Punto	0,605
Rxx	3480,31368
Ryy	0
Rzz	-1652,73402
Mxx	0
Myy	0
Mzz	-999,904079

Par de fuerzas y	0
Par de fuerzas y	-6249,400496

R11	-1740,16	N
R12	-1740,16	N
R21	0,00	N
R22	0,00	N
R31	7075,77	N
R32	-5423,03	N

CASO 3: PASO POR CURVA

DATOS	
alfa	0,40666172
FH	0
FV	1313,37
FY	1093,65

RESULTADOS	
Fxx	519,497597
Fzz	-1206,25992
Fyy	1093,65
L	0,685
X	0,16
Punto	0,605
Rxx	519,497597
Ryy	1093,65
Rzz	-1206,25992
Mxx	0
Myy	661,65825
Mzz	-729,787254

Par de fuerzas y	4135,364063
Par de fuerzas y	-4561,170337

R11	-259,75	N
R12	-259,75	N
R21	-4682,19	N
R22	3588,54	N
R31	5164,30	N
R32	-3958,04	N