



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

PROYECTO FINAL DE CARRERA

ESTUDIO DE DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN DE 125cc.

AUTORES

JORGE CASAUS MAIRAL

DIRECTOR

JAVIER ABAD BLASCO

ESPECIALIDAD

MECÁNICA

CONVOCATORIA

12/2010



El trabajo que se muestra a continuación es un proyecto conjunto realizado por los alumnos de la Escuela de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza, de la rama Mecánica:

- Jorge Casaus Mairal
- Fernando Garcés Martínez

Tutorizados por el profesor del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza D. Javier Abad Blasco.

ÍNDICE

1. Introducción general

1.1 Tema objeto del proyecto

1.2 Fecha y firma

2. Chasis

2.1 Estudio de la aplicación

2.1.1 Tipos de chasis

2.1.2 Distancia entre ejes

2.1.3 Lanzamiento (ángulo de ataque)

2.2 Fase de diseño

2.2.1 Requerimientos estructurales

2.2.1.1 Fatiga

2.2.1.2 Eficiencia estructural

2.2.1.3 Rigidez

2.2.2 Decisiones generales de diseño

2.2.2.1 Estructura tubular

2.2.2.2 Placas de aluminio

2.2.2.3 Barras bajas

2.2.2.4 Subchasis

2.2.3 Despieces y montaje

2.3 Cálculos y análisis por el método de los elementos finitos

2.3.1 Parametrización del chasis

2.3.1.1 Modulo pro mecánica

2.3.2 Comparación de chasis

2.3.2.1 Análisis chasis Conti

2.3.2.2 Análisis chasis 1

2.3.2.3 Análisis chasis 2

2.3.3 Cálculos y análisis del Chasis definitivo

3. Conjunto delantero

3.1. Estudio de la aplicación

3.1.1 Sistemas alternativos de suspensión delantera

3.1.1.1 BMW y el Telelever

3.1.1.2 Tipo Hossack

3.1.2. Horquilla

3.1.2.1 Funcionamiento de la suspensión

3.1.2.2. Diferentes tipos de horquillas

3.1.2.3. Compresión y extensión en la horquilla

3.1.2.4. Cambios en la geometría de la moto

3.1.2.5. Sumario de suspensiones

3.1.2.6. Reglajes de suspensión para circuito

3.2. Diseño

3.2.1. Horquilla paioli

3.2.2. Tija superior

3.2.3. Tija inferior

3.2.4. Semimanillares

3.3 Cálculos por MEF

3.4 Despiece y montaje

4. Basculante

4.1 Estudio de la aplicación

4.1.1 Historia del diseño del basculante

4.1.2 Tipos de basculantes

4.2 Diseño

4.2.1 Geometría del basculante

4.2.2 Partes que componen el basculante

4.3 Cálculos y análisis MEF

4.4 Despiece y montaje

5. Suspensión trasera

5.1 Introducción Suspensión trasera

5.2 Factores a tener en cuenta en el diseño de suspensiones

5.3 Elementos básicos

5.3.1 Muelles

5.3.1.1 Constante k del muelle

5.3.1.2 Precarga

5.3.1.3 Longitud en precarga

5.3.2 Recorrido de la rueda

5.3.2.1 Ángulo de ataque de la suspensión

5.3.2.2 Bieletas y sistemas de unión

5.3.3 Fuerzas

5.3.4 Energía del muelle

5.3.5 Sistema progresivo vs. Sistema lineal

5.4 Características propias

5.4.1 Conexión directa al basculante

5.4.2 Sistema básico de bieletas

5.4.2.1 Muelle montado en el basculante

5.4.3 Bieleta y sistema de unión directamente al basculante

5.5 Diseño para el modelo del basculante

5.5.1 Sistema de bieletas

5.6 Diseño de elementos

5.6.1 Diseño con Tony Foale “*Motorcycle Kinematics*”

5.6.2 Diseño de los distintos elementos

5.6.3 Cálculos

5.7 Posibilidades del sistema

6. Estriberas

6.1 Estudio de la aplicación

6.2 Diseño

7. Fabricación del prototipo

7.1 Introducción

7.2 Chasis

7.2.1 Estructura tubular

7.2.2 Potro de soldadura

7.2.3 Subchasis

7.2.4 Cuna motor

7.3 Elementos fabricados externamente

7.3.1 Basculante

7.3.2 Placas, tijas, estriberas y otros elementos de mecanizado

7.4 Presupuesto general

8. Resultados en pista y optimización

9. Conclusiones

10. Bibliografía

11. Anejos

11.1 Características de materiales utilizados

11.2 Reglamento técnico Motostudent

1. Introducción general

1.1 Tema objeto del proyecto

En enero de 2009 llego a nosotros MotoStudent, una iniciativa promovida por Moto Engineering Foundation. Se presentaba como una competición entre equipos de estudiantes de ingeniería de las universidades europeas. Debíamos conseguir patrocinadores para que nos financiaran el proyecto, el cual trataba de diseñar y fabricar una moto de 125cc ciñéndonos a un reglamento.

Los equipos debían estar formado por al menos 7 estudiantes, en nuestro caso éramos un ingeniero industrial, tres ingenieros industriales técnicos eléctricos y cinco mecánicos. El equipo acabo por llamarse Alcañiz-Unizar, por nuestro patrocinador principal, el Ayto. Alcañiz. La organización proporcionaba a cada equipo un kit compuesto por un motor gas 125cc., suspensión delantera (horquilla tradicional), suspensión trasera, frenos (manetas, bombas y discos) y llantas. Todo esto era obligatorio usarlo en el prototipo final y no se podía usar ni modificar ni chasis ni basculante.

Los 6 primeros meses los pasamos de puerta en puerta buscando patrocinadores, ofrecíamos espacio en la moto para que se publicitaran. La mejor manera de asegurar que van a salir en los medios es conseguir entrevistas en periódicos, web, y tele. Así que también debíamos ir a todos los posibles. Tras unos meses en los que pensábamos que no conseguiríamos ni 2000 euros nuestra suerte cambio al recibir la noticia de que el Ayto. de Alcañiz nos patrocinaba con 5000 euros.

Durante el verano de 2009 conseguimos contactar con varios expertos en las motocicletas de competición, y aprendimos a utilizar los programas de diseño en 3D, tanto Pro-Engineer como Catia.

De octubre a noviembre 2009 nos dejaron una conti, una motocicleta muy similar a la que estábamos diseñando, la desmontamos y medimos para poder utilizarla como referencia en cuanto a rigidez y medidas generales. Ya que quien nos lo

había dejado había participado en el diseño de ese chasis y conocía perfectamente su comportamiento en pista.

En ese momento comenzó la etapa de diseño que duró hasta abril de 2010. Nos habíamos repartido el trabajo, uno al motor, dos al carenado, tres la electricidad y electrónica y tres para el chasis. Entre los tres diseñamos lo que sería el esqueleto de la moto ajustándonos a un presupuesto limitado.

En mayo evaluamos nuestras opciones a la hora de fabricar nuestro prototipo. Podíamos encargar todo a empresas especializadas, o en el taller de un familiar siendo nosotros mismos los operarios. La primera opción era carísima, así que optamos por fabricar el chasis tubular, las piezas de torno y el montaje, lo cual nos daba libertad en cuanto a presupuesto como en tiempos de entrega.

La moto rodo por primera vez un mes antes de la competición, en septiembre de 2010, y estuvo a punto para poder correr en pista 5 días antes de las pruebas finales, dando unos resultados muy satisfactorios en el circuito de la Selva, quedando a tan solo dos segundos de la vuelta rápida de otra 125cc. que domina los campeonatos regionales de pre-GP.

El fin de semana resulto ser un éxito. Constaba de dos categorías en las que todos los equipos debían participar. La primera, MS1, trataba de convencer a un jurado de expertos mediante dos presentaciones de 30 minutos, la primera sobre diseño y cálculos del prototipo, la segunda sobre cómo fabricar 500 unidades con un coste inferior a 4500 euros. De aquí salían 6 finalistas, entre los cuales estuvimos, que optaban a un premio al mejor diseño, otro a la mejor innovación y el más importante en cuanto a la cuantía económica, al mejor proyecto industrial. Esta solo era la primera parte del fin de semana que continuaba con la categoría MS2. Empezando el sábado por las pruebas dinámicas, llevadas a cabo por probadores profesionales y continuando el domingo por las pruebas cronometradas. En estos apartados obtuvimos las mejores puntuaciones y tiempos con lo que nos adjudicamos con el primer premio.

En este proyecto estudiaremos las fases más importantes del diseño y fabricación del chasis de nuestro prototipo.



Imagen 1.1. El equipo al completo el día de la competición en Alcañiz y a su izquierda la moto corriendo ese mismo día.

1.2 Fecha y firma

Zaragoza a 17 de noviembre de 2010

Fdo.: Fernando Garcés Martínez

Fdo.: Jorge Casaus Mairal

2. Chasis

2.1 Estudio de la aplicación

Para saber cuál es el chasis que más convenía se hizo un estudio de los vigentes en motocicletas del mercado y de competición. Los chasis más proliferantes en competición son los tubulares, debido a su fabricación más sencilla y el precio del material en acero, mas barato que el aluminio.

2.1.1 Tipos de chasis

En las motocicletas se pueden distinguir varios tipos de chasis. Hoy en día, aún son los tubulares clásicos los más habituales. Hay diversos tipos que van desde los más sencillos de cuna simple, hasta los multitubulares de elementos rectos, que se emplean en las motos de mayores prestaciones.

Los chasis más orientados a la competición es una variedad de los tubulares denominados bastidores multitubulares de elementos rectos. En este tipo de chasis, la estructura se forma únicamente con tubos rectos, de modo que éstos solo trabajen a tracción o a compresión. La disposición más habitual es un elemento largo que une directamente la pipa de dirección con el eje del basculante, y una serie de tubos de menor longitud, que refuerzan esta función y sirven también para anclar el motor, suspensión trasera y basculante.



Imagen 2.1. CHASIS DOBLE CUNA



Imagen 2.2. CHASIS DOBLE VIGA



***Imagen 2.3. CHASIS MULTITUBULAR
STREET TRIPLE 675***



Imagen 2.4. CHASIS TRIUMPH

Uno de los elementos que debe tener el chasis son los anclajes para el motor, 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, permitiendo que el chasis sea más ligero.

El motor al que nos enfrentamos tiene una gran vibración ya que no posee eje de balanceo, por lo que se ha optado por amarrarlo por todos los puntos posibles al chasis con objeto de reducir dichas vibraciones. Además este motor no tiene suficiente resistencia como para que absorba las tensiones propias del chasis, por lo tanto esto hay que tenerlo muy en cuenta a la hora de diseñar el chasis, ya que este tiene que soportar todos los esfuerzos.

Empezamos observando lo que han hecho otros fabricantes con motos de similares características, es decir, que tengan el mismo motor, o de la misma cilindrada, que sean de velocidad y competición. Además hay que tener en cuenta que nuestro chasis, al ser tubular de acero, se debe estudiar la aplicación de unas placas de aluminio que posibilitan terminar la geometría de la forma más eficiente posible. Si fuera de doble viga de aluminio, no se utilizaría este elemento, ya que te da más libertad de a la hora de abrazar al motor y por lo tanto se hace inútil.



Imagen2.5. Moto Conti

En la imagen 2.5 aparece una conti, que lleva exactamente el mismo motor, por lo tanto habían solucionado exactamente los mismos problemas que nos surgieron a nosotros. Lleva un chasis de acero de 9.7kg. Esta placa es de aluminio mecanizado y pesa 1,5kg cada placa.



Imagen 2.6. Moto Metrakit.

Aquí observamos la metrakit, también de 125cc pero con otro motor, también lleva chasis tubular y placa de aluminio para salvar el motor husqvarna. Esta placa es de aluminio de fundición, y apenas pesa 500gr cada una. Aunque se observan

deformaciones en el anclaje de la suspensión, ya que la han diseñado con los puntos de apoyo muy separados.



Imagen2.7. Banca Miralles

Por último vemos una bancaja, en realidad una copia de la Aprilia de 125cc del mundial de velocidad. Monta un chasis de doble viga de aluminio, que como se observa llega en una sola pieza desde el motor hasta la pipa de dirección.

2.1.2 Distancia entre ejes

Durante las charlas recibidas en la universidad por parte de la organización nos dimos cuenta del valor tan importante que puede llegar a tener la distancia entre ejes y el ángulo de lanzamiento de la pipa. Unos especialistas del sector de la competición que visitamos nos guiaron en cuanto a la elección de la distancia entre ejes y dicho ángulo de lanzamiento.

La interacción de los elementos geométricos es una parte fundamental a controlar.

Los parámetros básicos a los que nos hemos remitido para una estructura formal de la motocicleta son: Distancia entre ejes y ángulo de lanzamiento.

La distancia entre ejes es la distancia entre los centros de las ruedas cuando las suspensiones están en reposo. En nuestra motocicleta hemos tomado una holgura de ajuste de entre 20-40mm para el tensado de la cadena.

El motivo por el que controlamos la distancia entre ejes es por su influencia en la maniobrabilidad y su transmisión de sensaciones.

Según la organización la distancia entre ejes no puede ser inferior a 1250mm.

Hemos optado por variar la distancia entre 1250mm y 1310mm ya que a partir de esa medida el carácter de una 125cc se parece más a una moto de mayor cilindrada, y no es lo que buscamos.

Dentro de estas medidas jugaremos para conseguir una estabilidad en recta y agilidad en el manejo al paso por curva.

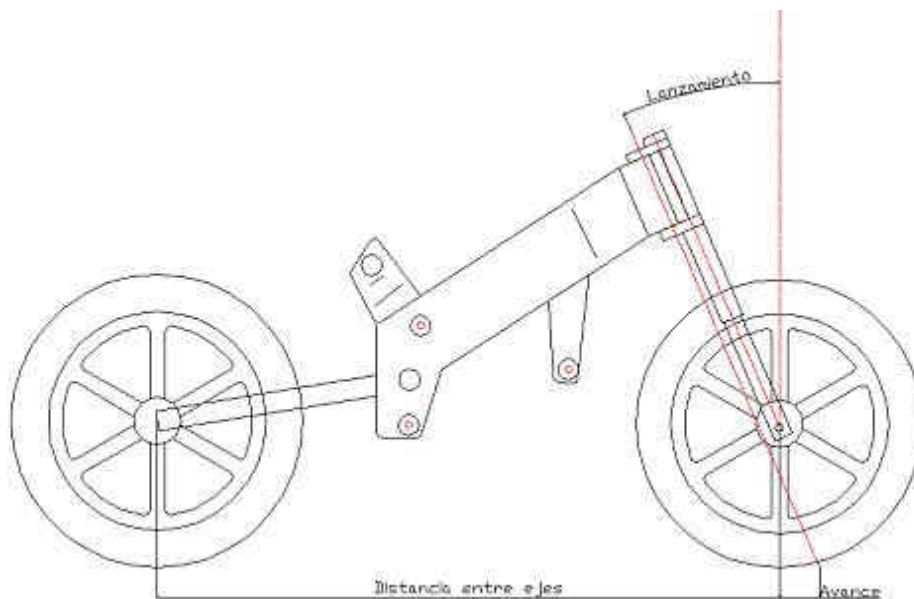


Imagen 2.8. Esquema medidas principales

2.1.3 Lanzamiento (ángulo de ataque)

Con el lanzamiento (ángulo que toma la pipa de dirección con la normal de la rueda delantera) determinamos la cantidad de avance que tendrá la moto. Nos basamos en esta medida para estimar la variación de geometrías durante la fase de frenado.

El valor de los ángulos que tomamos como tolerancias está entre los valores 22 y 26 grados.

2.2 Fase de diseño

2.2.1 Requerimientos estructurales

Nos documentamos con bibliografía de autores como Tony foale, o la 32 edición del libro motocicletas.

Se ha consultado en blogs de especialidades mecánicas y en páginas webs para contactar y pedir información.

A partir de este punto se tomó la decisión de realizar un chasis tubular de acero de composición al cromo-molibdeno frente a uno de aluminio. La razón principal fue porque un chasis de doble viga de aluminio cuesta 4 veces más que uno tubular de acero y se pueden conseguir unas prestaciones muy similares, además este tipo de chasis muy utilizados en los 80 están volviendo al mercado con mucha fuerza.

En el estudio de la aplicación hemos visto los parámetros geométricos implicados en el diseño del chasis. La estructura de la moto debe mantener estos parámetros dentro de unos valores adecuados ante todas las condiciones de cargas que preveamos que puede tener lugar. La estructura debe ser lo más ligera posible y tener un tiempo de vida aceptable.

2.2.1.1 Fatiga

Es muy raro que el fallo provenga de la aplicación estática de las cargas que aparecen en una utilización normal, sino que suele deberse o a una carga excesiva, como una caída, o por fatiga, lo cual acaba en rotura. Por lo tanto, si el chasis está sometido únicamente a las cargas recibidas de su uso normal, la causa de rotura será la fatiga. De ahí se extra que la esencia de un buen diseño es asegurar que la rotura por fatiga solo se produzca bastante tiempo después de la vida que esperemos que va a tener el chasis.

La fatiga se produce con cambios continuos de tensión. En la práctica, los niveles de tensión de una estructura son aquellos que hagan que sean necesarios millones de ciclos de cargas inversas para que se produzca la rotura. Las características de la fatiga cambia de unos metales a otros, en nuestro caso el chasis es de acero y aluminio, el primero tiene un nivel de tensión llamado límite de fatiga por debajo del

cual nunca falla, independientemente del número de ciclos que sufran, en cambio el aluminio, si se somete a ciclos inversos de trabajo, a la larga acaba fallando aunque la tensión sea pequeña.

2.2.1.2 Eficiencia estructural

Normalmente la resistencia no supone un gran problema si los componentes del chasis se han diseñado para ser suficientemente rígidos y el diseño de detalle se ha llevado a cabo de forma correcta. Una buena guía para conocer la eficiencia estructural viene dada por la relación rigidez/peso. En la producción en serie, los grandes fabricantes se guían por la relación rigidez/coste.

2.2.1.3 Rigidez

En la frenada es donde se producen los mayores esfuerzos que debe soportar una moto, por lo tanto empezamos por calcular cual era la rigidez a frenada en la rueda, la cual debe ser muy elevada.

Una forma de medirla es utilizando un banco como el mostrado en la imagen 2.9, donde se ancla el chasis por el eje del basculante y se le aplica un momento en la pipa de dirección.

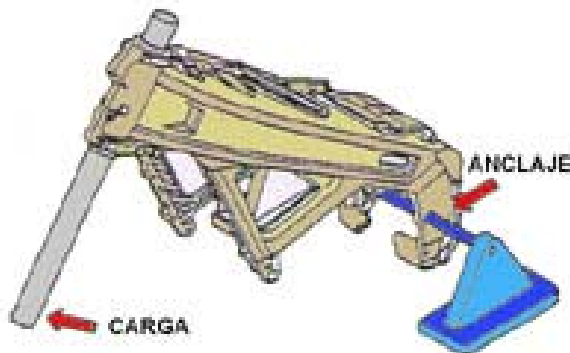


Imagen 2.9. Esquema condiciones de contorno en un análisis

Si aplicas la carga en la dirección contraria a la marcha, obtienes la rigidez a frenada, medida en N/mm. En el caso de aplicar un par girando alrededor del eje transversal de la moto, se mide la rigidez a flexión del chasis. En este caso el tipo de sollicitación es algo parecido a lo que ocurre durante el proceso de frenada / aceleración.

Si aplicamos el par girando alrededor del eje longitudinal de la moto (intentando

"retorcerla") medimos la rigidez torsional. Este tipo de sollicitación sería asimilable a la que tiene lugar al pasar sobre un bache estando inclinado en una curva. El resultado de este ensayo viene dado en N m / grado, esto es, nos indica el momento (en Newtons por metro) necesario para hacer que el chasis se deforme un grado. Este tipo de ensayo sirve para hacerse una idea de la rigidez de un chasis y para poder comparar un chasis con otro, siempre que el ensayo se realice de una forma seria (es decir bajo unas ciertas normas en cuanto a forma de aplicación de la carga, tipo de bancada, etc., que garanticen la repetitividad y la comparativa entre un ensayo y otro). Sin embargo no se puede establecer una comparación muy directa con la realidad, ya que en una moto que está rodando, las cargas siempre se aplican en los neumáticos, continúan por las llantas y luego por la horquilla (las piezas menos rígidas de una moto) y el basculante. Normalmente estos elementos no están presentes en el ensayo, como es normal, ya que nos estamos refiriendo al ensayo de un chasis, sin embargo lo que quiero apuntar es que de poco nos sirve tener un chasis que presenta unos valores aceptables en cuanto a rigidez torsional si luego resulta que la horquilla tiene una rigidez a torsión ridícula comparada con el chasis.

Por último, si aplicamos una carga lateral a la altura de la pipa de dirección, estaremos midiendo la rigidez que presenta el chasis a la flexión lateral. Todo esto también tiene aplicación en el caso del basculante. La tendencia actual es diseñar basculantes muy rígidos a torsión y que permitan cierta flexión lateral, que ayude a absorber los baches cuando la moto está muy inclinada.

2.2.2 Decisiones generales de diseño

2.2.2.1 Estructura tubular

Chasis solo tubular o tubular + placa de aluminio.

Los primeros diseños eran solo tubulares, teníamos que ensanchar alrededor de 50mm a cada lado a la altura del eje del basculante, lo cual no beneficiaba en absoluto a la aerodinámica, el problema lo causaba el motor, es un motor de motocross cuya forma no tiene ninguna interferencia con un chasis de motocross pero a la hora de tener que adaptarlo a un chasis de velocidad comienzan las dificultades.

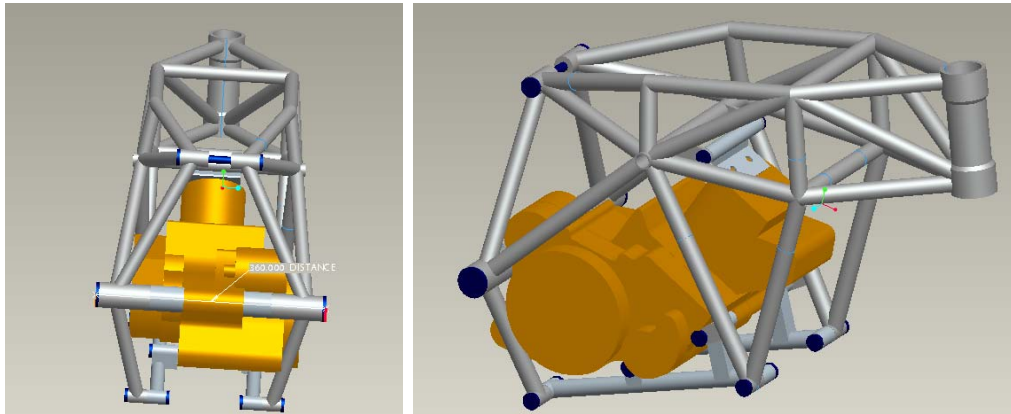


Imagen 2.10. Chasis formado únicamente por tubos de acero de 22mm de diámetro. Tiene una anchura máxima de 360mm.

Tras realizar varios diseños no quedamos satisfechos con la solución que nos daba el chasis solo de tubos, así que comenzamos con el diseño del nuevo chasis con la ventaja de que una ligerísima y muy resistente placa de aluminio 7075 nos salva toda la zona del motor que nos causaba tantos problemas.

Nosotros llevamos la placa a buscar al chasis donde este lo necesita, si nos fijamos bien en el anterior chasis se ve claramente que la parte de la pipa de dirección es muy similar, y la placa va a coger al chasis encima del motor para que este tenga la geometría adecuada, sin necesidad de ensancharlo.

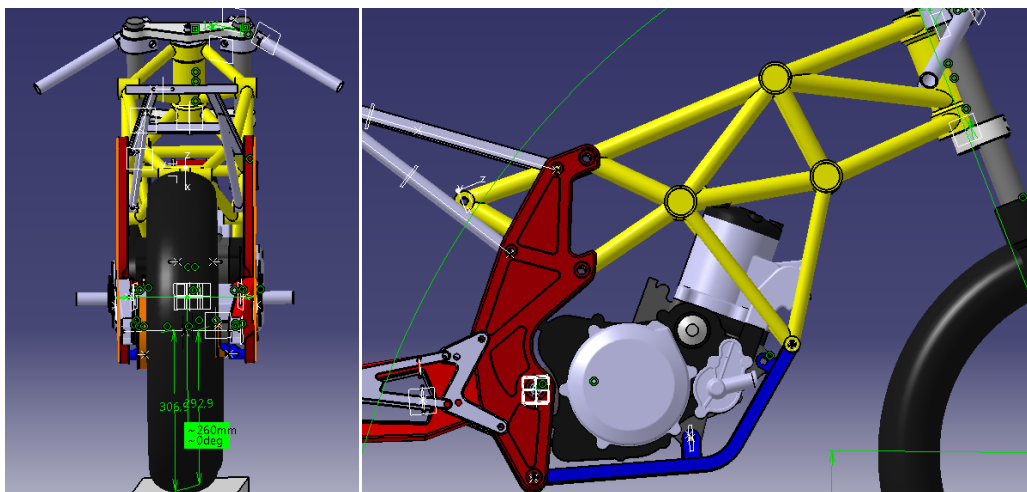


Imagen 2.11. Chasis con placa de aluminio, se ve como la placa sigue la forma que le obliga el motor y luego sube a encontrarse con los tubos que vienen rectos de la pipa. Anchura máxima de 260mm.

Al final la decisión parece clara, ya que al poner una placa de aluminio no se aumenta el peso y sigues manteniendo la misma rigidez, por lo tanto en este caso las placas de aluminio parecen un complemento no solo necesario sino que también muy adecuado para el chasis tubular. Además solucionamos el problema de la anchura máxima, consiguiendo los 260mm, muy razonables para evitar problemas de espacio y movilidad al piloto.

Al estudiar otros chasis similares como los de la figura 2.12 y 2.13, con placa+tubular, nos dimos cuenta de que daba mejor resultado amarrar la suspensión trasera mediante una triangulación de tubos.

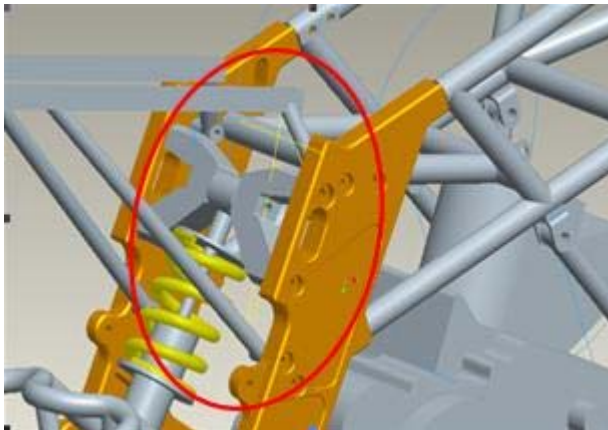


Imagen 2.12. Chasis conti. Se observa cómo se une a la suspensión mediante dos orejetas. Uso excesivo de material.



Imagen 2.13. Chasis Metrakit. En este caso se sujeta la suspensión mediante un eje. Problemas de flexión en el eje al poco tiempo de uso.

➤ Perfil de los tubos

El perfil que hemos escogido es un perfil tubular hueco de 22,25mm de diámetro exterior y con espesor de 1.25mm.

➤ Geometría de la estructura tubular

La forma del chasis o de la estructura formada por tubos, la hemos obtenido de sucesivos estudios de elementos finitos, así comprobamos cual era la forma más adecuada para nuestro chasis.

➤ Medidas generales

Estas vienen determinadas por la geometría que hemos considerado más adecuada, como explicamos en la página anterior, creemos que el ángulo de ataque debe ser de 24 grados y la distancia entre ejes será de 1297 mm.

➤ Anclajes o uniones

Mediante casquillos de 40 mm de diámetro exterior y los de 25 mm se unen todos los tubos, además las uniones de los casquillos de 25mm sirven además para una unión atornillada del chasis tubular con las piezas de aluminio, que acaban de configurar el chasis uniendo a este con el motor y además soportando también el extremo superior de la suspensión trasera. Estas uniones y las que unen al chasis con el motor serán como las del dibujo:

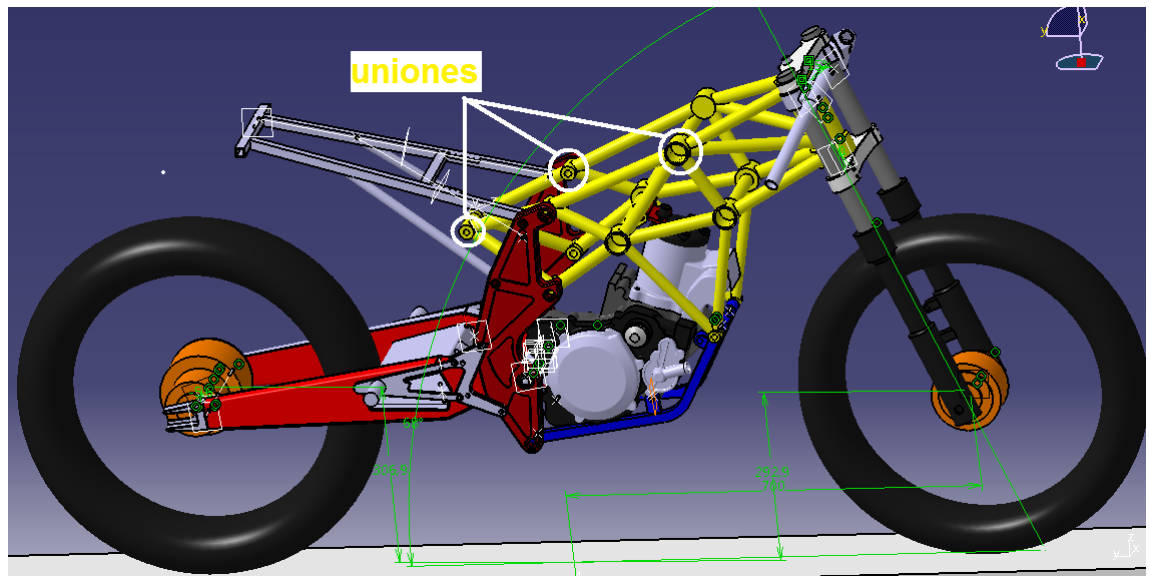


Imagen 2.14. Dibujo completo del prototipo, se destacan las uniones de la estructura tubular.

2.2.2.2 Placas de aluminio



Imagen 2.15. Placa de aluminio derecha. Se puede ver a la izquierda la cara a la vista y a su derecha la cara interior.

El diseño de este importantísimo elemento viene determinado por la forma del motor y de la estructura tubular, ya que al ser una placa de 20 mm mecanizada, se puede obtener la forma deseada, en este caso la de unir la estructura tubular con el motor y el basculante sin necesidad de aumentar el peso, ni las dimensiones adecuadas, manteniendo unas características mecánicas satisfactorias.

- Material: Aluminio 7075
- Peso: 1,141kg
- Fabricación: Mecanizado en fresadora CN

Perfil optimizado para:

- Aguantar las cargas.
- Salvar la forma del motor.

El perfil se acopla con la forma del motor y va hasta la estructura tubular uniéndose en dos puntos. Por debajo se une con la barra baja, y en el centro une el motor con el basculante. La cara delantera tiene unos vaciados de 2mm para cuyo objetivo es únicamente estético, en cambio los vaciados de la cara trasera son de 15mm y su función es disminuir el peso sin perder resistencia mecánica.

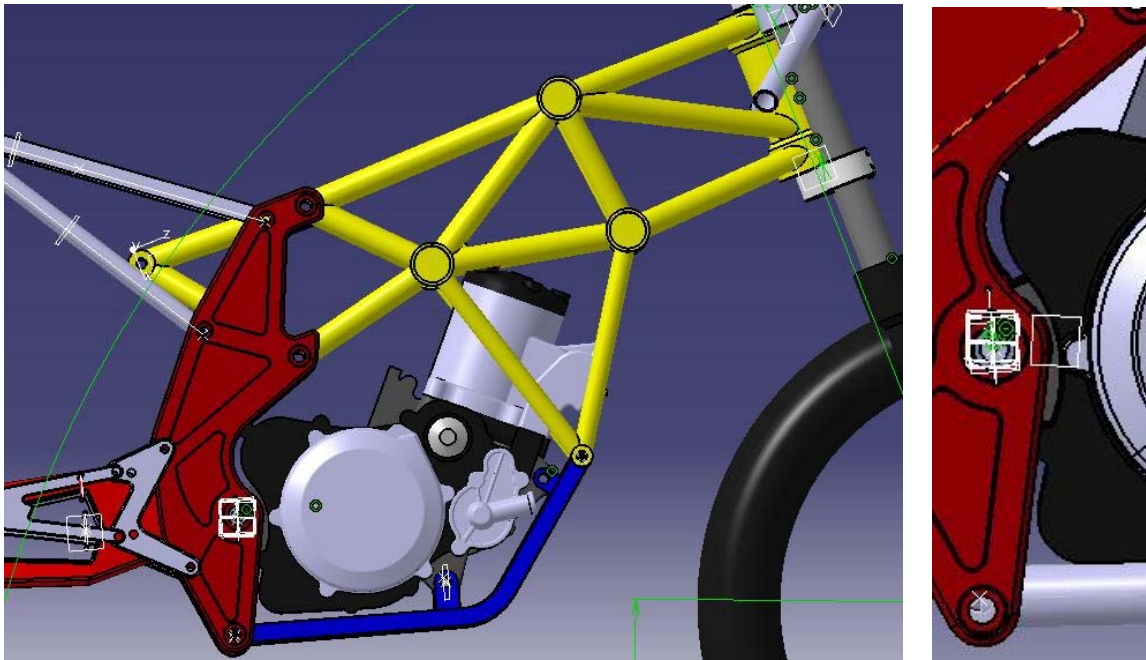


Imagen 2.16. Chasis vista de lado. Se observa como la placa salva la forma del motor.

En este dibujo vemos resaltado el vaciado de 10 mm necesario para evitar las

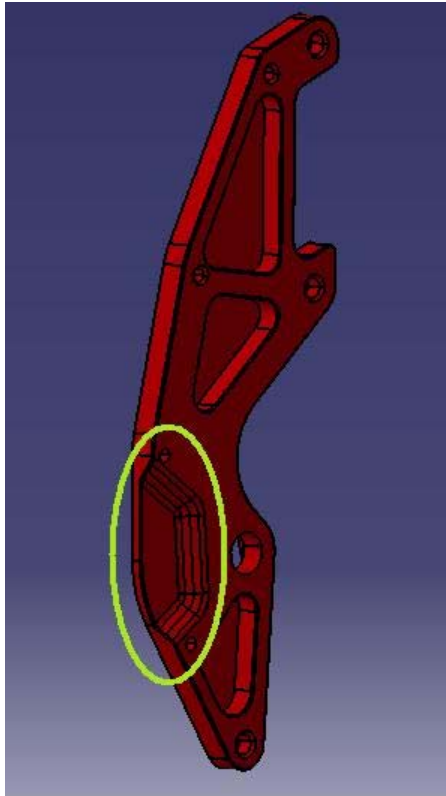


Imagen 2.17. Vaciado para evitar interferencias con el basculante.

interferencias que se crearon con el basculante. Este es un claro caso en el que al ser una pieza mecanizada puedes solucionar el problema rápidamente, en cambio si hubiéramos tenido que modificar el basculante, hubiera requerido rediseñarlo casi desde el principio.

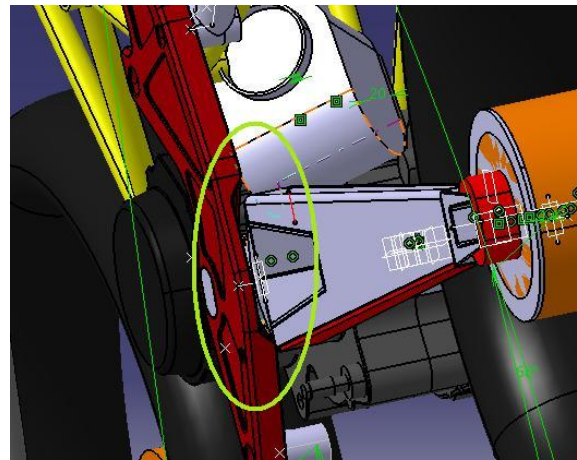


Imagen 2.18 Vista de conjunto del problema

2.2.2.3 Barras bajas (Cuna)

Este elemento es de gran importancia para un buen comportamiento de la moto por dos razones. La primera y más importante es amarrar el motor por la sujeción de la base del motor, consiguiendo así evitar en gran medida las vibraciones que produce este motor a 13.000 revoluciones por minuto. Esto no ocurre en otras motos de Pre-GP que montan motores como el husqvarna en la metrakit o el rotax en las bancaja, estos motores llevan eje de balanceo y el gas gas no. La segunda razón es para reforzar el chasis sin aumentar prácticamente el peso y lo que también es muy importante, sin levantar el centro de gravedad.



➤ Material:

- Tubo de aluminio 6063
 ϕ :26mm
e: 4,75mm
- Casquillos aluminio 6063

➤ Peso: 260gr

➤ Fabricación:

- Torno CN (Casquillos)
- Fresa CN (Tubos)
- Dobladora
- Soldadura TIG

Imagen 2.19. Cuna de motor tubo izquierdo.

La cuna podría haber sido tanto de aluminio como de acero, obteniendo resultados muy similares dinámicamente. Nosotros optamos por el aluminio, ya que es más dúctil. Además también para un mayor espesor de pared del tubo, lo cual evita la formación de grietas en el proceso de doblado, es más ligero.

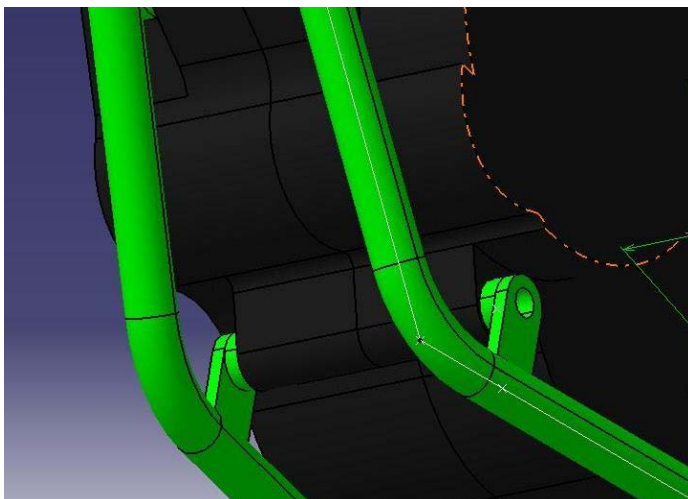


Imagen 2.20. Sujeción de la cuna con el motor, el tubo debe pasar lo más cercano posible a la sujeción del motor.

El diseño buscaba que la barra pasara lo más cerca posible de las sujeciones del motor, en su camino de unión entre la estructura tubular y las placas de aluminio. De esta forma se casi no se produce momento que puede llegar a romper las orejetas que van soldadas al tubo.

2.2.2.4 Subchasis

El subchasis de una motocicleta de competición debe ser lo más ligero posible y debe llegar justo hasta donde se apoya el piloto. En las motos de calle suele ser mucho más largo para el pasajero, además lleva asideros y luces, cosas que nuestro prototipo no necesita.

Una de las características que vamos buscando a la hora de diseñar todas las piezas es la posibilidad de que sean regulables. El hecho de que el piloto pueda encontrar la posición adecuada sea cual sea su talla aumenta enormemente las posibilidades de éxito. El subchasis cuenta con unos perfiles de 1x1cm y unos 20cm de longitud, que van atornillados en la parte superior, a los cuales se les podía añadir tacos de plástico de 1cm, con lo cual podíamos subir la altura del asiento 4cm de uno en uno con suma facilidad.



Imagen 2.21 Subchasis

- Material:
 - Tubo de aluminio 6063
 - Dext: 26mm
 - e: 4,75mm
 - Casquillos aluminio 6063
- Peso: 1,69kg
- Cálculos estructurales como SL
- Fabricación:
 - Torno CN (Casquillos)
 - Fresa CN (Tubos)
 - Soldadura TIG

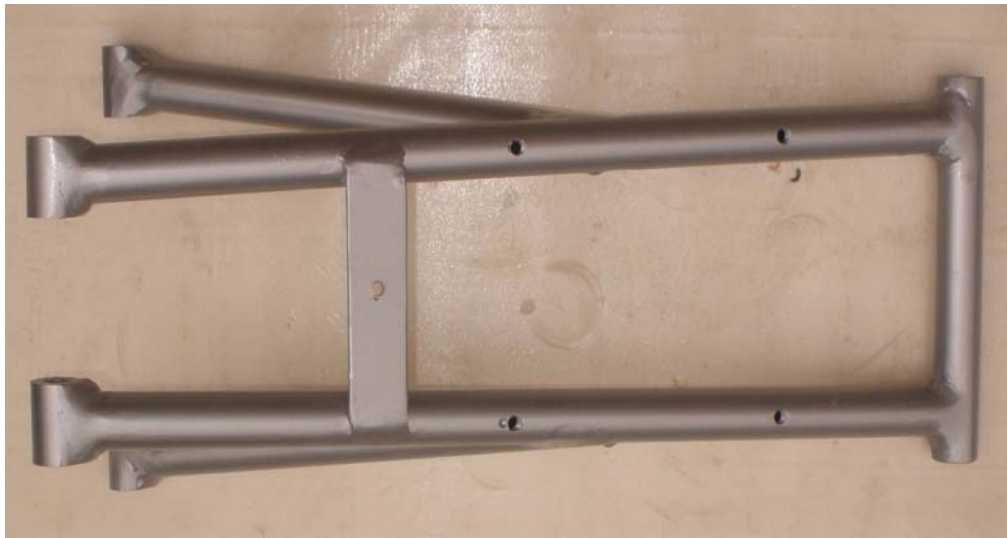


Imagen 2.22 Subchasis visto desde arriba

Una de las medidas más importantes para esta clase de moto es la anchura del colín al comenzar el depósito, no debe ser superior a 140 mm. Esto tiene una explicación muy sencilla, si imaginamos al piloto en un tramo de zigzag vemos que tiene que moverse de un lado al otro del asiento y cuanto más ancho sea este más difícil y más lento se va a mover, y por lo tanto realizara un paso por curva mucho más lento.

2.2.3 Despieces y montaje

En este apartado se muestran los despieces del chasis y subchasis, y se añaden los listados completos de todas las partes además de la tornillería y rodamientos. Gracias a los programas 3D, también se aprecia con mucha facilidad el proceso de montaje.

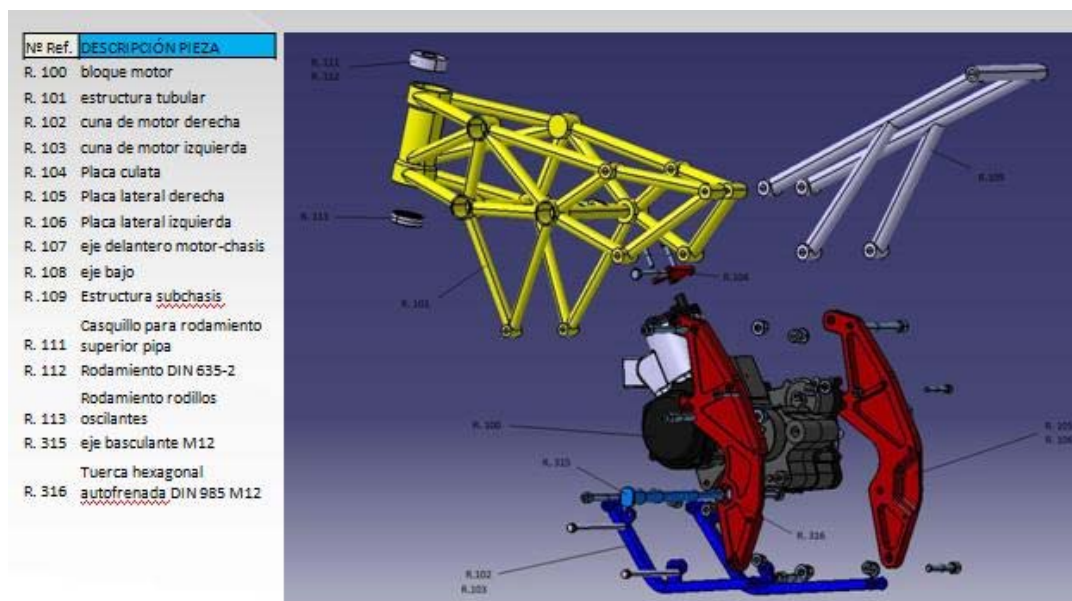


Imagen 2.23. Despiece chasis 1

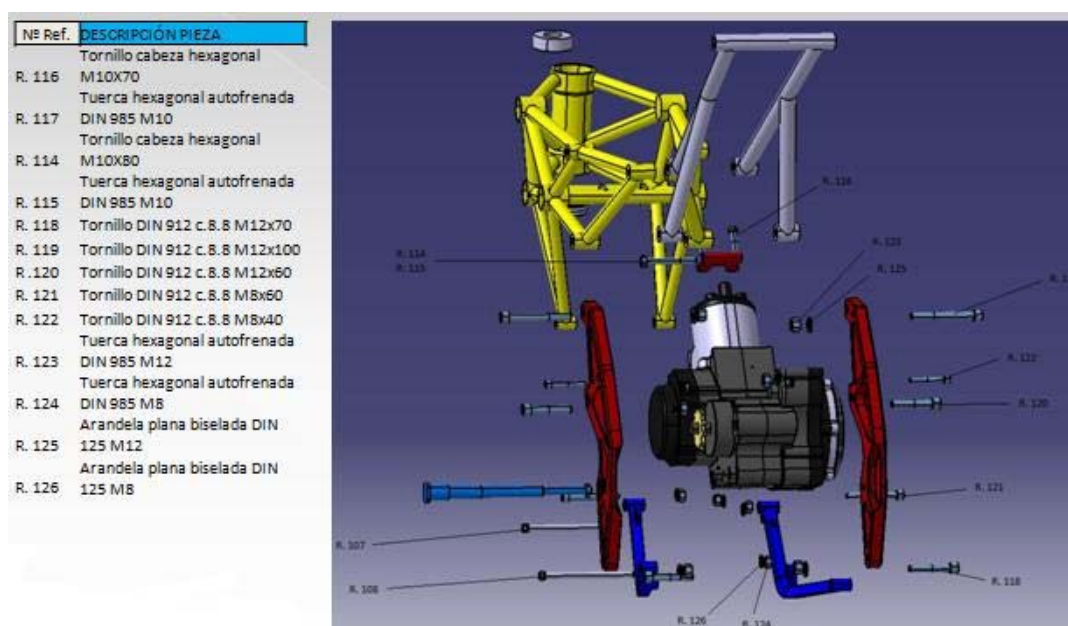


Imagen 2.24 Despiece chasis 2.

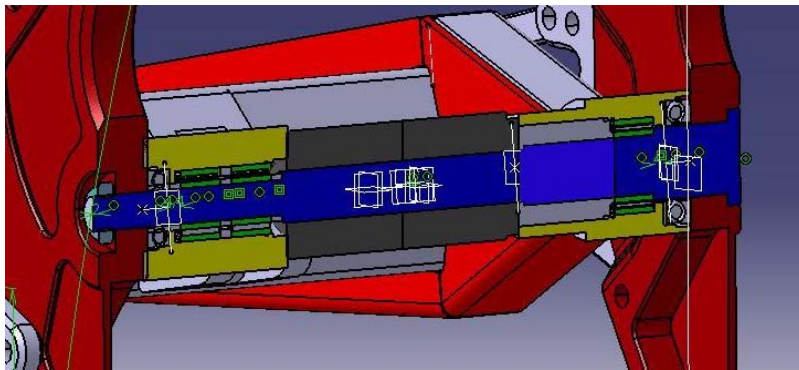


Imagen 2.25. El montaje gira en torno al motor, ya que a través del eje del basculante (R.315) unimos las placas de aluminio el motor y el propio basculante.

Una vez colocado eje, pasamos a montar la estructura tubular, atornillándola a las placas de aluminio. El siguiente paso son las barras bajas, estas unen la estructura tubular con el motor y con las placas de aluminio. Al unir tres elementos distintos te das cuenta de lo importante que son las tolerancias, tanto en el diseño como a la hora de la fabricación. Nosotros contábamos con medios muy limitados, aun así el montaje resulto muy satisfactorio ya que todas las partes encajaron a la primera. El subchasis es la última parte de chasis que se monta, ya que no es precedente en el montaje por ninguna otra pieza y si lo montáramos ahora dificultaría el montaje del sistema de bieletas trasero.



Imagen 2.26. Chasis principal y basculante ya montados.

2.3 Cálculos por elementos finitos

Gracias a esta herramienta que proporcionan los programas de diseño en 3D, hemos podido estudiar las características dinámicas de los chasis de las actuales motos que compiten en categorías similares.

Mediante el MEF conseguimos los valores de rigidez de los distintos chasis, en principio los análisis más interesantes, son los que corresponden a una frenada y al paso por curva, ya que son los esfuerzos más elevados que sufre una motocicleta, y los que más influyen en el comportamiento dinámico que luego tendrá la motocicleta. Para ello el primer paso es parametrizar el chasis.

2.3.1 Parametrización del chasis

Entorno Pro-Engineer

La organización pone a disposición el programa para construcción de modelos digitales en 3 dimensiones Pro-Engineer. A través de este software se trabaja en el aprendizaje de su módulo de dibujo y de sus posibilidades a la hora de trabajar con conjuntos.

El software es de vital importancia para realizar optimizaciones de diseño en piezas y conjuntos así como para el análisis estructural.

Estas cualidades lo hacen perfecto para poder conocer mejor la geometría sin tener que fabricar varios prototipos, y saber optimizarla para obtener la configuración adecuada.

2.3.1.1 Módulo Pro-Mechanica

El programa Pro-Engineer viene acompañado de un módulo de análisis estructural.

Para el estudio del chasis se han usado los análisis estáticos y se estudio la posibilidad de utilizar también los de frecuencia. Dicho módulo es elemental a la hora de conocer tensiones en puntos conflictivos y las deformaciones que se producen a

partir de cargas impuestas, con restricción al movimiento en las posiciones marcadas por el usuario.

Los análisis de frecuencias ayudan a conocer los modos de vibración de las diferentes partes constitutivas. Con dichos datos se modifica la estructura para evitar que entren en resonancia los diferentes elementos. Para la utilización de esta herramienta es necesario conocer las vibraciones que produce el motor y para ello es necesario preparar un banco de potencia para encender el motor y unos sensores de vibraciones. Esto resultaba muy caro y muy costoso, por lo tanto decidimos no emplearlo.

2.3.2 Comparación de chasis

2.3.2.1 Análisis chasis Conti

Hemos realizado el mismo análisis para todos los chasis, aplicando siempre la misma fuerza en el mismo sentido, así hemos obtenido los desplazamientos y tensiones en todos los puntos del chasis. En este caso se obtiene la rigidez en la frenada ya que las fuerzas que aplicadas al modelo y las condiciones de contorno simulan las que sufriría el chasis en una frenada.

Empezamos con el chasis de conti:

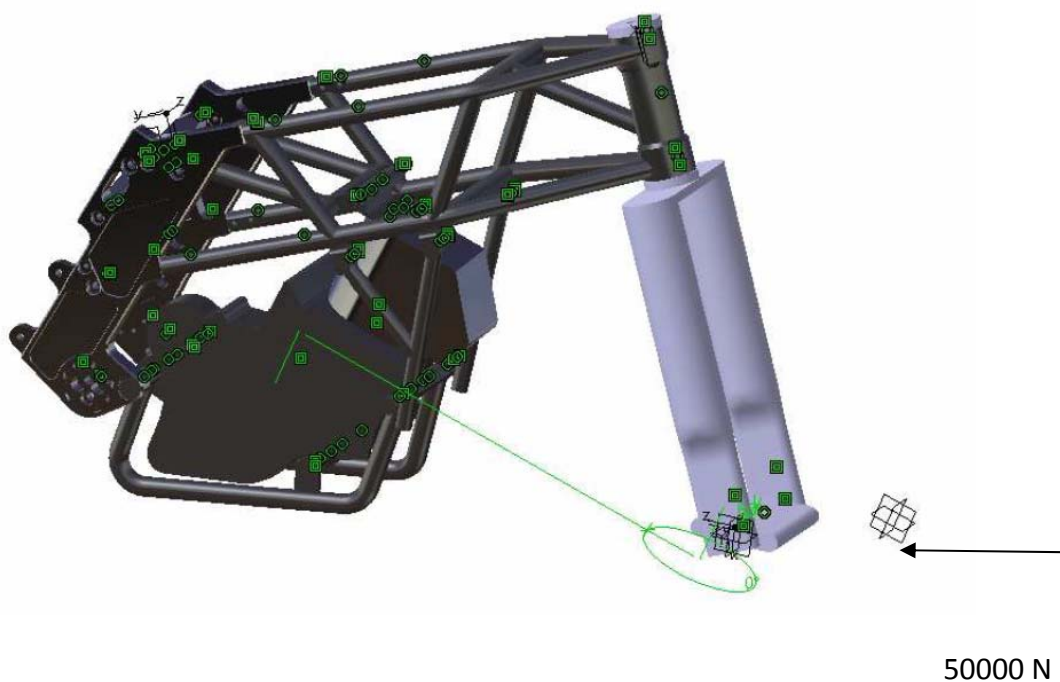


Imagen 2.27. Chasis Conti preparado para analizar por MEF

La horquilla es solo una herramienta para simular los esfuerzos en la frenada, esta pasa por una guía que le limita el movimiento en todas las direcciones menos en horizontal, la fuerza de 50000 N se aplica en la base de la horquilla, en donde estaría el eje de la rueda, y en dirección horizontal hacia atrás. El eje del basculante está anclado en el espacio, no se puede mover en ninguna dirección, solo puede girar sobre sí mismo. De esta manera el chasis queda totalmente restringido y listo para el análisis.

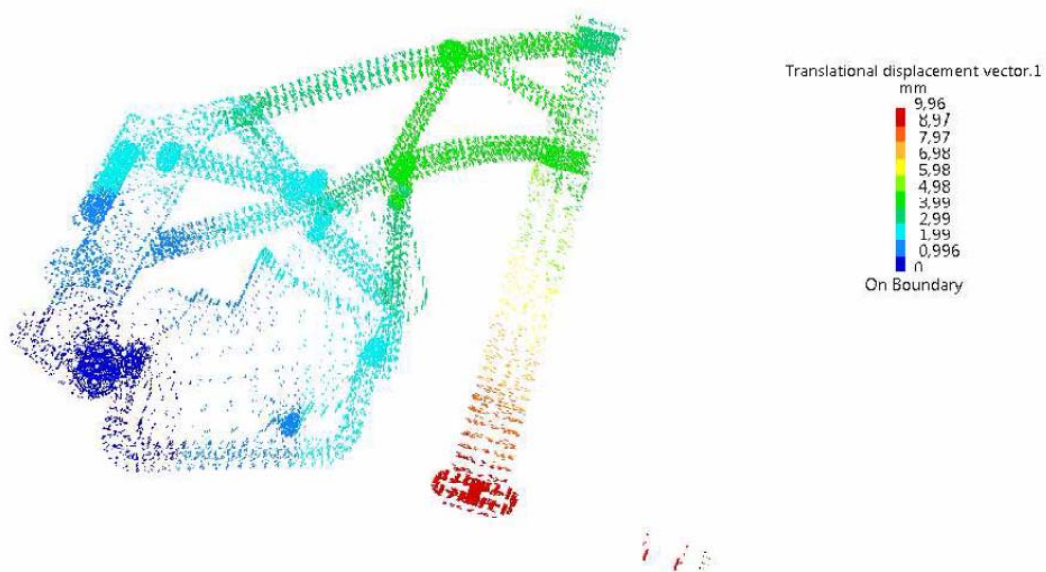


Imagen 2.28 Análisis de desplazamientos chasis Conti

Aquí vemos los desplazamientos aumentados, en la realidad los desplazamientos máximos son de 10 mm en la horquilla. La cual tiene rigidez una rigidez muy elevada para que no influya en el cálculo de la rigidez del chasis.

$$\text{Rigidez} = 50000 / 9.56 = 5230 \text{ N/mm} \quad \text{Peso} = 12,7 \text{ kg}$$

Ahora veremos el resultado del análisis de tensiones:

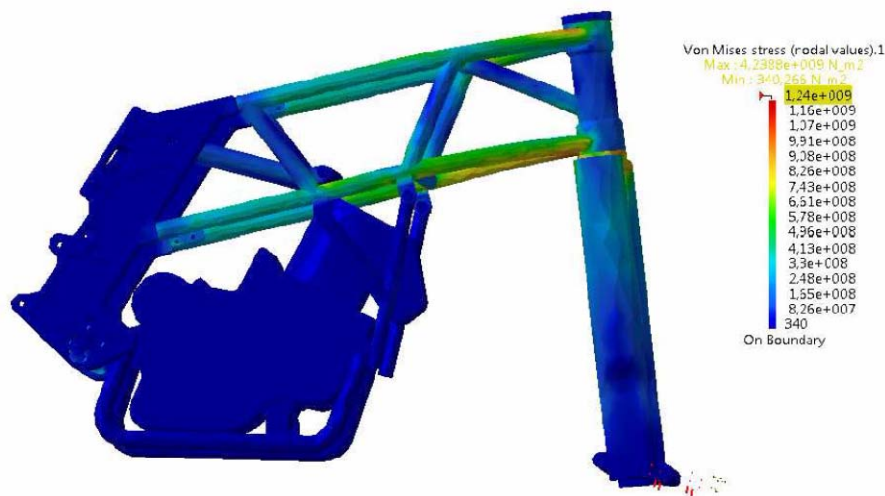


Imagen 2.29 *Análisis de tensiones chasis Conti*

Este análisis nos es útil para ver cuáles son las zonas que más esfuerzos sufren, y también de forma más concreta para ver zonas de posibles roturas si le aplicamos una carga más real, ya que 50000 N es solo para poder observar el comportamiento estático del chasis en general.

2.3.2.1 Análisis chasis 1

Ahora veremos los análisis de los chasis que hemos diseñado intentando conseguir mejores resultados en rigidez y menos peso cambiando la geometría del de conti:

Modelo 1: Rigidez= $50000/6.83= 7320$ N/mm

Peso=11.3 kg

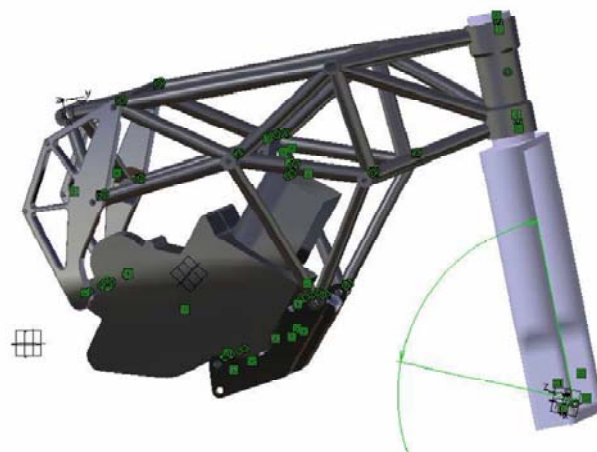


Imagen 2.30. *Chasis modelo 1*

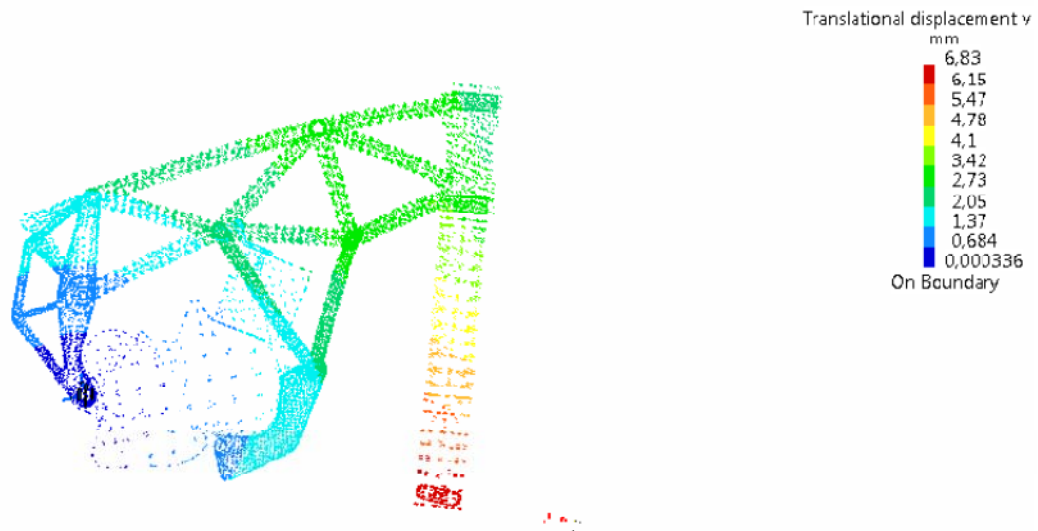


Imagen 2.31. Análisis de desplazamientos del modelo 1.

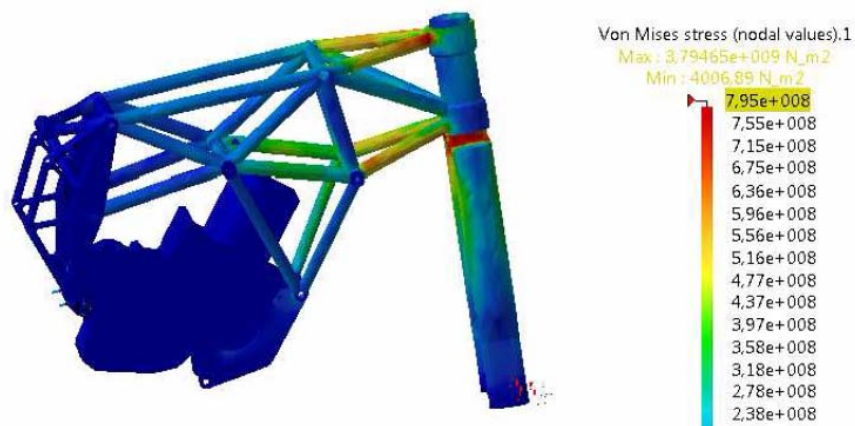


Imagen 2.32. Análisis de tensiones modelo 1

2.3.2.3 Análisis chasis 2

Modelo 2: Rigidez= $50000/7.71=6485$ N/mm Peso=12,5 kg

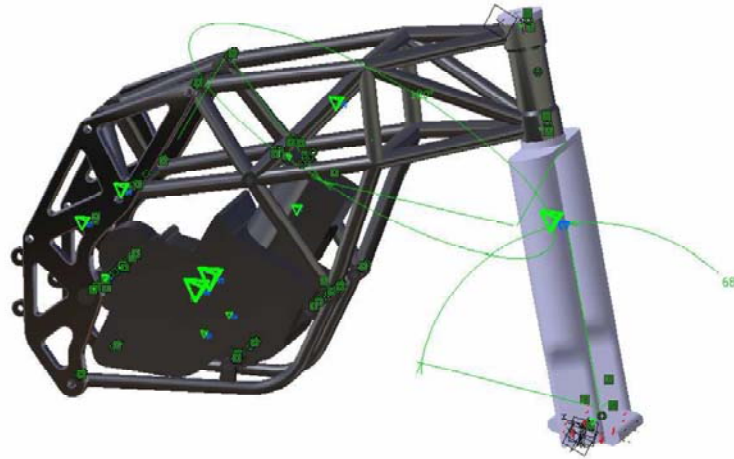


Imagen 2.33. Chasis modelo 2

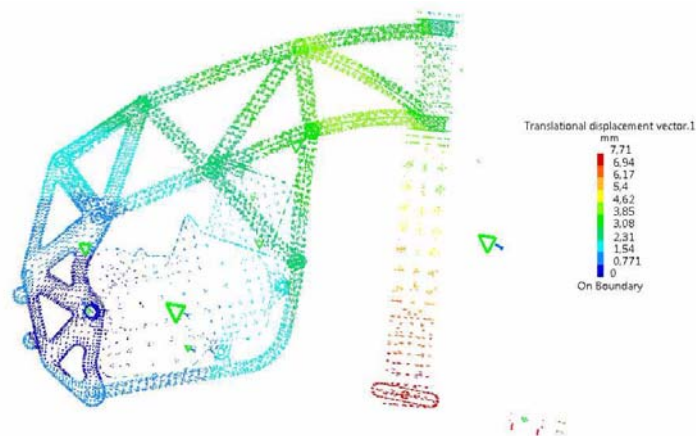


Imagen 2.34. Análisis de desplazamientos modelo 2

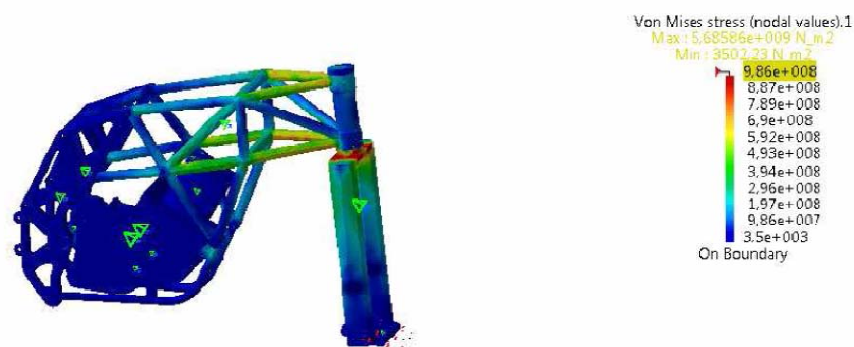


Imagen 2.35. Análisis de tensiones modelo 2

2.3.3 Cálculos y análisis del Chasis definitivo

Continuamos analizando distintos chasis hasta que los resultados fueron satisfactorios. Conseguimos aumentar la rigidez hasta los 7692 N/mm y además disminuyendo el peso a los 10 kg. Los valores de rigidez torsional y a flexión lateral también aumentaban, aunque en menor medida, ya que para un buen comportamiento dinámico la rigidez a torsión y a flexión lateral no debe ser excesiva, provocaría que en el paso por curva, el chasis no absorbería las irregularidades de la pista. Por el contrario, si el chasis no es suficientemente rígido se producirán deformaciones que harán que el piloto no pueda realizar una conducción al límite.

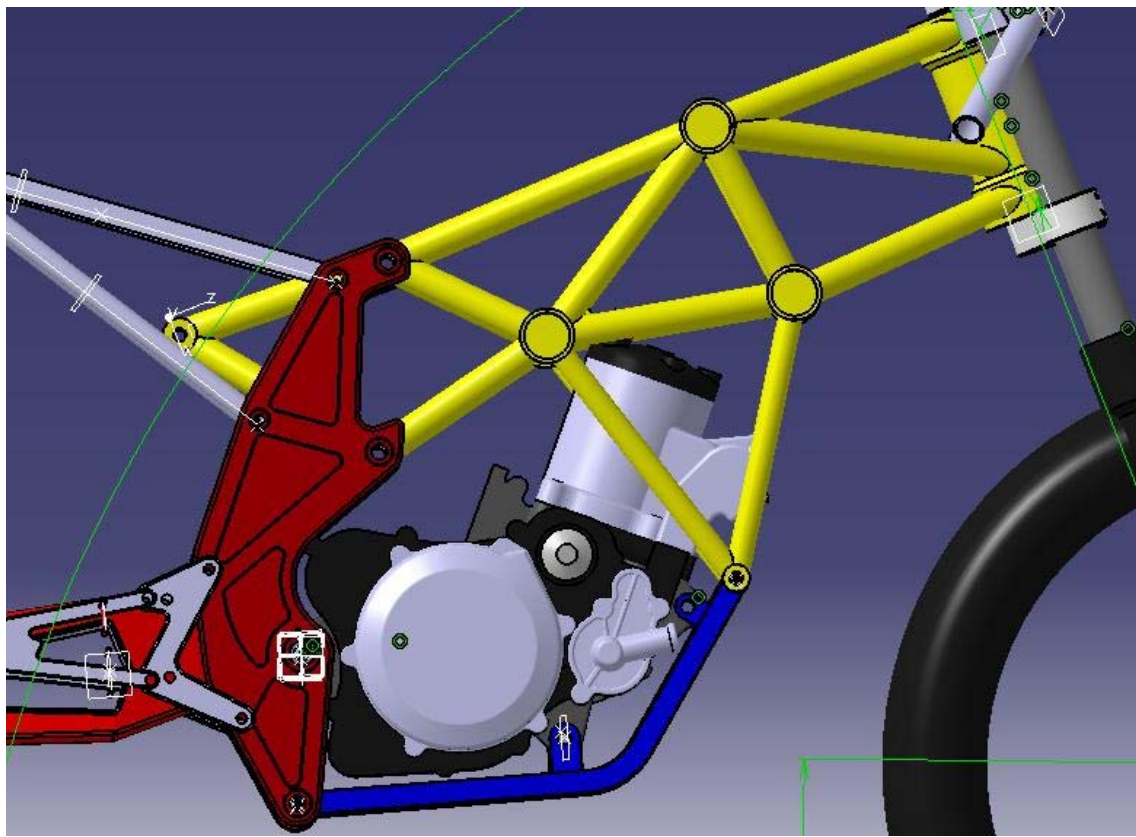


Imagen 2.36. Se muestra el chasis listo para analizar.

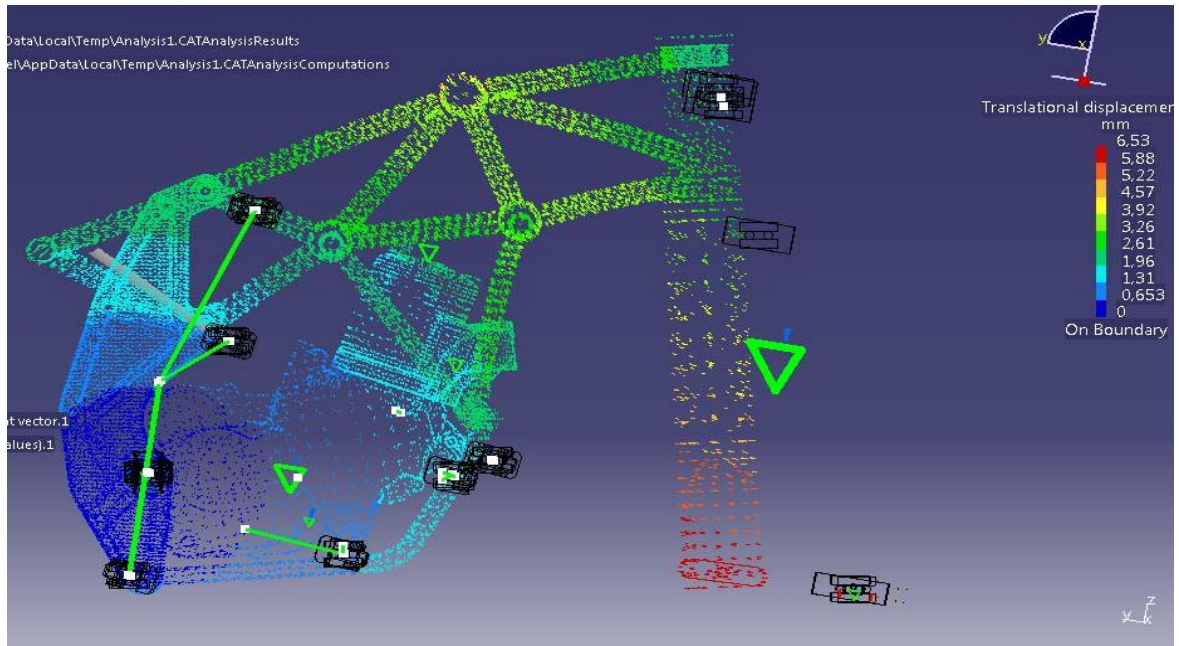


Imagen 2.37 Análisis de desplazamientos chasis definitivo

En esta imagen se puede apreciar cuales serían los desplazamientos y como conocemos la carga obtenemos la rigidez.

- Rigidez = $50000/6.5 = 7.692 \text{ N/mm}$
- Peso = 10kg

Por lo tanto era un chasis más ligero y más rígido que el de sus competidores más cercanos.

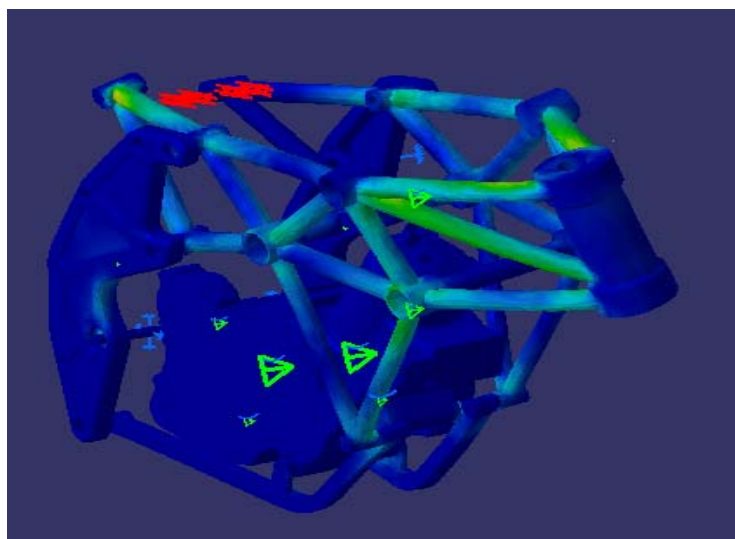


Imagen 2.38. Análisis de tensiones a torsión chasis definitivo

Llegados a este punto debíamos comprobar, mediante varios análisis de tensiones, que el chasis no rompería, para esto también es muy importante cuidar los pequeños detalles de diseño.

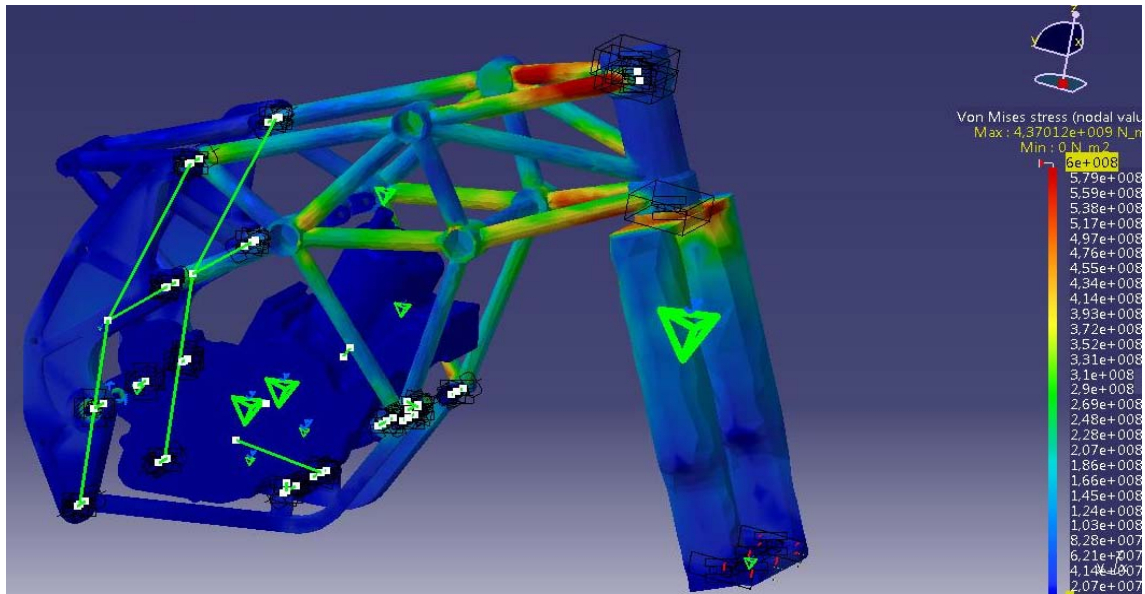


Imagen 2.39. En este análisis de tensiones de Von Mises podemos apreciar la zonas más cargadas del chasis, tales como los tubos que llegan a las pipa.

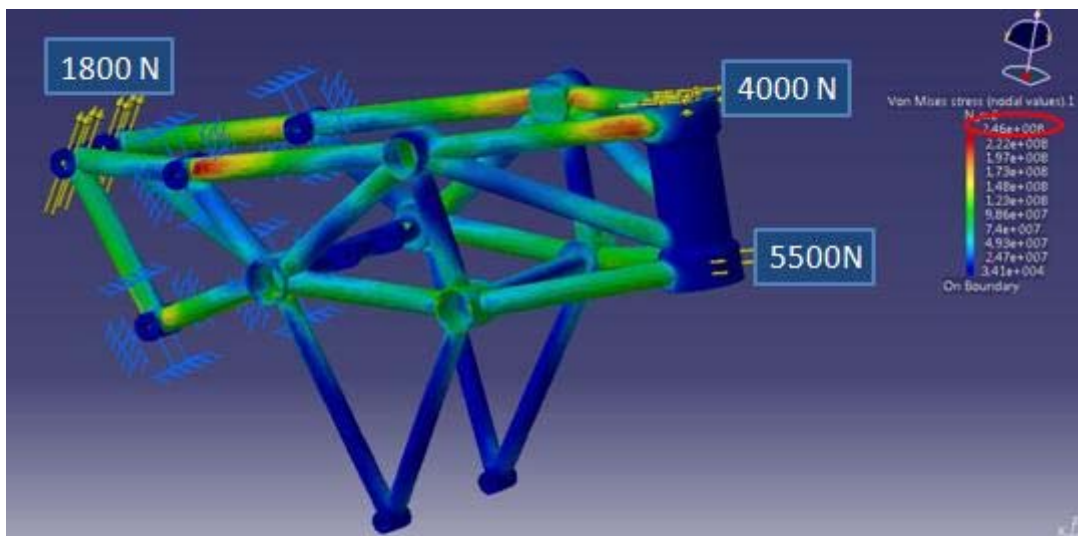


Imagen 2.40. Análisis de tensiones para una carga

En este análisis se ha realizado con las cargas reales que soportaría en una frenada y por la acción de la suspensión trasera, y se observa que los valores máximos

de tensión son de 246MPa, como el chasis es de acero Reynolds 631 y este tiene un límite elástico de 800MPa estamos utilizando un coeficiente de seguridad de 3.

3. Conjunto delantero

3.1 Estudio de la aplicación

El reglamento de MotoSudent exigía montar la horquilla tradicional paioli que monta Yamaha en su TZR 50cc., a no ser que diseñaras un sistema de suspensión alternativa, en cuyo caso podías elegir marca y modelo de la suspensión.

Tipos de suspensión

Tras evaluar las distintas posibilidades que se nos ofrecían, optamos por montar la horquilla que nos proporcionaba la organización. La razón principal era que nuestro objetivo principal era diseñar una moto de competición. Tras muchos años de evolución en el sector de las dos ruedas ninguna casa montaba sistemas alternativos de suspensión en sus modelos de carreras, primero porque hasta el momento la horquilla tradicional proporciona a la moto un comportamiento dinámico que el resto de sistemas no pueden igualar. En general los sistemas alternativos suelen pesar más y son mucho más caros. A continuación repasaremos todos los sistemas centrándonos en la horquilla, la que fue nuestra decisión final.

3.1.1 Sistemas alternativos

Aquí nombraremos los sistemas alternativos de suspensiones que más éxito tuvieron, en la actualidad BMW es la marca que más apuesta por este tipo de sistemas.

3.1.1.1 BMW y el sistema Telelever



Imagen 3.1. Sistema telelever de BMW.

El objetivo de este diseño consistía en separar las funciones de dirección y suspensión, con sus inherentes ventajas. La dirección recae en dos barras telescópicas y un amortiguador convencional se encarga de la suspensión. Podemos obtener una de dirección adecuada y que se aproxima a ser constante con efecto antihundimiento. Como defectos, señalar que la dirección no se cierra lo suficiente al frenar y, por tanto, no es un buen sistema para competición.

3.1.1.2 Tipo Hossack

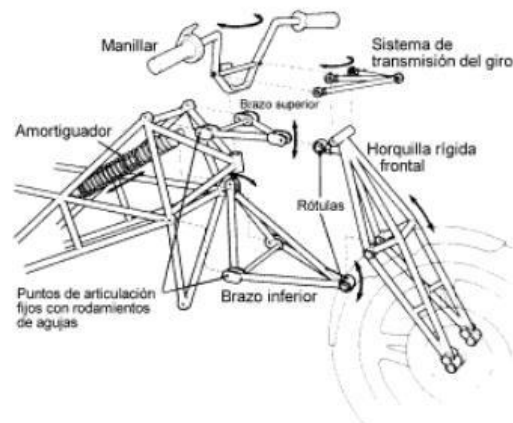
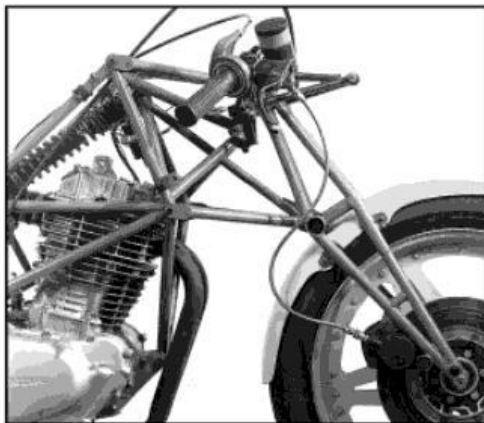


Imagen 3.2. Sistema de suspensión tipo Hossack

Construcción tubular original de Hossack, podemos ver la horquilla, el mecanismo de dirección, los brazos oscilantes y el mecanismo de actuación del amortiguador. El sistema del giro permite el movimiento de la suspensión sin que exista bump steer cuando la moto circula hacia delante con el manillar recto. Cuando el manillar está girando un ángulo grande sí que aparece cierto bump steer, aunque esto tiene poca importancia en una maquina de este tipo.

3.1.2 Horquilla

Las suspensiones son uno de los sistemas más desconocidos por los motoristas. A pesar de que todos las consideramos fundamentales, especialmente, si exigimos una mínima eficacia en conducción deportiva. Sin embargo, las suspensiones no son tan complicadas como pueden parecer, y conocer sus principios

básicos de funcionamiento es fundamental para poder comprenderlas y dominarlas.

Es evidente que para poder ajustar perfectamente estos sistemas no sólo hay que disponer de los conocimientos necesarios, sino también de las reacciones de la moto, y, sobre todo, tener la sensibilidad adecuada para interpretar la información que se recibe de la moto.

3.1.2.1 Funcionamiento de la suspensión

Básicamente una suspensión tiene dos misiones principales:

a) Mantener las ruedas en contacto con el suelo en todo momento.

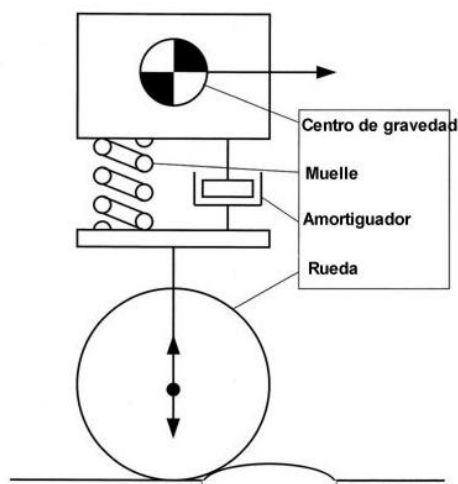
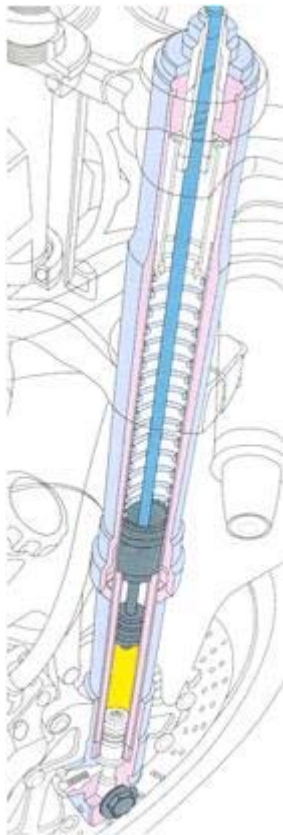


Imagen 3.3. Esquema Suspensión delantera.

b) Procurar que las partes de la moto que están ancladas a las ruedas, es decir, todo aquello que no son las ruedas y la parte fija a ellas, (que se denomina masa no suspendida) se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo.

Para lograrlo las suspensiones disponen de dos sistemas, el resorte y el freno hidráulico. El primero suele ser un muelle helicoidal, aunque a veces se trabaja con ballestas, elastómeros o barras de torsión. Su función es absorber la energía que se produce durante el desplazamiento de la masa suspendida (ruedas y la parte de la suspensión fija a ellas), para devolverla a su posición inicial una vez que ha cesado la causa que produce el desplazamiento (baches, fuerza centrífuga en las curvas, inercia al acelerar o frenar....

El problema puede venir de las inercias de los resortes y del movimiento en el que liberan la energía ya que viene sucedido por oscilaciones de extensión y compresión. Para evitar que las suspensiones vayan extendiéndose y comprimiéndose constantemente mientras la moto circula, se instala un freno a estos movimientos parásitos: es el sistema hidráulico.



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

**Imagen 3.5. Corte brazo
de una horquilla.**

3.1.2.2 Diferentes tipos de horquillas de moto

Las suspensiones delanteras normalmente están formadas por una horquilla telescópica, pero dentro de ellas se pueden distinguir dos grandes familias:

- Las horquillas tradicionales.
- Las más modernas de cartucho.

Las horquillas tradicionales disponen de un muelle interior y de un sistema hidráulico formado por una barra fija a la parte inferior de la botella de la horquilla, sobre la que normalmente se sujeta el muelle, que se apoya en el otro extremo en la parte superior de la barra.

3.1.2.3 Compresión y extensión

Recorrido de compresión en la horquilla de una moto.

Cuando la horquilla se comprime, la porción de la barra de la horquilla que se introduce en la botella reduce el volumen disponible para el aceite en la zona inferior. Este es obligado a pasar por los orificios de la barra del hidráulico a su interior y de ahí a la parte superior de la horquilla. Al mismo tiempo, una pequeña cámara situada entre el extremo superior de la barra del hidráulico y el final de la barra de horquilla se llena de aceite por efecto de la sobrepresión a que es sometida la cámara inferior de la horquilla. Estos movimientos de aceite provocan un freno a la acción de compresión del muelle, y hay que ajustar los diferentes taladros y densidades de aceite a la retención hidráulica que se desee.

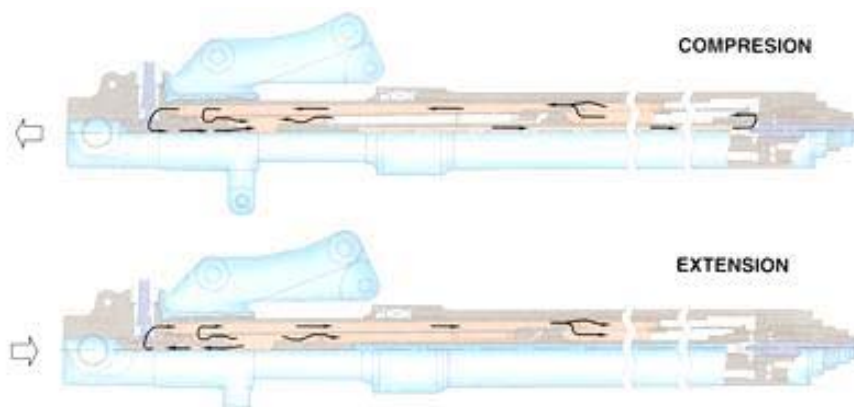


Imagen 3.6.
Recorrido del
aceite en una
horquilla.

Recorrido de extensión en la horquilla de una moto.

En la carrera de extensión el efecto es el contrario. La barra sube y deja espacio libre en la zona inferior de la horquilla, lo que obliga por una parte a que el aceite situado en la zona superior pase al exterior de la zona inferior atravesando los taladros inferiores, y al tiempo que el aceite almacenado en la cámara superior, al verse presionado por la subida de la barra de la horquilla, se introduzca en el interior de la barra del hidráulico por unos taladros.

El principal defecto de este sistema es la falta de regulación. Para variar el efecto hidráulico hay que modificar el tamaño de los taladros o la densidad del aceite, lo que significa realizar cambios permanentes.

Las horquillas actuales funcionan con el sistema de cartucho, aunque para ello el diámetro mínimo de las barras debe ser de unos 39 o 40 mm. En este caso el funcionamiento es completamente diferente. La horquilla dispone en su interior de un cilindro anclado a la parte inferior llamado cartucho, que es recorrido durante el recorrido de la suspensión por un embolo sujeto a la parte superior. Tanto al final del émbolo como en la parte inferior del cartucho están emplazadas unas cajas de láminas, que permiten con una cierta dificultad el paso del aceite en un sentido, pero lo mantienen completamente libre en la otra dirección de desplazamiento. En el recorrido de compresión el émbolo superior se desplaza hacia abajo dejando pasar el aceite a la zona superior, pero el volumen que va ocupando la barra que lo soporta obliga al aceite del interior del cartucho a salir por la parte inferior. Antes de este desagüe está intercalado el paquete de láminas de compresión, que causa el efecto hidráulico.

En el recorrido de extensión, el volumen despejado por la salida de la barra que soporta el émbolo debe llenarse de aceite, y este vuelve a pasar por el desagüe inferior, y por las láminas del paquete de compresión, que en este caso no ofrecen resistencia. Sin embargo, el aceite de la parte superior del cartucho tiene que pasar por el paquete de láminas de extensión sujeto al émbolo, que en este caso produce el freno.

La ventaja de estos sistemas es que pueden regularse con facilidad, ya que los

paquetes de láminas se pueden auxiliar con sistemas formados por conductos estrechos, sobre los que una aguja puede variar su efecto fácilmente.

Compresión delantera

Necesitas la compresión en la suspensión delantera cuando frenas o cuando pasas por un bache. Es importante que la suspensión delantera se comprima suavemente y de forma controlada cuando frenas. Cuando la parte delantera o la horquilla se hunde se transfiere más peso hacia la rueda delantera, lo que ayuda también a frenar la moto más rápido.

Si la suspensión delantera se comprime muy rápido (demasiado blanda) te arriesgas a que la horquilla haga topes y que la moto se sienta vaga, como consecuencia de esto la rueda trasera pueda perder el contacto con el asfalto moviéndose de lado a lado.

Por otra parte cuando la compresión es muy dura, la moto no puede reaccionar lo suficientemente rápido para comprimirse en los baches y comenzará a hacer el efecto de chatter que consiste en un traqueteo rápido de la suspensión. Te sentirás incomodo conduciendo la moto, la frenada también estará comprometida, sobre todo en mojado.

Otro importante aspecto de la suspensión delantera es cuando frenas justo antes de la curva. Cuando frenas antes de la curva la moto tiende naturalmente a hundirse de delante, esto hace que se reduzca la distancia entre ejes y altere la geometría de la moto haciendo que la moto gire más rápido para entrar en la curva. Es muy importante que la moto se comprima de forma predecible y segura en la entrada en curva.

Blanda: Si la compresión está muy blanda, la moto tiende a hundirse de delante muy rápido, cuando entras en la curva la moto se colapsa dentro de la curva y tendrás que compensar la trazada.

Dura: Por otra parte, si tienes muy dura la compresión delantera, no se hundirá lo suficiente, la moto se hará reacia a girar incluso puede que la entrada en

curva tienda a ser demasiado abierta.

Extensión delantera.

La extensión de la compresión sirve para controlar la velocidad con la que la moto se levanta después de que haya sido comprimida en una frenada. Si está demasiado blanda, la parte delantera tiende a levantarse muy rápido después de cualquier situación causara que vuelva de nuevo a comprimirse ya sea frenando o tumbando lo que provoca un movimiento impreciso de tipo zigzag o de sierra en la moto.

También puede haber una falta de tracción si la extensión está demasiado dura hace que la rueda no te transmita nada y en casos extremos cuando la suspensión no puede reaccionar a tiempo para extenderse de nuevo se comprimirá de nuevo hasta que haga tope la horquilla lo cual es suficiente peligroso.

Una alternativa a los ajustes de los fabricantes para la extensión delantera es colocar la moto a nivel del suelo y con la ayuda de un amigo o el caballete trasero, presionar en la parte superior de la tija o semimanillares sin tocar los frenos y luego soltar. La suspensión debería extenderse de nuevo a su posición original en menos de un segundo.

Si tarda más de un segundo necesitas aflojar la extensión pero si tarda menos de un segundo o sobrepasa su posición original deberías endurecer la extensión. Este método puede funcionar pero es demasiado simple para el mundo real de la conducción.

Un área crítica donde quieres que la extensión delantera funcione realmente bien es en la mitad de la curva y a la hora de girar o tumbar. Según vuelas con la moto por la carretera y frenas antes de llegar a la curva, la suspensión se comprime, después cuando sueltas los frenos la parte delantera se extiende completamente. No quieres que la parte delantera se extienda muy rápidamente especialmente en mitad de la curva. No es tan importante si frenas justo antes de la curva pero sí que resulta más crítico si frenas entrando en la curva.

Blanda: Si se extiende demasiado deprisa en la curva la moto se levantará muy rápido creando una mayor distancia entre ejes. La rueda delantera tenderá a volverse loca también hará que la moto tienda a abrirse demasiado a la salida de la curva como un sentimiento de que la parte delantera está planeando. Si ocurre esto endurece la extensión para reducir el movimiento de extensión de la horquilla.

Dura: Por otra parte si la extensión está demasiado dura, cuando sueltes los frenos y comiences a abrir el gas en plena curva, como la parte delantera está comprimida durante más tiempo la distancia de ejes es menor lo que provoca un tacto tosco como la moto fuera de madera y hace que gire demasiado rápido. Afloja un poco la extensión.

Para ajustar la extensión delantera vas a tener que pasar por unas cuantas curvas unas cuantas veces y es mejor que hayas ajustado bien antes la precarga y la compresión delantera primero.

Básicamente tienes que ser capaz de hacer:

- Frenar fuerte antes de la curva o en la curva (lo que más se ajuste a tu conducción).
- Soltar los frenos.
- Abrir el gas sin tener la sensación de zig zag, meneos o hundimientos.
- Solo ajustando la extensión (se recuerda que ya se ha solucionado la compresión).

3.1.2.4 Cambios en la geometría de la moto

Con el cambio de la posición de las barras en la tija de suspensión, podemos variar ligeramente la geometría de la dirección, el reparto de pesos y la altura de la moto.

Si se suben las barras, las tijas de suspensión quedan más cerca de la rueda, de manera que se reduce el ángulo de la dirección y el avance de la dirección respecto de la rueda delantera. Esto provoca un cambio del comportamiento de la moto hacia

posturas más radicales: la moto es más ágil y rápida de dirección, pero pierde estabilidad en línea recta y tracción a la salida de las curvas.

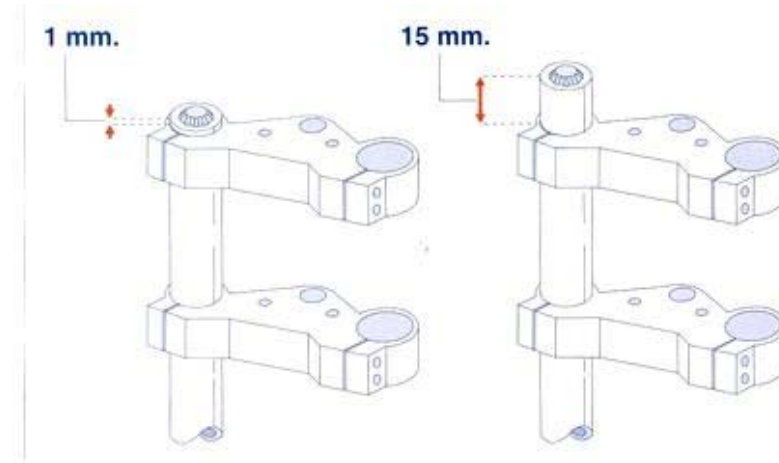


Imagen 3.7. Colocación de la horquilla en las tijas.

El ajuste de la altura de las barras en relación a las tijas de soporte de la suspensión, modifica el comportamiento de la moto, ya que aumenta la agilidad o la estabilidad de la moto. Ambas barras deberán estar rigurosamente a la misma altura, y la variación ha de ser mínima.

Si el caso es el contrario, es decir, las barras se bajan al alejar las tijas de suspensión de la rueda, la moto se levanta y aumenta el ángulo de dirección y en avance, por lo que se ralentiza la dirección de la moto, y aumenta la tracción y la estabilidad en línea recta. La distancia entre ejes se ve también afectada en los mismos términos, pero su variación es más pequeña y menos influyente.

En ambos casos, hay que comprobar que al realizar modificaciones de espacio, la rueda no choque con ningún elemento durante su recorrido.

Por último, hay motocicletas que permiten regular el ángulo de la horquilla, aunque tan solo se trate de unas cuantas muy especiales. En este caso, la variación del comportamiento es similar a la obtenida al cambiar la altura de anclaje de las barras.

3.1.2.5 SUMARIO DE SUSPENSIONES DE MOTO

Lo primero que debes hacer es coger el manual de usuario y comparar los reglajes de suspensión que llevas con los recomendados por el fabricante de la moto, si quieres una conducción de circuito, entonces configura la precarga, tanto la delantera como la trasera, para que de esta manera puedas usar todo el recorrido útil de la suspensión mientras conduces, recuerda que para ajustar la precarga se basa en tu propio peso, si este varía mucho de unas veces a otras tenlo en cuenta.

Lo siguiente es ajustar los hidráulicos de la suspensión de forma que no se comprima o extienda demasiado rápido o demasiado lento y provoque que la moto se tenga movimientos extraños y resulte incomoda a la hora de conducir, si consigues que la suspensión vaya bien en las curvas entonces en las rectas también irá perfecta.

1.- Compresión delantera:

La compresión delantera sirve para controlar el efecto del hundimiento de la suspensión delantera cuando se aplican los frenos de manera que la moto entre en la curva correctamente

2.- Extensión delantera:

Cuando sueltas los frenos, ajusta la extensión delantera de manera que la horquilla se extiende a una velocidad controlada y te permita mantener la línea de la trazada.

3.- Compresión trasera:

Necesitas que la parte trasera se reduzca un poco cuando abres el gas

Asegúrate de que el reglaje de la extensión trasera mantiene la rueda trasera en contacto con el asfalto.

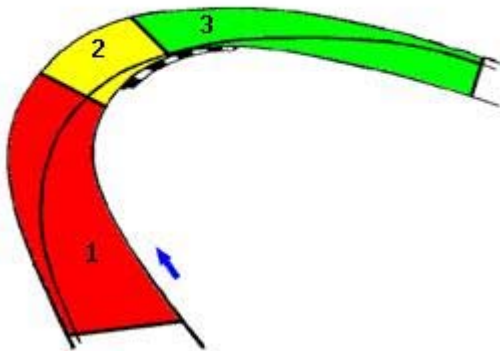


Imagen 3.8. Esta foto explica el párrafo anterior. El punto de frenada, entrada salida en curva y la trazada puede variar especialmente en mojado.

3.1.2.6 Reglajes de suspensión para circuito

Lista de efectos que causan una suspensión mal regulada:

Suspensión delantera.

Muelle blando o con poca precarga. (La suspensión se hunde excesivamente y la moto está hundida frontalmente)

- Topes en frenada.
- Sobreviraje: la moto se cae hacia dentro en las curvas, pero no confundir con velocidad excesivamente baja en curvas lentas.

Muelle duro o excesivamente precargado (Se emplea un recorrido insuficiente y la moto está levantada frontalmente).

- Falta de hundimiento.
- Subviraje: la moto tiende a salir hacia el exterior de la curva.
- Falta de agilidad a la entrada de la curva.
- Excesiva sensibilidad en los baches.

-Extensión escasa (La horquilla se extiende demasiado rápidamente).

- La moto se levanta sola a la salida de las curvas.
- Excesivos movimientos en las fases frenada-aceleración.
- Subviraje.
- Pérdida de tacto frontal.

-Extensión excesiva (la horquilla se extiende demasiado lentamente).

- Sobreviraje.
- Sacudidas en las aceleraciones.
- Rebotes en el interior de la curva.

-Compresión escasa (la horquilla se comprime muy rápidamente).

- Rebotes en frenada.
- Hundimiento excesivo.
- Sensibilidad en los baches.
- Sobreviraje.

-Compresión excesiva (la horquilla se comprime muy lentamente)

- Temblores y nerviosismo
- Subviraje
- Sacudidas de dirección
- Oscilaciones y rebotes en frenadas.

3.2 Diseño

Las tijas son la parte más importante y difícil de diseñar en este apartado, ya que es un elemento que va a tener que soportar grandes cargas además de definir la geometría, de la moto influyendo directamente en el avance.

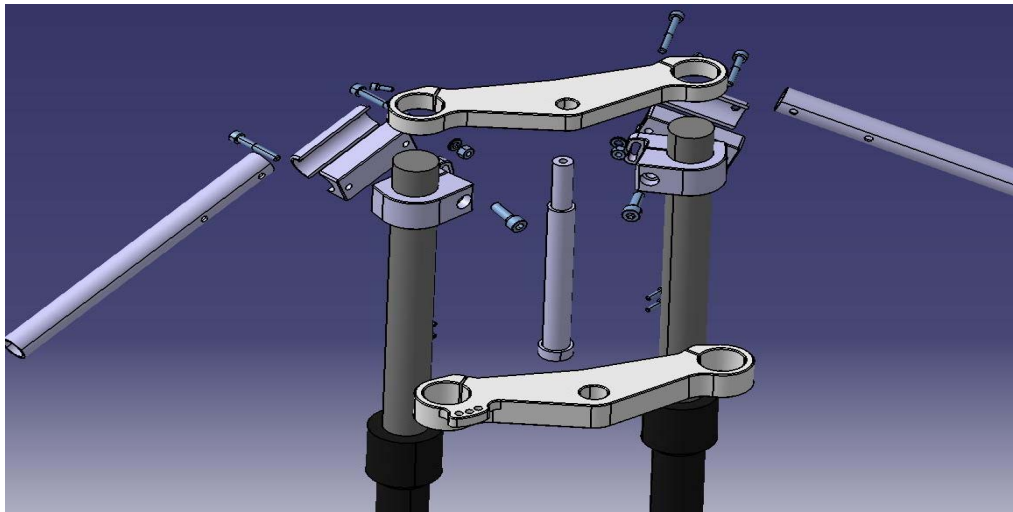


Imagen 3.9. Conjunto suspensión delantera.

El otro elemento a diseñar son los semimanillares, aunque a priori no resultan muy complejos, el hecho de hacerlos regulables complicaba la pieza. Además no encontramos ningún modelo en la calle ni en competición que montara unos semimanillares regulables y por lo tanto no había nada de lo que partir.

Debido a que la horquilla proviene de una Yamaha TZR 50, la llanta y el disco delanteros de una Derbi GPR, y las pinzas de freno son unas AJP que suele montar bastantes fabricantes, teníamos varios elementos comerciales que ensamblar. La tija inferior que venía con la horquilla la tuvimos que desechar porque tiene poca rigidez y porque la llanta era muy ancha para esa horquilla. En cuanto a las botellas solo cambiamos el aceite por uno más denso, y recortamos el recorrido de la suspensión a la vez poníamos un muelle más duro. Todo esto es obligatorio si quieres que el comportamiento en pista sea satisfactorio, por muy bueno que sea el chasis si la suspensión no acompaña, y al revés, los resultados son desastrosos, deben funcionar correctamente todos los elementos de la moto.

3.2.1 Horquilla Paioli



Imagen 3.10. La suspensión proporcionada por la organización. La monta la Yamaha TZR 50.

3.2.2 Tija Superior

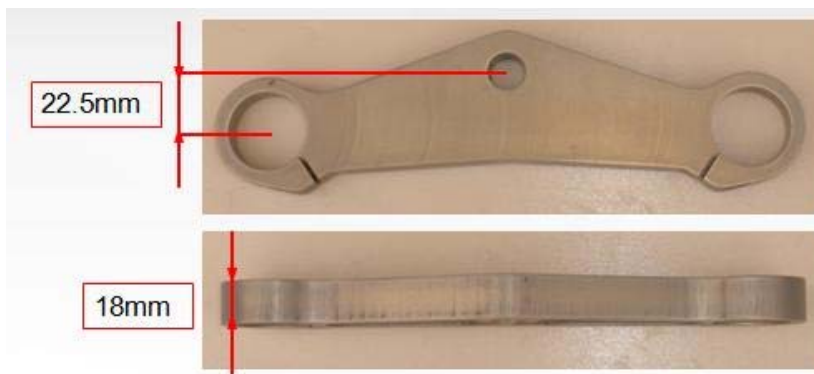


Imagen 3.11. Tija superior con medidas principales.

- **Material: Aluminio 7075**
- **Peso: 0,273kg**
- **Fabricación: Mecanizado en fresadora CN**

El avance viene determinado por la distancia entre centros y el ángulo de ataque.

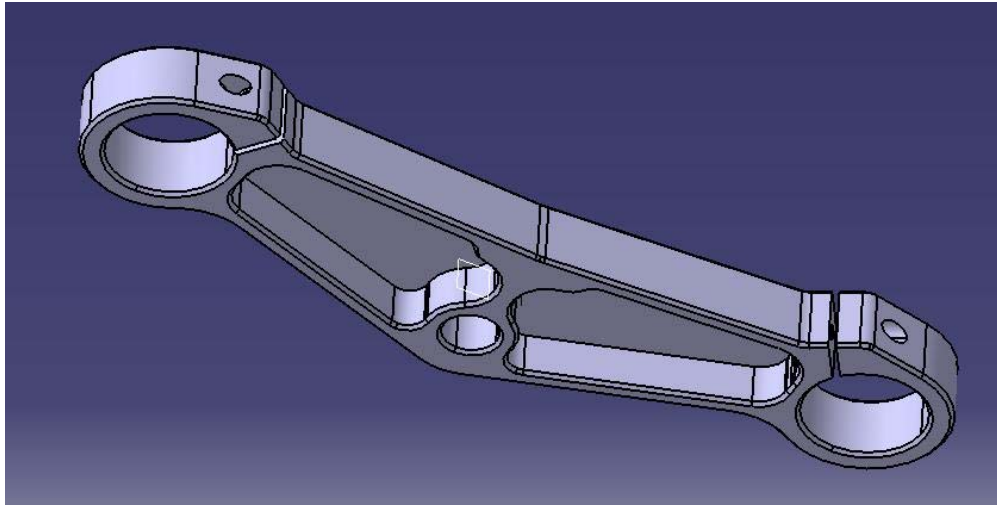


Imagen 3.11. Los vaciados están diseñados para disminuir peso afectando muy poco a la rigidez de la pieza.

3.2.3 Tijá Inferior



Imagen 3.12. Tijá inferior y medida de la anchura.

- Material: Aluminio 7075
- Peso: 0,389kg
- Fabricación: Mecanizado en fresadora CN

La distancia entre el eje de la pipa (o de dirección) y las barras de las horquillas es la misma en las dos tijas, pero la anchura de la tija inferior es 8 mm más grande que la de la superior, ya que esta soporta mayores esfuerzos. Además lleva un anclaje para adaptar un amortiguador de dirección en tres posiciones distintas.

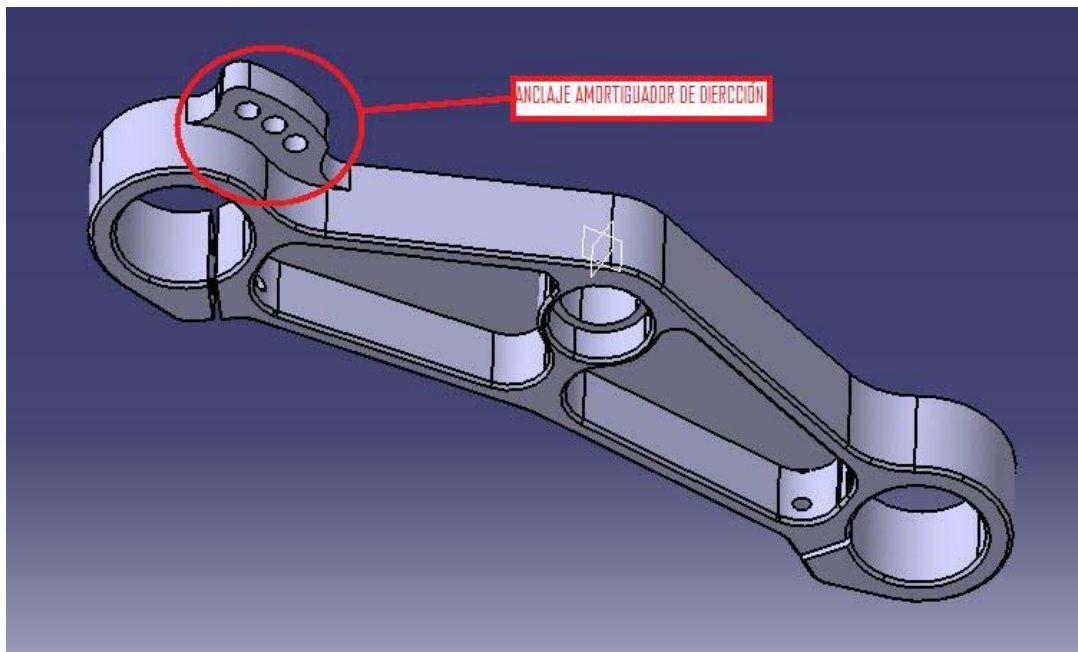


Imagen 3.13. Vaciados de la tija inferior y se destaca el anclaje del amortiguador de dirección.

3.2.4 Semimanillares

Este elemento generalmente tiene un grado menos de regulación. En el diseño buscamos que fuera ligero, regulable, para una mejor adaptación de los posibles pilotos, resistente, para que en caso de caída no se rompiera y pudiera seguir la carrera, y sencillo para evitar que aumentar mucho el coste de la fabricación del prototipo. No era uno de los elementos más importantes ni más complicados pero el hecho de que en el mercado no existan modelos de semimanillares con tres regulaciones hizo que tuviéramos que idear un diseño completamente nuevo.

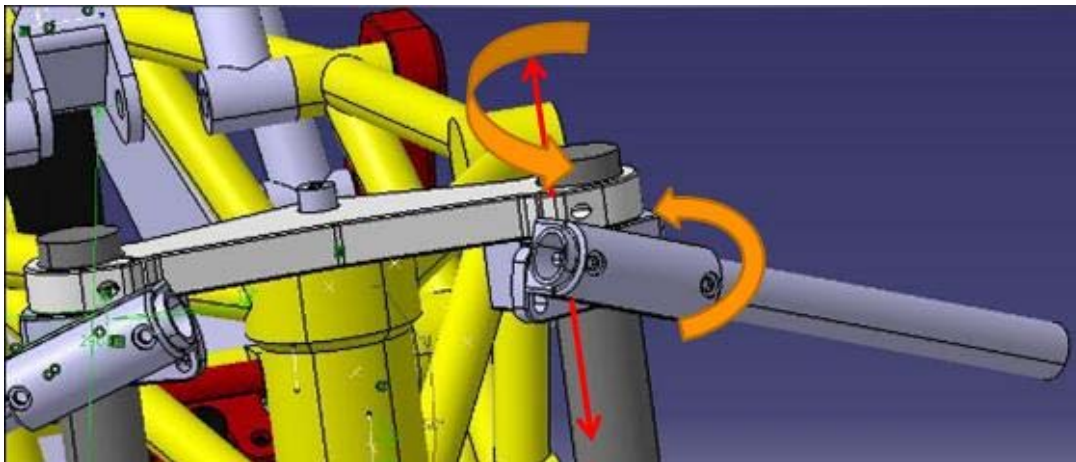


Imagen 3.14. Se observa las tres posibilidades de regulación de los semimanillares.

- Material: Aluminio 7075
- Peso Total: 0,308kg
- Fabricación:
 - Mecanizado en fresadora CN
 - Torno CN

Para realizar el diseño hubo que tener en cuenta todos los elementos que iban a ir alojados en el semimanillar, tales como acelerador, manetas de freno y embrague, botón de apagado de emergencia y botón de cambio de mapa. Además de las posición que llevaría un piloto de estatura media para intentar cubrir el rango adecuado de posiciones.

3.3 Cálculos por elementos finitos

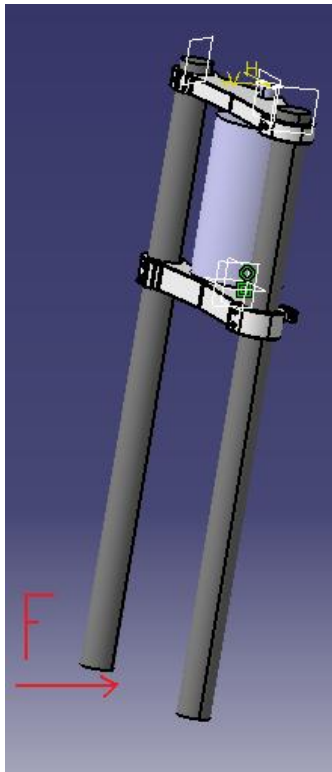


Imagen 3.15. Conjunto suspensión delantera listo para analizar por MEF.

Los cálculos fueron realizados por comparación con respecto a otras tijas, cambiábamos el diseño intentando que estas fueran más rígidas y pesaran menos.

La forma de analizarla por elementos finitos fue en conjunto, tija superior e inferior simulando los esfuerzos máximos que debería aguantar. Una vez más es en la frenada, por lo tanto anclamos la pipa de dirección en el espacio y aplicamos la carga en la base de la horquilla.

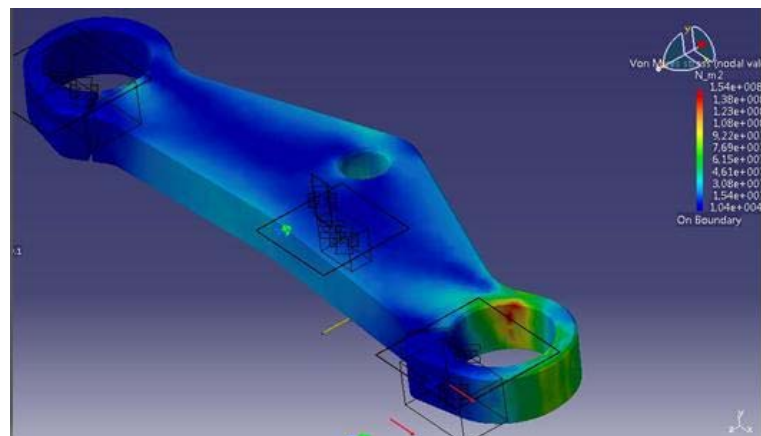


Imagen 3.16. Análisis de tensiones de la tija superior

3.4 Despiece y montaje

El montaje del conjunto delantero comienza una vez se han montado el resto de elementos excepto subchasis y estriberas. Primero se montan las tijas fijándolas con el eje de la pipa, luego se encajan las barras, y sin apretar del todo los tornillos que amarran la botella, se monta la rueda, a su vez se monta la rueda trasera. De esta forma puedes apoyar la moto sobre las ruedas y así apretar las botellas de forma que queden alineadas, ya que la altura de estas puede variar cerca de 1mm. Si las apretáramos midiendo desde la tija superior hasta el final de la barra posiblemente estaríamos forzando uno de los brazos.

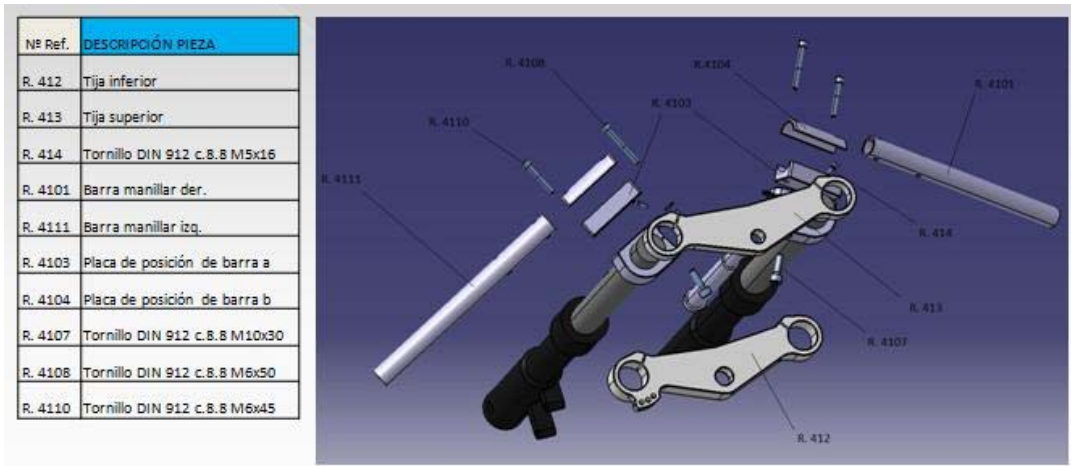


Imagen 3.17. Despiece conjunto suspensión delantera 1.

El montaje de los semimanillares es muy sencillo, en estas imágenes se observa claramente. Este es el último paso antes de montar las estriberas y el subchasis.

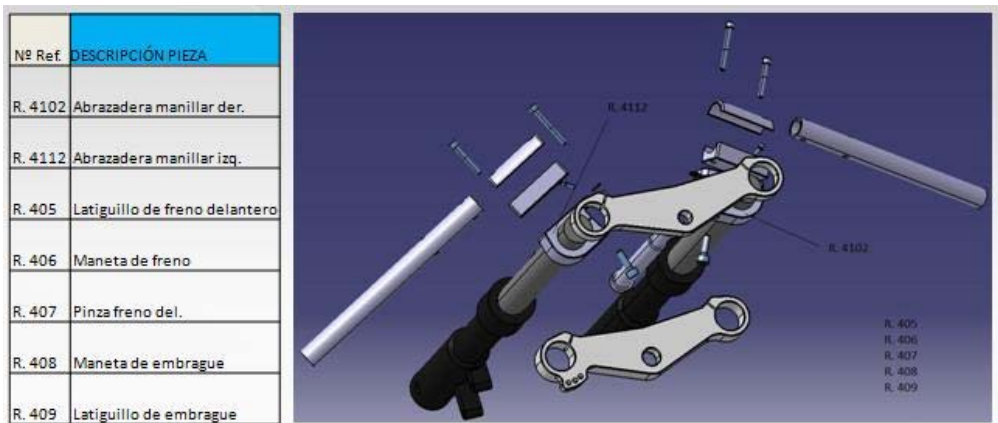


Imagen 3.18. Despiece conjunto suspensión delantera 2.

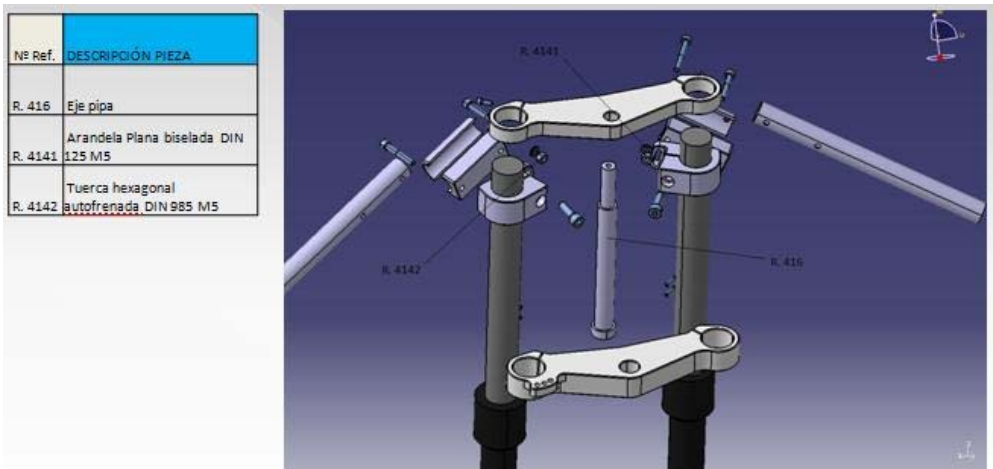


Imagen 3.19. Despiece conjunto suspensión delantera 3.

4. Basculante

4.1 Estudio de la aplicación

En todo chasis de motocicletas moderno, tenemos un elemento que cumple la función de permitir el libre movimiento de la rueda trasera en sentido vertical e inhibir el movimiento de la misma en sentido horizontal. En términos técnicos, este tipo de elemento se denomina basculante.

El cuerpo del basculante, posee un punto fijo a una estructura en donde se aloja un rodamiento que permite el libre pivoteo (de ahí su nombre) del resto del cuerpo.

Actualmente, los basculantes más utilizados son los de dos brazos huecos (sección cuadrada, rectangular, hexagonal, circular, etc.), siendo los mismos contruidos en diversas aleaciones férricas o de aleaciones de aluminio (menor peso). También los hay de estructura tubular o basculantes monobrazo.



Imagen 4.1. En esta foto se muestra la Ducati 1098 que monta un basculante monobrazo.

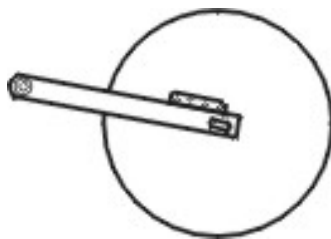
A lo largo de la Historia del Diseño del Basculante, muchas dimensiones, tipos de transmisión (cardánica, cadena y correa), tipos de sistemas de amortiguación, secciones y aleaciones se han implementado; siendo hoy en día la sección cuadrada de aleaciones de aluminio la más utilizada.

4.1.1 Historia del Diseño del Basculante

A través de los años de desarrollo de los chasis de las motocicletas, muchas soluciones se han planteado al problema de aumentar la relación potencia/peso mediante la reducción del peso total de la motocicleta. En esta guerra de ingeniería planteada, el basculante ha sido el soldado favorito para muchas de sus batallas. Como se ha explicado en la Descripción General, este elemento se encuentra sujeto a numerosos esfuerzos estructurales, siendo los más importantes los esfuerzos de torsión (al tomar una curva), de pandeo estáticos (el peso del conductor) y dinámicos al pasar por un bache ó al acelerar). Estos esfuerzos imponen condiciones límite a la hora del diseño, ya que un basculante muy ligero será a su vez un basculante demasiado débil para afrontar estos esfuerzos y viceversa.

A continuación veremos las soluciones que se han planteado a lo largo de los años, siendo todas ellas válidas hoy en día, pero no en la competición de velocidad.

El Basculante Básico, de diseño de a mediados de los ´70, fue utilizado asiduamente en las competiciones de aquella época, siendo utilizada actualmente en la gran mayoría de las motocicletas urbanas y turísticas de media-baja cilindrada. Es de diseño fuerte y robusto, el cual está constituido por tubos cuadrados de acero de 2 pulgadas por 1 pulgada de ancho.



Su efectividad y durabilidad no están en duda y llevan en cada brazo los correspondientes anclajes para los amortiguadores.

Imagen 4.2. Basculante Básico.

El Primer basculante de Monoamortiguador, de diseño de a principios de los ´80, era un basculante de aleaciones ferrosas al cual se le agregó una estructura triangular, sobre ésta se realizaba el anclaje del monoamortiguador. El sistema era

conceptualmente bueno (teniendo como objetivo disminuir el peso mediante el uso de un amortiguador en vez de dos), pero en la práctica se producían rajaduras y quebraduras en los sectores sometidos a esfuerzos (soldaduras y sistema de anclaje del monoamortiguador).

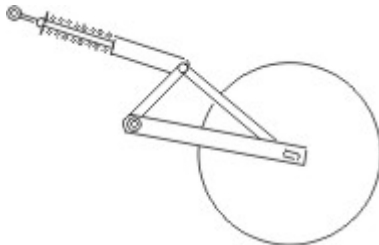


Imagen 4.3. Primer Monoamortiguador. No sobrevivió a la etapa de testeo en competición.

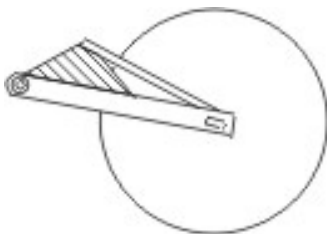


Imagen 4.4. Basculante Monoamortiguador evolucionado.

El basculante de monoamortiguador, tomó el concepto del primer basculante de monoamortiguador, pero aumentando la rigidez y resistencia a los esfuerzos mediante el agregado de refuerzos triangulares en los vértices. Esto funcionó estupendamente, hasta su mejoramiento con el objeto de disminuir el peso del conjunto, el cual se basó en la construcción de un tipo de "pantalla envolvente" (como si fuera una carpa ó tienda), la cual lograba aumentar la rigidez del conjunto, disminuyendo a la vez la sección del refuerzo superior. Resultado final: lo mismo que antes pero más rígido, robusto y ligero.

Es muy normal verlo en las motos Sport de los finales de los '80 y principios de los '90.

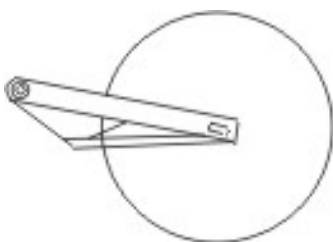


Imagen 4.5. Basculante con geometría por bajo

Las variaciones que siguieron al primer diseño con refuerzo del tipo "carpa", se basaron en la optimización de las formas y geometrías, más que en el diseño formal del basculante. En este caso el refuerzo desapareció como tal, para incorporarse el mismo dentro del cuerpo del basculante. De esta forma se realiza un túnel en el cuerpo del basculante para permitir el paso de la cadena de transmisión secundaria, pudiéndose construir el basculante con el "refuerzo" hacia arriba (esquema de la derecha) o hacia abajo.

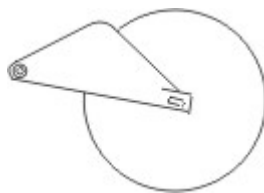
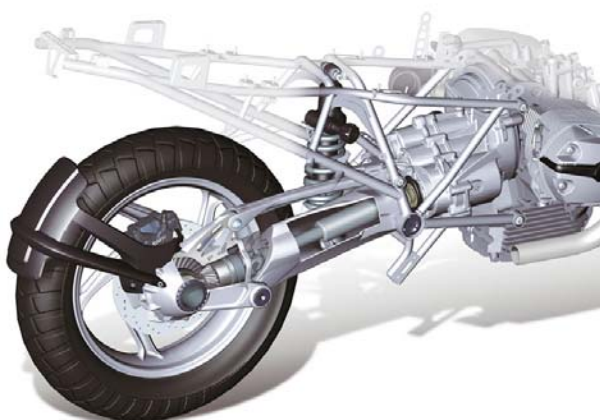


Imagen 4.6. Basculante con la geometría por arriba.

Asimismo, los materiales evolucionan hacia aleaciones de aluminio muy ligeras, pero con la adición de perfiles de refuerzo dentro del cuerpo del basculante.

4.1.2 Tipos de Basculante

Cardán



Los basculantes de motos de este tipo de transmisión tienen la característica de usar al cardán en si como el elemento portante principal del eje trasero. Para entenderlo mejor, si vemos de cerca las fotos, veremos que el lado derecho es de grandes dimensiones, ya que el cardán es el elemento portante. Cualidades: elevado costo de fabricación (cardán), robustez y sencillez mecánica de la amortiguación.

***Imagen 4.7. Sistema de transmisión
por cardan de BMW***

Híbridas, trail, enduro y cross

En estos tipos de motos, el gran recorrido de las suspensiones traseras y gran radio de las ruedas implica un basculante más largo, mientras que el objetivo de un peso contenido se ve reflejado por la utilización de aleaciones ligeras y secciones de menor tamaño, implicando con ello una mayor flexibilidad del elemento. Esto se puede apreciar comparando las vistas de las secciones de esta husqvarna y la de la CBR 600 de abajo, generalmente se utilizan secciones huecas de diversas aleaciones de aluminio sobretodo y también de acero.

Cualidades: bajo costo de fabricación, relativa rigidez debido a las aleaciones ligeras utilizadas y al alto nivel de esfuerzos dinámicos requeridos y mecánica de amortiguación desarrollada.



Imagen 4.8. Basculante de una moto de cross

Sport, Super Sport, Sport Turismo



Imagen 4.9. Basculante de una moto de carretera.

Es en este momento en que las cosas se complican, dado que en este campo entran a jugar condiciones de límite de peso, resistencia estática (aceleración), rigidez (lo que implica fragilidad) y, en los casos de los 2 Tiempos, gran cantidad de vibraciones. Debido a esto, se han diseñado diversos tipos de basculantes y utilizado gran cantidad de aleaciones, variando con la potencia y prestaciones de cada modelo. Por ejemplo, en el caso de esta CBR 600 se ha utilizado un basculante de aluminio con refuerzos tanto en el interior de la sección hueca como en el exterior, con el objeto de aumentar su rigidez y resistencia a la deformación ante esfuerzos que ocurren en la aceleración. La variedad de basculantes existentes en este campo es innumerable (Monobrazo, aluminio hueco, aluminio reforzado, etc.) debido a que siempre ha sido la competición de velocidad la que orientó la Historia del Diseño del Basculante. Cualidades: Alto costo de fabricación (aleaciones reforzadas, monobrazos, etc.), mecánica de amortiguación desarrollada y alta rigidez.

4.2 Diseño

Se quería conseguir un basculante más ligero que sus competidores y una mayor rigidez. La primera decisión estuvo entre tubular de acero o el convencional de aluminio, con ambos se puede llegar a un resultado igual de satisfactorio. Ya que en competición la mayoría de motos, en el mundial todos montan basculantes de aluminio. Los diseños son muy variados, por ejemplo el basculante de la conti cuenta una parte de fundición (eje basculante, sujeción suspensión) a la que se sueldan dos perfiles rectangulares. Para refuerzo lleva soldados unos tubos. Gracias a la información que nos dieron de primera mano, sabíamos que este basculante tiene poca rigidez torsional.

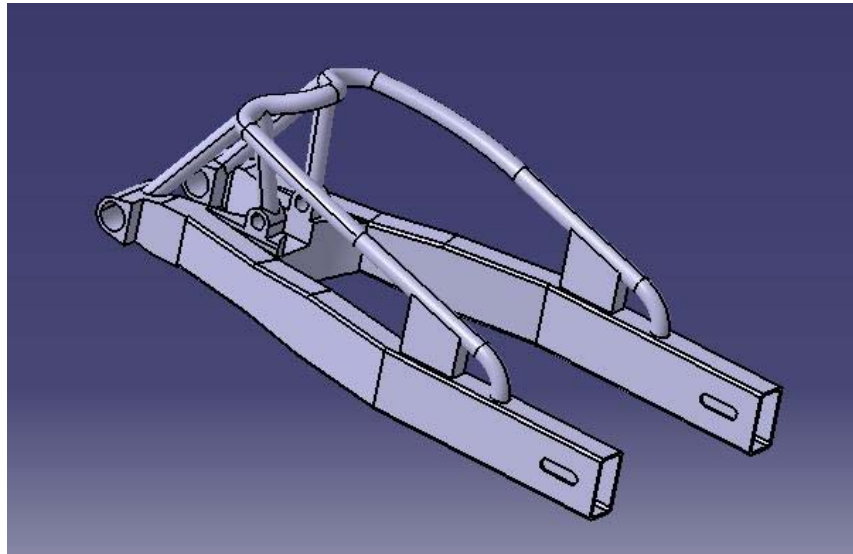


Imagen 4.10. Basculante de Conti

4.2.1 Geometría del basculante

El diseño persigue una geometría óptima para las cargas que va a sufrir. Dos perfiles huecos de sección variable (en las zonas de mayores momentos aumenta la sección en altura, para aumentar su inercia, y al revés en las zonas menos solicitadas) unidos por otro perfil hueco dando la rigidez torsional y amarrando la suspensión.

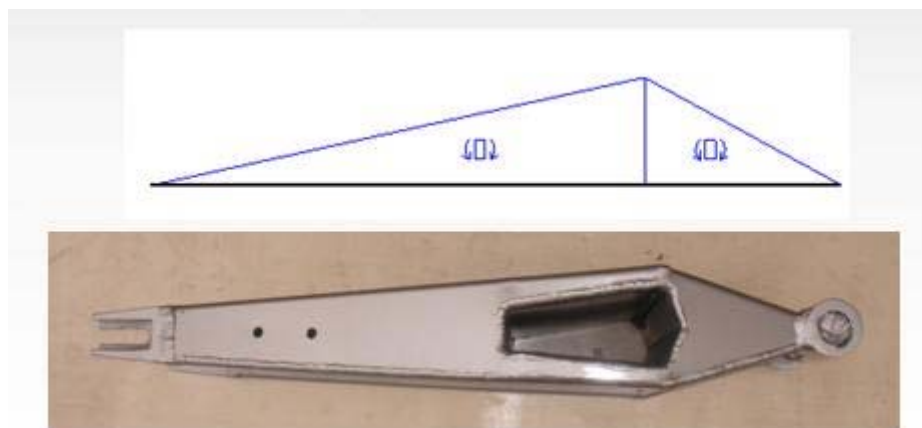


Imagen 4.11. Nuestro basculante y encima un diagrama de momentos que simula lo que sufre el basculante en funcionamiento.

En cuanto a las medidas generales se va a cambiar, con respecto a la conti, la longitud del basculante ya que el eje del basculante se coloca solidario a la sujeción

trasera del motor (acercándolo al piñón de ataque) y se mantiene la distancia entre ejes. De este modo las fuerzas que le transmita la cadena tendrán menos efecto de hundimiento de la suspensión trasera al acelerar, este efecto también depende de la altura del eje y de la longitud del basculante.

4.2.2 Partes que componen el basculante

El basculante está formado principalmente por dos brazos de chapa de aluminio 6068 (buenas características en cuanto a resistencia mecánica, de soldadura y apto para doblado). La chapa de 3mm una cortada, doblada y por ultimo soldada será el cuerpo del basculante junto con el perfil que une a los dos brazos entre sí. A estos brazos se les unen dos casquillos en la parte delantera que mediante unos rodamientos de agujas se unen al chasis. Por el otro extremo de los brazos se alojan unos soportes del eje de la rueda trasera. Estos soportes deben alojar un sistema capaz de tensar la cadena alejando o acercando el eje de la rueda. Por último está la sujeción de la suspensión. Todas estas partes son de aluminio 7075 mecanizado.

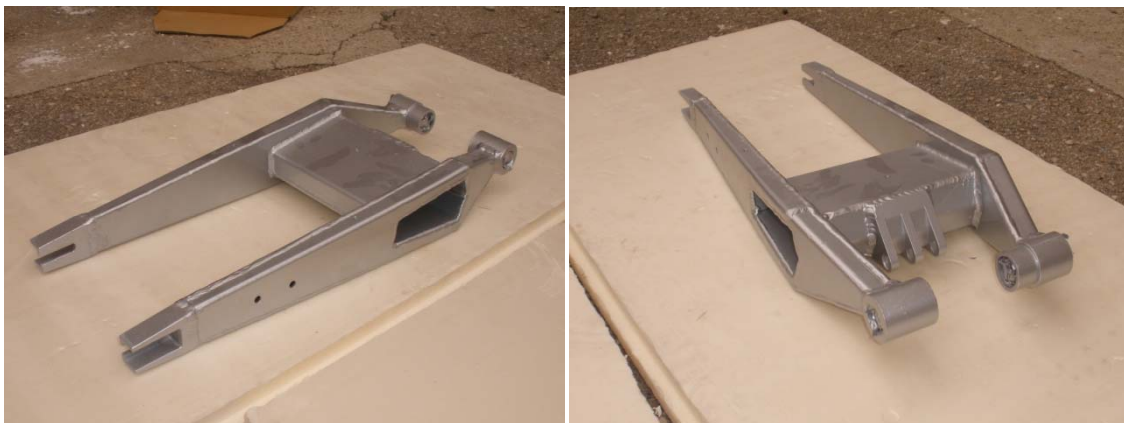


Imagen 4.12. Basculante ya fabricado.

4.3 Cálculos por elementos finitos

Los resultados de este basculante corroboraban las pruebas en pista, tiene poca rigidez a torsión, lo que se traduce en un mal comportamiento dinámico. Este basculante pesa 3.5 kg, y es más corto que nuestro diseño.

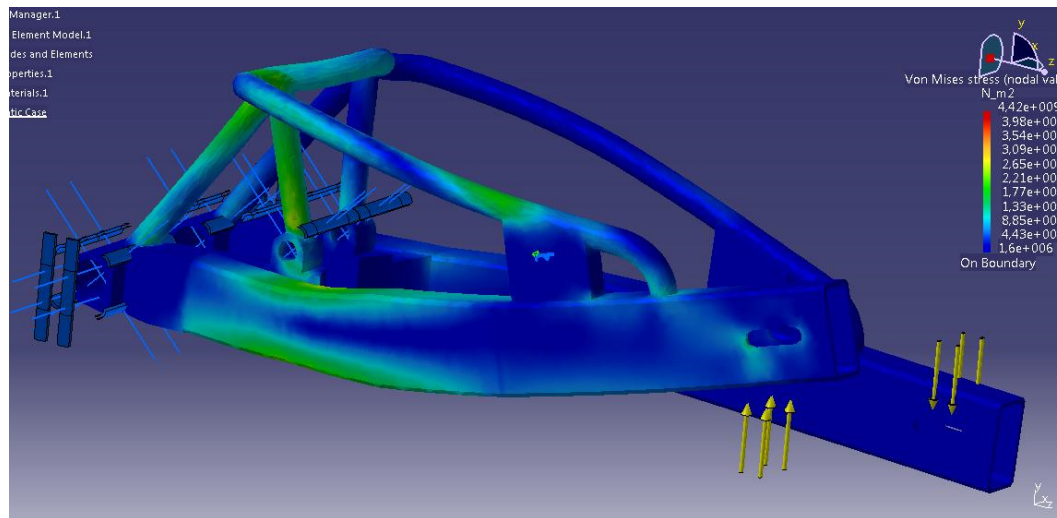


Imagen 4.13. Análisis de tensiones y deformada del basculante de conti

Nuestro basculante pesando tan solo 2.8 kg consigue casi el doble de rigidez torsional. El diseño, completamente distinto a todo lo que habíamos visto, es bastante simple. La rigidez a flexión y flexión lateral vienen determinadas sobre todo por los dos brazos casi iguales. Y la rigidez a torsión viene dada por el perfil central que une los brazos. El hecho de no haber llevado el grueso del perfil por arriba o por abajo, lo llevamos por el centro, nos creó muchos problemas con la cadena. La opción de hacerle un camino a la cadena nos pareció muy costoso y podría debilitar la estructura. Por muy poco conseguimos que la cadena lo rodeara, y solo con un protector de cadenas conseguimos hacer viable nuestro diseño.

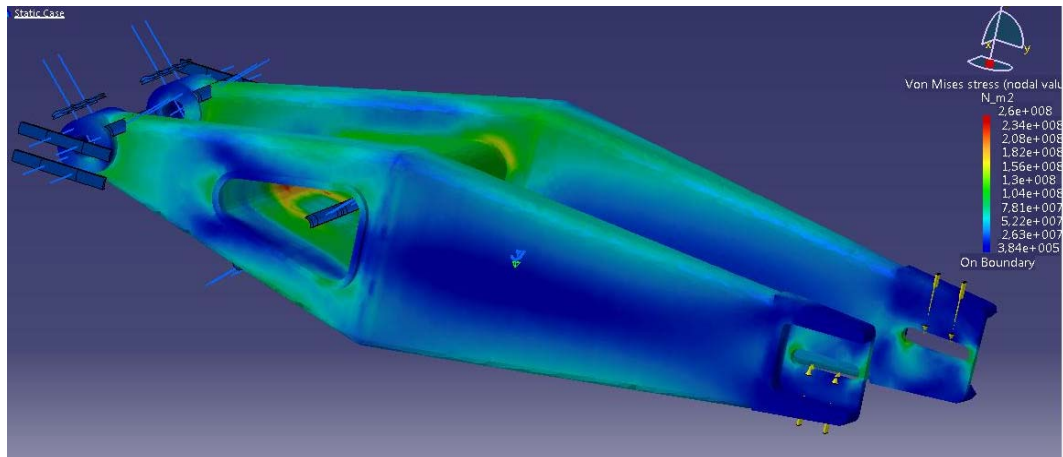


Imagen 4.14. Análisis de tensiones y deformada de nuestro basculante

Y solo quedaba adaptar un tensor de cadena, y el basculante estaría listo para montarse.

4.4 Despiece y montaje

Esta pieza tan importante se monta a la vez que el chasis principal, lo más importante es el montaje de los rodamientos del eje de basculante. Colocar la rueda y el tensor de cadena no debería suponer ningún problema.

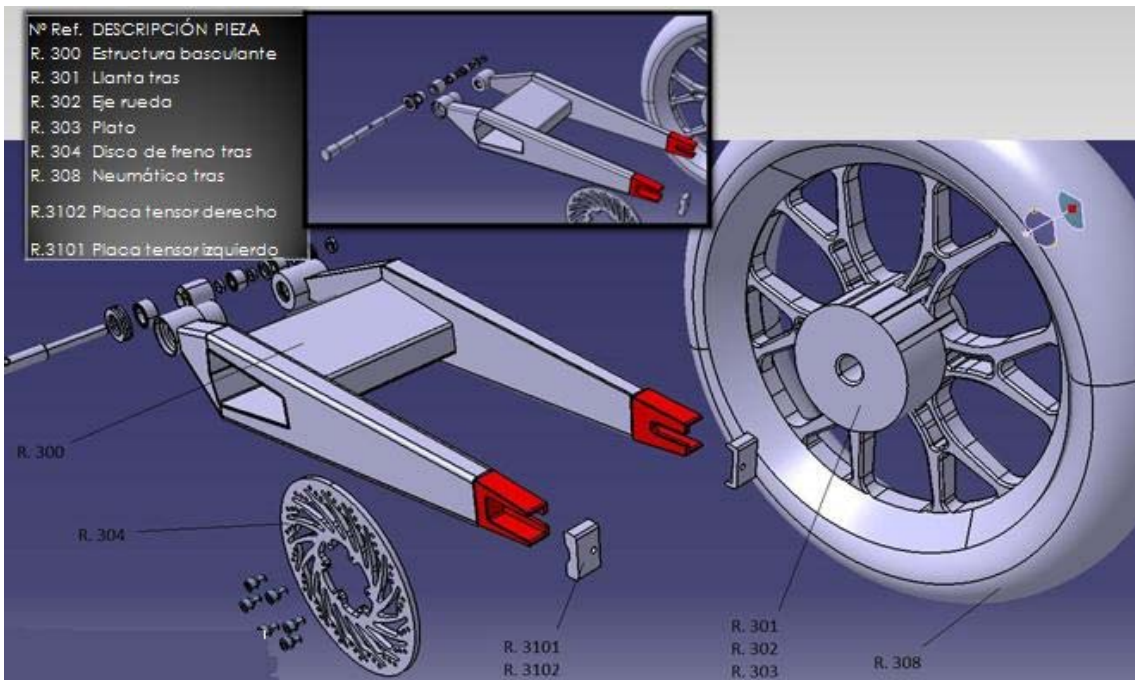


Imagen 4.15. Despiece Basculante 1.

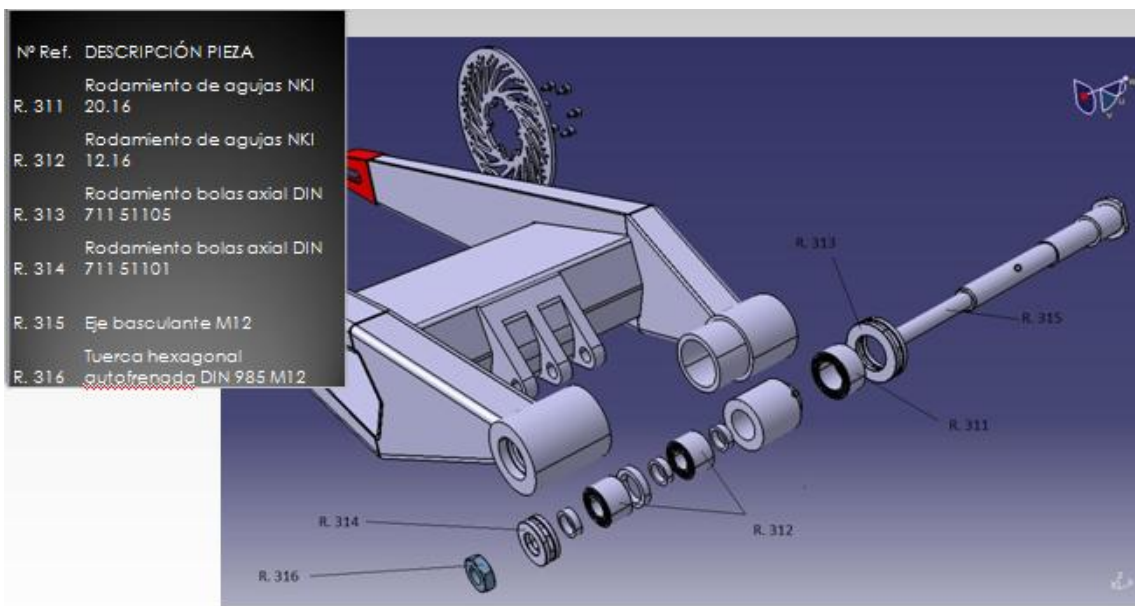


Imagen 4.16. Despiece Basculante 2.

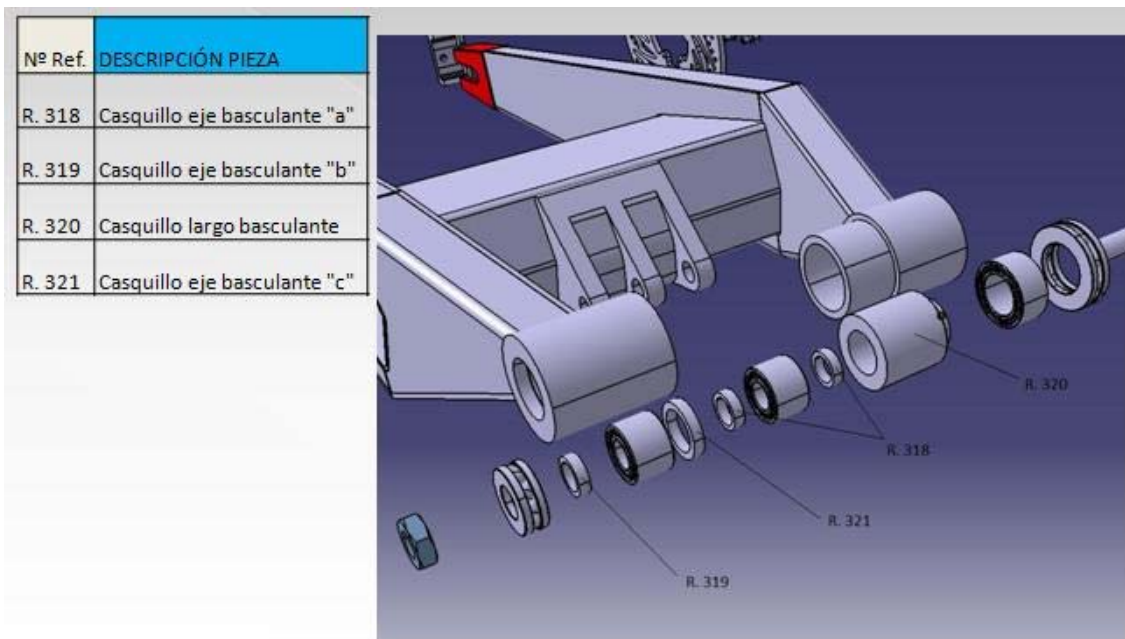


Imagen 4.17. Despiece Basculante 3.

5. Suspensión trasera

5.1 Introducción suspensión trasera

El constante desarrollo e investigación ha conseguido que en los últimos cuarenta años se haya avanzado muchísimo en el campo del estudio de las suspensiones de motocicletas.

Si nos remontamos a las primeras motocicletas se distingue una suspensión trasera inexistente, debido a que se montaba el chasis de manera rígida al basculante dejando la misión de amortiguar al asiento que contaba con unos muelles en su parte inferior.

En los últimos cincuenta años se produce una gran evolución en los sistemas de suspensión trasera y unión al basculante, reinventándose una y otra vez diferentes sistemas hasta que la firma de motocicletas Yamaha, en los años 70 empleó un sistema innovador de suspensión progresiva denominada “cantilever”. Dicho sistema constaba de un solo amortiguador uniendo el basculante al chasis a través del amortiguador que se escondía debajo del depósito.

En los años 80 Kawasaki ya montaba en sus modelos de GP un sistema de suspensión progresiva denominado PRO-LINK en el que se monta un balancín para efectuar la unión entre el chasis y el amortiguador y uniendo de forma directa éste al basculante. Se consigue una progresividad en el recorrido de la suspensión consiguiendo mejores características a la hora de rodar.

5.2 Factores a tener en cuenta en el diseño de suspensiones

Obviando los aspectos dinámicos a los que se hará referencia más adelante es interesante nombrar aquí ciertos factores que se han de considerar para conseguir el diseño óptimo del producto.

El coste del producto final es determinante cuando se ha de elegir entre diferentes modelos de diseño. El que menor coste de fabricación tenga, para características similares, será el que se lleve a la fase de construcción.

Un segundo factor es el diseño para una larga duración, o duración de por vida. Un buen sistema requiere de un mínimo de mantenimiento para su vida de duración.

Otro detalle que se ha de evitar es la fricción entre los componentes, ya que por el fenómeno de fatiga se pueden producir concentraciones de tensiones que produzcan fracturas frágiles, dejando inutilizable el sistema.

Un factor que tiene mucha influencia es la versatilidad del producto, ya que es necesario contar con el hueco que se disponga en su montaje así como la necesidad de tener un fácil acceso para el montaje y desmontaje. Con el espacio necesario también habrá que pensar en el peso total del conjunto, la posición del centro de masas...

La suspensión que se va a diseñar es para el prototipo creado en el equipo ALCAÑIZ-UNIZAR. La organización promotora de la competición MotoStudent pone a disposición del equipo un amortiguador trasero de la firma *Sachs*, el cual habrá de ser utilizado para el conjunto de suspensión trasera.

En los siguientes apartados se hará un recorrido por los diferentes elementos que componen una suspensión trasera, así como un estudio de geometrías para dar con el modelo final.

5.3 Elementos básicos

5.3.1 Muelles

Los elementos elásticos del tren trasero son los conjuntos muelle-amortiguador. Son sistemas que combinan el resorte, formado por un muelle helicoidal y un freno hidráulico, que puede trabajar tanto en la carrera de extensión como en la de compresión, con especial relevancia en la primera.



Conjunto muelle-freno hidráulico

Están formados por una estructura cilíndrica cerrada, en la cual se encuentra un pistón dotado de válvulas. El pistón está unido a un vástago de manera que el cilindro se ancla a un extremo del amortiguador, y el vástago al otro, formando un mecanismo telescópico. El trabajo elástico lo realiza el muelle helicoidal que se encuentra en el exterior, rodeando el amortiguador. Cuando el muelle se comprime, el pistón se introduce en el cilindro, estando este movimiento frenado por el paso del fluido hidráulico por las válvulas.

La retención a compresión suele ser muy baja, si bien es cierto que complementa a la resistencia a la deformación que ofrece el elemento elástico (en este caso el muelle), añadiendo por tanto una precarga adicional al mismo. Además, el aire o gas que queda por encima del aceite transvasado, al comprimirse, actúa como un elemento elástico de tipo neumático.

Como el amortiguador está completamente lleno de aceite, es necesario que la superficie de contacto entre el vástago y el amortiguador se mantenga completamente estanca. Para ello se instala un retén de goma en el cuerpo del amortiguador que abraza el vástago.

5.3.1.1 Constante K del muelle

La constante K es una medida de la rigidez del resorte y se determina midiendo la fuerza extra necesaria para comprimir el muelle mediante la aplicación de una determinada carga (Observar figura 5.1). La constante se puede expresar en N / mm. Así que un resorte con una K 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 útil de movimiento del muelle, y se denomina lineal. Por otra parte, algunos tipos de muelles presentan una K distinta en varias partes de la amplitud del movimiento, esto es a menudo conocido como un tipo progresivo, es decir, la constante K aumenta con la carga añadida.

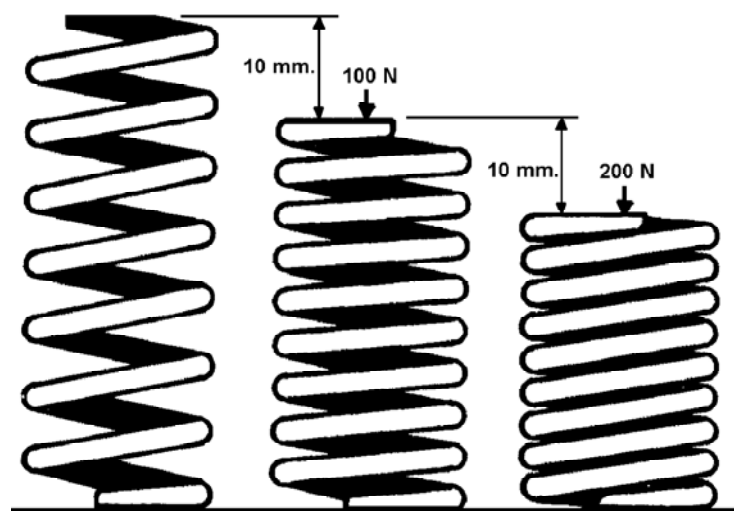


Figura 5.1. Carga adicional necesaria para comprimir el muelle

Para el caso del amortiguador que proporciona la organización, la constante K de rigidez es constante en el rango útil del muelle, y tiene un valor de 117 N/mm. Equivale a decir que necesita una fuerza adicional de 1170 N para comprimirlo 10mm.

5.3.1.2 Precarga

Cuando se monta un muelle, suele estar sometido a una pequeña compresión, incluso cuando el amortiguador está totalmente extendido. Esta pre-carga se puede expresar en términos de la compresión lineal del muelle o en términos de la carga o fuerza necesaria para conseguir esa compresión. En términos lineales la pre-carga es la diferencia entre la longitud libre del muelle y la longitud cuando está instalado. Esta es la manera más común de expresar la pre-carga.

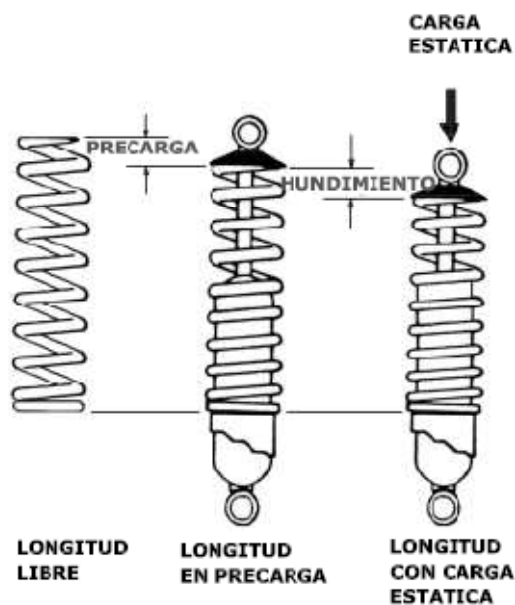


Figura 5.2 Precarga y hundimiento

5.3.1.3 Longitud en precarga

Este hundimiento es la compresión que se produce cuando se aplica el peso estático cargado de moto y el piloto. La longitud en precarga es aplicable al muelle, pero también se usa para describir el hundimiento de la moto. Es habitual seleccionar arbitrariamente un punto de medición de referencia en alguna parte del área bajo el asiento y aproximadamente en la vertical del eje de la rueda.

La ubicación exacta de esta referencia no es importante, siempre y cuando sea el mismo para cualquier motocicleta en particular. La altura de este punto por encima del suelo, cuando está sometido a la carga estática, se conoce como la altura en orden

de marcha. La diferencia entre la altura del punto de referencia con la suspensión extendida y la altura de marcha estática, es la compresión de la moto.

A continuación en la figura 5.3 se muestra como viene determinada la longitud del muelle y la distancia entre ejes en función de las posibles regulaciones de las que dispone el conjunto de amortiguación entregado.

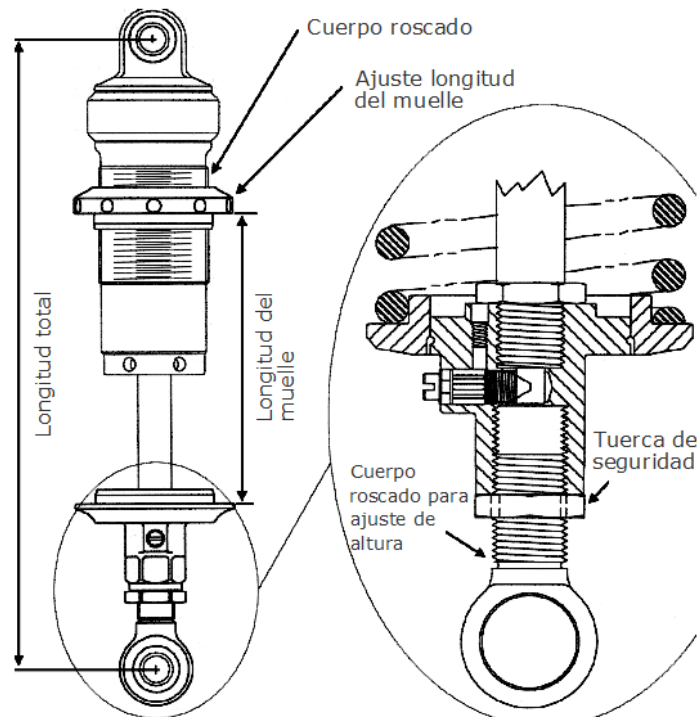


Figura 5.3 Elementos característicos en conjunto muelle-amortiguador.

La disminución de la longitud del muelle viene dada por el ajuste del anillo roscado, y será menor cuanto mayor sea la precarga.

Por otro lado, la tuerca inferior de seguridad solo servirá para cambiar la distancia entre los puntos de montaje, pudiéndose adaptar independientemente de la longitud del muelle.

Las distintas combinaciones de ambos elementos harán posibles el conseguir la configuración apropiada.

5.3.2 Recorrido de la rueda

Todo lo anteriormente dicho considera las características del muelle como un componente aislado. Para entender el efecto del muelle en la rueda, se debe estudiar los movimientos relativos de ambos o desplazamientos de la rueda y el muelle.

De la misma manera que se puede caracterizar un resorte por su recorrido, es útil el

trasladarlo al movimiento de la rueda. El recorrido de la rueda se define según la posición de montaje del muelle.

Esto se relaciona a través del parámetro relación de velocidad **VR**. Esto también es conocido como relación de movimiento ó ventaja mecánica. Ésta es la velocidad vertical de la rueda en comparación con la velocidad de compresión de los muelles.

La figura 5.4 muestra el significado de la relación de velocidad y cómo la rueda y el recorrido del muelle se relacionan entre sí según la posición del muelle en el basculante.

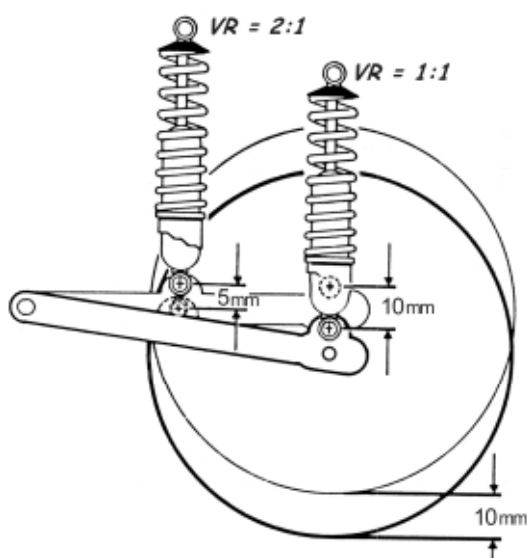


Figura 5.4. Cuando el amortiguador se monta a medio camino a lo largo del basculante, será comprimido por medio del movimiento vertical de la rueda. Esto da una VR de 2:1. En este caso el basculante actúa como una palanca de 2:1 y la fuerza que actúa sobre el resorte será el doble de la fuerza vertical en la rueda.

5.3.2.1 Ángulo de ataque de la suspensión

La relación de velocidad de las uniones en ángulo es la relación entre la distancia de montaje del eje del amortiguador y el punto de pivotamiento del basculante (L_s) con respecto a la distancia horizontal entre el eje de la rueda y el punto de pivotamiento del basculante (L_w) como se muestra en la figura 5.5. $VR = L_w : L_s$

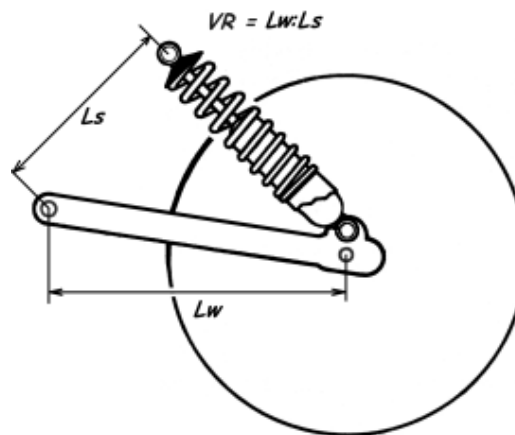


Figura 5.5. Ángulo de ataque de la suspensión

5.3.2.2 Bieletas y sistemas de unión

El funcionamiento de una suspensión conviene que sea más suave en un principio y más firme según se va aumentando el recorrido de la rueda.

Los sistemas elásticos empleados tienen una curva de funcionamiento prácticamente recta, es decir, a una compresión del muelle, le corresponde una fuerza determinada, independientemente de cuál sea el punto inicial. Por ello, los sistemas progresivos deben jugar con los recorridos de la rueda y el amortiguador, de manera que la suspensión se endurezca al final. Para ello lo habitual es dotar al sistema de una bieletas de forma y posición variable, que hacen que el recorrido de compresión del amortiguador no se corresponde con el de la rueda. Al principio, un recorrido pequeño de la rueda corresponde a un recorrido también pequeño del amortiguador, pero conforme la rueda va ascendiendo, el recorrido del amortiguador aumenta respecto

del de la rueda. Con esto se consigue que al final un recorrido pequeño de la rueda se corresponda con uno más grande del amortiguador, lo que requiere un esfuerzo mayor, de manera que cada vez es más difícil comprimir la suspensión.

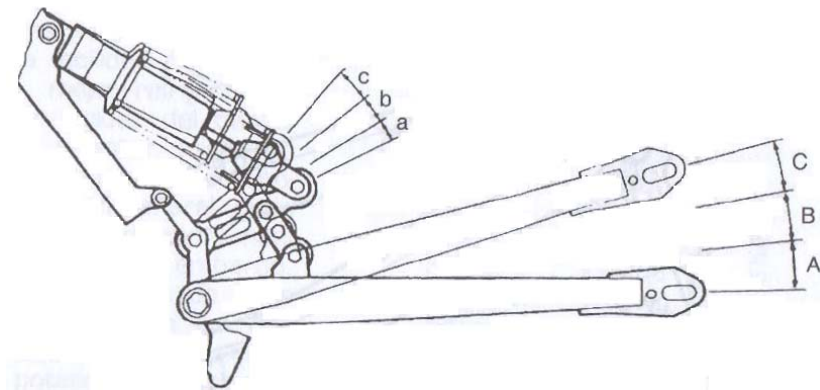


Figura 5.6. Sistema de desmultiplicación con bieletas

Los sistemas más utilizados están formados por balancines.

Con este tipo de suspensión, es posible regular la altura inicial del tirante mediante tuerca y tornillo, de manera que se regula la altura de la parte trasera y también la curva de progresividad.

Una variante del sistema que conlleva menor peso y menor espacio del conjunto, es emplear bieletas de pequeña longitud. El amortiguador se puede anclar en cualquiera de las dos bieletas. Las bieletas pueden situarse tanto en la parte superior del basculante como en la inferior.

El funcionamiento es también progresivo, con algunas diferencias, dependiendo del sistema empleado. En todos los casos, la bieleta sobre la que se sujeta el amortiguador se eleva poco al principio, para acelerar su movimiento cuando la rueda va ascendiendo, de manera que el recorrido del amortiguador aumenta para un mismo desplazamiento de la rueda.

Estos sistemas permiten además grandes recorridos de la rueda trasera sin la necesidad de emplear amortiguadores con mucho desplazamiento que se calientan más, por los mayores recorridos de los sistemas hidráulicos. Al poder regular el

recorrido del amortiguador respecto del de la rueda a voluntad, se pueden elegir grandes desmultiplicaciones, de manera que un recorrido elevado de la rueda no corresponda con uno semejante en el amortiguador.

5.3.3 Fuerzas

Como se ha visto anteriormente, el recorrido de la rueda se define según la posición de montaje del muelle y viene relacionado con el parámetro **VR**.

En los casos de estudio de dicha relación es de mayor importancia ver cómo afecta a las fuerzas que actúan en la rueda. En una situación dinámica real esto dependerá de la velocidad de movimiento del amortiguador.

Se estudiarán los aspectos cinemáticos que vendrán relacionados por la siguiente expresión:

$$\text{Fuerza en la rueda} = \text{Fuerza en el muelle} / \text{VR}$$

Hay que tener en cuenta el efecto que la precarga del muelle produce sobre la rueda. Si por ejemplo el muelle está montado con una precarga de 50 newton y la ventaja mecánica es de 2:1, sobre la rueda existirá una precarga efectiva de $50/2=25$ newton.

Otro aspecto que hay que tener en cuenta son las cargas que se transmiten a los rodamientos sobre los que pivota el basculante y el balancín. Para muelles montados en posición vertical cerca de la parte posterior del basculante, dan lugar a poca carga en los pivotamientos, ya que la reacción se la lleva la componente normal que existe en el apoyo rueda-suelo. Sin embargo, los amortiguadores montados en ángulo y los diseños en voladizo aumentan considerablemente estas cargas. Todo esto no puede considerarse un problema grave, solo habrá que atender a escoger bien los rodamientos para evitar que se reduzca su vida útil. Habrá que sumar

a la carga que se genera en el apoyo una sobrecarga estimada que se produce por los tirones de la cadena.

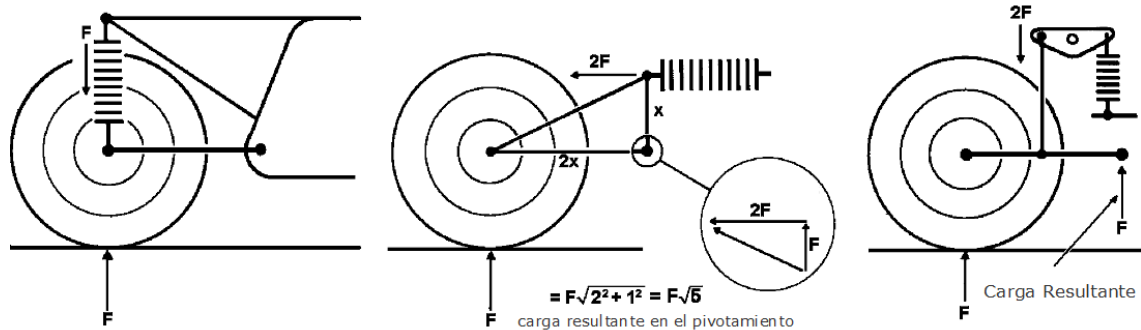


Figura 5.7. Dirección de las fuerzas según posición del muelle

5.3.4 Energía del muelle

Un muelle es un almacén de energía. Cuando se comprime almacena dicha energía y cuando se expande, la libera.

Hay que hacer notar que un sistema de suspensión desperdicia energía al comprimirse puesto que la energía se libera al sistema convirtiéndola en calor, el que finalmente se disipa al medio ambiente en general. Este calor es un efecto perjudicial ya que calienta el aire que se comprime y su efectividad se ve reducida, aunque no de una manera muy influyente en el sistema de suspensión.

Un sistema de suspensión debe poder disipar la energía que se produce debido a fuertes compresiones como pueden ser baches o saltos en motocicletas de campo. La mayor parte de la disipación de energía se debe hacer durante el rebote, ya que si el golpe de amortiguación es demasiado grande, va a generar grandes fuerzas durante la etapa inicial del movimiento de la suspensión, cuando la velocidad de descarga se encuentra en su nivel más alto, dando lugar a un rebote duro.

El cálculo de la energía almacenada por un resorte puede ser expresada como:

$$\text{Energía (julios)} = M_{\text{uelle}} \text{ (N/m)} * \text{Compresión del muelle}^2 \text{ (m)}$$

El valor obtenido de esta expresión no tiene en cuenta la energía que se disiparía en el momento del golpe, así como la energía absorbida por el piloto a través del movimiento del cuerpo. El sistema para el que sería válido es para un sistema lineal, y no progresivo.

A través del software utilizado para el estudio del sistema progresivo se consigue conocer la energía que almacena el muelle mediante la inserción de diferentes parámetros del sistema de amortiguación tales como geometría del conjunto, constante de rigidez del muelle, radio de la rueda etc.

Más adelante se detallarán los datos utilizados para el cálculo.

5.3.5 Sistema progresivo contra sistema lineal

Al no ser constante la rigidez del muelle al utilizar sistemas progresivos, el cálculo se convierte en algo más complicado. Por ello se toma la decisión de adquirir un software para el estudio del sistema de suspensión a diseñar.

El programa utilizado es *“Motorcycle Kinematics”* de **Tony Foale**. Con esta herramienta el estudio se facilita de una manera notable ya que con él somos capaces de conocer a través de geometrías y masas conocidas, las fuerzas que actuarían en los puntos de unión de los elementos y así poder dimensionar las partes constituyentes. Además la lectura es de muy fácil interpretación debido al hecho de que se pueden obtener gráficas que nos dan la información suficiente para realizar el estudio.

Con todo esto se comparan las curvas de Fuerza en la rueda, contra el desplazamiento que sufre la rueda para un sistema lineal y uno progresivo.

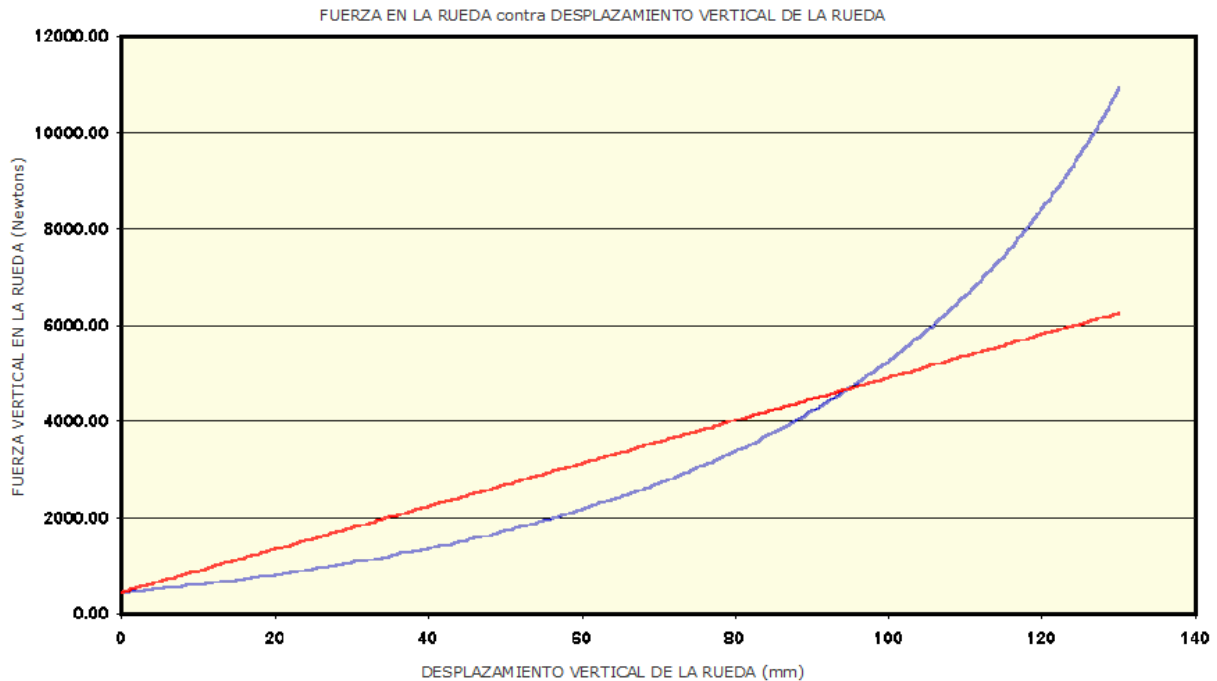


Figura 5.8. Fuerza en la rueda vs. Desplazamiento vertical de la rueda

Para una misma precarga del muelle en ambos sistemas se observa en la figura 5.8 que el sistema lineal (rojo) tiene una tendencia recta según la rueda trasera se va desplazando, mientras que el sistema progresivo (azul) tiende a una curva.

Debido a la precarga existe una fuerza inicial en la rueda que va aumentando conforme la suspensión se “hunde”. Para un recorrido de la rueda de 130mm en el sistema lineal se llega a un valor de fuerza en la rueda de 6000newtons, mientras que en el sistema progresivo el valor alcanza los 11000newtons. Este valor no se llegará a alcanzar en la rueda en casi ningún caso porque sería para la máxima compresión del muelle, lo cual en un sistema progresivo es muy difícil de conseguir.

Atendiendo a una compresión media del muelle, conforme a 60mm de desplazamiento vertical de la rueda, se puede observar que el sistema progresivo transfiere menor fuerza a la rueda, con una diferencia de unos 800newtons.

Esta característica propia del sistema progresivo se ha de tener en cuenta a la hora de elegir el diseño más conveniente.

Al estar destinado a la competición existen fenómenos que se han de evitar, como el hundimiento de la suspensión en aceleraciones (squat) o la pérdida de contacto entre rueda trasera y suelo en fuertes frenadas (dive). Dichos casos son más fáciles de evitar instalando un sistema progresivo con bieletas desmultiplicadoras las cuales ofrecen más suavidad en el comportamiento dinámico de la motocicleta aportando al piloto mejores sensaciones.

Hay otros muchos factores a los que hay que prestar atención para llegar a una adecuada suspensión en un modelo en particular. El sistema lineal puede ser muy útil para otros casos, pero aquí se hará hincapié en los sistemas progresivos ya que son los más productores cuando se habla de motocicletas de competición.

5.4 Características propias

Se muestra un breve resumen de los principales tipos de suspensión trasera existentes en la actualidad.

1. Conexión directa del muelle al basculante.
2. Sistema de bieleta y balancín. El eje de pivotamiento del balancín está fijo al bastidor de la moto y el muelle se acciona mediante un enlace conectado con el basculante.
3. Amortiguador montado en el basculante. El amortiguador se fija directamente en el basculante y el balancín conecta el amortiguador y las bieletas.

Los tipos 2 y 3 también pueden llevar el punto de anclaje del amortiguador al basculante en el mismo eje que el anclaje de las bieletas, no teniendo ningún efecto sobre las características dinámicas. Esto se hace a menudo para ayudar con los problemas de espacio en el diseño y para no tener que hacer un basculante más grande para alojar el apoyo.

Además de estos tres principales tipos hay algunos otros como el BMW "Paralever" y sistemas que usan un par de basculantes. Estos sistemas se utilizan generalmente para proporcionar un control adicional sobre los efectos de "dive" y "squat", y no serán considerados.

5.4.1 Conexión directa al basculante

Este tipo de conexión abarca el diseño tradicional de amortiguadores dobles conectados cerca del final del basculante, así como los amortiguadores en ángulo y el tipo cantilever con mono amortiguador.

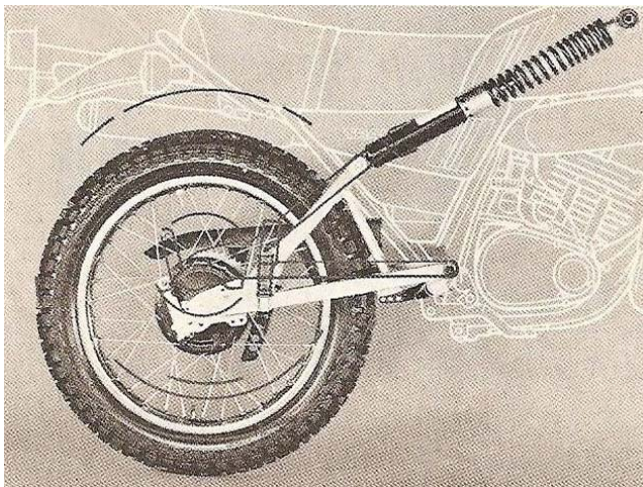
Para los tres sistemas existe linealidad en las gráficas de desplazamiento vertical de la rueda frente a la fuerza en la rueda, así como en la constante de rigidez del muelle.



Conexión al final del basculante. Se observa la simplicidad del montaje. La imagen pertenece a una Bultaco del año 1960.



Conexión en ángulo. La posición de anclaje en el basculante está más adelantada y forma ángulo con la unión al chasis.



Sistema Cantilever. Muy usado por la firma Yamaha en los 70's. El amortiguador se ancla sobre una triangulación del basculante, de manera que su posición no es vertical, sino que se encuentra en posición casi horizontal en la parte superior del bastidor bajo el depósito de gasolina. Dicho sistema carece de progresividad.

Imágenes 5.9. Diferentes tipos comerciales de suspensión trasera.

5.4.2 Sistema básico de bieletas

Es un sistema muy utilizado ya que tiene la capacidad de ser muy versátil a la hora de dar con un diseño que se ajuste tanto al chasis como al basculante, pudiendo cambiar geometría en su diseño para evitar interferencias, y todo ello sin sacrificar ninguna característica del sistema en cuestión. Se muestran tres ejemplos de tipo de montaje. Cabe decir que las posibilidades son infinitas.

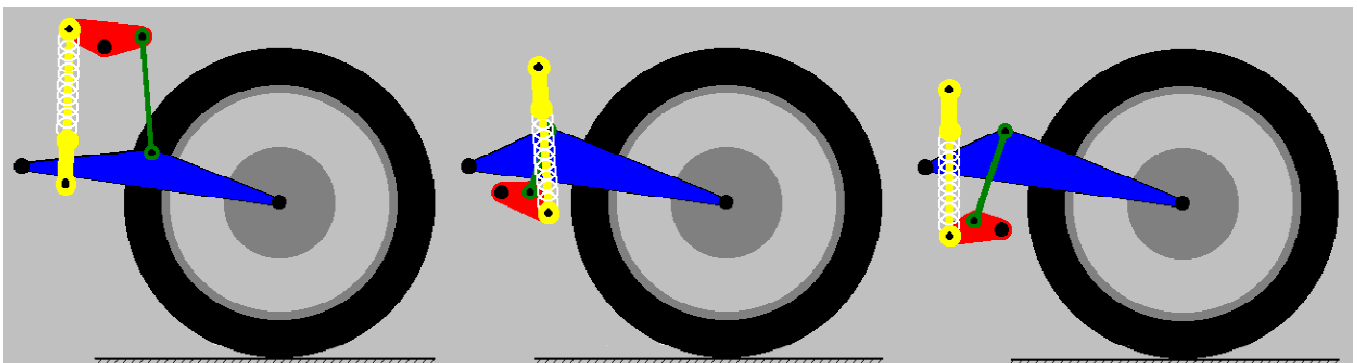


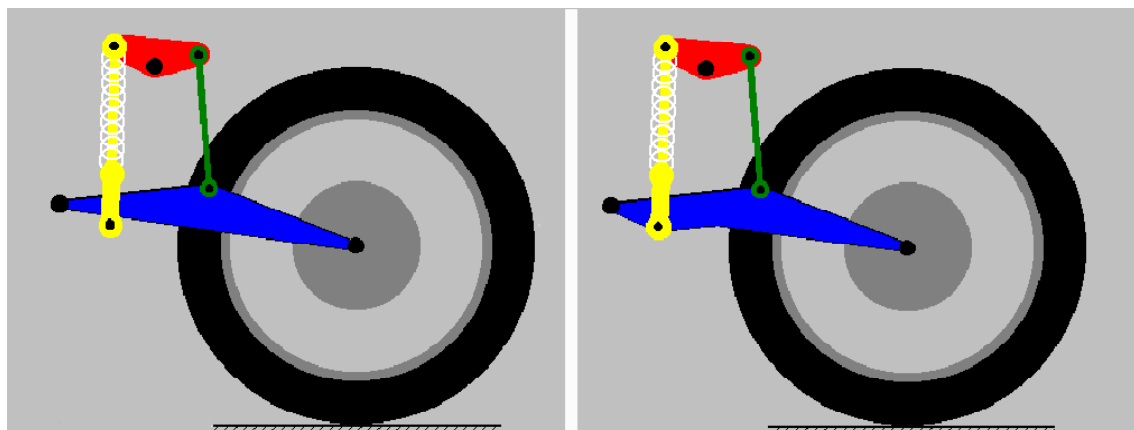
Figura 5.10. Posibles diseños de sujeción del eje del balancín

Tres posibles diseños de la sujeción del eje del balancín y el sistema de enlace. El muelle puede ser montado horizontalmente o en ángulo, ya sea por debajo o por encima del basculante, en función de las limitaciones de espacio, etc. En algunos casos, la unión final del amortiguador puede ser montado en el brazo del basculante, salvando así la necesidad de ofrecer puntos de anclaje a la estructura del bastidor principal.

5.4.2.1 Muelle montado en el basculante

A veces puede ser útil montar el anclaje del amortiguador en el brazo del basculante cuando se usa un eje de balancín y el sistema de bieletas. Esto puede tener ventajas en cuanto al espacio necesario y puede evitar una estructura adicional de la estructura principal del basculante. En la mayoría de los casos el amortiguador está montado cerca del eje de pivotamiento del basculante y no supondrá un gran efecto sobre las características generales.

Para tener una idea del efecto de montar el amortiguador en el basculante, se va a considerar un amortiguador simple y el sistema de enlace como se muestra a continuación. El montaje en el basculante es tal que el muelle se monta en la misma posición cuando la suspensión está completamente extendida. Se puede observar que para un movimiento de la rueda dado, el amortiguador experimenta un desplazamiento mayor cuando se une al basculante, que cuando se fija al bastidor. En otras palabras, la velocidad efectiva de la rueda será mayor y el desplazamiento máximo de la rueda se reducirá. Esto no es una regla general, porque si el muelle se encuentra debajo del basculante entonces el movimiento de la rueda reduciría la compresión del amortiguador disminuyendo la velocidad de la rueda y aumentando el desplazamiento del muelle.



Amortiguador con sujeción al bastidor

Amortiguador con sujeción en el basculante

En los siguientes gráficos (figuras 5.11 y 5.12) se muestran 3 curvas diferentes. La primera (negro) muestra la rigidez en la rueda frente a el desplazamiento vertical de la misma para una disposición del amortiguador montado en el bastidor. La segunda (verde) corresponde a un sistema progresivo con el amortiguador montado en el basculante, sin regular los parámetros. Y por último, la tercera curva (rojo) muestra las características con la rigidez del muelle, la precarga y el recorrido del amortiguador ajustados para dar la misma holgura estática y el mismo desplazamiento completo del

muelle así como el mismo almacenamiento de energía que en el caso de estar montado en el bastidor.

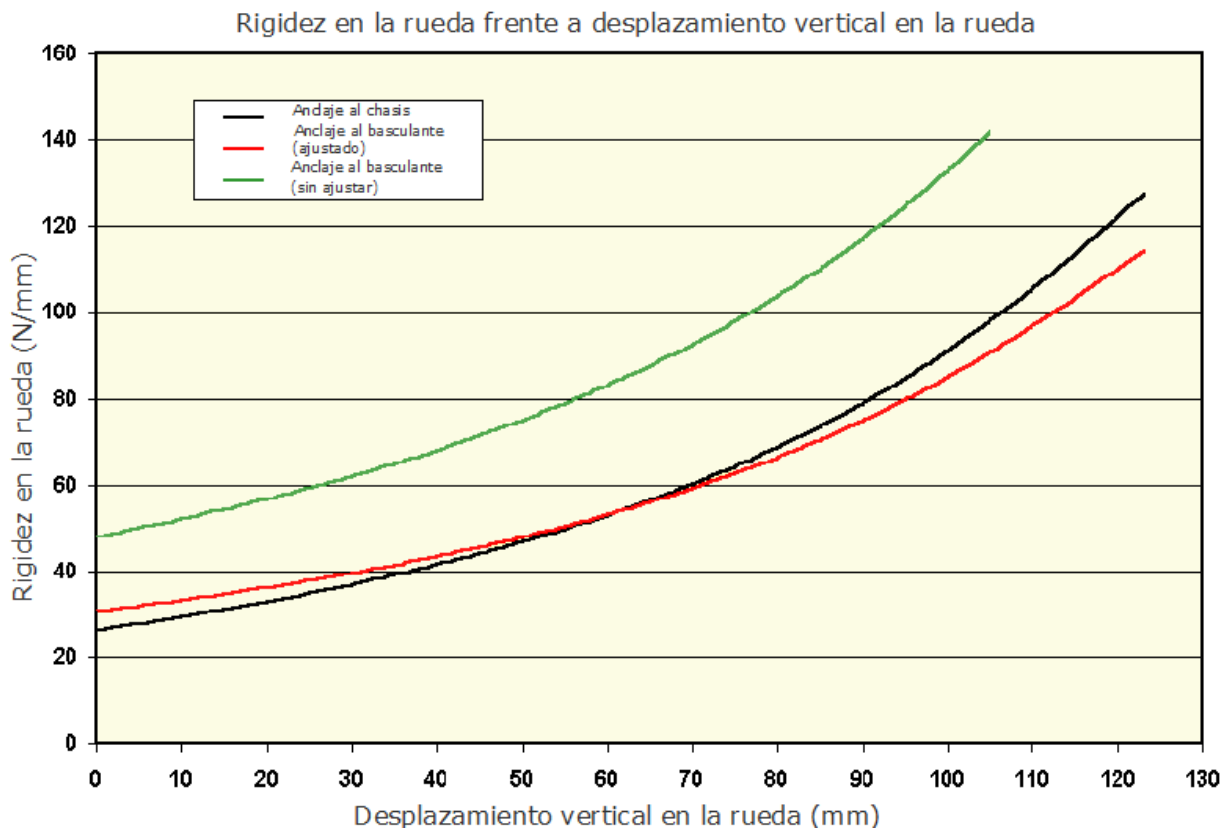


Figura 5.11. Rigidez en la rueda vs. Desplazamiento vertical de la rueda.

Comparando la curva obtenida con el amortiguador montado al bastidor y con el amortiguador montado en el basculante, se observa que este segundo profiere a la rueda mayor rigidez en el primer recorrido de la suspensión, mientras que en el recorrido final la rigidez en la rueda es menor que la que se le transmite con el amortiguador montado en el bastidor.

Sin cambiar las propiedades de absorción para el caso del amortiguador en el basculante, se observa que la rigidez en la rueda es mayor, además disminuye el desplazamiento de la rueda.

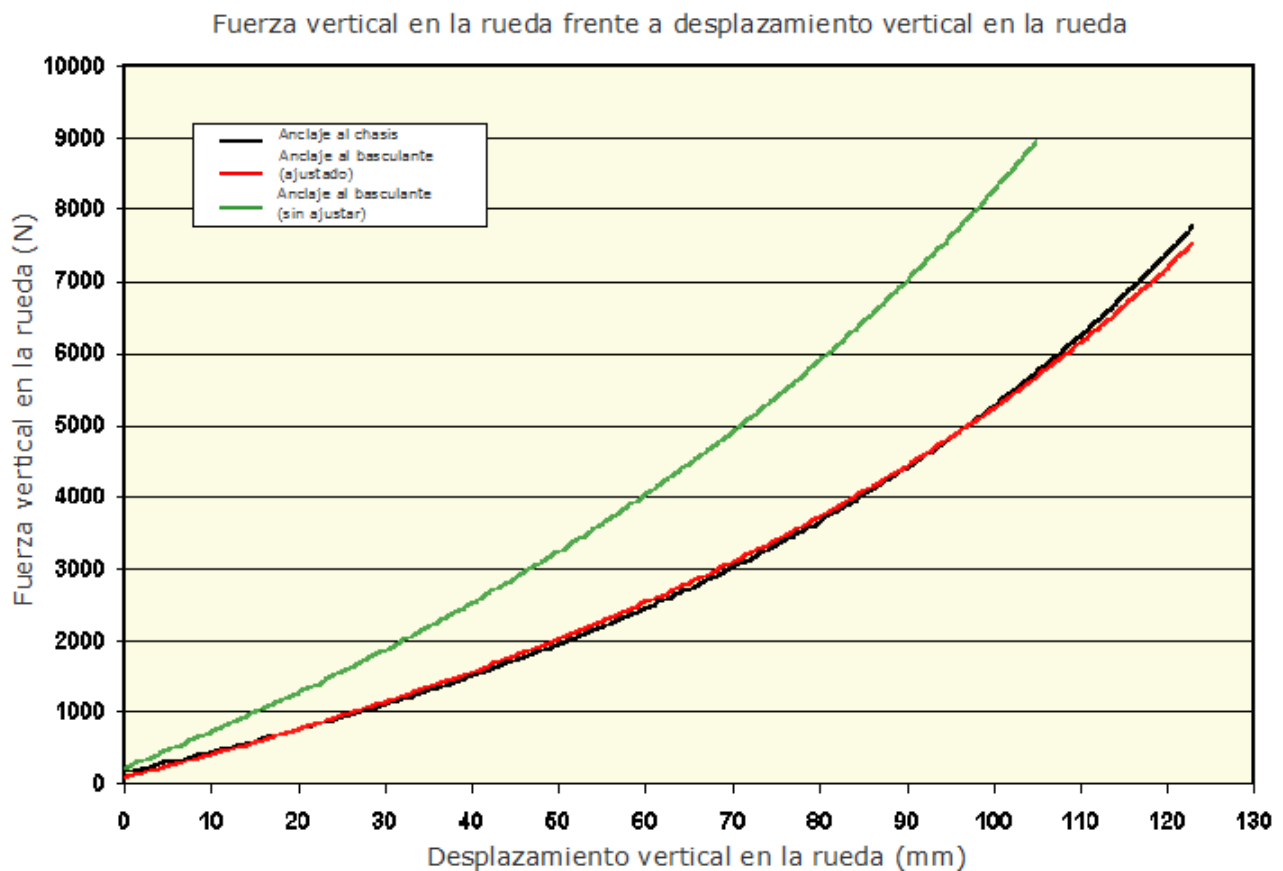


Figura 5.12. Fuerza vertical en la rueda vs. Desplazamiento vertical de la rueda.

En cuanto a las fuerzas que se le transmiten a la rueda se ve que son muy similares entre el caso extremo fijo y el caso de ajustarse con el amortiguador al basculante.

Sin cambiar el tarado de los muelles, carga y descarga, la curva de fuerza es considerablemente mayor, y el movimiento de la rueda se ve reducido cuando el amortiguador se monta en el basculante.

Como conclusión de ambas gráficas, en el diseño se optará por montar el amortiguador al basculante ya que para fuerzas similares en la rueda, la rigidez es menor para este caso.

5.4.3 Bieleta y sistema de unión directamente al basculante

En este apartado se muestra otro tipo de disposición al que también hay que hacer referencia ya que un sistema muy similar es el que monta Honda en algunos de sus modelos de motocicletas deportivas.



Figura 5.13. Sistema de balancín en el basculante en una moto Honda CBR600



Figura 5.14. Mismo sistema utilizado en motocicletas de campo

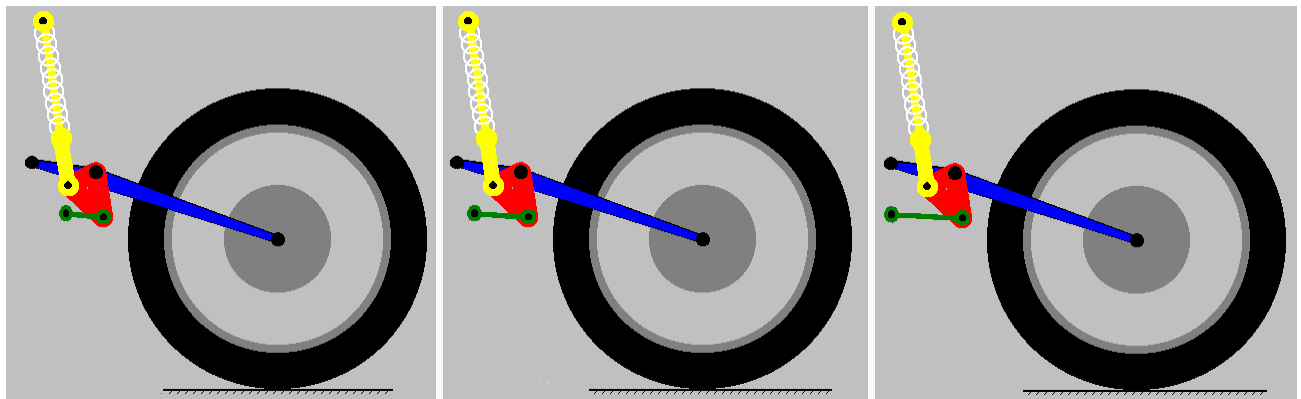


Figura 5.15. Esquema para diferentes longitudes de bieleta.

Se presentan en la figura 5.15 tres variantes para el mismo sistema de suspensión comentado, variando únicamente la longitud de la bieleta. Este cambio puede tener un gran efecto sobre la rigidez de la rueda, como se explica a continuación.

Rigidez en la rueda frente a desplazamiento vertical de la rueda

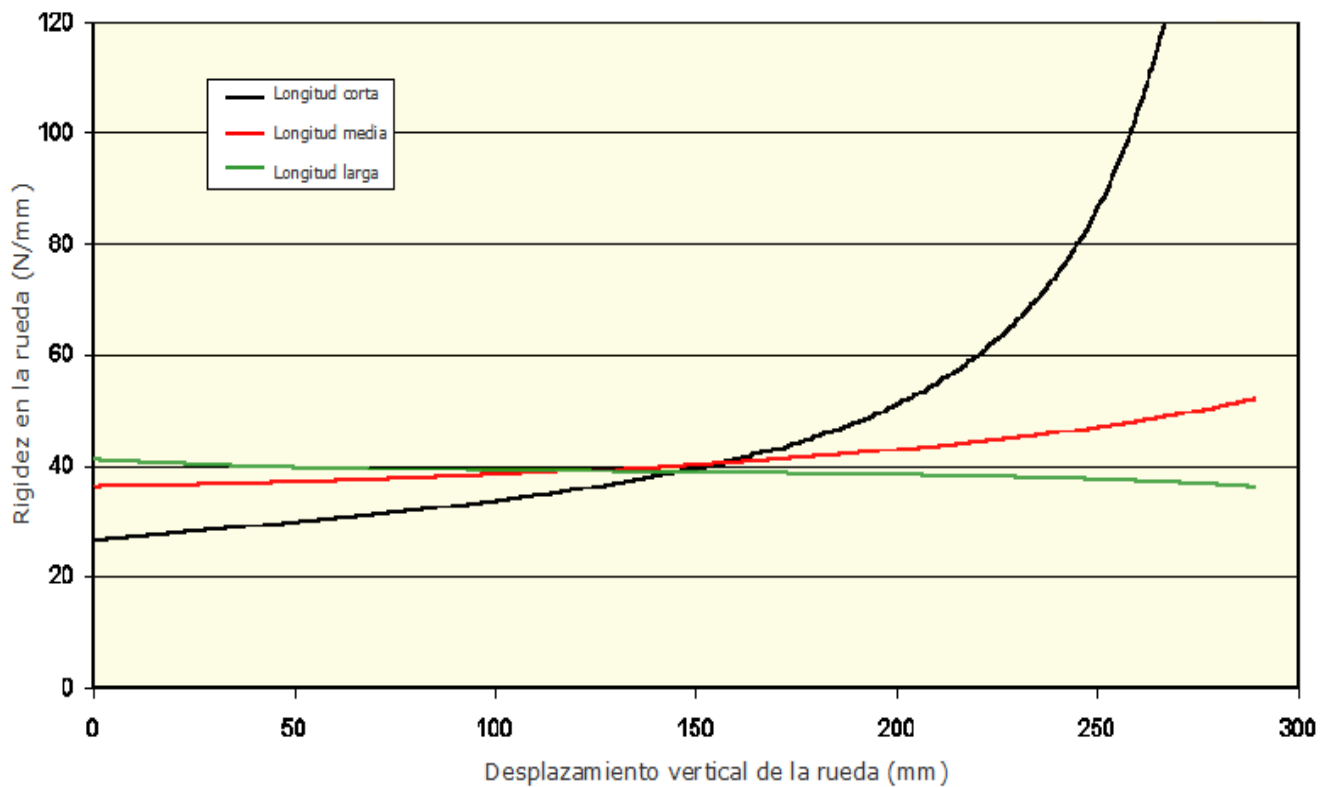


Figura 5.16. Rigidez en la rueda vs. Desplazamiento vertical de la rueda.

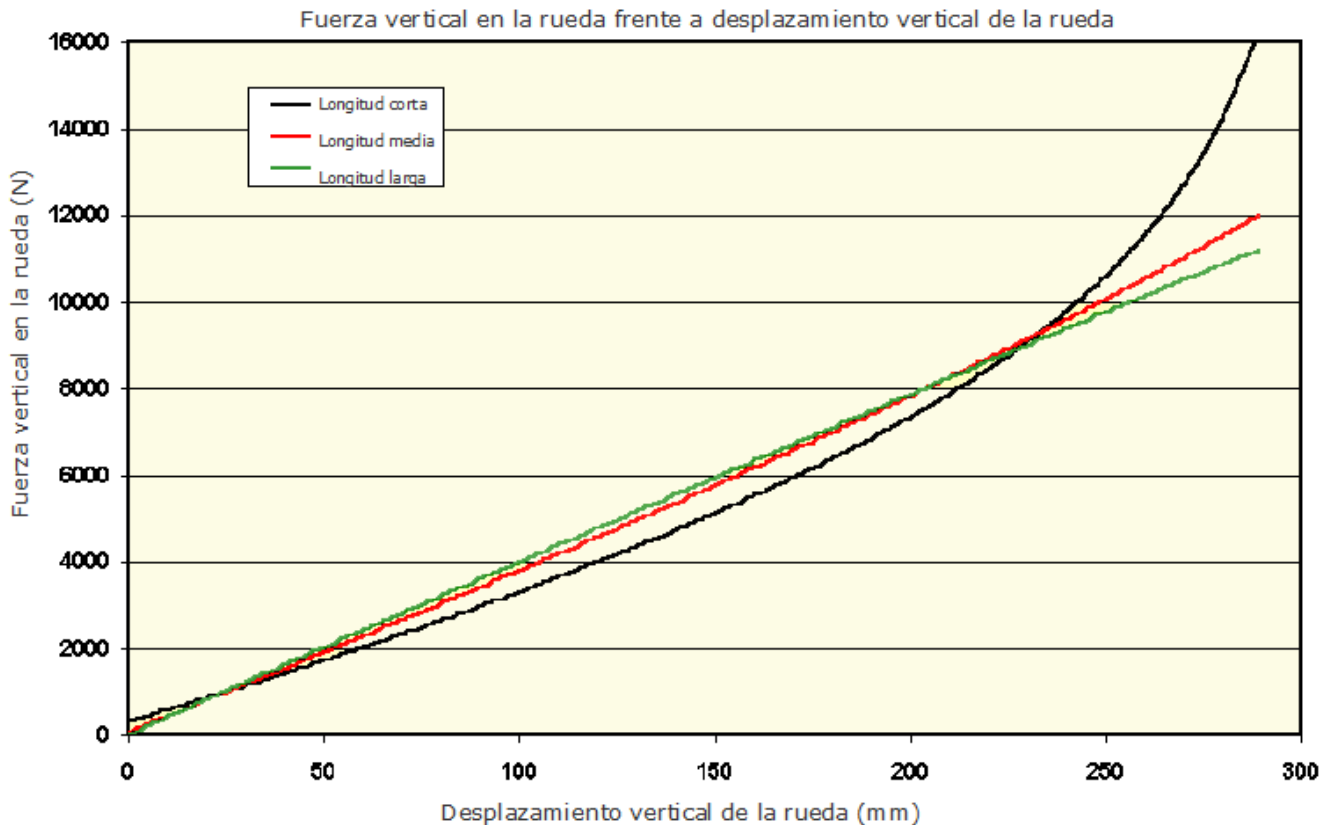


Figura 5.17. Fuerza vertical en la rueda vs. Desplazamiento vertical de la rueda. Caso de tres longitudes de bieleta

En cuanto a la rigidez se puede observar en la figura 5.16, que para la bieleta de menor tamaño se obtiene una curva muy progresiva, y la relación de tamaño medio produce un efecto ligeramente progresivo. En el caso de la tercera longitud, y la más larga produce una curva de carácter regresivo, es decir, la rigidez efectiva en la rueda disminuye con el desplazamiento del amortiguador.

En cuanto a la gráfica de la fuerza en la rueda frente al desplazamiento vertical de la misma, se observa en la figura 5.17 que con cualquier disposición se obtienen características similares. Para cambiar estos parámetros aquí solo se ha considerado la longitud de la bieleta, existiendo muchos más parámetros que pueden variar las características, como alterar el ángulo del balancín o la ubicación de montaje, las dimensiones del balancín, la longitud del muelle, etc.

5.5. Diseño para el modelo del basculante

5.5.1 Sistema de bieletas

Tras estudiar las distintas configuraciones que pueden ser adoptadas por el conjunto de suspensión trasera, se procede a la inspección del conjunto chasis-basculante a fin de diseñar la mejor configuración posible para conseguir una buena distribución de cargas y espacio.

El anclaje en el bastidor para alojar el amortiguador (caso de usar la configuración de muelle montado en el chasis) o el balancín (caso de sistema de bieletas), se ha diseñado de tal forma que se transmitan directamente las cargas al chasis, evitando usar un eje o más piezas que aumentarían costes y peso. Se observa remarcado en la figura 5.18.

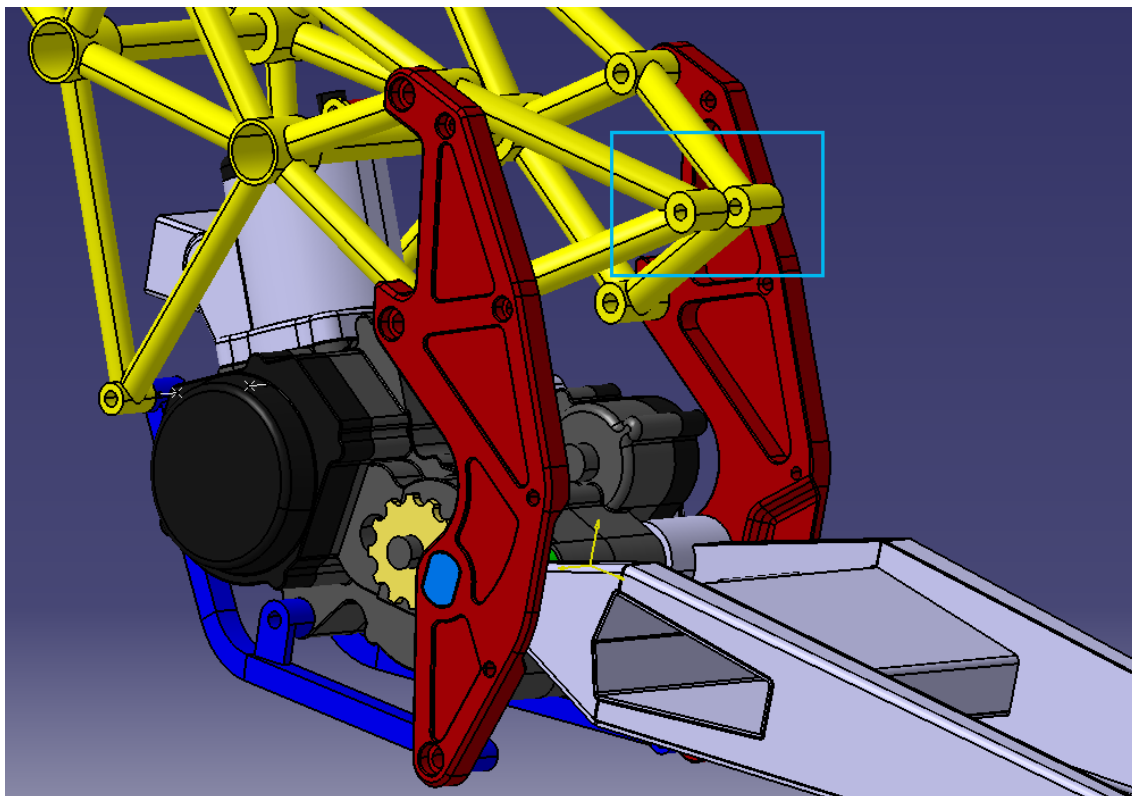


Figura 5.18. Posición del anclaje en el bastidor

Con este anclaje de pivotamiento sólo queda elegir la configuración deseada.

Como se ha dicho anteriormente, la opción de montar directamente el amortiguador entre el chasis y el basculante evitaría el diseñar una estructura adicional, pero en este caso se descarta porque el brazo central del basculante tiene una rigidez y espacio suficiente para poder soldar una pieza que sirva para alojar las bieletas y el muelle. Se puede ver la pieza de apoyo en la figura 5.19.

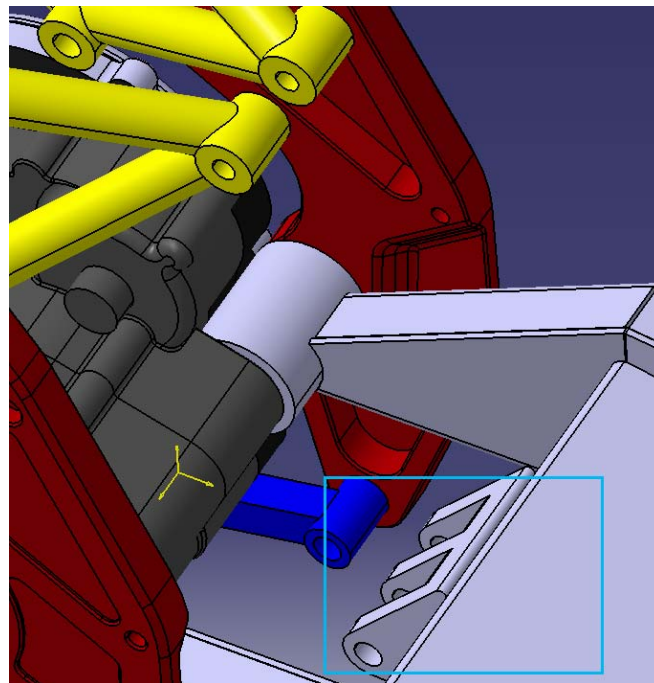


Figura 5.19. Posición de las orejetas en el basculante

Con los dos anclajes ya posicionados solo queda elegir la disposición del balancín en el conjunto. Las dos opciones son, una montarlo en el basculante con amortiguador y bieletas unidas al bastidor, ó montar el balancín en el chasis y amortiguador y bieletas al basculante.

Un punto a tener en cuenta a la hora de elegir su posición, es el pensar por donde va a pasar el tubo de escape una vez montado. Si su salida es lateral, no habría problemas a la hora de disponer el balancín en el basculante ya que no existiría interferencia alguna entre los elementos. Pero por otro lado, si el escape recorre la parte inferior de la motocicleta para dar salida bajo el basculante podría existir interferencia al ser el balancín una pieza móvil.

El espacio del que se dispone al montar el balancín en el bastidor permitiría un fácil acceso, tanto a las bieletas para su posterior regulación, como al muelle para modificar la precarga.

Por dichas razones se justifica el montaje del balancín en el bastidor.

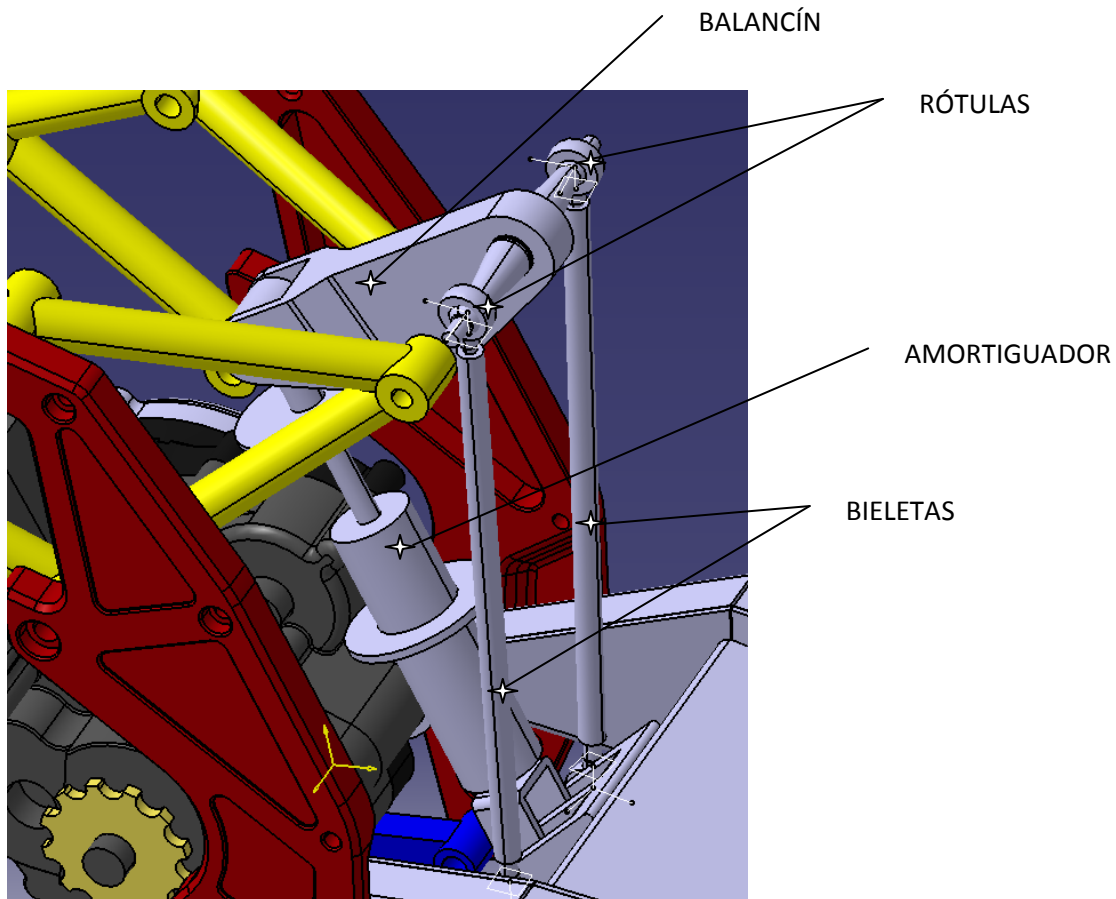


Figura 5.20. Predisposición de los elementos del conjunto de suspensión trasera.

Una vez determinada la posición de los elementos, la siguiente fase es el estudio de la posible geometría que pueden tener los elementos, es decir, longitud mínima y máxima de las bieletas, distancia entre los centros del balancín, y longitud con y sin precarga del muelle.

Todos estos datos se analizan a continuación con el programa de Tony Foale, *Motorcycle Kinematics*.

5.6 Diseño de los elementos

5.6.1 Entorno Software Tony Foale Motorcycle Kinematics

El programa nos da muchas posibilidades de cálculo, pero aquí se hará referencia a la parte que concierne a la suspensión trasera, comentando los datos necesarios para que el programa realice los diferentes cálculos y así se pueda obtener toda la información necesaria para diseñar la geometría que mejor se adapte a las condiciones impuestas por geometría.

En una primera pantalla (figura 5.21) se elige el tipo de suspensión que se quiere estudiar. El programa propone 3 tipos diferentes, siendo el primero una unión directa del muelle al basculante y al chasis sin ser sistema progresivo. El segundo tipo es sistema progresivo con bieletas y balancín unido al chasis, y por último el tercer tipo, sistema progresivo con unión del balancín al basculante.

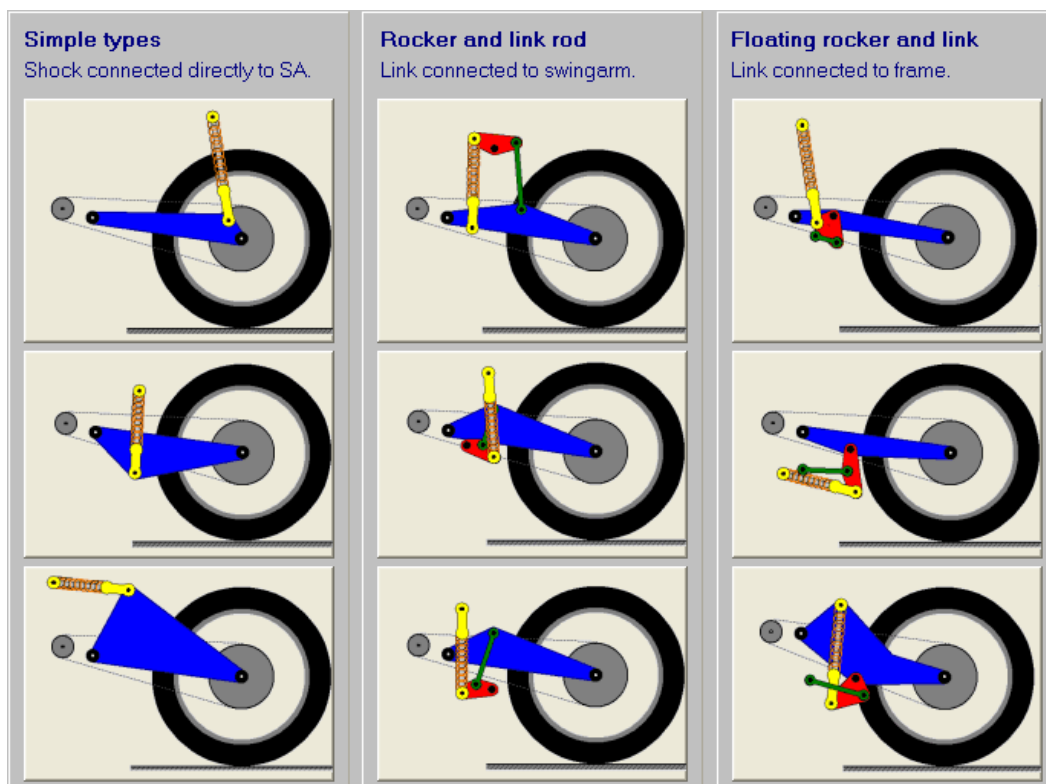


Figura 5.21. Diferentes tipos de suspensiones que se pueden estudiar.

Una vez elegido el tipo de configuración que mejor se adapta al modelo que se desea diseñar, nos aparece la pantalla de datos de entrada (Figura 5.22).

The screenshot displays the 'Rocker and link' software interface. It features several input panels on the left and a central graphical area on the right.

- Project name:** config9
- Swing arm:**
 - Pivot height: 366,912 mm.
 - Length (OA): 580 mm.
 - Xb: 100 mm.
 - Yb: -18 mm.
- Suspension unit:**
 - Static length: 278,440 mm.
 - Maximum stroke: 48 mm.
 - Spring rate: 117 N/mm.
 - Spring preload: 0,00 mm.
 - Top-out spring rate: 0 N/mm.
 - Top-out contact: 0 mm.
- Miscellaneous:**
 - Ride height: 830 mm.
 - Weight on rear wheel: 17,8 Kgf.
 - Rear wheel weight: 13 Kgf.
 - Tyre radius: 306,9 mm.
- Rocker and link:**
 - X coord - pivot: 81,26 mm.
 - Y coord - pivot: 600,171 mm.
 - DE: 82,9 mm.
 - DF: 79,2 mm.
 - EF: 147 mm.
 - Link length: 325 mm.
 - Rocker orientation: 1
 - Shock on SA: ☒
 - Xc: 100 mm.
 - Yc: -18 mm.
- Chain/sprockets:**
 - Pitch: 0,625 inch.
 - X coord: -112,53 mm.
 - Y coord: 443,547 mm.
 - No. sprocket teeth: Front 15, Rear 43.
 - Shaft Drive: ☐

The graphical area on the right shows a 3D model of the motorcycle's rear suspension, including the swing arm, shock absorber, and rear wheel. A callout window titled 'Rocker' shows a detailed view of the rocker arm with points E, F, and D labeled.

Figura 5.22. Pantalla de datos de entrada.

Como datos iniciales se parte del basculante. Las medidas necesarias corresponden a la posición del eje de pivotamiento, así como la distancia entre éste y el eje de anclaje de la rueda. El otro dato es la situación del anclaje del muelle.

El siguiente apartado corresponde a las características del conjunto muelle-amortiguador. Al ser el elemento comercial que pone la organización, se conocen las características necesarias para comenzar con el diseño, como por ejemplo la constante de rigidez del muelle, o su longitud estática, así como la máxima compresión posible del muelle. Como variable con la que se puede alterar el comportamiento del conjunto se encuentra la precarga inicial a la que está sometido. Para el diseño se parte del muelle sin precarga, para más tarde precargarlo si fuera necesario con el fin de ajustar la curva de progresividad.

En el apartado *Miscellaneous* se encuentran los valores de altura del asiento, peso que cae sobre la rueda trasera así como el peso y el radio de la misma.

Los dos últimos cuadros, representan los datos que se pueden variar en el diseño hasta conseguir un modelo apto para el conjunto final. En el apartado de bieleta y balancín nos encontramos como valores fijos las coordenadas del punto de pivotamiento del balancín, que en nuestro caso está definido ya que es un punto fijo del chasis. Las variables serán las distancias entre los lados del triángulo del balancín, así como la longitud de las bieletas, que en nuestro diseño serán regulables para así poder variar la progresividad del conjunto trasero. El anclaje del piñón está definido por la disposición del motor en el bastidor, siendo de menor importancia el paso y número de dientes de piñón y rueda, que para una moto de competición varían según las características de la pista.

Con todos los datos ya indicados se puede proceder a sacar las diferentes gráficas que proporciona el programa, hasta un total de ocho, que proporcionan información acerca de:

- Fuerza en el muelle y en la rueda con relación al desplazamiento vertical de la rueda.
- Rigidez en la rueda con relación al desplazamiento vertical de la rueda.
- Relación de palanca entre el muelle y la rueda (VR).
- Compresión del muelle con relación al desplazamiento vertical de la rueda.
- Ángulo de posición del basculante.
- Fuerza transmitida al eje de giro del basculante.
- Fuerzas en balancín y bieleta.
- Energía almacenada en el muelle.

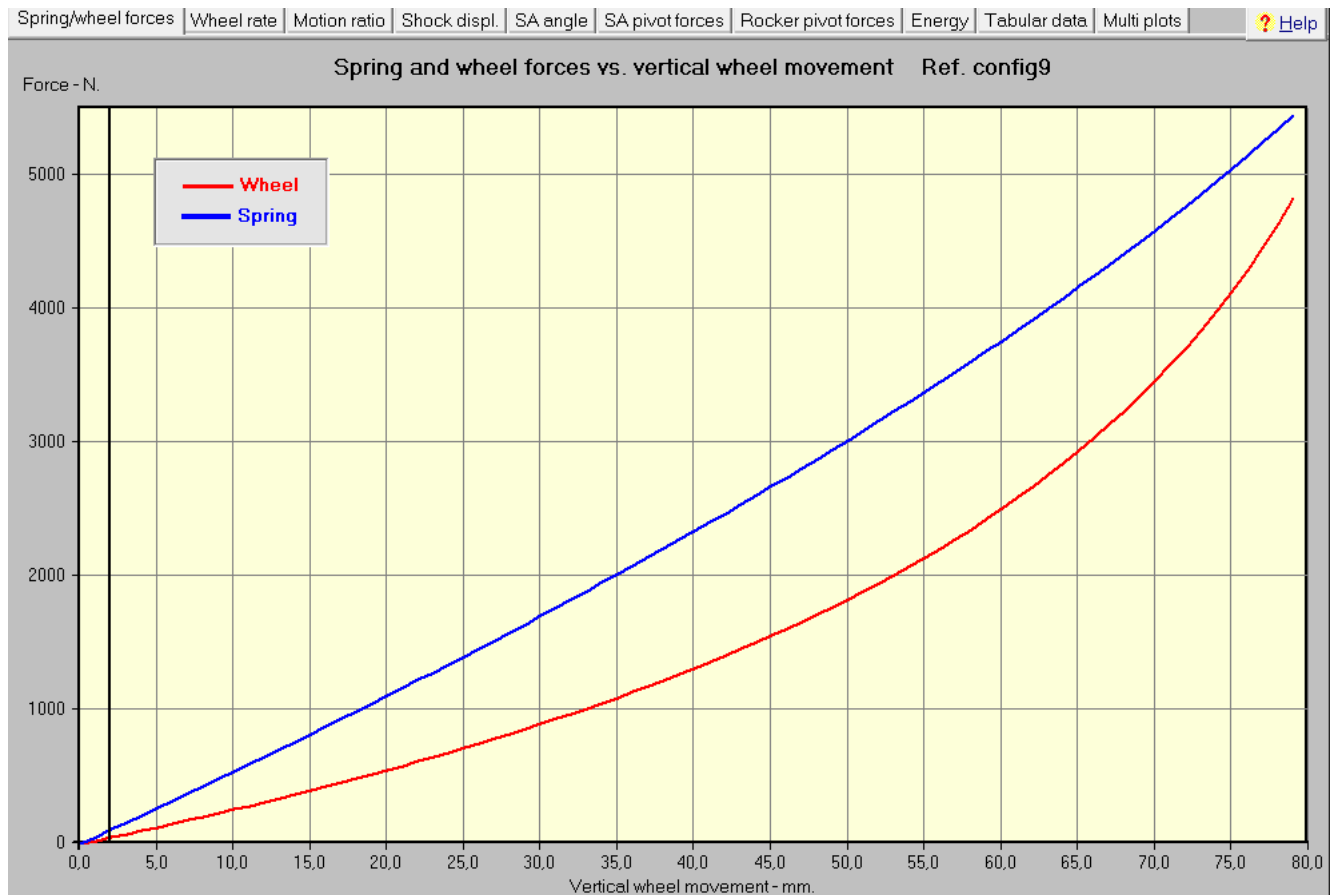


Figura 5.23. Se puede observar en la parte superior de la imagen las distintas gráficas que nos ofrece el programa.

5.6.2 Diseño de los distintos elementos

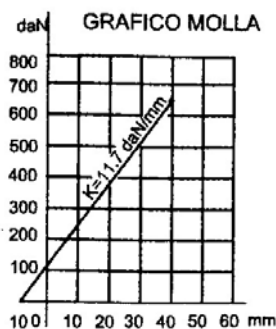
Una vez se tiene el tipo de configuración que va a tener el conjunto de suspensión trasera, así como un predimensionamiento general de las partes constitutivas, queda realizar el diseño definitivo.

En este apartado se presentan los diseños finales que si bien por alguna razón se han variado alguna de sus formas finales, no serán de mayor consideración, como pueden ser el caso de chaflanes o redondeamiento de aristas vivas para aliviar tensiones.

AMORTIGUADOR

El primer elemento al que se va a aludir es el amortiguador *Sachs* proporcionado por la organización.

La curva de rigidez presentada por el fabricante es la siguiente:



La constante K del muelle tiene un valor de 117N/mm lo que equivale a decir que para comprimirlo 1mm hace falta una fuerza de 117N ó 11,9kg.

La distancia en reposo entre los dos ejes de anclaje es de 277mm. Para las necesidades de nuestro conjunto, dicha distancia no será suficiente para mantener la motocicleta en la posición de reposo para la que ha sido diseñada a fin de obtener un reparto de pesos del 50%-50%. Esto ha sido previsto con antelación y ya se había hablado de aumentar la distancia entre apoyos soldando unas pletinas a modo de orejeta al anclaje inferior del amortiguador. Aumentando el espesor original así como la anchura, se le conferirá al anclaje una mayor rigidez y se podrán realizar unos taladros de mayor diámetro para así poder adaptarse al diámetro del eje que aloja las bieletas y el amortiguador al basculante.

Las medidas generales del muelle proporcionadas por la casa fabricante se presentan a continuación en la figura 5.24.

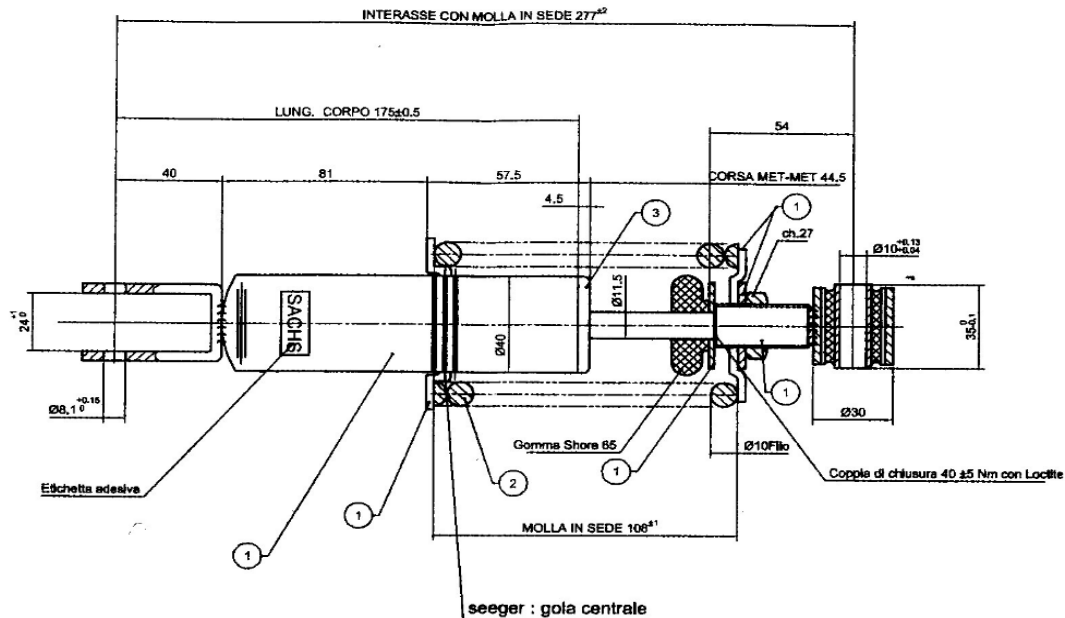


Figura 5.24. Medidas generales del amortiguador Sachs.

La distancia original de 277mm se ha alargado hasta alcanzar un valor de 295mm a través de las mencionadas orejetas.

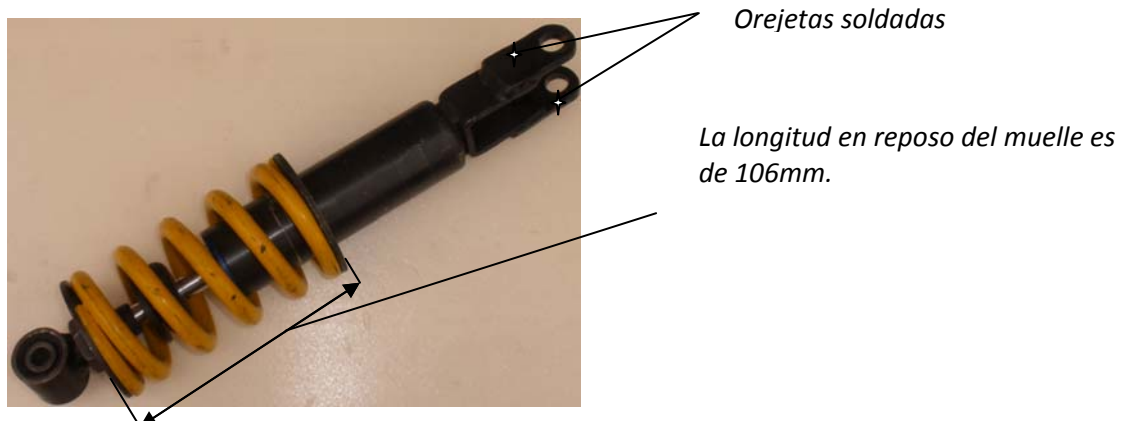


Figura 5.26. Imagen del amortiguador comercial.

BALANCÍN

A través del software utilizado ya se poseen las distancias finales a las que han de estar los tres centros significativos de la pieza. La forma final del elemento es un triángulo con aristas de gran redondeo para aliviar tensiones. El lado donde se aloja el amortiguador está compuesto por dos salientes en la pieza. Es la zona más conflictiva en cuanto a tensiones se refiere, por ese motivo se ha sobredimensionado la anchura.

Las bieletas van alojadas en los extremos de un eje cónico. Dicho eje va montado sobre el balancín.

El tercer anclaje corresponde al agujero que aloja el perno que une el balancín al chasis. Sobre este agujero va montado un casquillo antifricción que disminuye el coeficiente de rozamiento. En la siguiente figura vienen identificados los anclajes.

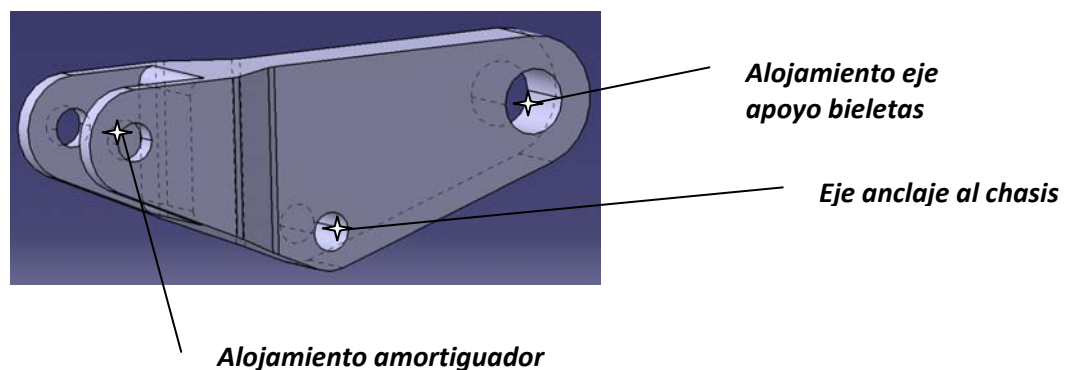


Figura 5.27. Esquemmatización anclajes del balancín.

El material para el prototipo en cuestión se realiza en un acero al carbono de construcción F-1140 con las siguientes características:

Tensión máxima de rotura $\sigma_R = 680 \text{ N/mm}^2$

Tensión máxima de fluencia $\sigma_F = 320 \text{ N/mm}^2$

Para construcción en serie se utilizaría aluminio 6063 (UNE 38.337) con las siguientes características:

Tensión máxima de rotura $\sigma_R = 245 \text{ N/mm}^2$

Tensión máxima de fluencia $\sigma_F = 200 \text{ N/mm}^2$

Este aluminio es propicio para colada continua. En caso de construcción en serie el balancín se fabricaría por fundición.

El casquillo que va alojado en el espacio para el anclaje al chasis es de la casa *Schaeffler* y sus características son las que se observan en la figura 5.28.

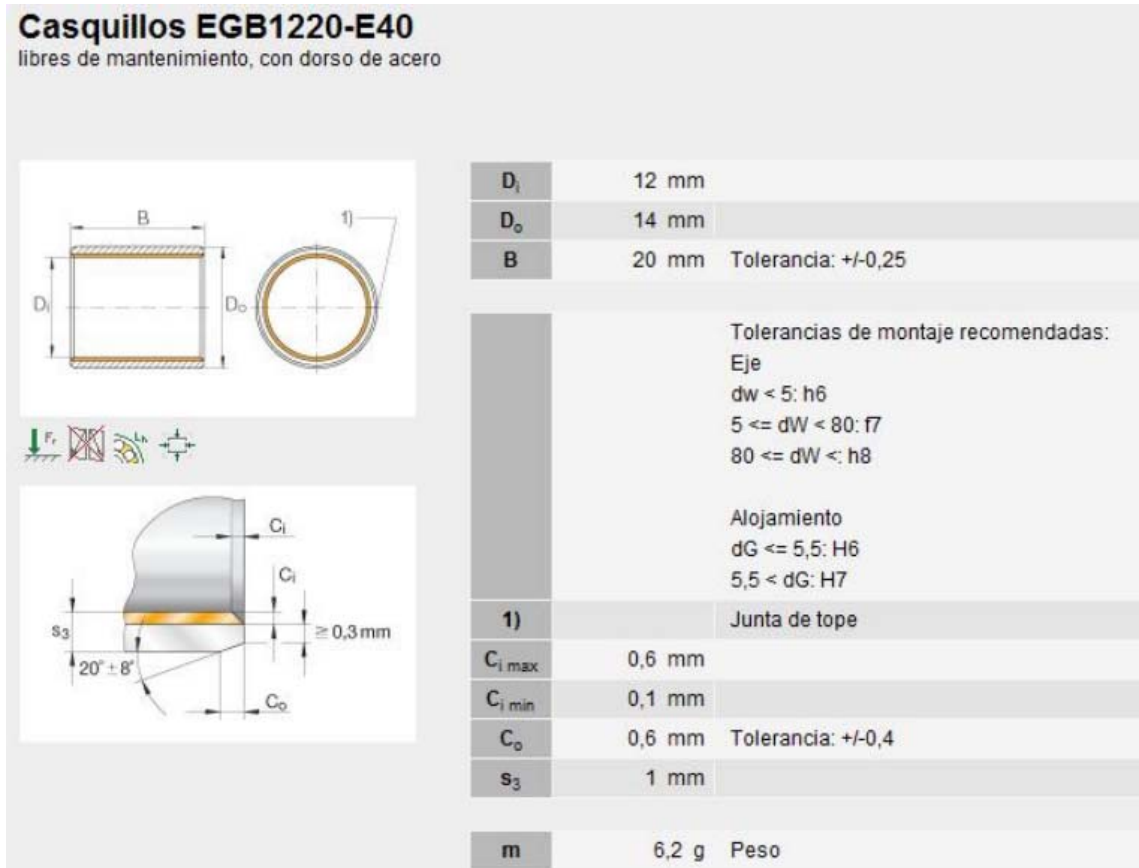


Figura 5.28. Este casquillo disminuirá la fricción en el pivotamiento del perno que hace de eje.

BIELETAS

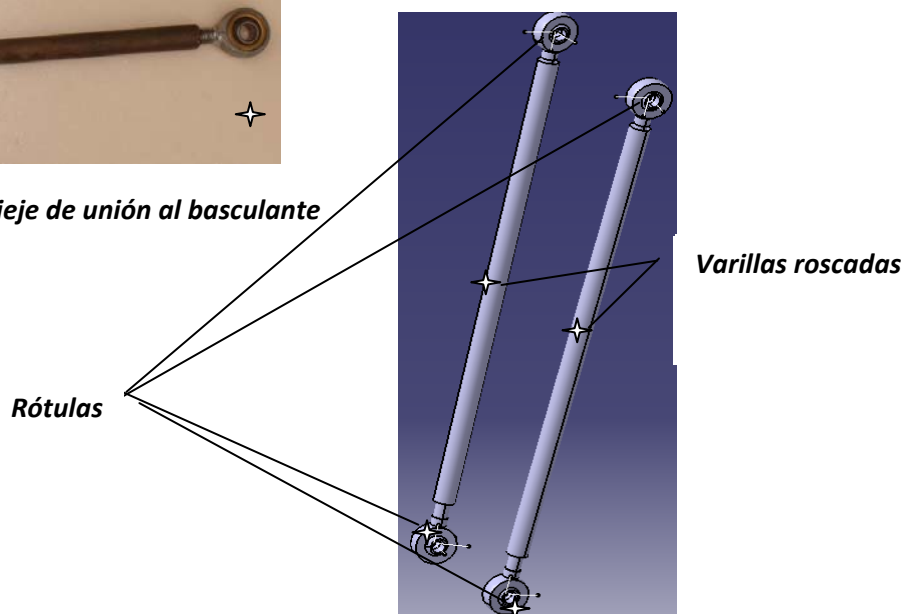
Estas dos piezas idénticas van a tener una forma muy sencilla. Van a ser una varilla roscada en sus extremos. Cada uno de los extremos irá roscado a diferente mano para que cumplan con el cometido de ser regulables en extensión. Sobre ellos irán montados unas rótulas comerciales, dos de ellas con rosca a derechas y las otras dos con rosca a izquierdas.

Una vez montadas permitirán a través del giro de las varillas conseguir la graduación de su longitud para cambiar las características de una forma muy sencilla.

La forma final de ambos elementos se puede ver en las siguientes figuras.



Figura 5.29. Montaje con semieje de unión al basculante



El material con el que están construidas las varillas roscadas es:

Acero al carbono para construcción F-1140

Tensión máxima de rotura $\sigma_R = 680 \text{ N/mm}^2$

Tensión máxima de fluencia $\sigma_F = 320 \text{ N/mm}^2$

Módulo de Young = 207GPa

El proceso de fabricación comprende una primera fase de mecanizado de la varilla para obtener las dimensiones generales y practicarle las roscas en los extremos. Dicha operación se realiza en un torno automático convencional.

La segunda y última fase del proceso es la que comprende el acabado de la pieza. Se le aplica una pintura mate con características antioxidantes. De esta manera se protegen contra posibles corrosiones.

Las rótulas utilizadas se han obtenido de la casa *Schaeffler*, a través de un distribuidor local. Las características son comunes para la de rosca a izquierdas que para la de rosca a derechas. Las rótulas se han elegido a través de las cargas que han de transmitir por lo que la característica más importante a tener en cuenta ha sido la capacidad de carga dinámica.

Son unas rótulas con rosca exterior, de acero especial según DIN ISO 12 240-4.

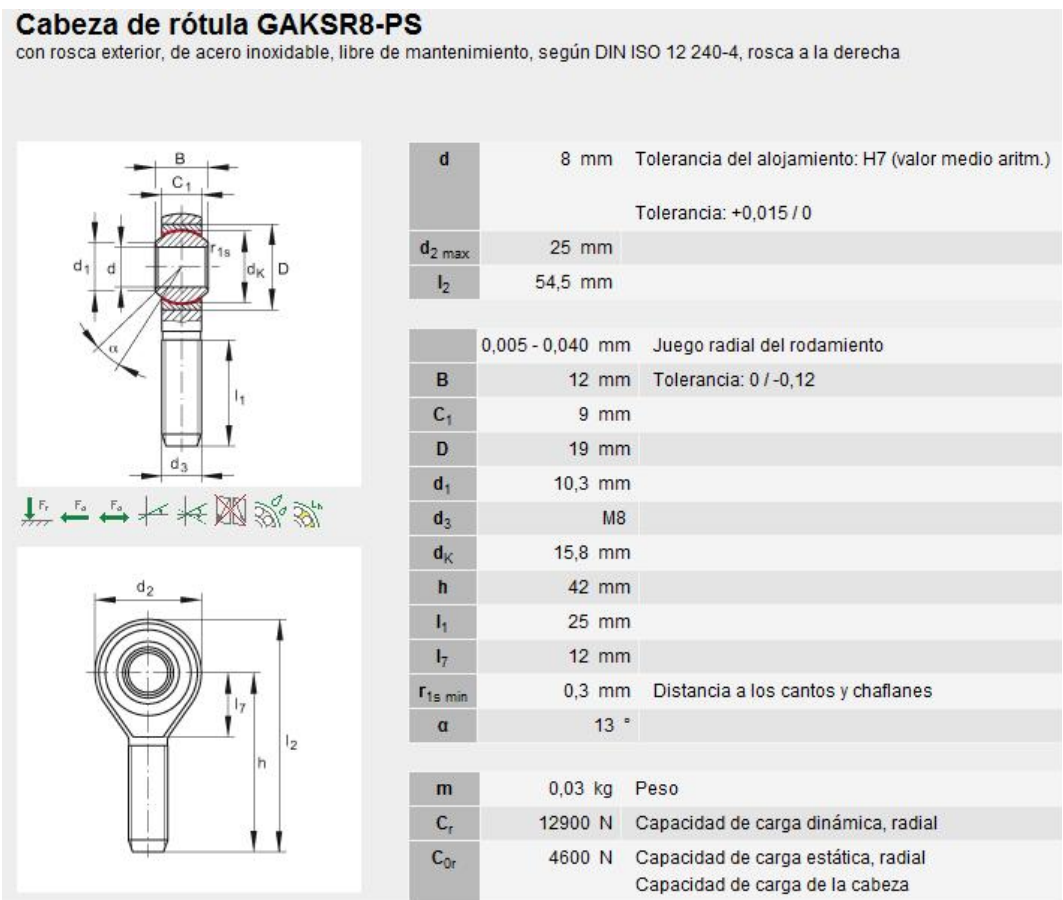


Figura 5.30. Tabla de características de las rótulas

EJE CÓNICO

Este elemento va montado sobre el balancín. Es un montaje a presión y dispone de dos acanaladuras para alojar unos anillos elásticos de seguridad que evitarían en caso de holgura en el montaje que el eje se desplazara de su sitio.

Sus extremos están roscados y existe una parte lisa donde se alojan las rótulas. Unas tuercas de freno impiden que se desplacen.

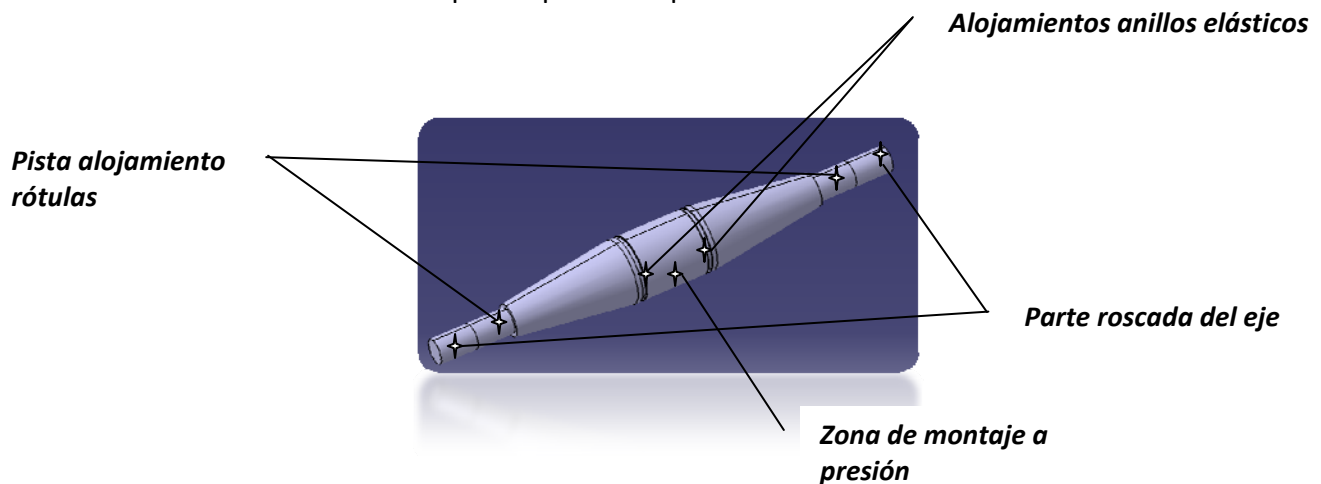


Figura 5.31. Eje cónico

El material con el que está fabricado el eje es un acero al carbono de construcción F-1150 con las siguientes características:

Tensión máxima de rotura $\sigma_R = 900 \text{ N/mm}^2$

Tensión máxima de fluencia $\sigma_F = 500 \text{ N/mm}^2$

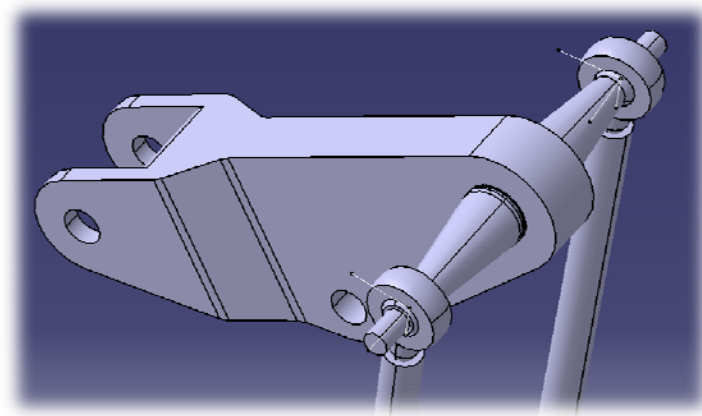


Figura 5.32. Montaje de bieletas al eje, y de éste al balancín

EJE SOPORTE BASCULANTE

Este eje es el soporte que va instalado en el basculante y sirve de apoyo al amortiguador y a las bieletas.

El diseño está hecho para que dé robustez al conjunto, y a su vez que sea de un fácil montaje y desmontaje para la manipulación del conjunto ya que para operaciones de mantenimiento del basculante, se necesita primero desmontar el susodicho eje. Para conseguir estas propiedades se ha pensado en que el eje esté partido en dos partes, unidas mediante rosca. De esta manera se consigue un fácil montaje, con cada parte montada una por cada lado de las orejetas exteriores del basculante. El primer elemento que hay que ensamblar es el amortiguador, para posteriormente una vez roscadas las dos piezas que conforman el eje, montar las rótulas de las bieletas por la parte exterior. Ver figura 5.33.

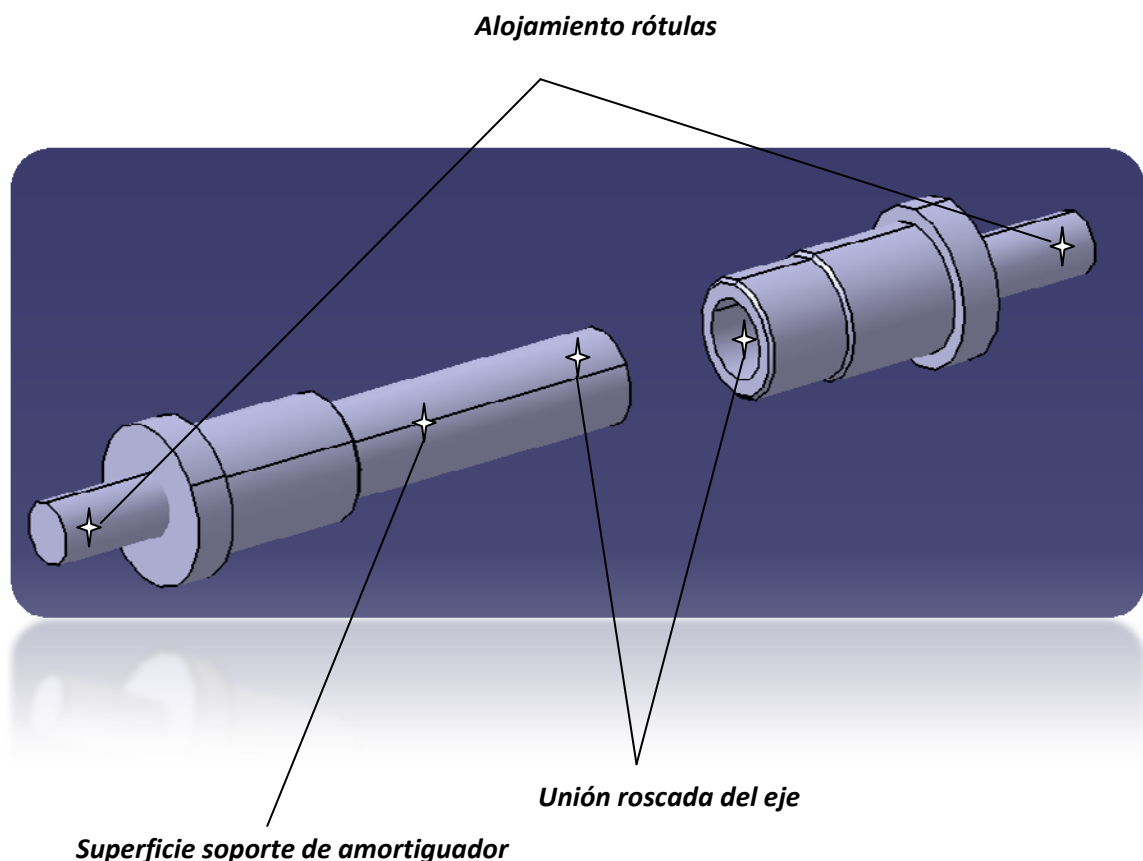


Figura 5.33. Esquema de montaje del eje de unión al basculante

La posición de montaje se ve en la siguientes figuras. Se observa la simplicidad del conjunto. Las rótulas son retenidas por unas tuercas de freno.

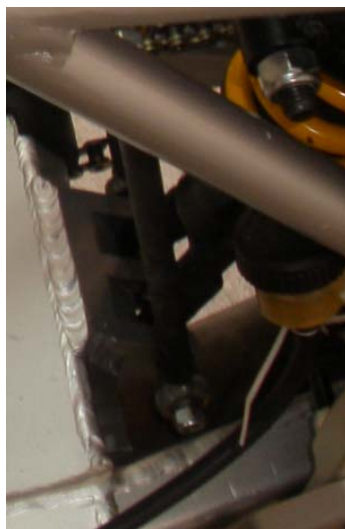
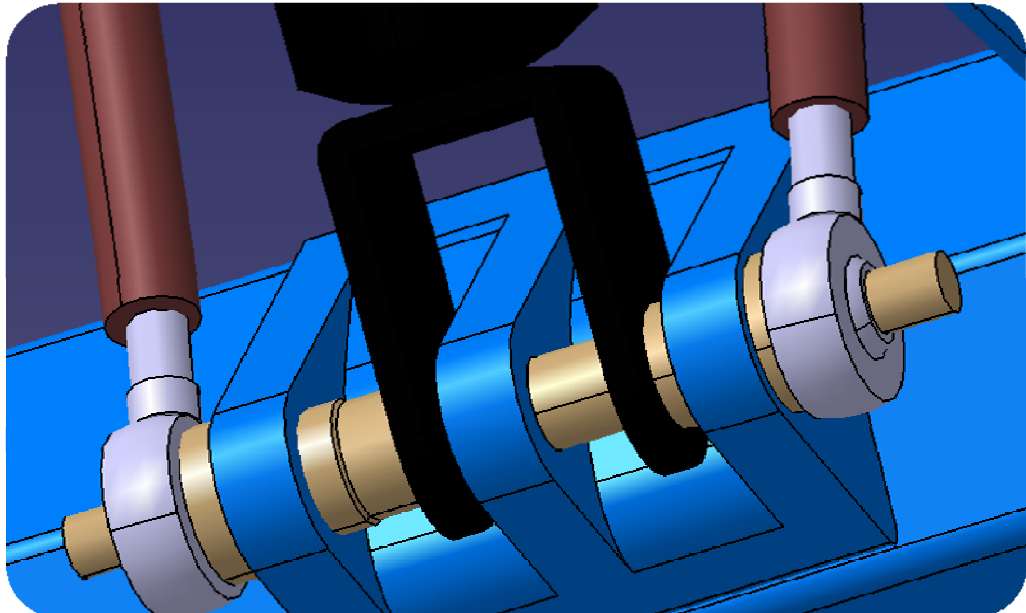


Figura 5.34. Eje ya montado en la motocicleta

5.6.3 Cálculos

DISPOSICIÓN DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO EN LA PIEZA BALANCÍN PARA EL ANÁLISIS CON ELEMENTOS FINITOS

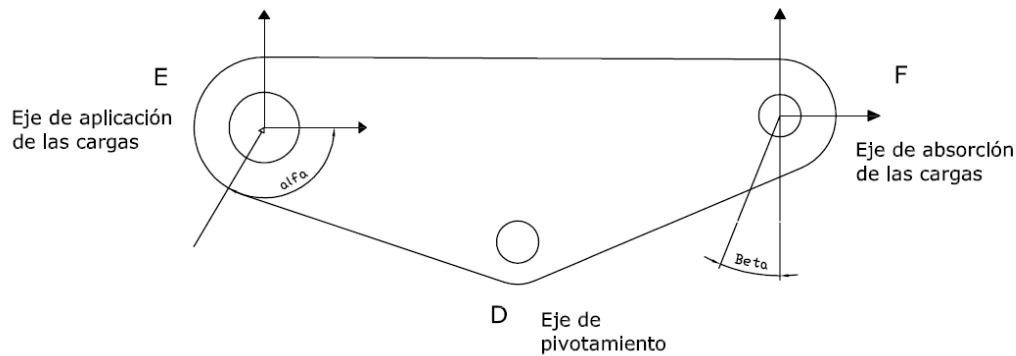


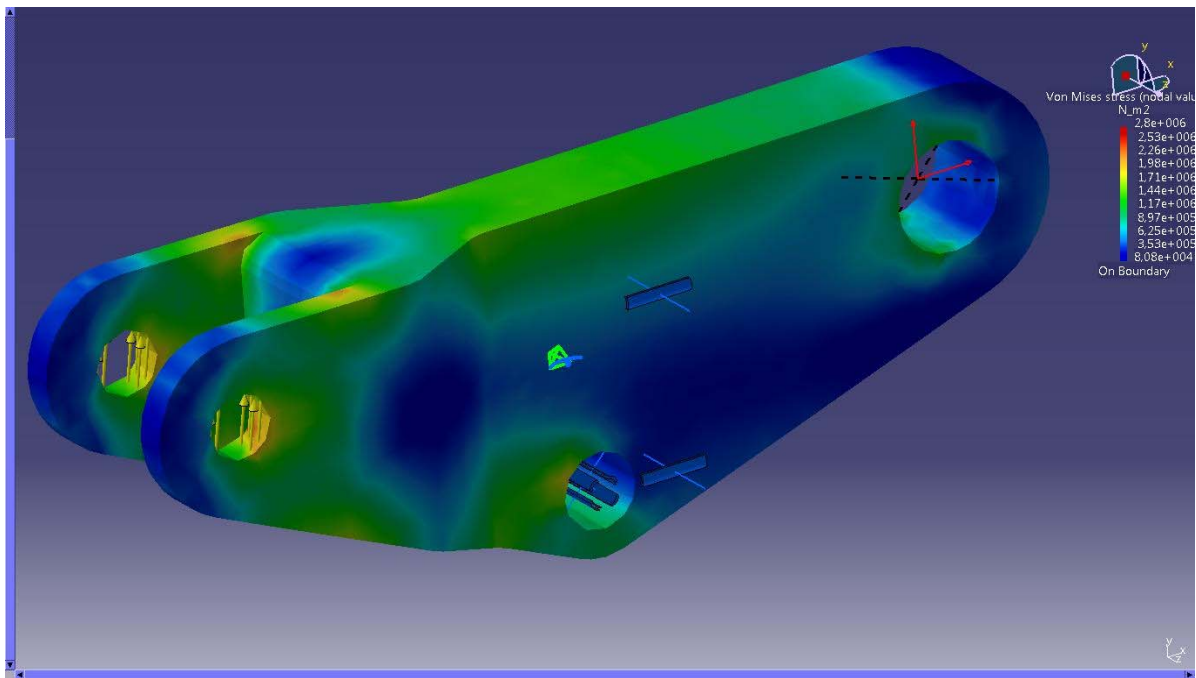
TABLA A PARTIR DE MOTORCYCLE KINEMATICS

La tabla se realiza para la curva que provoca mayor fuerza en el apoyo de las bieletas. De esta manera se estudia el comportamiento de la bieleta basado en elementos finitos para comparar con la tensión máxima de fluencia del material.

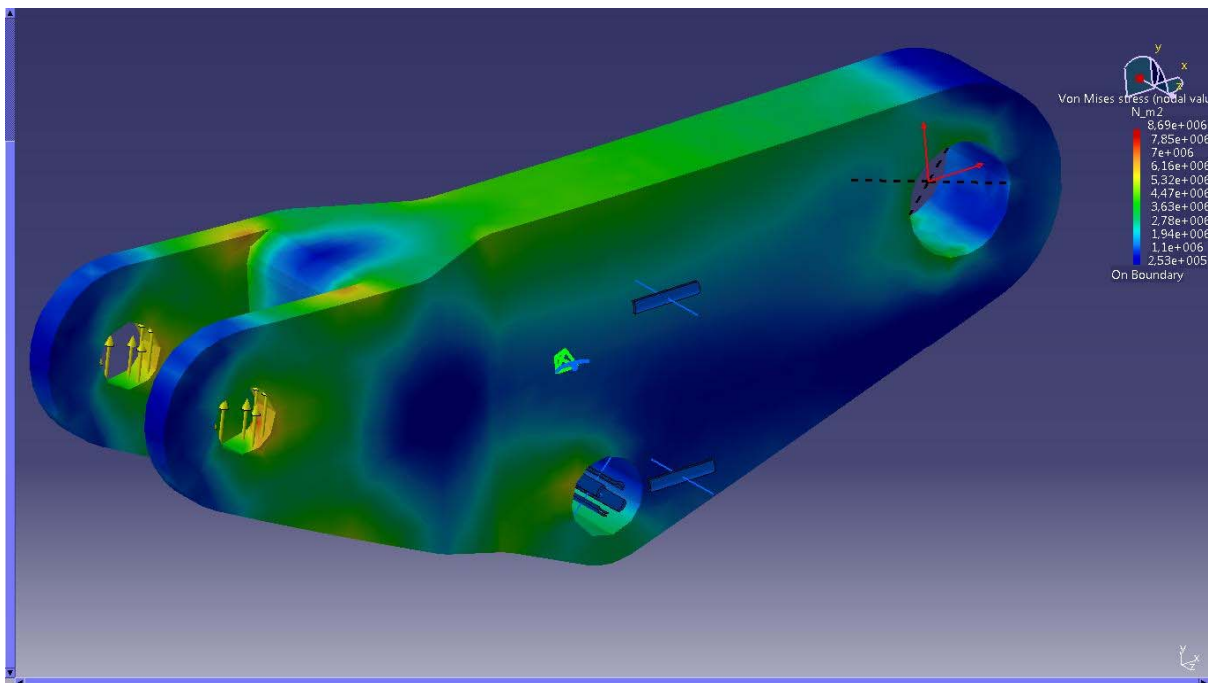
POSICIÓN	FUERZA (SPRING) daN	ÁNGULO (alfa)	ÁNGULO (beta)
0	0	98,927	54,788
5	270	99,953	53,836
10	560	101,018	52,857
15	840	102,127	51,848
20	1140	103,283	50,806
25	1450	104,494	49,727
30	1770	105,767	48,606
35	2100	107,11	47,437
40	2430	108,536	46,212
45	2790	110,058	44,921
50	3160	111,697	43,552
55	3550	113,479	42,086
60	3970	115,444	40,499
65	4420	117,65	38,75
70	4900	120,197	36,774
75	5470	123,279	34,443

La posición se refiere a la distancia vertical que existiría entre el suelo y la rueda trasera si el muelle se fuera comprimiendo hasta su posición máxima.

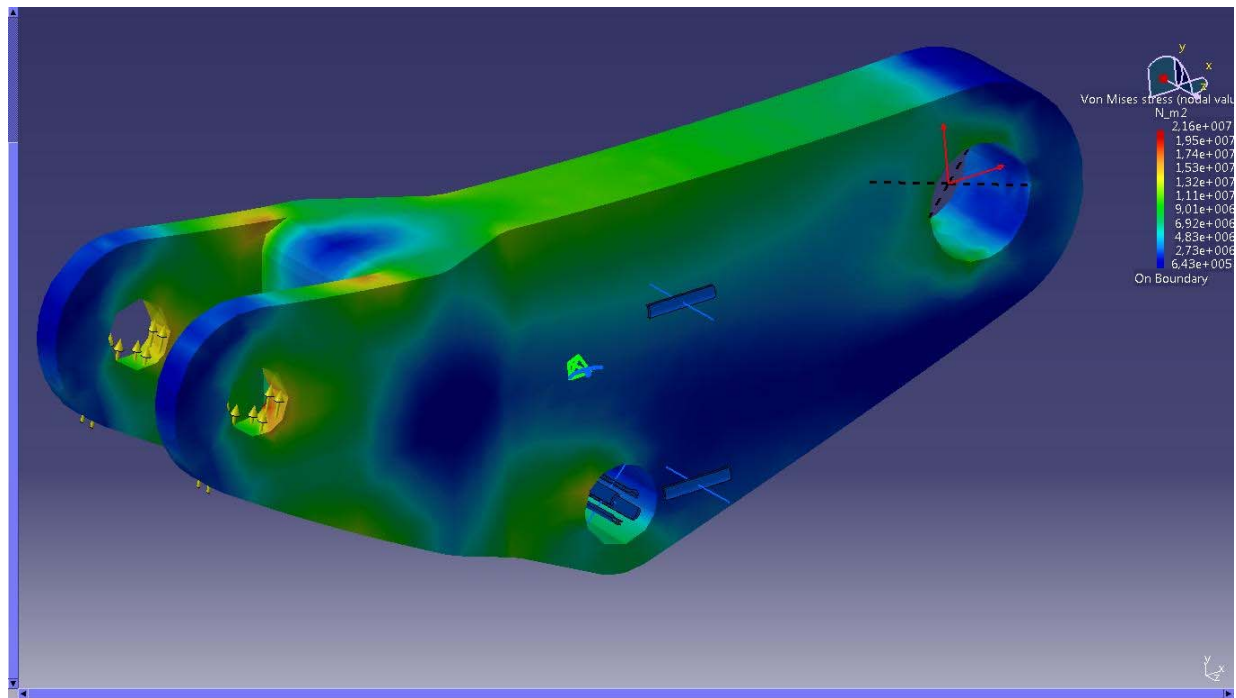
El análisis de elementos finitos con el software de cálculo estructural de CATIA se realiza por cada 10mm de desplazamiento vertical de la rueda, analizando así las tensiones que se producen en el apoyo de pivotamiento y en la unión con las bieletas debido a la fuerza que el muelle transmite para cada una de las 8 posiciones, hasta el máximo recorrido de 75mm.



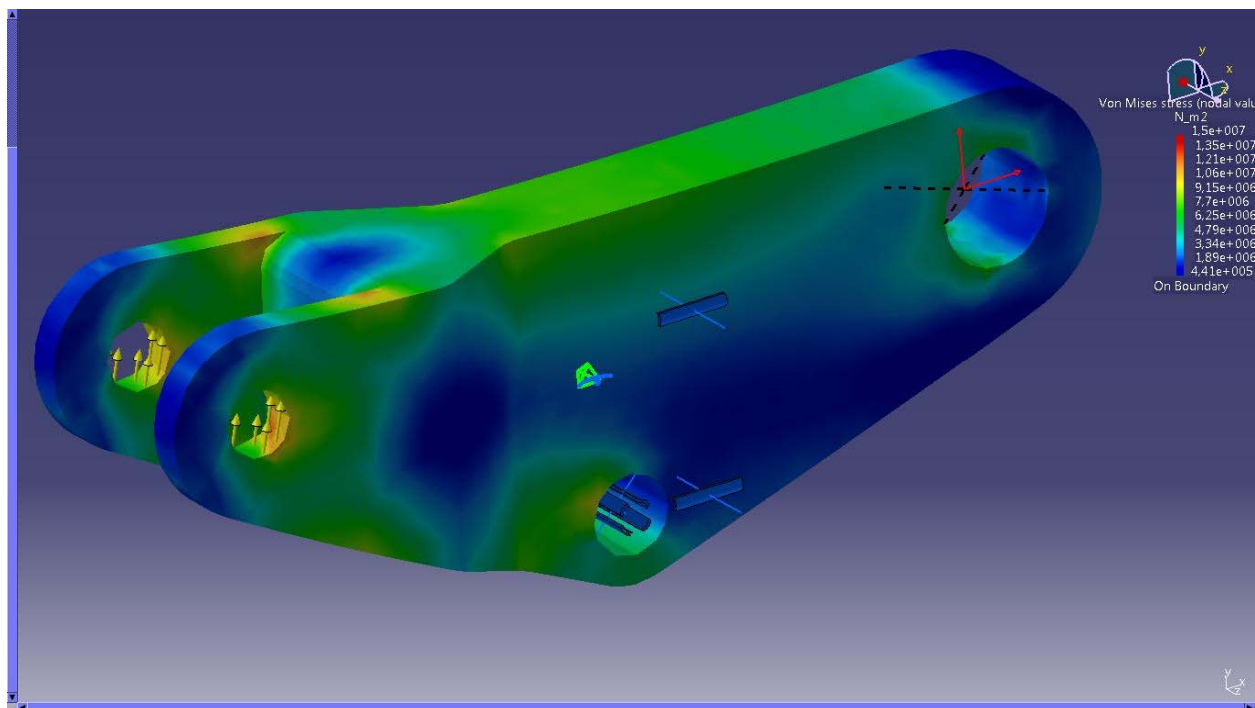
POSICIÓN 5mm



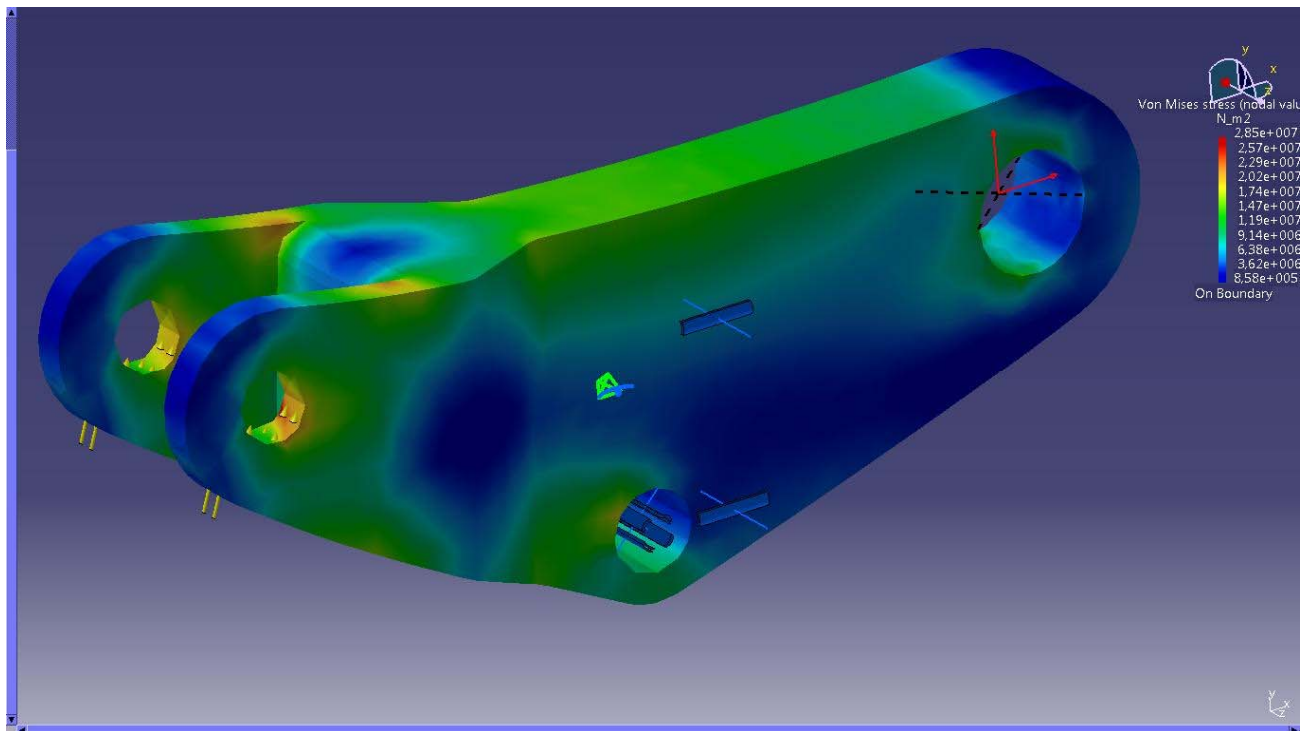
POSICIÓN 15mm



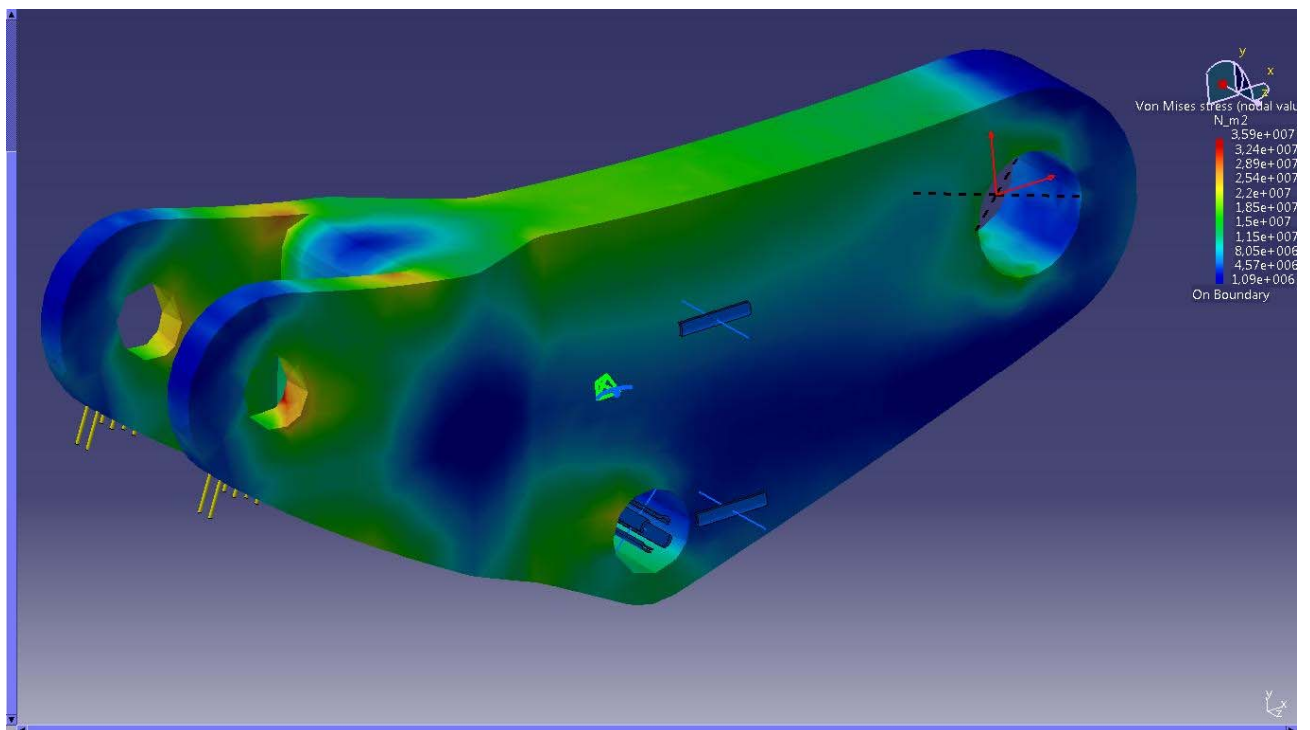
POSICIÓN 25mm



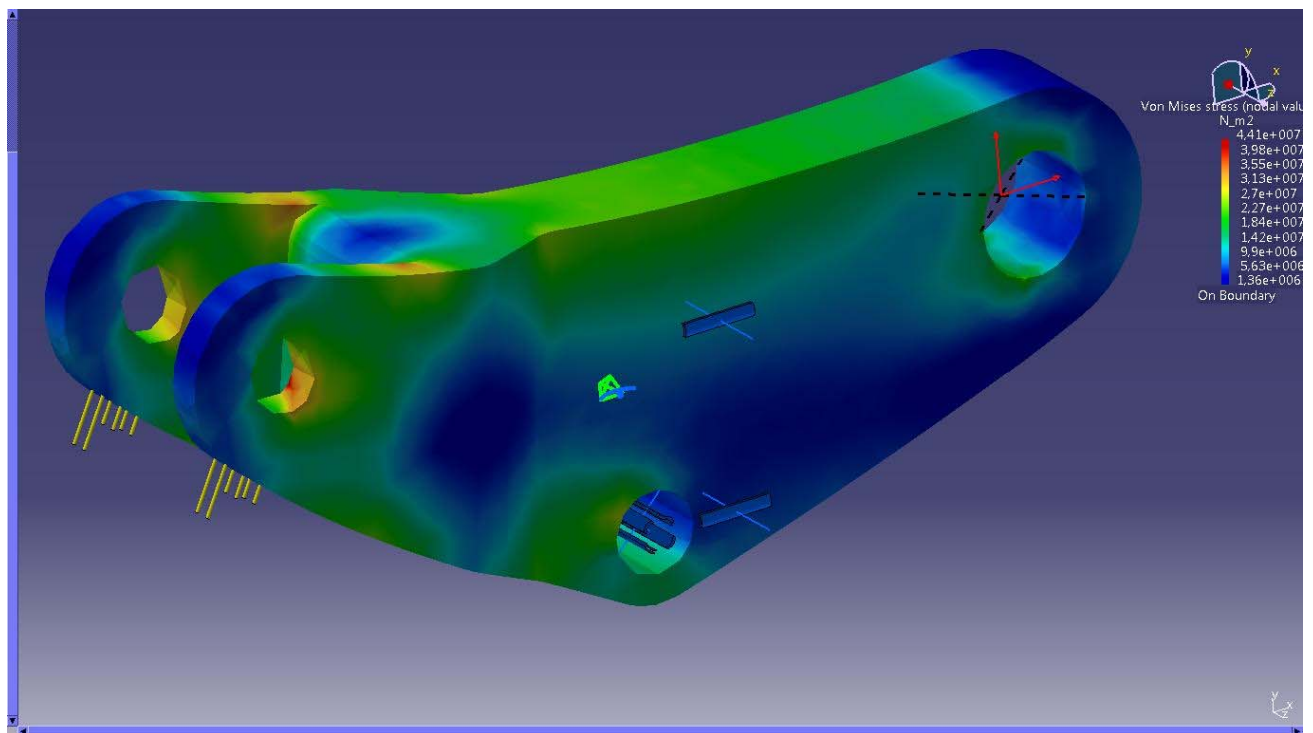
POSICIÓN 35mm



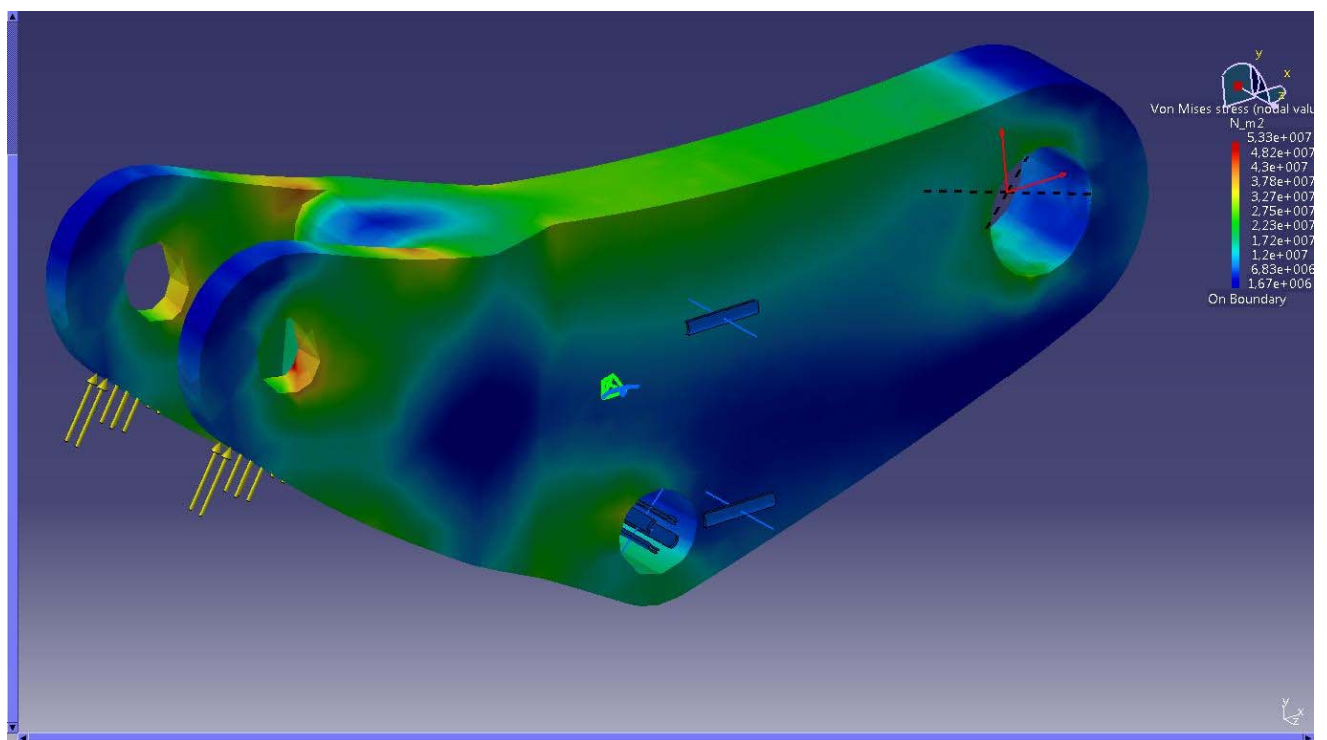
POSICIÓN 45mm



POSICIÓN 55mm



POSICIÓN 65mm



POSICIÓN 75mm

La zona en la que se producen las mayores tensiones es en las orejetas de unión del muelle, ya que es la zona de menor espesor en la pieza y tiene un cambio de sección. El valor de la máxima tensión de Von Mises es de $5,3 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$.

El material del que está hecho el balancín es un acero al carbono de construcción F-1140 con las siguientes características:

Tensión máxima de rotura $\sigma_R = 680 \text{ N/mm}^2$

Tensión máxima de fluencia $\sigma_F = 320 \text{ N/mm}^2$

Por lo tanto el coeficiente de seguridad resultante de la estructura en el caso de fallo de referencia la fluencia será:

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{adm}} = \frac{3,2 \cdot 10^8 (\text{N} / \text{m}^2)}{5,3 \cdot 10^7 (\text{N} / \text{m}^2)} = 6,04$$

Se da por válido este coeficiente de seguridad ya que se buscaba un valor cercano a 5.

PANDEO BIELETAS

Las bieletas que unen el balancín con el basculante se van a calcular para la carga máxima que les es transmitida por el amortiguador a través de la unión con el balancín.

Se establecen las medidas de las bieletas y se calculará la carga crítica de pandeo y el coeficiente de seguridad.

$$D_{ext} = 12\text{mm}$$

$$D_{int} = 6\text{mm}$$

$$\text{Longitud de pandeo} = L_e = 285\text{mm}$$

MATERIAL

Acero al carbono para construcción F-1140

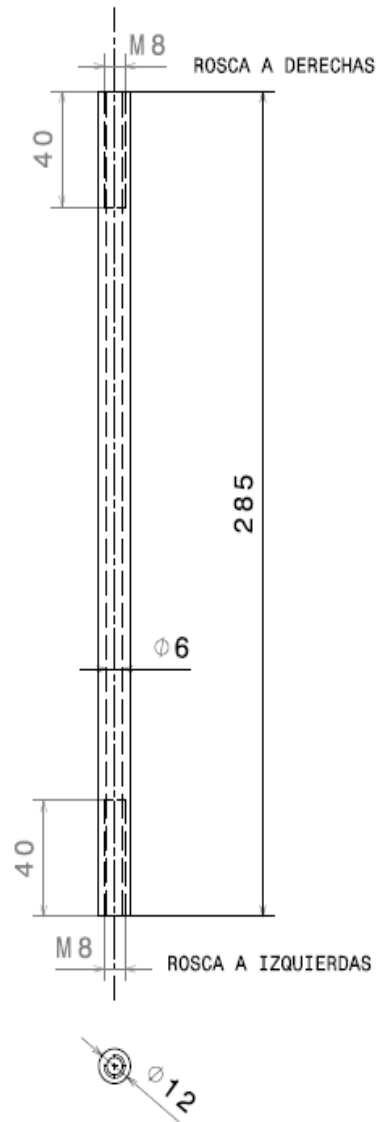
$$\text{Tensión máxima de rotura} \quad \sigma_R = 680 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Tensión máxima de fluencia} \quad \sigma_F = 320 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Módulo de Young} = 207\text{GPa}$$

$$\text{Área} = \frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2) = \frac{\pi}{4} * (12^2 - 6^2) = 84,82\text{mm}^2$$

$$\text{Inercia} = \frac{\pi}{64} (D_{ext}^4 - D_{int}^4) = \frac{\pi}{64} * (12^4 - 6^4) = 954,26\text{mm}^4$$



Se procede al cálculo de pandeo por Euler. Si no se dan las condiciones de este cálculo, se procederá a la fórmula de Johnson.

$$rg = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{954,26}{84,82}} = 3,35 \text{ mm}$$

$$\left(\frac{Le}{rg}\right)_T = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{32}} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 207000}{320}} = 113$$

$$\frac{Le}{rg} = \frac{285}{3,35} = 85,07$$

$$85,07 < 113$$

Al darse este caso se procede al cálculo por la ecuación de Johnson. Por lo que la carga crítica de pandeo será:

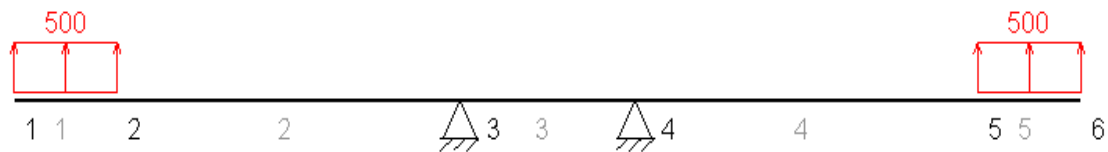
$$P_{crit} = A * \left(\sigma_F - \frac{\sigma_F^2}{4 * \pi^2 * E} * \left(\frac{Le}{rg}\right)^2 \right) = 84,82 * \left(320 - \frac{320^2}{4 * \pi^2 * 207000} * 85,07^2 \right) = 19450 \text{ N}$$

Las bieletas aguantan una carga de 19450N cada una por lo que se le podrá transmitir una carga total de 38900N. El valor de dicha carga según las curvas tomadas con el programa Motorcycle Kinematics no será superior a 12000N tomando un recorrido máximo de la rueda trasera de 70mm, por lo que las bieletas soportarán las cargas que se le transmitan.

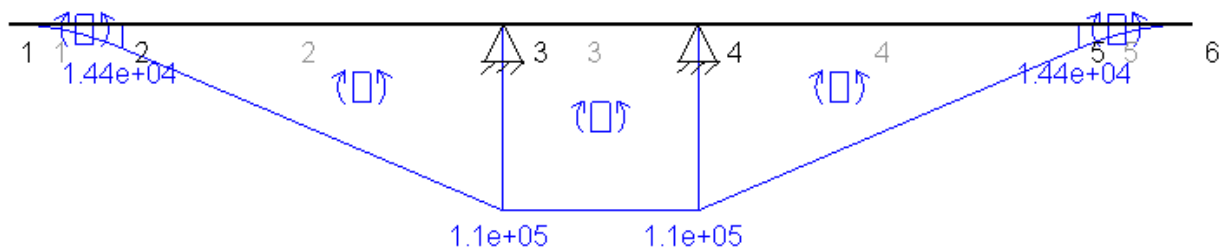
EJE SOPORTE DE LAS BIELETAS

Se estudia el comportamiento del eje con el programa de cálculo estructural de la Universidad de Zaragoza AMEB. Las cargas a introducir son las obtenidas con el programa de Tony Foale, Motorcycle Kinematics. La máxima carga que transmiten las bieletas a su apoyo para un recorrido de la rueda de 70mm es de 12000N, por lo que cada bieleta transmite 6000N a su apoyo. La superficie de apoyo de las rótulas de las bieletas es de 12mm por lo que la carga se convierte en distribuida y de valor $6000(N) / 12 (mm) = 500 (N/mm)$.

El esquema de la disposición que adoptan las cargas en la geometría del eje es el siguiente:



A través del programa AMEB se obtiene el valor de los momentos flectores, con los que se calculará el valor del coeficiente de seguridad para el eje en cuestión.



El apoyo de las bieletas tiene un diámetro de 8mm. Su módulo resistente a flexión será:

$$W_f = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 8^3}{32} = 50,26 mm^3$$

, por lo que la tensión a la que está sometida en la

zona más desfavorable es:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{1,44 * 10^4}{50,26} = 286,51 N / mm^2$$

La tensión resistente para el material del eje, acero F-1150, es de 900 N/mm².
El coeficiente de seguridad para el eje es de:

$$C_s = \frac{\sigma_{Resist}}{\sigma_f} = \frac{900}{286,51} = 3,14$$

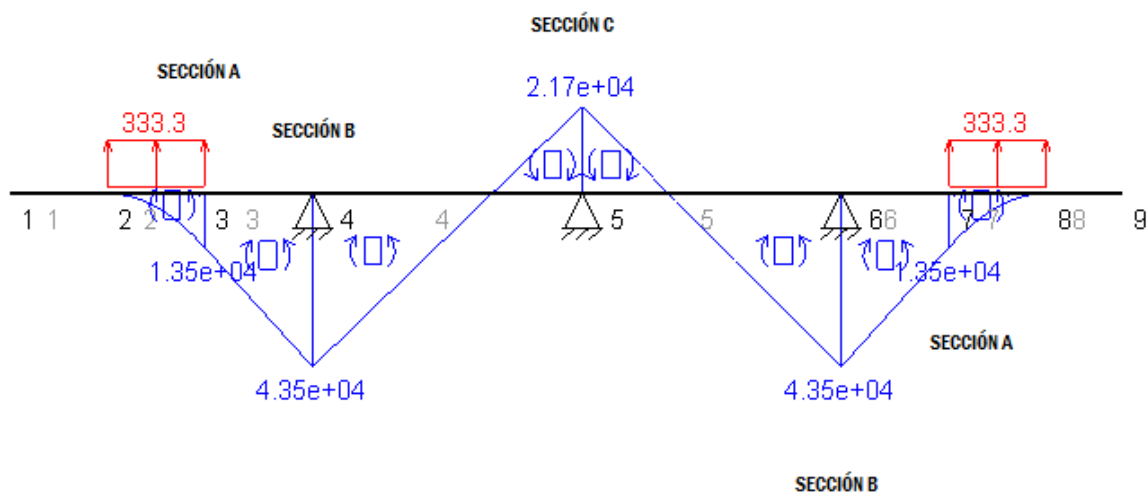
EJE SUJECCIÓN AL BASCULANTE

El eje se ha esquematizado con el programa de cálculo para el eje va a ser AMEB. De esta manera se conocen los mayores momentos flectores y así se determinan las zonas con mayor tensión debida a flexión. El material empleado para la construcción de la pieza es un acero aleado de gran resistencia F-1250 con las siguientes características:

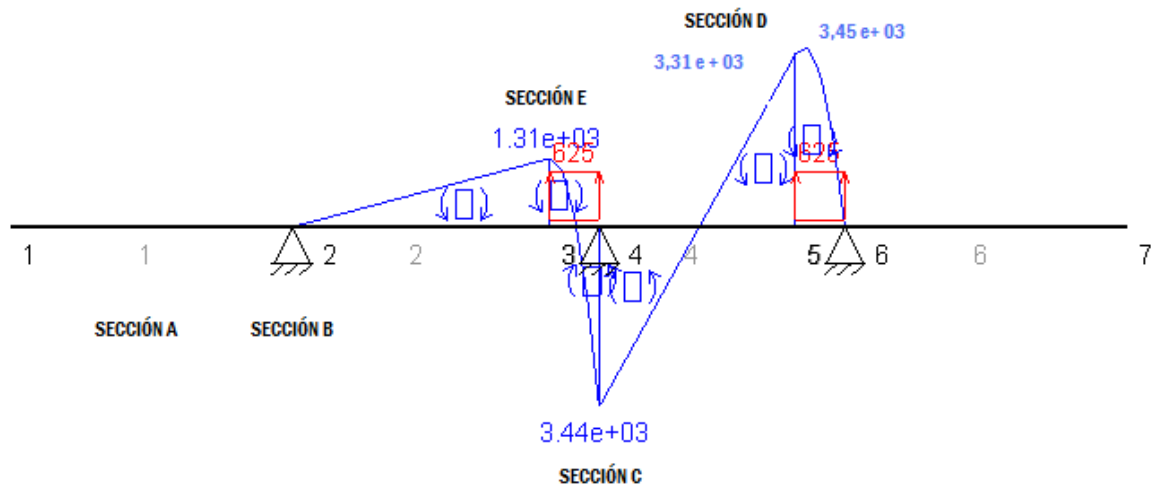
- Tensión máxima de rotura $\sigma_R = 950 \text{ N/mm}^2$
- Tensión máxima de fluencia $\sigma_F = 750 \text{ N/mm}^2$

Las cargas impuestas son las proporcionadas en las gráficas del programa "Motorcycle Kinematics". Se han hecho dos situaciones de carga. La primera en un plano, transmitidas por las bieletas, y la segunda situación representa las cargas transmitidas por el apoyo del amortiguador.

Carga bieletas:
$$\frac{6000(N)}{2(apoyos) * 9(mm)} = 333,3 \text{ N/mm}$$



Carga amortiguador:
$$\frac{5000(N)}{2(apoyos) * 4(mm)} = 625 N / mm$$



Los momentos flectores para las correspondientes secciones marcadas en las figuras serán las sumas de las componentes de cada plano de cargas.

$$M_A = \sqrt{(1,35 * 10^4)^2} = 1,35 * 10^4 N * mm$$

$$M_B = \sqrt{(4,35 * 10^4)^2} = 4,35 * 10^4 N * mm$$

$$M_C = \sqrt{(2,17 * 10^4)^2 + (3,44 * 10^3)^2} = 2,19 * 10^4 N * mm$$

$$M_D = \sqrt{(3,31 * 10^3)^2 + (8,23 * 10^3)^2} = 8,87 * 10^3 N * mm$$

$$M_E = \sqrt{(4,71 * 10^3)^2 + (1,31 * 10^3)^2} = 4,88 * 10^3 N * mm$$

Los diámetros de las diferentes secciones son distintos por lo que su módulo resistente a flexión también lo es.

$$\begin{aligned}W_{fA} &= \frac{\pi * 8^3}{32} = 50,26mm^3 & W_{fC} &= \frac{\pi * 12^3}{32} = 169,64mm^3 \\W_{fB} &= \frac{\pi * 16^3}{32} = 402,12mm^3 & W_{fD} &= \frac{\pi * 16^3}{32} = 402,12mm^3 \\W_{fE} &= \frac{\pi * 16^3}{32} = 402,12mm^3\end{aligned}$$

De tal manera que se puede conocer el valor de la tensión en cada una de las secciones para compararlas y hallar el coeficiente de seguridad para el material escogido. Si el valor no es superior a 2,5 se cogerá otro material que tenga mayor resistencia a la fluencia.

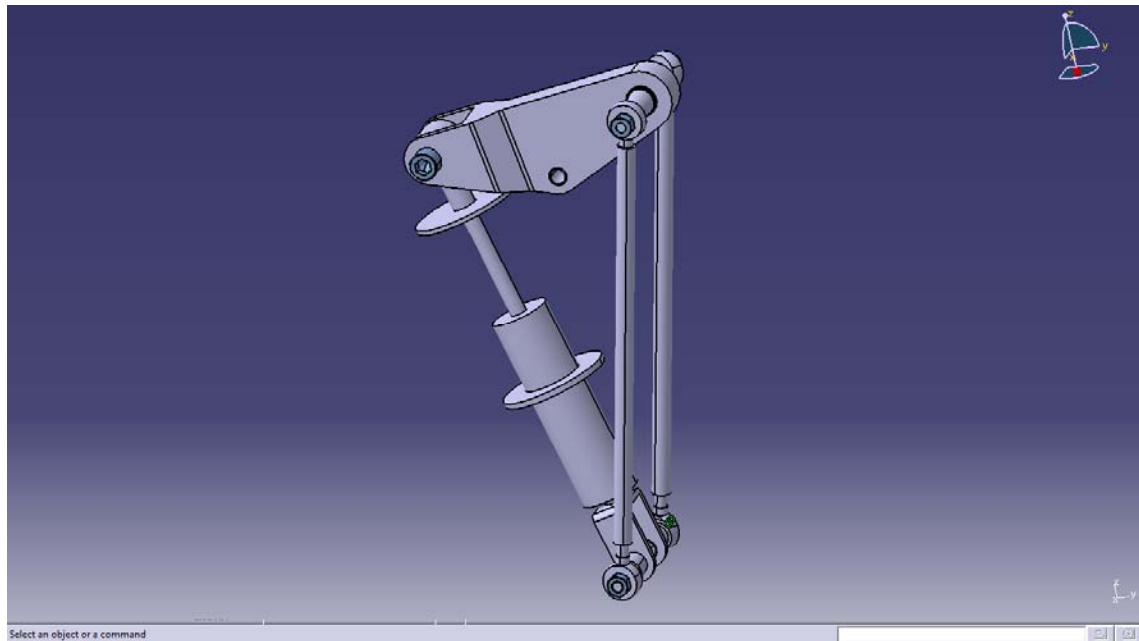
$$\begin{aligned}\sigma_A &= \frac{M_{fA}}{W_{fA}} = \frac{1,35 * 10^4}{50,26} = 268,6N / mm^2 \\ \sigma_B &= \frac{M_{fB}}{W_{fB}} = \frac{4,35 * 10^4}{402,12} = 108,2N / mm^2 \\ \sigma_C &= \frac{M_{fC}}{W_{fC}} = \frac{2,19 * 10^4}{169,64} = 129,1N / mm^2 \\ \sigma_D &= \frac{M_{fD}}{W_{fD}} = \frac{8,87 * 10^3}{402,12} = 22,1N / mm^2 \\ \sigma_E &= \frac{M_{fE}}{W_{fE}} = \frac{4,88 * 10^3}{402,12} = 12,13N / mm^2\end{aligned}$$

Para la mayor tensión en la sección A, el Coeficiente de seguridad es:

$$CS = \frac{\sigma_F}{\sigma_A} = \frac{750}{268,6} = 2,8$$

El coeficiente de seguridad es mayor de 2,5. El material empleado para la construcción será acero de gran resistencia F-1250.

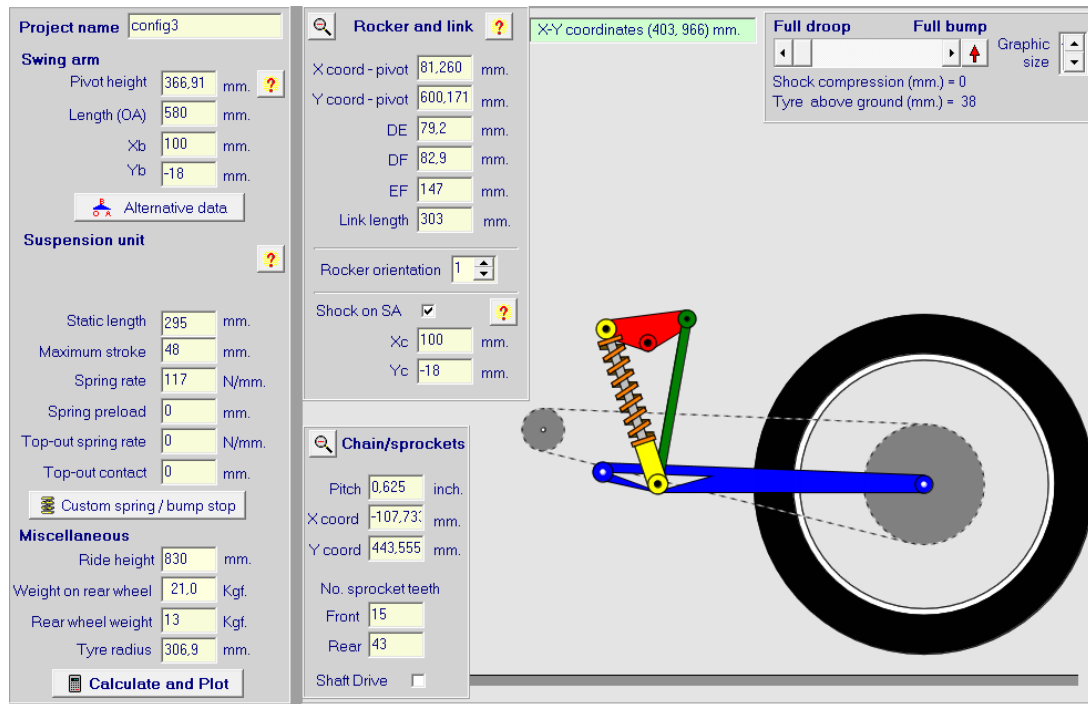
5.7 Posibilidades del sistema



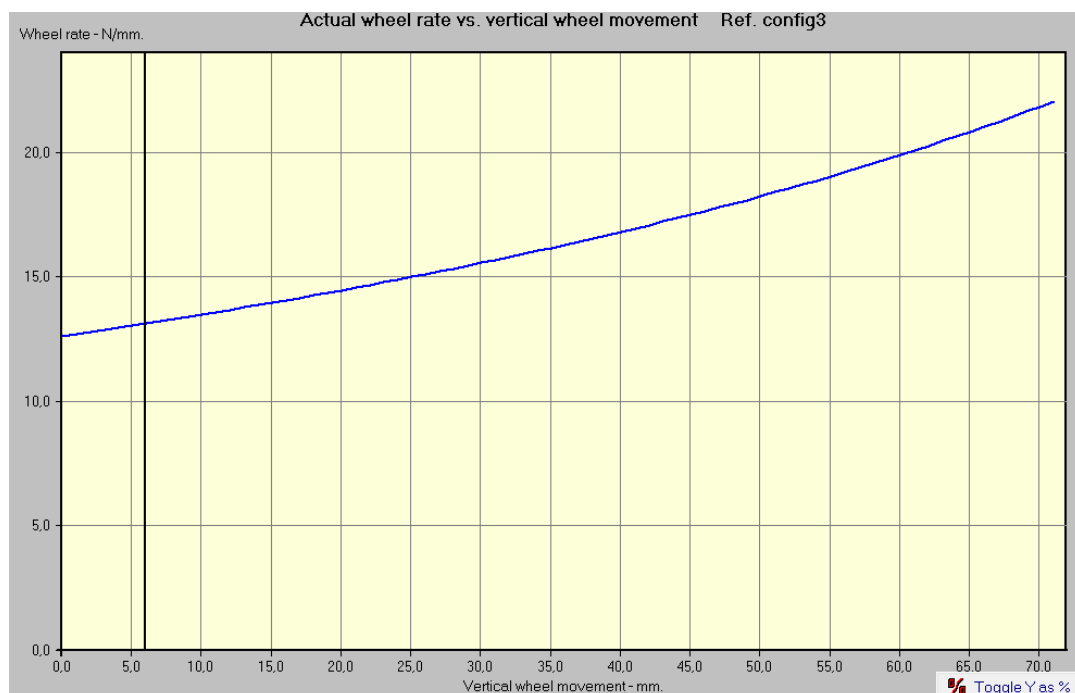
CURVA 1

Curva suave. Comienzo en 12,5 N/mm y máximo de 22 N/mm para un recorrido de 71mm de la rueda trasera. Curva muy poco progresiva con recorrido de la rueda trasera medio.

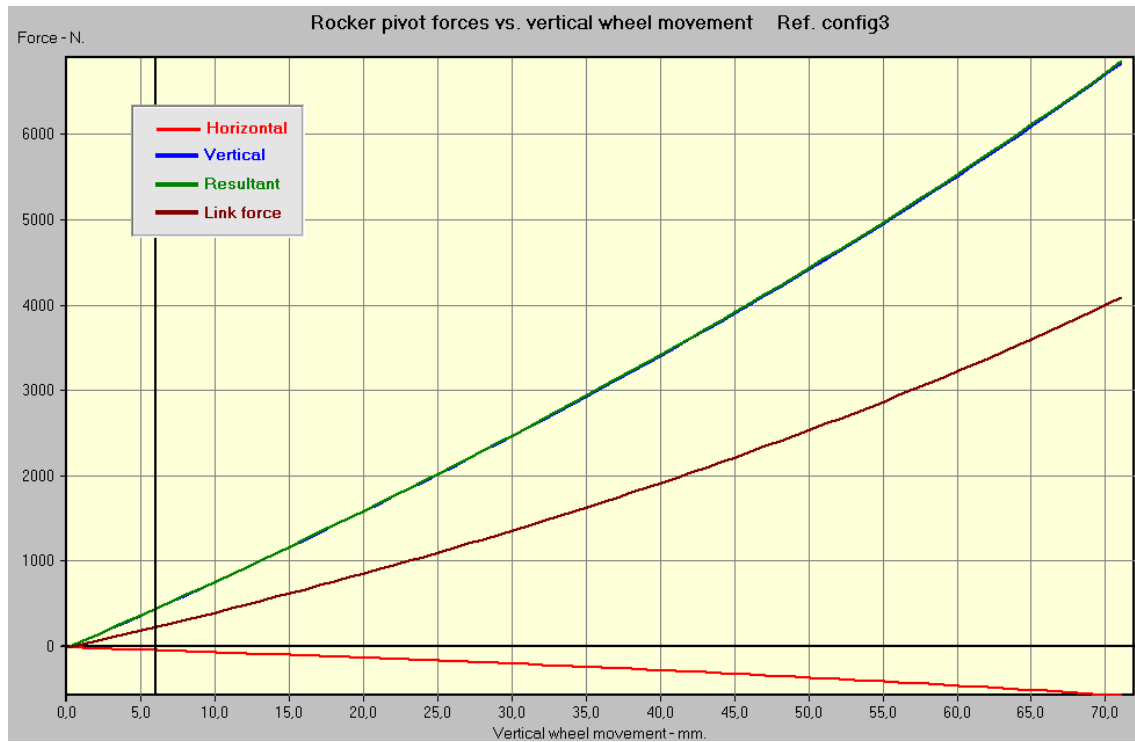
DISPOSICIÓN DE LOS ELEMENTOS



CURVA DE PROGRESIVIDAD K MUELLE-DESPL. VERTICAL DE LA RUEDA



CURVA DE FUERZAS EN EL APOYO-DESPL. VERTICAL DE LA RUEDA



CURVA 2

Curva muy progresiva. Comienzo en 22 N/mm y máximo de 189 N/mm para un recorrido de 82,3 mm de la rueda trasera

DISPOSICIÓN DE LOS ELEMENTOS

Project name **config6**

Swing arm

Pivot height 375.709 mm.

Length (OA) 580 mm.

Xb 100 mm.

Yb -18 mm.

Alternative data

Suspension unit

Static length 295 mm.

Maximum stroke 48 mm.

Spring rate 117 N/mm.

Spring preload 0 mm.

Top-out spring rate 0 N/mm.

Top-out contact 0 mm.

Custom spring / bump stop

Miscellaneous

Ride height 881.399 mm.

Weight on rear wheel 13.1 Kgf.

Rear wheel weight 13 Kgf.

Tyre radius 306.9 mm.

Calculate and Plot

Rocker and link

X-Y coordinates (865, 172) mm.

X coord - pivot 62.980 mm.

Y coord - pivot 614.555 mm.

DE 79.2 mm.

DF 82.9 mm.

EF 147 mm.

Link length 330 mm.

Rocker orientation 1

Shock on SA ☒

Xc 100 mm.

Yc -18 mm.

Chain/sprockets

Pitch 0.625 inch.

X coord -113.33 mm.

Y coord 443.794 mm.

No. sprocket teeth

Front 15

Rear 43

Shaft Drive ☐

Full droop

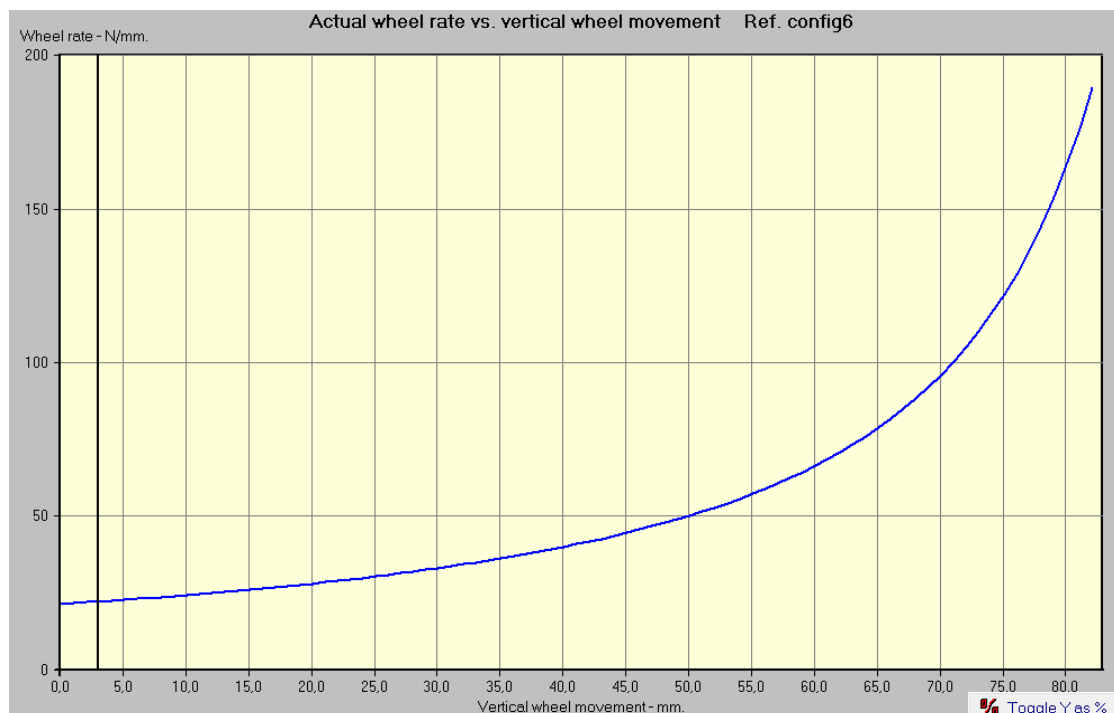
Shock compression (mm.) = 0

Tyre above ground (mm.) = 0

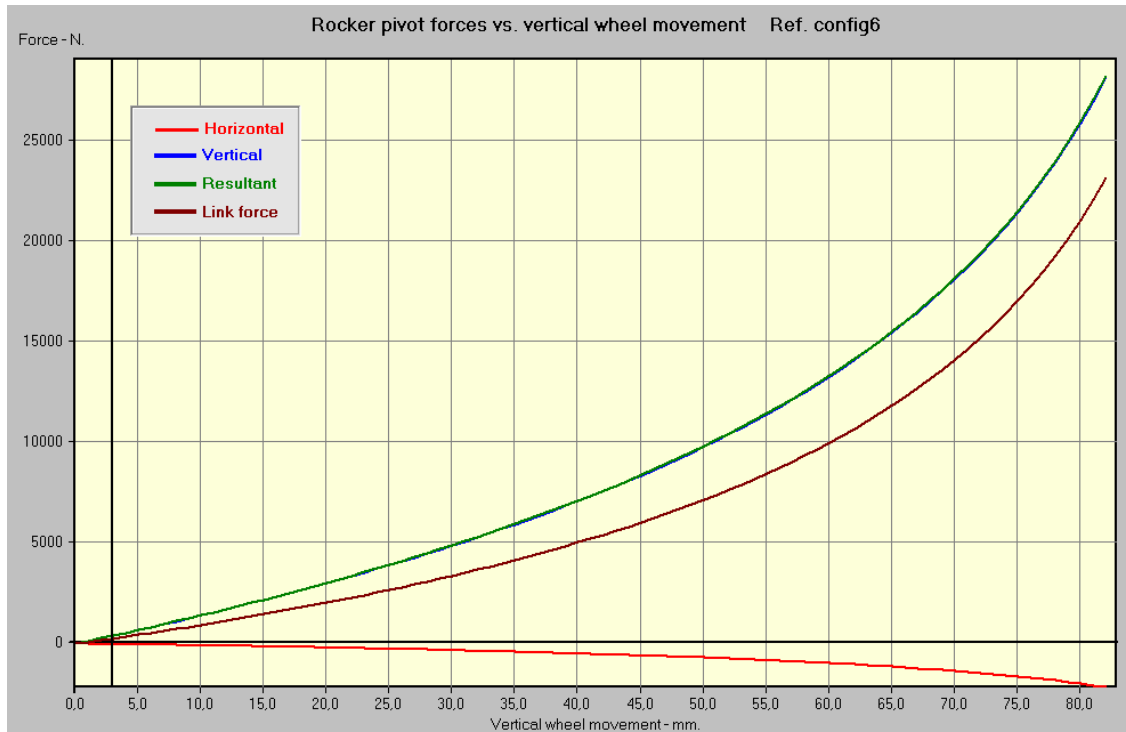
Full bump

Graphic size

CURVA DE PROGRESIVIDAD K MUELLE-DESPL. VERTICAL DE LA RUED



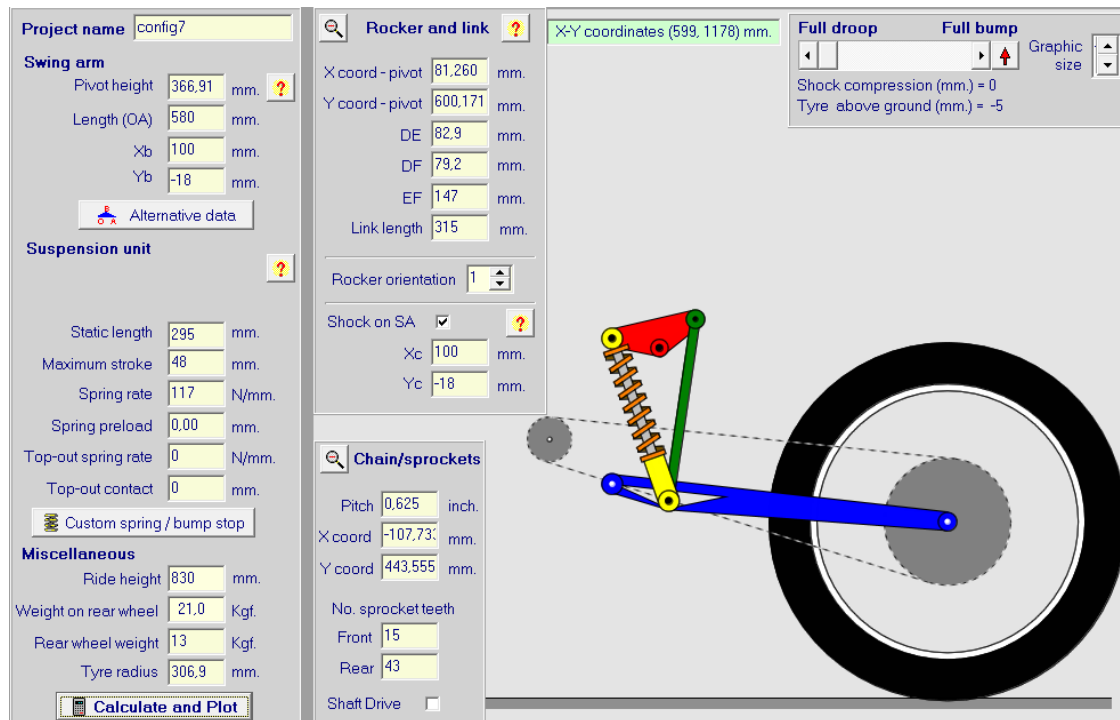
CURVA DE FUERZAS EN EL APOYO-DESPL. VERTICAL DE LA RUEDA



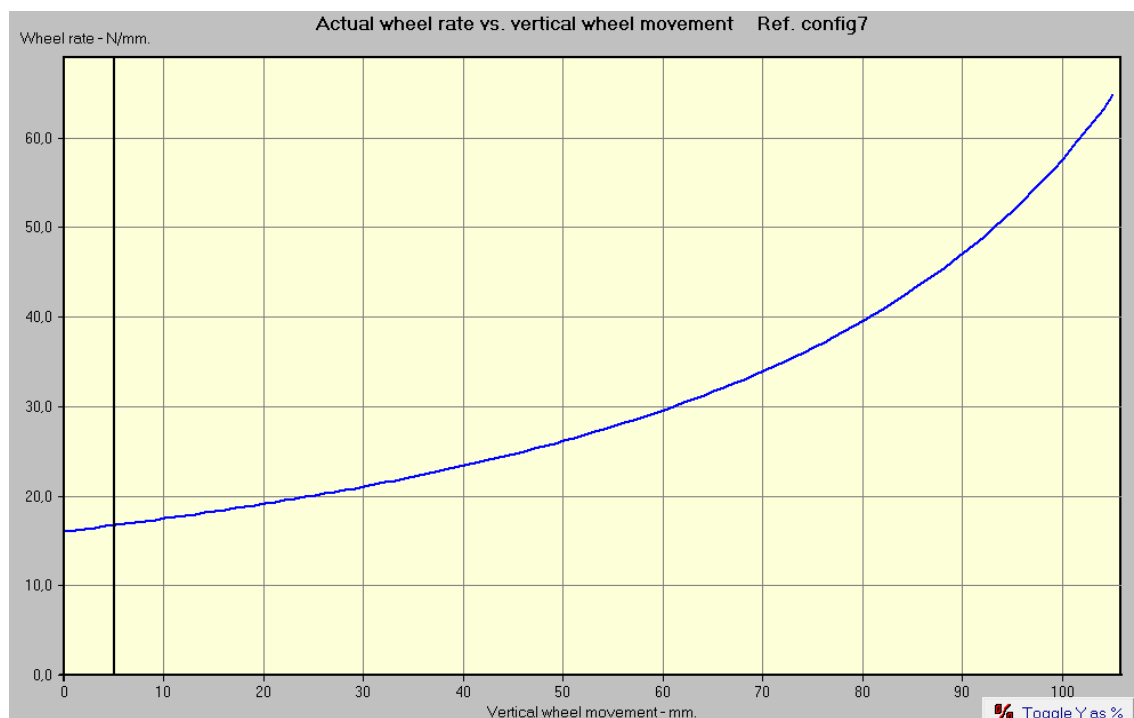
CURVA 3

Curva progresiva. Comienzo en 16 N/mm y máximo de 65 N/mm para un recorrido de 105 mm de la rueda trasera. Curva blanda al comienzo, con alto recorrido de la rueda trasera.

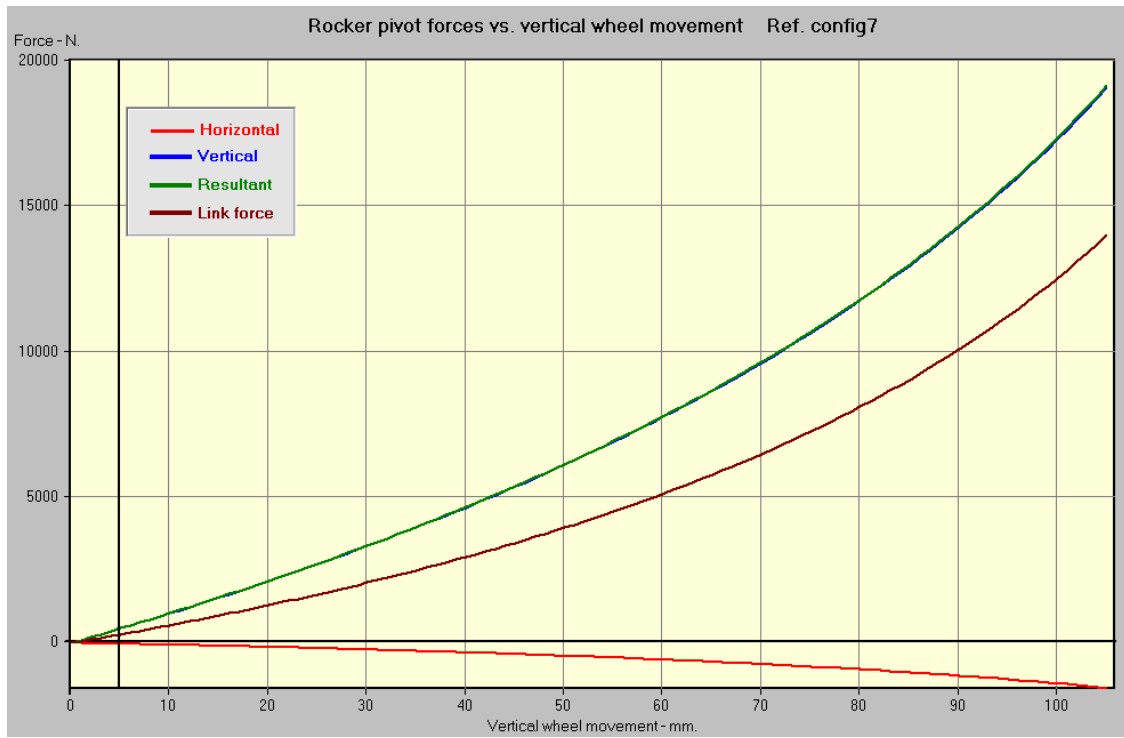
DISPOSICIÓN DE LOS ELEMENTOS



CURVA DE PROGRESIVIDAD K MUELLE-DESPL. VERTICAL DE LA RUEDA



CURVA DE FUERZAS EN EL APOYO-DESPL. VERTICAL DE LA RUEDA



6. Estriberas

6.1 Estudio de la aplicación

El reglamento de MotoStudent dejaba libertad para montar unas estriberas comerciales, lo cual nos hubiera ahorrado trabajo y bastante dinero, ya que los mecanizados de esta parte nos costaron casi mil euros. Nosotros desde un principio decidimos diseñar todos los componentes de la moto, lo cual le da exclusividad y encarece el producto final.

Hay numerosas empresas, sobre todo e Italia que ofertan un todo el kit, con cambio por bieletas, freno, protege cadenas y además son regulables. Los diseños y la calidad son excelentes, y todo esto por un precio mucho más asequible.



Imagen 6.1. Ejemplo de kit de competición

6.2 Diseño

El cubre cadenas es esencial ya que el piloto puede meter la bota sin querer en el hueco entre estribera y cadena.

En cuanto al cambio, primero señalar que la mayoría de los pilotos llevan el sentido de la palanca de cambio al revés de todas las motos comerciales.

Existen dos formas de diseñar el mecanismo que transmite el pie del piloto con el cambio para el 100% de las motos de competición. En las motos de velocidad el motor va más adelantado que el pie del piloto, por lo tanto puedes llevar la palanca de cambio hacia detrás, lo que en nuestro motor significa que las marchas van al revés. El motor Gas Gas al ser de enduro su palanca de cambio va hacia delante. En los dos casos la palanca de cambio gira en torno al eje del cambio.



Imagen 6.2. Se observa la diferencia entre la distancia del eje de cambio del motor y la estribera. En la de la derecha está muy cerca (cross) y en la otra la estribera está mucho más retrasada (carretera).

La otra opción mucho más recomendable aunque también más cara, consta de un sistema mecánico, un cuadrilátero articulado formado por la palanca de cambio que gira en torno a la estribera, una varilla regulable con una rotula en cada extremo y el adaptador con estriado y una orejeta que gira el eje secundario del cambio haciendo de barra conducida.

El pedal de freno gira en torno a la estribera derecha, forma una palanca que empuja el embolo de la bomba de freno.

Por lo tanto tenemos como objetivo diseñar unas estriberas ligeras, la cinemática tanto del cambio como del freno, y unos cubrecadenas seguros, todo ello buscando una estética atractiva, ya que es un elemento que está completamente a la vista.



Imagen 6.3. En las fotos se observa el resultado final completo de las estriberas. A la derecha el lado del cambio y a la izquierda el del freno.

7. Fabricación del prototipo

7.1 Introducción

En esta etapa del proyecto lo más importante es conseguir una buena relación calidad-precio del prototipo y a su vez idear el proyecto industrial de motostudent*, el cual básicamente trata de fabricar una serie de 400 unidades a un precio competitivo dentro del mercado actual, aunque tenemos un presupuesto muy ajustado hemos conseguido materiales de alta gama, como el acero Reynolds utilizado en por honda en alguno de sus diseños actuales. A continuación mostraremos el diseño y fabricación de los utillajes y las piezas necesarias.

7.2 Chasis

7.2.1 Estructura tubular

El chasis está formado por tubos de acero Reynolds de 22mm de diámetro y espesor de 1.25, 6 casquillos de 40mm y 8 de 25mm, además de la pipa. Excepto los tubos, todo lo demás es relativamente sencillo y barato de fabricar. Para fabricar los tubos es necesario un utillaje especial, en nuestro caso realizaremos la operación en un torno. Más tarde los casquillos harán de unión entre los tubos que conformaran el chasis, todo soldado mediante soldadura TIG.

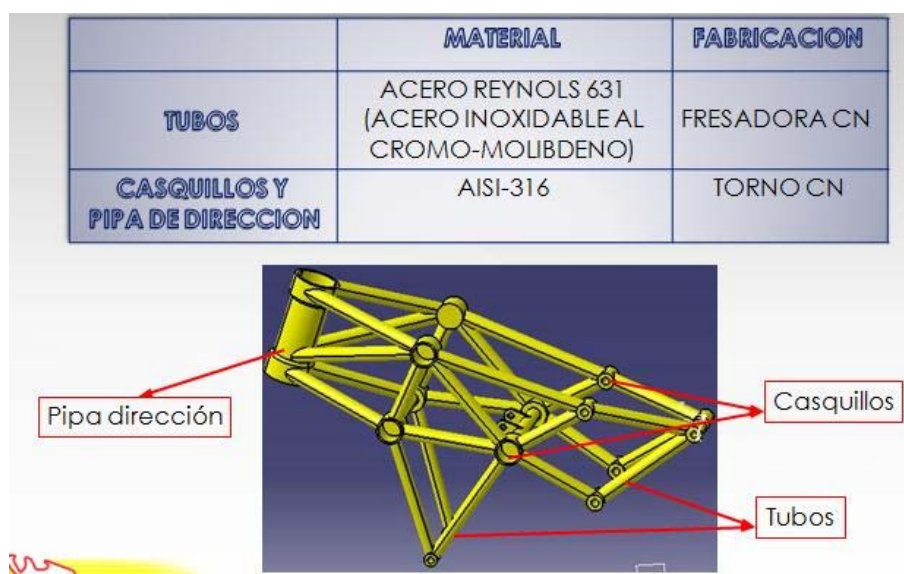


Imagen 7.1 Resumen de la fabricación de la estructura tubular

Tubos: 6 metros de acero Reynolds 631



Imagen 7.2. Tubos ya cortados y preparados para soldar.

Para realizar el corte del tubo diseñamos un utillaje para el torno. Gracias a los programas 3D obtuvimos el desplegado de cada tubo. Con esto obtenemos un buen resultado. Lo ideal sería realizar esta operación en una fresadora, pero como nosotros solo teníamos un torno decidimos aprovecharlo.

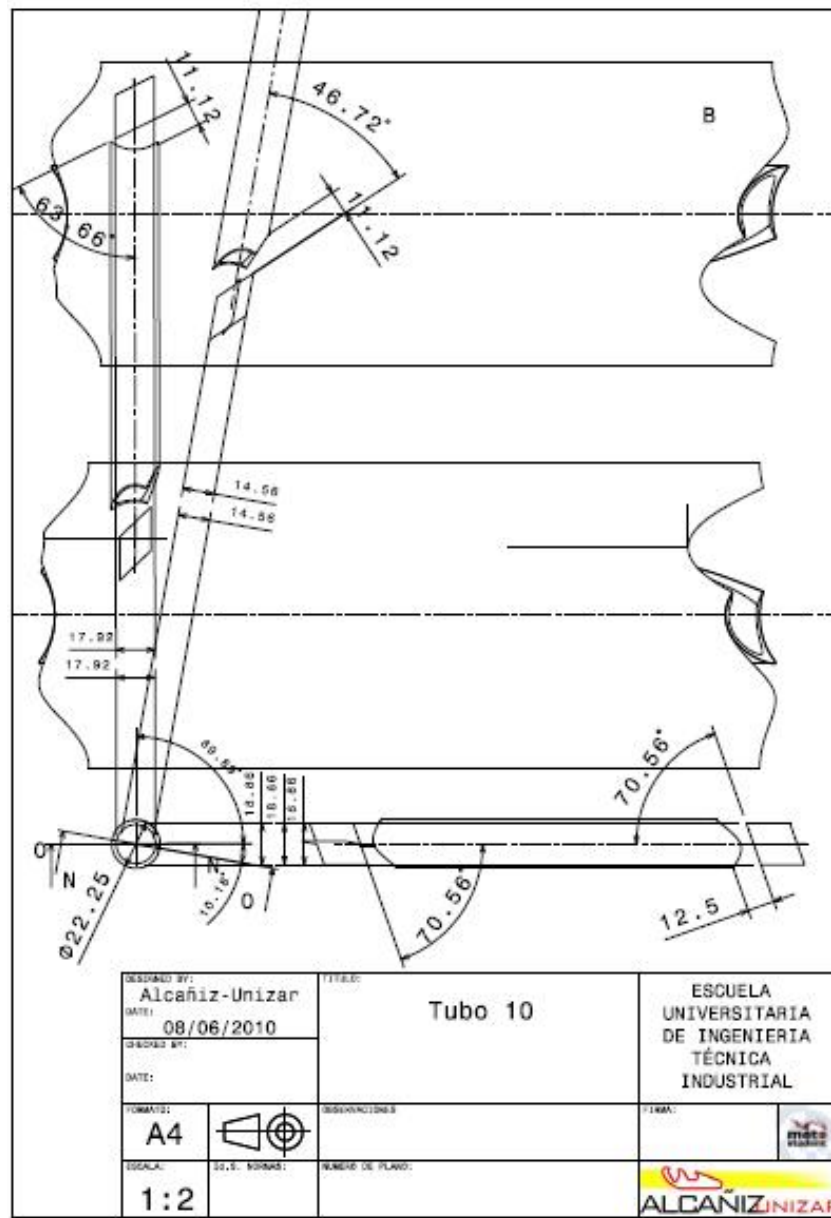
El utillaje consta de una placa de 20mm de grosor para amarrarla a la mesa del torno, y a esta soldado un casquillo para agarrar el tubo. En el plato garras, donde generalmente va la pieza, ira la herramienta. Montando unas coronas de 22, 25 y 40 mm que son los diámetros de los casquillos en los que deben encajar los tubos. De este modo conseguiremos los finales de los tubos con la forma que tendrá en su unión. Se consiguen medidas precisas y el proceso de soldadura será mejor y más rápido.



Imagen 7.3. Utillaje para cortar los tubos en el torno, se están haciendo las roscas ya que el tubo va a presión mediante dos tornillos, que en la punta están redondeados para no dejar marca en el tubo.



137



7.4.c. Plano que contiene la información para cortar el tubo 10 y su simétrico, además de los dos despleables para su fabricación.



Imagen 7.5 Se coloca el portaherramientas con el Angulo indicado con respecto husillo. Con el utillaje también se controla la longitud y el ángulo de una pasada con respecto a otra.



Imagen 7.6 Se observa como la mesa del torno se va acercando a la corona que está en el plato de garras.

Generalmente se hacen dos pasadas con cada tubo o más. Una a cada lado ya que todos los extremos acaban en casquillo y además dependiendo de con cuantos tubos confluya en la estructura también necesitara más pasadas.



Imagen 7.7 Uno de los tubos con mayor cantidad de pasadas y cogidas.

Se debe utilizar el papel con mucho cuidado ya que el agua o la corona pueden destruirlo. Las pasadas a cada lado se realizan con el mismo ángulo con respecto al eje de las ruedas o del basculante, ya que todos los tubos acaban en un casquillo con su eje central paralelo a estos ejes. Si hay que realizar segundas pasadas, son porque ya hay un tubo en el casquillo al que se tiene que unir, es decir, que tiene interferencias con otro tubo. La otra medida importante es el giro del tubo sobre sí mismo, si no se es muy preciso el tubo no encajara en su lugar. Esta medida sitúa unas pasadas respecto de otras.

Casquillos:

Son todos muy sencillos, se mecanizan en el torno, y son bastante baratos.

Pipa de dirección:

También se mecaniza en el torno, esta resulta más cara principalmente por su tamaño, ya que el mecanizado es más costoso, además tiene una geometría más compleja que los casquillos anteriores. También tenemos que añadir al coste el hecho de que como los tubos Reynolds son de acero inoxidable, la pipa y los casquillos deben ser también de este mismo tipo de acero, para que la soldadura sea buena.

Soldadura:

Esta es la parte más importante, ya que el resultado de todo el trabajo anterior depende del soldador, además hay que fabricar un utillaje para mantener el chasis amarrado mientras se suelda, para evitar que las tensiones creadas al soldar muevan los tubos de su posición.

A la hora de empezar hay que ir soldando los tubos lo más equilibrado posible, por ejemplo lo primero en soldarse es el triángulo central de cada lado, luego le sigue la parte de la suspensión trasera y a por último se suelda la parte izquierda del chasis con la parte derecha en la pipa, y esta es la parte más delicada, ya que tiene que quedar completamente simétrico.

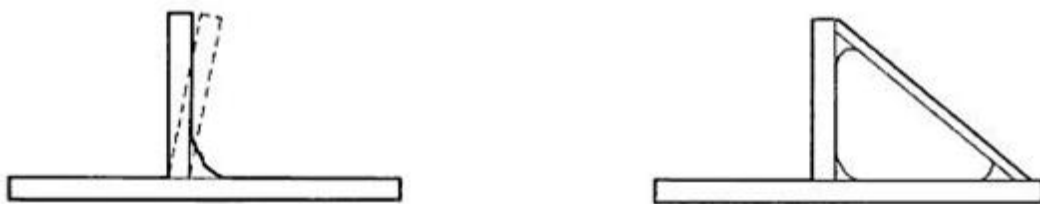


Imagen 7.8 Cuando una soldadura se enfría, se contrae. En este caso la contracción empujara al miembro vertical hacia la derecha. La adición de la pieza de refuerzo previene la distorsión a expensas de dejar una tensión residual en las soldaduras



Imagen 7.9 Se observa bastante bien como el potro mantiene al chasis en la posición adecuada. La parte ya soldada en esta foto se realiza aparte en una mesa especializada.



Imagen 7.10. En la foto se observa la pipa a la izquierda de la foto, antes de ser soldada al resto del chasis. Ya están colocados los dos lados del chasis, soldados aparte.



Imagen 7.11. En esta foto se ve como aún queda por soldar la parte de la suspensión trasera y la pipa.



Imagen 7.12. En la última foto una vez soldada la pipa y la parte de la suspensión trasera.

7.2.2 Potro de soldadura

Está diseñado para que amarre el chasis por la pipa y por las dos placas de aluminio.

En la imagen 7.13 vemos uno de los primeros diseños que hicimos, la imagen de abajo es la del modelo definitivo que utilizamos para soldar el chasis (imagen 7.14).

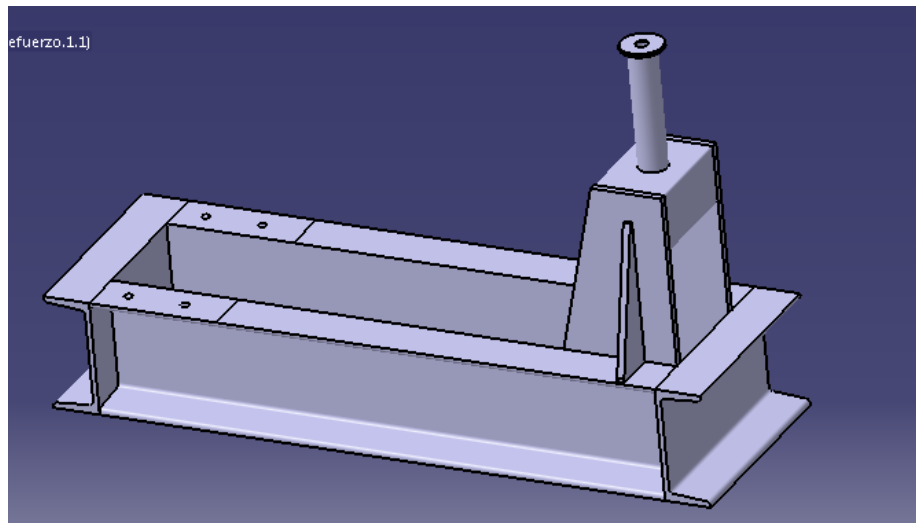


Imagen 7.13. Uno de los primeros diseños.

El diseño definitivo mejorado, se basa en conseguir un elemento preciso y barato. Para ello el cuerpo del potro es una viga de 100*200 mm. En la parte de atrás se quita la mitad del perfil para sustituirlo por uno de 100*100mm que reforzara la estructura. Luego se suelda el eje que alojara la pipa de dirección, este va de arriba abajo del perfil, para conseguir una buena perpendicularidad, ya que el resultado de esta primera fase puede impedir conseguir la precisión que buscamos. Una vez soldada, se procede a realizar las guías por donde irán dos ejes que sujetaran las supuestas placas de aluminio. Esta operación se lleva a cabo en una fresadora de control numérico un una mesa bastante grande.

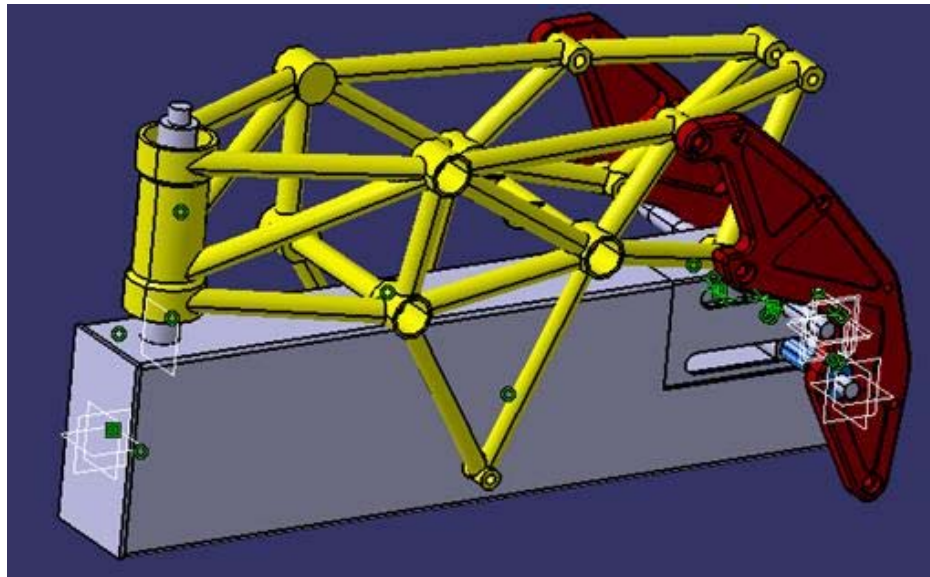


Imagen 7.14. El chasis montado en el potro. Antes de haber comenzado el proceso de fabricación.

Detalles importantes



Sujeción carenado

*Tope de
dirección
derecho*

Imagen 7.15. No debemos olvidarnos de soldar la sujeción del carenado y los topes de dirección.

7.2.3 Subchasis

En la fabricación del subchasis se utilizan los mismos métodos que para realizar la estructura tubular del chasis principal, ya que es otra estructura tubular, aunque más sencilla. También requiere un sencillo utillaje que mantenga los tubos en su posición durante la soldadura.



Imagen 7.16. Subchasis visto desde arriba

7.2.4 Cuna del motor

Este elemento consta de un tubo doblado el ángulo exacto y luego cortado con mucha precisión. Soldando un casquillo en cada extremo para unirlo a la estructura tubular y a la placa. Los otros anclajes, para el motor, se sueldan mediante un utillaje especial que mantiene a todos los casquillos alineados y en paralelo, además de controlar la profundidad, mediante unas varillas roscadas.



Imagen 7.17. Un tubo ya doblado cortándose en el utillaje especial para el torno

7.3 Elementos fabricados externamente

7.3.1 Basculante

La fabricación del basculante debe ir paralela a la del chasis para no alargar el tiempo total de fabricación, requiere maquinaria de precisión tanto para el mecanizado como para el corte y pegado de las chapas de aluminio. Por tanto encargamos el basculante a empresas especializadas en cada parte de los procesos. Los dos casquillos, la sujeción de la suspensión y las dos piezas que sujetan el eje de la rueda trasera se fabrican en una fresadora de control numérico. Se decide utilizar chapa de aluminio 6082 de 3 mm de grosor para el cuerpo del basculante, básicamente porque es la aleación que mejores características presenta en cuanto a llevarnos a un resultado general satisfactorio, ya que otras aleaciones aunque cuentan mejores propiedades mecánicas, fallan en otros aspectos como la soldadura. Por lo tanto las piezas antes mecanizadas también deben ser del mismo material para conseguir una buena soldadura.

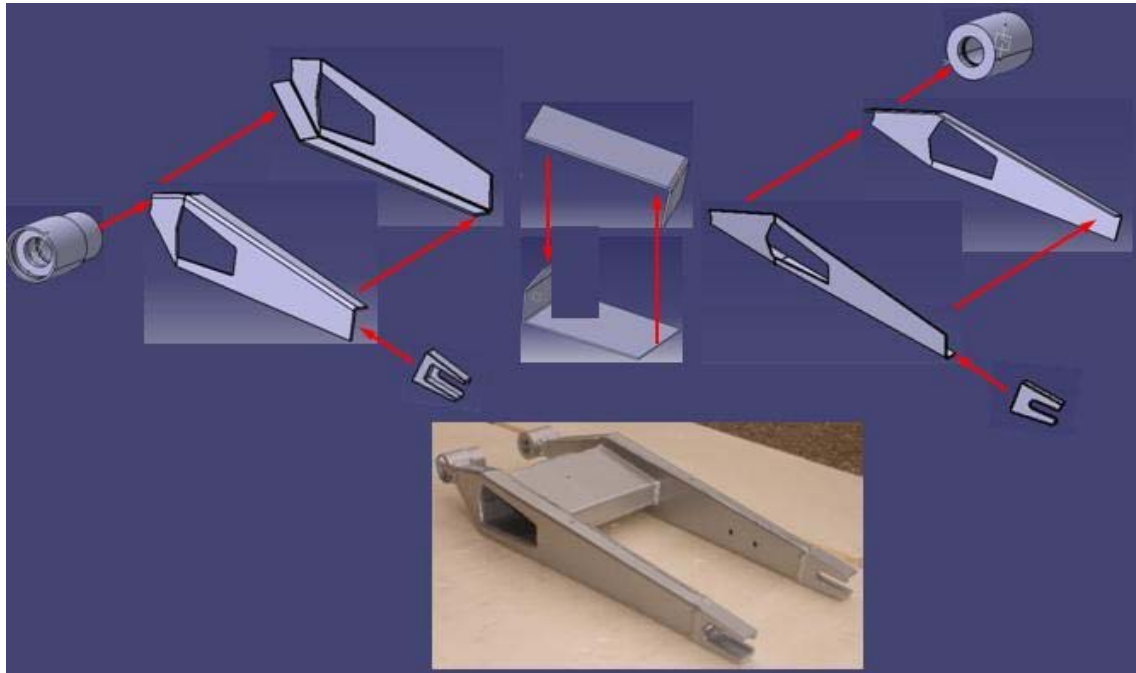


Imagen 7.16 Se muestra como se monta cada elemento que forma el basculante

Fabricación por partes

- **Casquillos delanteros:**

Los dos se fabrican en un torno CN, son distintos porque el eje del basculante no es simétrico. Hay que tener mucho cuidado con las tolerancias, ya que van alojados unos rodamientos de agujas.

- **Sujeción de la suspensión y de la rueda trasera:**

Estos elementos se fabrican en una fresadora CN, no tienen mayor complicación y el precio total con los casquillos incluidos no debería sobrepasar los 200 €.

- **Chapa:**

Esta parte resulta mucho más compleja, la parte del corte no supone muy complicado excepto porque el corte debe ser muy preciso. El siguiente paso es el doblado, el más complicado, principalmente porque es muy fácil que se produzcan grietas al doblar. Al ser un prototipo la mayoría de empresas no están acostumbradas

a realizar esos dobles en concreto, por lo tanto es muy posible que el resultado satisfactorio no se alcance a la primera.

- **Soldadura:**

Al igual que para soldar el chasis, el basculante se suelda mediante TIG y también es necesario un potro de soldadura, en este caso una mesa de soldadura. Además de ayudarse de dos utillajes que unen y mantienen coaxiales tanto a los casquillos delanteros como a los elementos que sujetan el eje de la rueda trasera. Se coloca las caras planas inferiores de los brazos, ya soldados y unidos por el perfil central, en la mesa, y se colocan paralelos a la mesa los utillajes que hacen de ejes. Se miden las distancias entre los utillajes y se suelda. El proceso es bastante artesanal, aunque los resultados son muy satisfactorios.



Imagen 7.17 Montando la rueda trasera.

7.3.2 Tijas, estriberas y otros elementos de mecanizado

Muchos de los elementos que componen una moto son piezas mecanizadas. También suponen una gran parte del gasto. Los acabados deben ser comprobados una vez se reciban las piezas. Y si el diseño es correcto están listas para montar.



Imagen 7.18. Tijas y semimanillares



Imagen 7.19. Tijas, semimanillares y estriberas desmontadas.

7.4 Presupuesto General



Imagen 7.20. Todas las piezas que forman nuestra moto

A continuación se detalla el gasto con IVA incluido derivados de la fabricación del prototipo. A destacar la disponibilidad que nos brinda un patrocinador cediéndonos un espacio en su taller para poder fabricar el chasis tubular, utillajes y realizar el montaje. Aquí contábamos con soldadura semiautomática y TIG para acero. Además de una sierra de cinta, un torno manual, un taladro de columna y gran cantidad de herramientas manuales. Esto abarata mucho el coste de la fabricación del chasis y el montaje, alrededor de 2000 €.

Material necesario para fabricar el prototipo	Precio total (€)	Cantidad
ESTRUCTURA TUBULAR (Listado de materiales y herramientas)*	925,84	1
Tubos acero Reynolds	175	6
AISI 316 barra de ø30mm	26	275mm
AISI 316 barra de ø45mm	16	350mm
AISI 316 Tubo perforado 75 ext. 40 int	133	175mm
Calibre	72	1
Gasto total en coronas de corte	60	3 coronas de 22, 25 y 40 mm
Potro soldadura	300	1
Botella argon + antorcha + varillas de aporte aisi 316	143,84	1
Pintura chasis	50	1
Elementos fabricados en empresas privadas	4900	
Placas de aluminio	400	2 (incluye descuento por patrocinio)
Basculante	1200	1
Soldadura de subchasis y cuna motor	200	1
Tijas	450	2
Semimanillares	200	2
Estriberas completa	700	2
Bieleta suspensión trasera	300	1
Ejes y demás piezas de torno (muchísima precisión o gran tamaño)	300	Varios
Anodizado todos los componentes de aluminio	50	1
Carenado	1100	
Elementos normalizados	500	Todos los rodamientos y tornillería
Elementos del motor	2170	
Motor Gas Gas 125cc	1500	1
Carburador	250	1
Tubo de escape	300	1
Radiador	120	1
Kit inscripción motostudent (exceptuando el bloque motor)	800	Desconocemos el valor exacto, esta creemos que es una buena aprox.
Suspensiones	400	Horquilla delantera y amortiguador trasero
Frenos	200	Manetas, pinzas y discos
llantas	200	Delantera y trasera
Prototipo completo	7745,84	1

8. Resultados en pista y optimización

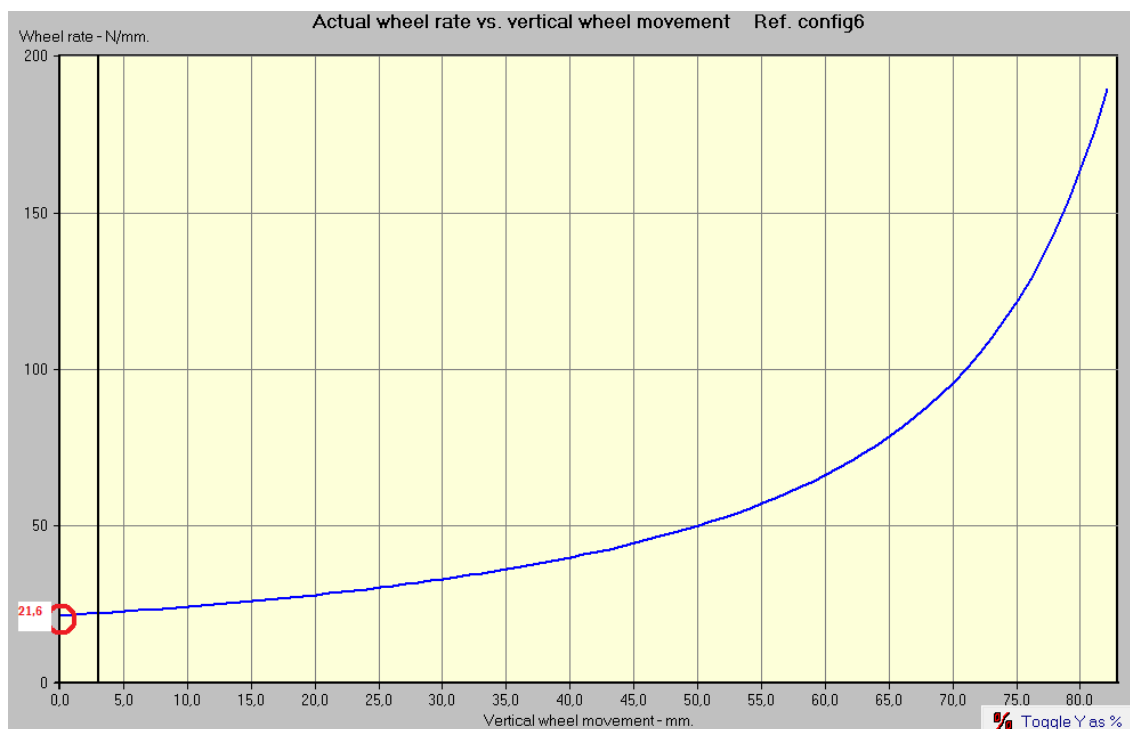
La primera prueba que se le realizó a la motocicleta fue ver la altura que descendía la suspensión trasera tomando como referencia un punto del subchasis sometiéndola al peso de un piloto medio de 60kg. Con este proceso se comprueba que la rigidez en la rueda trasera es aproximada a la que nos da el programa.

$$\text{Peso piloto} = 60(\text{kg}) = 588,6(\text{N})$$

$$\text{Altura descendida} = 28,2(\text{mm})$$

$$\text{Rigidez inicial en la rueda} = 588,6 / 28,2 = \underline{20,87(\text{N/mm})}$$

La rigidez inicial en la rueda es muy aproximada a la calculada en las curvas 1,2 y 3 correspondientes a las curvas usadas en las pruebas iniciales.



Con las comprobaciones hechas de apriete de elementos fijantes se procedió a las pruebas dinámicas. Como telón de fondo acudimos al circuito “La Selva” Hostalric, Girona. Este circuito posee 2200 metros de pista con una anchura de 10 metros, siendo apto para motos de cilindrada media, con 5 curvas a derechas y 6 a izquierdas.

El piloto probador estuvo en pista durante 3 vueltas para acomodarse a la moto. Una vez tuvo el tacto cogido se le configuró un poco la suspensión, acertándole las bieletas en 1cm para evitar rebotes ya que el circuito se encontraba en tramos demasiado bacheado. Tras una primera impresión magnífica comenzó a rodar de nuevo hasta un total de 25 vueltas, disminuyendo tiempos en cada tramo hasta conseguir quedarse a tan solo 3 segundos de las motos de Pre-GP que estaban presentes de la misma cilindrada.

Tras la primera jornada de pruebas se revisaron todos los aprietes ya que la vibración durante tantas vueltas puede llegar a aflojar tornillos que no han sido apretados en exceso o no se han sellado.

A tan solo una semana de la competición se decidió trabajar en cosas puntuales para no perder más tiempo teniendo la motocicleta lista para rodar.

Durante los 3 días que duró la competición la motocicleta se comportó de una manera excepcional, obteniendo en la fase MSI de la competición, que comprendía el diseño de la motocicleta la segunda mejor puntuación en diseño, y la mejor puntuación en cálculos técnicos.

En la primera fase el equipo logró estar entre los 6 finalistas.

A lo largo del día del sábado se realizaron pruebas dinámicas por parte de los pilotos de la revista *Motociclismo*. Se disponía de un slalom compuesto por conos, recta de aceleración, y frenada. Con todo esto, los pilotos puntuaban las motocicletas según su estabilidad, manejabilidad y aceleración y frenada.

Todos estos datos junto con las pruebas del domingo conformaban la fase MSII. Durante el domingo la organización sorteó pilotos a los distintos equipos. Con el piloto

asignado cada equipo disponía de dos tandas de 30 y 30 minutos. Esto sirvió para que el piloto se afianzase con el conjunto y se le pudiesen adaptar partes a su gusto, como estriberas o manillares.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en las diferentes pruebas.

PUNTUACIÓN FASE MSI

DORSAL	Diseño	Puntuacion Calculos Tec	concurso Sist Fabrica	Costos		orden	Univs
	150	175	175	100	600		
19	107	129	166	95	497	1	ETSIIT-UPNA
20	127,5	144,375	109	100	480,875	2	Moto Maq Lab UC3M
18	90	95	175	100	460	3	US Racing
9	97	127	140	80	444	4	Moto UBU
17	127,5	166,25	99	44	436,75	5	Alcañ-UNIZAR
16	133,125	131,25	148,5	22	434,875	6	UMA Racing
8	88	96	149	85	418	7	BBK ETSI Bil.
4	99	109	131	75	414	8	UMH Mot.
24	93	108	131	75	407	9	MOTOUAX
3	105	140	82,5	77	404,5	10	ETSEIB Mot. Sp
15	101	116	114	65	396	11	TSD Nosega RT
2	95,625	131,25	115,5	44	386,375	12	MSZGZ Unizar
7	76	79	140	80	375	13	Motucan
5	118,125	122,5	82,5	44	367,125	14	M.Des. Uniovi
11	94	92	114	65	365	15	Polito.
12	95,625	113,75	82,5	66	357,875	16	BBK ETSIB Team
21	87	87	114	65	353	17	EUPD KotodamaSS
23	86	88	114	65	353	18	Tibic- Project
14	84,375	96,25	82,5	88	351,125	19	MOTESIC
1	110	115	65	55	345	20	UDL Rac.
10	71,25	105	99	44	319,25	21	Moto UPCT
6	80,625	70	115,5	44	310,125	22	UPV-Benicalap
22	37,5	175	66	22	300,5	23	UPM Mot-Stud
13	0	0	0	0	0		

TIEMPOS FASE MSII. WARM UP 1



Moto Student

Moto Student

Warm up 1

Practice (30:00 Time) started at 10:33:00

Motorland Nacional FIA 2,646 Km

03/10/2010 10:00

Pos	No. Piloto	Tiempo	Dif.	En Vta	Vtas	VMX Best
1	02 MS ZGZ-Unizar	1:28.338		13	13	139,291
2	17 Alcañiz - Unizar	1:28.501	0.163	13	13	146,668
3	21 EUPD-Kotodama SportSpirit	1:28.520	0.182	10	10	151,610
4	10 Moto UPCT	1:30.560	2.222	6	7	148,279
5	11 2 Wheels Polito	1:30.926	2.588	9	10	140,195
6	16 UMA Racing	1:32.246	3.908	8	12	141,295
7	03 ETSEIB Motorsport	1:35.990	7.652	10	11	123,945
8	12 BBK ETSIB Team	1:36.805	8.467	5	8	118,245
9	24 MotoUAX	1:37.591	9.253	5	6	140,013
10	08 BBK ETSI BILBAO	1:39.978	11.640	10	11	120,220
11	22 UPM-MotoStudent	1:42.096	13.758	3	6	125,822
12	20 MOTO-MaqLab-UC3M	1:42.119	13.781	7	8	116,838
13	07 MOTUCAN	1:46.290	17.952	4	5	126,856
14	01 UDL Racing Team	1:48.265	19.927	6	9	100,713
15	14 MOTESIC	1:49.433	21.095	2	6	124,516
16	18 US - Racing	1:49.767	21.429	5	7	124,949
17	04 UMHMOTOR	1:50.187	21.849	5	6	127,757
18	06 UPV-BENICALAP Team	1:53.485	25.147	5	6	125,676
19	09 Moto Ubu			0	1	84,484
20	15 TSD Noega R.T.			0	3	82,232
21	23 Tibicenas Project			0		
22	05 M. Desing Uniovi (MDU)			0		
23	19 ETSIIT-UPNa Racing			0		

TIEMPOS FASE MSII. WARM UP 2



Moto Student

Moto Student

Warm up 2

Practice (40:00 Time) started at 11:20:00

Motorland Nacional FIA 2,646 Km

03/10/2010 11:20

Pos	No.	Piloto	Tiempo	Dif.	En Vta	Vtas	VMX Best
1	17	Alcañiz - Unizar	1:25.000		14	16	149,718
2	21	EUPD-Kotodama SportSpirit	1:25.652	0.652	6	7	151,823
3	02	MS ZGZ-Unizar	1:25.732	0.732	14	15	140,927
4	10	Moto UPCT	1:28.311	3.311	10	12	150,134
5	11	2 Wheels Polito	1:29.116	4.116	10	11	140,195
6	19	ETSIIT-UPNa Racing	1:29.499	4.499	6	9	148,892
7	24	MotoUAX	1:30.001	5.001	9	10	144,703
8	16	UMA Racing	1:30.599	5.599	3	18	147,873
9	22	UPM-MotoStudent	1:32.796	7.796	12	14	129,752
10	03	ETSEIB Motorsport	1:35.027	10.027	11	12	124,660
11	12	BBK ETSIB Team	1:35.108	10.108	3	9	119,953
12	14	MOTESIC	1:35.656	10.656	3	3	125,822
13	18	US - Racing	1:36.053	11.053	10	11	130,694
14	07	MOTUCAN	1:36.633	11.633	9	10	130,536
15	04	UMHMOTOR	1:38.944	13.944	6	12	142,039
16	06	UPV-BENICALAP Team	1:41.196	16.196	5	7	133,110
17	01	UDL Racing Team	1:46.559	21.559	1	2	106,577
18	15	TSD Noega R.T.	2:18.162	53.162	1	2	97,972
19	08	BBK ETSI BILBAO			0	1	103,117
20	09	Moto Ubu			0	1	127,455
21	05	M. Desing Uniovi (MDU)			0		
22	20	MOTO-MaqLab-UC3M			0		
23	23	Tibicenas Project			0		

TIEMPOS FASE MSII. CRONOMETRADA



Moto Student

Moto Student

Cronometrada

Qualifying (40:00 Time) started at 13:00:00

Motorland Nacional FIA 2,646 Km

03/10/2010 13:00

1^{er}, 2^o y 3^{er} clasificado

Lap	Time of Day	Lap Tm	S1 Tm	S2 Tm	S3 Tm
(17) Alcañiz - Unizar					
1	13:04:07.222			51.580	141,666
2	13:05:39.945	1:32.723	43.481	49.242	139,832
3	13:07:09.912	1:29.967	42.172	47.795	145,679
4	13:08:38.664	1:28.752	39.425	49.327	143,359
5	13:10:04.182	1:25.518	39.075	46.443	145,876
6	13:11:29.010	1:24.828	38.859	45.969	141,852
7	13:12:53.330	1:24.320	38.872	45.448	143,740
8	13:14:18.058	1:24.728	39.082	45.646	144,509
9	13:15:42.414	1:24.356	38.576	45.780	143,932
10	13:17:07.989	1:25.575	39.287	46.288	143,740
p11	13:18:45.908	1:37.919	42.288		143,359
12	13:24:27.610	5:41.702		48.499	141,295
(02) MS ZGZ-Unizar					
1	13:03:12.383			51.730	135,278
2	13:04:43.109	1:30.726	41.963	48.763	136,994
3	13:06:10.023	1:26.914	39.367	47.547	135,959
4	13:07:35.850	1:25.827	38.927	46.900	137,693
5	13:09:01.874	1:26.024	38.460	47.564	134,772
6	13:10:27.169	1:25.295	38.346	46.949	138,045
7	13:11:52.895	1:25.726	38.532	47.194	135,109
8	13:13:17.346	1:24.451	38.029	46.422	137,342
9	13:14:42.254	1:24.908	38.104	46.804	136,302
10	13:16:07.491	1:25.237	38.336	46.901	136,475
11	13:17:32.491	1:25.000	38.506	46.494	138,045
p12	13:19:12.140	1:39.649	43.558		135,959
13	13:34:24.671	15:12.531		47.380	147,268
p14	13:35:58.239	1:33.568	40.441		144,897

(21) EUPD-Kotodama SportSpirit

1	13:04:12.600			48.708	151,823
2	13:05:40.531	1:27.931	40.017	47.914	129,441
3	13:07:07.383	1:26.852	39.479	47.373	142,413
p4	13:10:47.226	3:39.843	40.063		134,940
5	13:18:26.399	7:39.173		48.179	147,268
6	13:19:52.688	1:26.289	39.670	46.619	148,687
7	13:21:18.558	1:25.870	39.377	46.493	146,469
8	13:22:44.552	1:25.994	39.278	46.716	146,868
9	13:24:10.869	1:26.317	39.169	47.148	146,073

RESULTADOS PROMEDIO PRUEBA CRONOMETRADA

Moto Student Motorland Nacional FIA 2

Cronometrada (Promedio) 03/10/2010 13:00

Qualifying (40:00 Time) started at 13:00:00

Pos.	Nº	Equipo	Promedio 5MV	Mejor Tm	En V.	Total V.
1	17	Alcañiz - Unizar	1:24.750	1:24.320	7	12
2	2	MotoStudent ZGZ-Unizar	1:24.978	1:24.451	8	14
3	21	EUPD-Kotodama SportSpirit	1:26.264	1:25.870	7	9
4	10	Moto UPCT	1:27.604	1:27.203	17	18
5	24	MotoUAX	1:27.772	1:27.132	5	17
6	19	ETSIIT - UPNa Racing	1:29.260	1:28.759	9	13
7	16	UMA Racing	1:29.851	1:29.718	5	12
8	12	BBK ETSIB Team	1:34.120	1:33.589	6	12
9	14	MOTESIC	1:34.781	1:32.515	5	6
10	3	ETSEIB Motorsport	1:34.787	1:34.242	2	12
11	8	BBK ETSI BILBAO	1:35.816	1:35.470	12	15
12	6	UPV-BENICALAP Team	1:36.884	1:35.278	9	9
13	18	US - Racing	1:37.013	1:34.520	6	9
14	4	UMHMOTOR	1:37.404	1:36.153	5	6
No Clasificados menos de 5 Vueltas						
NC	22	UPM-MotoStudent	1:34.688	1:33.319	4	4
NC	9	Moto Ubu	1:37.512	1:37.512	2	2
NC	7	MOTUCAN	0	2		
NC	1	UDL Racing Team	0			
NC	5	Moto Desing Uniovi (MDU)	0			
NC	15	TSD Noega Racing Team	0			
NC	20	MOTO-MaqLab-UC3M	0			
NC	23	Tibicenas Project	0			
Valor referente pero sin validez en clasificacion.						
FC	11	2 Wheels Polito	1:29.846	1:28.701	4	9

RESULTADOS FINALES FASE MSII

RESULTADO DEFINITIVO MS2											
Nº Dorsal	Frenada	Aceleración	Maniobrabilidad	Estabilidad	Vmax	Subtotal (max 400)	Cronometrada promedio 5MV	Puntuación Total MS2	Posicion	Equipo	
17	55	80	80	80	75	370	100	470	uno	Alcañiz-Unizar	
10	58	80	80	80	77	375	80	455	dos	Moto UPCT	
2	60	75	80	70	69	354	90	444	tres	MS ZGZ-Unizar	
21	54	80	70	70	77	351	85	436	cuatro	EUPD-Kotodama SportSpirit	
16	57	80	80	70	80	367	68	435	cinco	UMA Racing	
19	57	75	80	80	68	360	72	432	seis	ETSIIT-UPNa Racing	
3	56	80	80	80	64	360	57	417	siete	ETSEIB Motorsport	
6	56	75	60	70	72	333	51	384	ocho	UPV-BENICALAP Team	
24	57	80	50	40	77	304	76	380	nueve	MotoUAX	
12	57	65	50	60	63	295	64	359	diez	BBK ETSIB Team	
4	39	70	60	70	67	306	45	351	once	UMHMOTOR	
14	56	75	30	50	65	276	60	336	doce	MOTESIC	
18	59	65	40	60	62	286	48	334	trece	US -Racing	
7	66	75	40	60	69	310	0	310	catorce	MOTUCAN	
8	56	65	30	40	62	253	54	307	quince	BBK ETSI BILBAO	
1	53	60	50	60	53	276	0	276	dieciseis	UDL Racing Team	
22	60	70	20	50	63	263	0	263	diecisiete	UPM-MotoStudent	
20	80	65	20	30	62	257	0	257	dieciocho	MOTO-MaqLab-UC3M	
9	61	45	50	50	43	249	0	249	diecinueve	Moto Ubu	
23	57	55	20	40	57	229	0	229	veinte	Tibicenas Project	
15	49	45	50	20	44	208	0	208	veituno	TSK Noega R.T.	
5	59	60	10	5	49	183	0	183	veintidos	M. Desing Uniovi (MDU)	

9. Conclusiones

Tras la realización del proyecto uno se da cuenta del trabajo que conlleva el realizar una motocicleta de competición. Como parte de este proyecto, nos llevamos en la memoria un buen recuerdo de estos dos últimos años de duro trabajo y sacrificios que se han debido hacer para llegar donde se ha llegado.

La experiencia que se ha adquirido es de un valor incalculable, ya que nos ha ayudado a saber crear un grupo de trabajo y crear una jerarquía de organización para poder cumplir con los plazos a los que había que hacer frente.

Otro factor muy importante que la competición ha aportado ha sido el hecho de saber utilizar todo lo aprendido en la carrera universitaria, tanto el calcular, diseñar, buscar soluciones, innovar, etc., así como utilizar normas para designaciones, planos, fabricación....

Durante el fin de semana de la competición todo el equipo nos dimos cuenta de que un arduo trabajo da sus frutos cuando se hace por gusto y no por obligación.

10. Bibliografía

Foale, Tony. "*Suspension kinematics*". (2007)

Foale, Tony. "*Motorcycle handling and chassis design*". (2002)

Arias-Paz. "*32ª Edición Mecánica de motocicletas*". (2003)

Bradley, John. "*The Racing Motorcycle*". (2003)

<http://www.capalex.com>

<http://www.thyssenkruppmaterials-iberica.es>

<http://www.reynoldsusa.com/>

<http://www.alumafel.es/>

11. Anejos

11.1 características materiales utilizados

Se presentan a continuación las tablas ofrecidas por los fabricantes para los distintos materiales utilizados en la construcción de la motocicleta.

Material placas, estriberas, tijas y semimanillares. Aluminio 7075.

Ficha técnica de la aleación 7075

						Propiedades mecánicas		
Formado	Mecanizado	Soldadura por arco	Soldadura fuerte/blanda	Anodizado protector	Anodizado estético	Temple	Restricción Mín N/mm	Esfuerzo Mín N/mm
Satisfactorio	Bueno	No adecuado	No adecuado	Satisfactorio	Malo	T6	480	540

Composición química EN AW- 7075	
Si	0.40
Fe	0.50
Cu	1.2-2.0
Mn	0.30
Mg	2.1-2.9
Cr	0.18-0.28
Zn	5.1-6.1
Ti	0.20
Otros (cada uno)	0.05
Otros (en total)	0.15
Aluminio	El resto

(La composición química del aluminio y de las aleaciones de aluminio se indica en porcentaje en masa. Los límites se expresan como el valor máximo, a menos que se indique como un rango o un valor mínimo)

La aleación de aluminio 7075 es una de las aleaciones de resistencia más alta disponibles.

Propiedades Aluminio 7075.

Material del Basculante. Aluminio 6082.

COMPOSICIÓN QUÍMICA										
Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Ti+Zr	Otros	Al
0,70-1,30%	0,50%	0,10%	0,40-1,00%	0,60-1,20%	0,25%	0,20%	0,10%		0,10%	Resto
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS										
Estado				T-651	APLICACIONES Moldes para la industria del calzado, moldes para termoconformados, moldes para la industria del caucho, moldes de botellas de plástico por soplado, moldes y matrices para la industria general.					
Peso específico	gr/cm ³			2,71						
Carga de rotura	Kgr/mm ²			30-32						
Límite elástico	Kgr/mm ²			28						
Alargamiento	%			13						
Temperatura de fusión	°C			570-660	FORMATOS DE SUMINISTRO Placas Espesores de 1 a 150 mm Formatos 3000 x 1500 mm Barras Redondas Ø mm de 8 a 300 Cuadradas ∇ mm de 10 a 100 Piezas cortadas a medida					
Módulo Elástico	N/mm ²			69.500						
Dureza Brinell	HB			95-100						

Propiedades Aluminio 6082.

Material subchasis y cuna motor. Aluminio 6063.

6063	SIMAGAL 63
------	------------



EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES ⁽¹⁾

ALUMAFEL	EUROPA	USA	ESPAÑA	FRANCIA	ALEMANIA	G.B.	ITALIA	SUECIA	SUIZA	JAPON
DCA	EN 573	AA	UNE 38.337	AFNOR	DIN	BS	UNI	SIS	VSM	JIS
SIMAGAL 63	EN AW 6063	6063	L-3441	A-GS	AlMgSi0,5 3.3206	H 9		4104	AlMgSi0,5	

COMPOSICION QUIMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Notas	Ti	Otros cada	Otros total	Al
Mín.	0,20				0,45							
Máx.	0,6	0,35	0,10	0,10	0,9	0,10	0,10		0,10	0,05	0,15	Resto

PROPIEDADES FISICAS	
Peso específico Kg/dm ³	2,69
Intervalo de fusión °C	615-655
Coeficiente de dilatación lineal °C ⁻¹ x 10 ⁻⁶ (20/100°C)	23,4
Módulo de elasticidad (Mpa) ⁽²⁾	70.000
Coeficiente de Poisson	0,33
Conductividad térmica Estado O W/(m x °C) a 20°C	218
Estado T6/T8	201
Resistividad eléctrica Estado O 10 ⁻³ μΩ x m a 20°C	29
Estado T6/T8	32
Calor específico J/(Kg x °C) (0 a 100°C)	900

APTITUDES TECNOLOGICAS	
SOLDADURA	
A la llama	B
Al arco (TIG-MIG)	B
Resistencia	MB
Braseado	MB
REPUJADO	
Estado O	R
MAQUINABILIDAD Estado T5/T6	
Fragmentación de viruta	R
Brillo de superficie	MB
COMPORTAMIENTO NATURAL	
Agentes atmosféricos	MB
Medio marino	B
ANODIZADO	
Protección	MB
Decoración	B
Duro	MB

TRATAMIENTOS TERMICOS

Estado T4

Puesta en solución: 530°C ± 5°C durante un tiempo que dependerá del espesor y del tipo de horno.
Templado en agua a una temperatura menor o igual a 40°C. (Los productos delgados pueden ser templados con aire forzado debido a que la velocidad crítica de temple es baja para esta aleación.
Maduración natural: mínimo 8 días.

Estado T6

Puesta en solución y temple iguales a los del estado T4. Maduración artificial (revenido): 175°C ± 5°C durante 8 horas, o bien 185°C ± 5°C durante 6 horas.

Recocido total: 420°C, con enfriamiento lento hasta 250°C.

Recocido contra acritud: 340°C.

Obtención de piezas forjadas: De 400° a 480°C.

Propiedades Aluminio 6063.

6063 SIMAGAL 63



PROPIEDADES MECANICAS A TEMPERATURA AMBIENTE

BARRA REDONDA EXTRUIDA (EN 755-2)

Estado de tratamiento	Dimensiones mm		Rm Mpa		Rp0,2 Mpa		A %	A _{50 mm} %
	D ⁽¹⁾	S ⁽²⁾	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	mín.
O/H111	≤200	≤200		130			18	16
T4 ⁽⁴⁾	≤150	≤150	130		65		14	12
	150<D≤200	150<S≤200	120		65		12	
T5	≤200	≤200	175		130		8	6
T6 ⁽⁴⁾	≤150	≤150	215		170		10	8
	150<D≤200	150<S≤200	195		160		10	
T66 ⁽⁴⁾	≤200	≤200	245		200		10	8

TUBOS EXTRUIDOS (EN 755-2)

Estado de tratamiento	Dimensiones mm		Rm Mpa		Rp0,2 Mpa		A %	A _{50 mm} %
	e ⁽³⁾		mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	mín.
O/H111	≤ 25			130			18	16
T4 ⁽⁴⁾	≤ 10		130		65		14	12
	10 < e ≤ 25		120		65		12	10
T5	≤ 25		175		130		8	6
T6 ⁽⁴⁾	≤ 25		215		170		10	8
T66 ⁽⁴⁾	≤ 25		245		200		10	8

PERFILES EXTRUIDOS (EN 755-2⁽⁶⁾)

Estado de tratamiento	Dimensiones mm		Rm Mpa		Rp0,2 Mpa		A %	A _{50 mm} %
	e ⁽³⁾		mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	mín.
T4 ⁽⁴⁾	≤ 25		130		65		14	12
T5	≤ 3		175		130		8	6
	3 < e ≤ 25		160		110		7	5
T6 ⁽⁴⁾	≤ 10		215		170		8	6
	10 < e ≤ 25		195		160		8	6
T64 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾	≤ 15		180		120		12	10
T66 ⁽⁴⁾	≤ 10		245		200		8	6
	10 < e ≤ 25		225		180		8	6

CARACTERISTICAS GENERALES Y USOS TÍPICOS

La característica más señalada de ésta aleación es su facilidad para ser extruida.

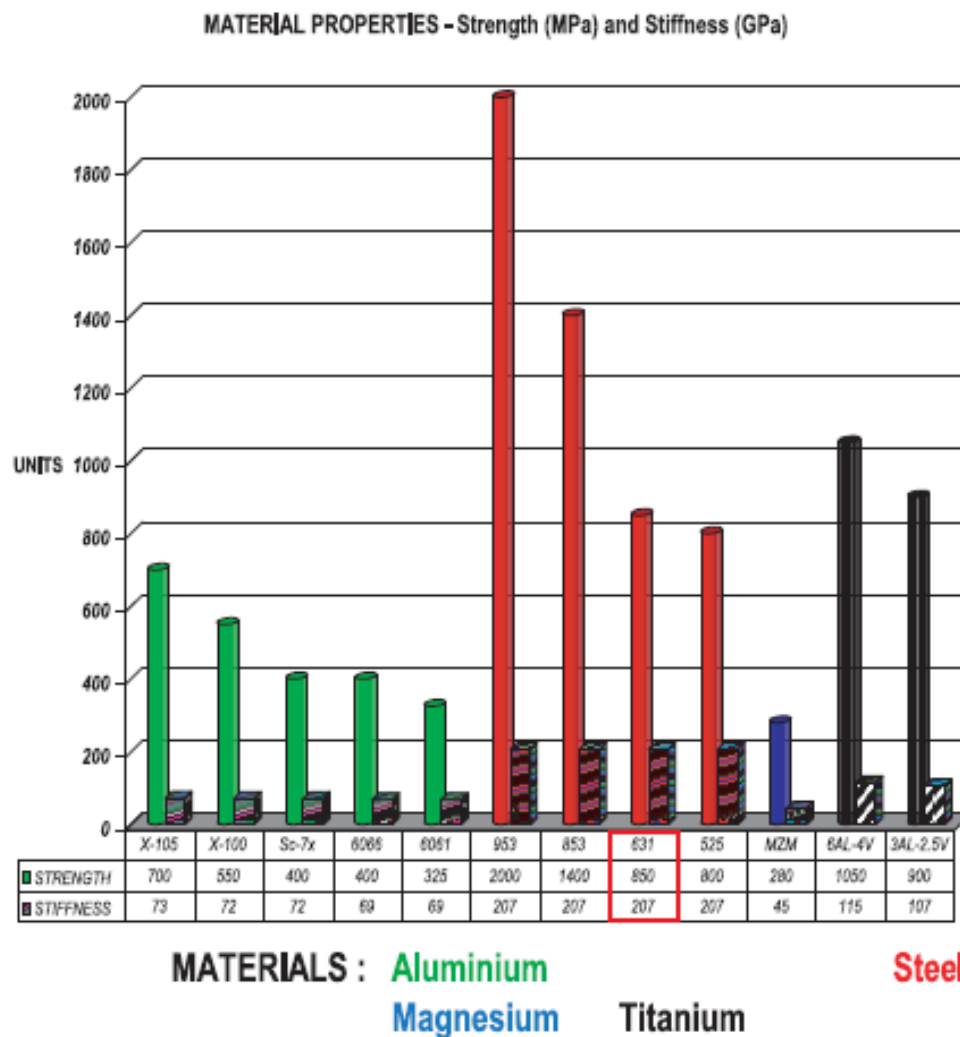
Esto la hace apropiada para muchas de aquellas aplicaciones en las que se emplee perfiles: carpintería metálica en edificación, perfiles industriales para mecanizar o no, tubos para mobiliario, manillas, pomos, herrajes y en general donde se busque una aplicación decorativa.

Propiedades Aluminio 6063.

Comparativa propiedades material chasis. Acero Reynolds 631.

Mechanical Properties – Reynolds Materials

Comparative values for UTS in MPa and Stiffness in GPa for metals used by Reynolds in previous applications to date:



N.B: figures are subject to cold-drawing methods and relevant heat-treatment options.

Propiedades Acero Reynolds 631.

Material ejes. Acero F-1250.

MARCA	DESIGNACIÓN		NORMA VIGENTE	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	NORMAS NACIONALES			
	SIMBÓLICA	NUMÉRICA									UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE
TKMI 41C4	41Cr4	1.7035	EN 10083-1	0,41	-	0,75	1,05	-	-	-	F 1202 / F 1211	42 C 4	41Cr4	5140 / 5140 H
TKMI 25CD4	25CrMo4	1.7218	EN 10083-1	0,25	-	0,75	1,05	0,22	-	-	F 222	25 CD 4	25CrMo4	4130
TKMI 34CD4	34CrMo4	1.7220	EN 10083-1	0,34	-	0,75	1,05	0,22	-	-	F 1250	34 CD 4	34CrMo4	4135 / 4137
TKMI 42CD4	42CrMo4	1.7225	EN 10083-1	0,42	-	0,75	1,05	0,22	-	-	F 1252 / F 125	42 CD 4	42CrMo4	4140 / 4142
TKMI 42CDS4	42CrMoS4	1.7227	EN 10083-1	0,42	-	0,75	1,05	0,22	-	S 0,030	F 1252 / F 125	-	42CrMoS4	-
TKMI 34CND6	34CrNiMo6	1.6582	EN 10083-1	0,34	-	0,65	1,50	0,22	1,50	-	F 128	35 NCD 6	34CrNiMo6	4337 / 4340
TKMI 30CND8	30CrNiMo8	1.6580	EN 10083-1	0,30	-	0,45	2,00	0,40	2,00	-	F 1272	30 NCD 8	30CrNiMo8	-
TKMI 36NCD16	36NiCrMo16	1.6773	EN 10083-1	0,36	-	0,45	1,80	0,35	3,85	-	F 1260 / F 126	35 NCD 16	36NiCrMo16	-
ESTADO DE SUMINISTRO		RESISTENCIA (N/mm ²) EN ESTADO BONIFICADO					MARCA							
		D ≤ 16	16 < D ≤ 40	40 < D ≤ 100	100 < D ≤ 160	160 < D ≤ 250								
Recocido, bonificado, bruto de laminación		1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TKMI 41C4
Recocido, bonificado, bruto de laminación		900 - 1100	800 - 950	750 - 850	650 - 800	650 - 800	600 - 750	-	-	-	-	-	-	TKMI 25CD4
Recocido, bonificado, bruto de laminación		1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	700 - 850	650 - 800	-	-	-	-	-	-	TKMI 34CD4
Recocido blando, bruto de laminación		1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	700 - 850	-	-	-	-	-	-	TKMI 42CD4
Bonificado		1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	700 - 850	-	-	-	-	-	-	TKMI 42CDS4
Bonificado		1200 - 1400	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	-	-	-	-	-	-	TKMI 34CND6
Bonificado		1250 - 1450	1250 - 1450	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	850 - 1000	-	-	-	-	-	-	TKMI 30CND8
Bonificado		1250 - 1450	1250 - 1450	1100 - 1300	1000 - 1200	1000 - 1200	-	-	-	-	-	-	-	TKMI 36NCD16

Propiedades Acero aleado de gran resistencia F-1250

11.2 Reglamento técnico Motostudent