



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO DE UN BASCULANTE DE FIBRA DE CARBONO
PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

Jonatan Garrido Obregón

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 10 de Septiembre de 2014

ÍNDICE

1. OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	4
2. ANTECEDENTES	5
2.1. MOTOStudent	5
2.1.1. <i>La competición</i>	5
2.1.2. <i>Fases de la competición</i>	5
3. DATOS DE PARTIDA	8
3.1. REGLAMENTO TÉCNICO	8
3.1.1. <i>La motocicleta</i>	8
3.1.2. <i>Requerimientos generales del diseño</i>	8
3.1.3. <i>Ciclística</i>	9
3.1.4. <i>Carenado</i>	13
3.1.5. <i>Motor</i>	14
3.1.6. <i>Procedimiento de verificaciones técnicas</i>	15
4. BASCULANTE.....	16
4.1. HISTORIA	16
4.2. <i>¿MONOBRAZO O DOBLE BRAZO?</i>	17
4.2.1. <i>Comparación estructural</i>	18
4.3. ANÁLISIS DE NECESIDADES.....	22
4.3.1. <i>Criterios para el basculante</i>	22
4.3.2. <i>Selección del tipo y material según los criterios</i>	23
4.3.3. <i>Tipo de fibra y matriz elegida</i>	24
5. MATERIALES COMPUESTOS	25
5.1. INTRODUCCIÓN	25
5.2. FIBRAS.....	25
5.2.1. <i>Tipos de fibras</i>	25
5.2.2. <i>Terminología de fibras</i>	29
5.3. TEJIDOS	31
5.4. MATRICES.....	35
5.4.1. <i>Matrices termoendurecibles</i>	35
5.5. ADHESIVOS, RESINAS Y MATERIALES PREIMPREGNADOS	36
6. INTRODUCCIÓN AL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA.....	41
6.1. HISTORIA	41
6.2. EL MUELLE	42
6.2.1. <i>Constante efectiva del muelle</i>	42
6.2.2. <i>Precarga y hundimiento</i>	43
6.2.3. <i>Nuestro amortiguador</i>	44
6.3. CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LA SUSPENSIÓN TRASERA	44
6.4. SISTEMAS DE BIELETAS.....	45
6.4.1. <i>Historia</i>	45

6.4.2.	<i>Tipos de sistema de suspensión</i>	46
6.5.	COMPORTAMIENTO BUSCADO.....	48
6.6.	ELECCIÓN DEL SISTEMA.....	48
7.	DISEÑO PRELIMINAR	50
7.1.	INTRODUCCIÓN.....	50
7.2.	DISEÑO CONCEPTUAL.....	50
7.3.	CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA.....	51
7.3.1.	<i>Parámetros geométricos</i>	51
7.4.	ELECCIÓN DEL TIPO DE ANCLAJES.....	53
7.5.	EVOLUCIÓN DE LOS DISEÑOS.....	55
7.6.	SELECCIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	59
7.6.1.	<i>Test de rigidez lateral</i>	61
7.6.2.	<i>Test de rigidez torsional</i>	62
7.6.3.	<i>Resultados de los análisis</i>	63
8.	ANÁLISIS DE ESFUERZOS	77
8.1.	CÁLCULOS TEÓRICOS.....	77
8.1.1.	<i>Movimiento rectilíneo</i>	78
8.1.2.	<i>Equilibrio en estado estacionario</i>	82
8.1.3.	<i>Movimiento lineal transitorio</i>	84
8.1.4.	<i>Frenada</i>	90
8.1.5.	<i>Curva en estado estacionario</i>	90
8.1.6.	<i>Cargas debidas a las irregularidades del terreno</i>	97
8.2.	CARGAS FINALES PARA UTILIZAR EN EL ANÁLISIS FEM.....	97
8.2.1.	<i>Aceleración máxima</i>	98
8.2.2.	<i>Paso por curva</i>	99
8.3.	CARGAS TRASLADADAS A CADA COMPONENTE Y PUNTO DE APLICACIÓN.....	99
8.3.1.	<i>Fuerzas en la suspensión y basculante en aceleración máxima</i>	99
8.3.2.	<i>Fuerzas soportadas por el basculante en el caso de paso por curva</i>	102
9.	ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FEM	105
9.1.	CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL BASCULANTE.....	105
9.1.1.	<i>Mallado</i>	108
9.1.2.	<i>Definición de materiales</i>	109
9.1.3.	<i>Ensayo 1. Paso por curva</i>	113
9.1.4.	<i>Ensayo 2. Aceleración máxima</i>	123
9.1.5.	<i>Elección del aluminio</i>	126
9.2.	CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE LA SUSPENSIÓN.....	126
9.2.1.	<i>Balancín o Rocker</i>	126
9.2.2.	<i>Links</i>	131
10.	FABRICACIÓN DE LAS VIGAS DE CARBONO	134
11.	CONCLUSIONES	139
12.	TRABAJOS FUTUROS	141
13.	BIBLIOGRAFÍA	142

14.	ÍNDICE DE FIGURAS	144
15.	ÍNDICE DE TABLAS	147
ANEXO 1:	PLANOS.....	148

1. OBJETIVOS DEL PROYECTO

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

El proyecto se ha realizado utilizando el software CATIA V5 R21 para el diseño y rediseños en detalle de la geometría de los múltiples componentes y ANSYS para el análisis y simulación mediante elementos finitos de cada prototipo.

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

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

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

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

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

2. ANTECEDENTES

2.1. MotoStudent

2.1.1. La competición

La competición MotoStudent, promovida por la Fundación Moto Engineering Foundation (en adelante MEF), es un desafío entre equipos de diferentes universidades de todo el mundo. Consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición con motor de pequeña cilindrada (250 c.c. y 4T) que competirá, previa evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevaran a cabo en las instalaciones de MotorLand Aragón.

La competición en sí misma representa un desafío para los estudiantes, donde tendrán que poner a prueba su creatividad y sus habilidades para innovar, aplicando directamente sus capacidades como futuros ingenieros o técnicos especializados contra otros equipos de todo el mundo durante un periodo de tres semestres. MotoStudent permite a los equipos la máxima flexibilidad para diseñar, con muy pocas restricciones en la “toma de decisión” del diseño general de la moto, por lo que los vehículos o proyectos que participan en la competición deberán cumplir con un mínimo de requerimientos de seguridad y dimensiones en las áreas designadas.

El desafío para los equipos es desarrollar una moto que sea capaz de pasar con éxito todos los tests y pruebas a lo largo de la competición MotoStudent. Se pide a los equipos que jueguen el papel de una firma de motos, por lo que tendrán que diseñar, fabricar y evaluar un prototipo de moto de competición destinado al público no profesional, de fin de semana y el mercado de competición. Los equipos tendrán que ponerse en la situación de vender su producto al "público general", como si de una fábrica de motos se tratara como en cualquier otro proyecto industrial. Por ello el desafío no es solo un proyecto de ingeniería, sino la creación de un modelo empresarial también.

Aspectos como la aceleración, frenada, manejabilidad y durabilidad serán evaluados durante el evento de MotoStudent en el circuito de MotorLand Aragón. Otros factores en el diseño a tener en cuenta son: fabricación, aspectos económicos, ergonómicos, estéticos, mantenimiento, innovación en el diseño y fiabilidad.

2.1.2. Fases de la competición

Como si de un equipo de motociclismo de competición se tratara se tenía que buscar tanto el apoyo financiero mediante patrocinadores, como el técnico mediante componentes, asesoría, etc.

Tras obtener el importe mínimo para asegurar la competición se realiza la inscripción y se pasa a la siguiente fase, la fase de diseño. Se debe diseñar completamente la motocicleta

cumpliendo con un reglamento técnico y organizativo, siguiendo los plazos fijados y ajustándonos a lo que disponemos tanto económicamente como a los recursos facilitados por la universidad, patrocinadores y colaboradores.

A lo largo de todo el proceso también será preciso realizar numerosas pruebas de diseños, componentes, y puesta a punto de un prototipo que permita realizar los ajustes pertinentes que garanticen una mínima competitividad de la moto durante la competición. Además también se deberá estar atento a las posibles modificaciones que pueda realizar la Organización respecto a cualquiera de los aspectos que engloban a la competición, ya que se encuentra abierta a cualquier tipo de reajuste en función de la marcha de los acontecimientos.

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

- Presentación de diseño cerrado. Antes del 31 de Mayo de 2014 los equipos participantes presentarán a la Organización información gráfica en detalle del prototipo que será guardada por la Organización. Esta información deber permitir a los jurados, sin manipulación informática alguna, verificar los futuros prototipos. Esta documentación sólo será analizada por los jurados en las jornadas de competición y validarán que el prototipo presentado responde a esa información.
- Los grupos presentarán un prototipo para que sea revisado por los inspectores conforme a los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.
- Por otra parte se realizará una mínima prueba de funcionamiento en parque cerrado. La prueba consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia.
- También presentarán en el stand preparado por la organización los paneles informativo que consideren convenientes.
- El proyecto industrial será definido ante un jurado de expertos elegidos por la organización.
- Las pruebas de seguridad en banco pretenden ser una garantía de robustez, fiabilidad y seguridad ante las pruebas en circuito. Así las motos deberán superar las siguientes pruebas:
 1. Prueba de resistencia de chasis según especificaciones de reglamento técnico.

2. Prueba de frenada en banco de rodillos según especificaciones de reglamento técnico.
 3. Prueba de rodillos según especificaciones de reglamento técnico.
- Los equipos que hayan superado las pruebas de seguridad pondrán pasar a la fase MS2 en la que la moto ya podrá rodar en pista. En caso de no pasar las pruebas de seguridad el equipo quedará excluido de la fase MS2 pero podrá competir en la MS1.
 - Carrera en el circuito de Alcañiz .

La competición de MotoStudent es sobre todo una competición ingenieril, no se puede resumir solo en una carrera. El ganador será el equipo que consiga la mayor cantidad de puntos en las distintas fases. La evaluación corresponderá en cada caso a un jurado designado por la organización, ésta es la forma en que se repartirán los puntos:

1. Fase MS1, 500 puntos en total como máximo divididos en:

- Diseño del vehículo: 75 puntos
- Análisis y cálculos técnicos: 125 puntos
- Proyecto de innovación tecnológica: 100 puntos
- Definición del sistema de fabricación e industrialización: 125 puntos
- Análisis de costos del desarrollo del prototipo y del proceso industrial de fabricación: 75 puntos

2. Fase MS2, 500 puntos en total como máximo divididos en:

- Pruebas dinámicas: 250 puntos
- Carrera: 250 puntos

3. DATOS DE PARTIDA

Para comenzar con el diseño del basculante tendremos que tener en cuenta las pautas establecidas por la Organización estableciendo las limitaciones y libertades que hacen que la motocicleta que vayamos a fabricar sea validada y pueda competir en el evento.

3.1. Reglamento técnico

Se dispone de un reglamento técnico, que contiene la norma reguladora de la competición, establecido desde la Organización. Con este reglamento se pretende acotar en la medida de lo posible la gran variedad de prototipos que pudiesen fabricar, para que la competencia entre los distintos participantes sea lo más objetiva posible.

Por lo tanto lo primero que tenemos que tener en cuenta antes de empezar a diseñar nada es el análisis detallado de toda la reglamentación técnica, para saber qué es lo que se puede y no se puede hacer con respecto al diseño de la motocicleta y más concretamente del basculante, que es de lo que nos encargaremos en este proyecto. así que prestaremos especial atención a todo aquel elemento relacionado o que tenga influencia con el basculante.

3.1.1. La motocicleta

El objetivo de la competición es la construcción de un vehículo de dos ruedas a motor de combustión interna. Dicho vehículo será concebido para el pilotaje de un solo ocupante.

La motocicleta deberá ser un prototipo diseñado y construido para la competición de carreras de velocidad.

3.1.2. Requerimientos generales del diseño

3.1.2.1. Dimensiones y pesos

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

- La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares (o manillar en su caso) ha de ser de 450 mm. (Figura 3.5)
- El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realiza con la motocicleta descargada (sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento. (Figura 3.5)

- La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100 mm en cualquier situación de compresión de suspensiones y reglajes de geometrías. (Figura 3.5)
- Límite posterior. Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero. (Figura 3.5)
- Los neumáticos deberán tener una tolerancia mínima de 15 mm con cualquier elemento de la motocicleta en toda posición de la misma y reglaje de geometría.
- La anchura máxima del asiento debe ser de 450 mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento de la motocicleta del asiento hacia detrás excepto el sistema de escape. (Figura 3.5)
- La masa mínima del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos no deberá ser inferior a 95 kg en cualquier momento de las pruebas. La masa se podrá verificar tanto al inicio, durante y final de la competición.
- Está permitido lastrar el vehículo para alcanzar la masa mínima.

3.1.3. Ciclística

3.1.3.1. Bastidor

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

- No está permitido fabricar el chasis en titanio ni en aleaciones de titanio.
- El bastidor definitivo a presentar en la competición deberá haber superado el proceso de homologación por parte de la organización.
- No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Debe de tratarse de un chasis prototipo de fabricación propia.

3.1.3.2. Suspensiones

Suspensión delantera

En el caso de diseño de suspensión en base a tipo de horquilla se deberá utilizar la proporcionada por la organización.



Figura 3.1: Suspensión delantera proporcionada por la organización.

La horquilla proporcionada por la organización no puede ser modificada estructuralmente. Está permitido el reglaje de la horquilla solo en base a cambio de muelles y fluidos hidráulicos.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión delantera.

Si se define otro tipo de suspensión no podrán utilizarse sistemas activos o semiactivos y/o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión.

Suspensión trasera

En el caso de uso de amortiguador en la composición de la suspensión trasera se deberá utilizar el proporcionado por la organización.

El amortiguador proporcionado por la organización no puede ser modificado estructuralmente. Se permite el reglaje del amortiguador solo en base a cambio de muelles y fluidos hidráulicos.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión trasera.

No podrán utilizarse sistemas activos o semiactivos y/o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión.



Figura 3.2: Amortiguador proporcionado por la organización.

3.1.3.3. Dirección

En todo el recorrido de giro de la dirección no deberá existir ningún elemento que interfiera en una tolerancia de 30 mm entorno a los puños del manillar y accionamientos. El objetivo es evitar daños en las manos y dedos del piloto en caso de caída. (Figura 3.5).

El ángulo mínimo de giro de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta. (Figura 3.5).

El ángulo de giro de la dirección deberá estar limitado con un tope a cada lado.

Está permitido el uso de amortiguador de dirección.

3.1.3.4. Frenos

La motocicleta deberá disponer tanto de freno delantero como freno trasero.

Freno delantero

Deberá utilizarse el conjunto de freno delantero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas y disco de freno. Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un

diámetro mínimo de 18 mm. La esfera podría estar rectificada con un plano de una anchura mínima de 14mm, los bordes del plano han de ser redondeados.

Freno trasero

Deberá utilizarse el conjunto de freno delantero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas y disco de freno. Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm. La esfera podría estar rectificada con un plano de una anchura mínima de 14 mm, los bordes del plano han de ser redondeados.

3.1.3.5. Estriberas

Como requisito deberán tener protegidos los extremos con un tope de nilón de un radio mínimo de 8 mm. Deberán disponer de protectores laterales para evitar que la bota del piloto pueda interferir con elementos móviles como cadena o neumático trasero.

3.1.3.6. Manillar

La anchura del manillar medida entre los extremos de los puños no podrá ser inferior a 450mm. (Figura 3.5)

Las puntas del manillar deberán ir protegidas con un tope de nilón redondeado de un radio mínimo de 8 mm.

No está permitido el uso la de manillares o semimanillares construidos en aleación ligera.

Los soportes del manillar o semimanillares deberán estar diseñados con el fin de minimizar el riesgo de fractura en caso de caída. Se deberán utilizar radios mínimos de 2 mm en el anclaje para facilitar deformaciones sin fractura.

3.1.3.7. Basculante

El basculante deberá ser de fabricación propia. Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante.

Es obligatorio el uso de un protector de cadena que impida la interferencia entre el cuerpo del piloto y el punto de engrane cadena-corona en la rueda trasera.

3.1.3.8. Llantas y neumáticos

La organización suministra las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación, salvo en anclajes de disco salvaguardando en todo caso la rigidez de las mismas.

Sus dimensiones serán:

- Delantera, 2,75" x 17"
- Trasera, 3,75" x 17"



Figura 3.3: Llanta proporcionada por la organización.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de las ruedas.

Los ejes de la rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30 mm.

3.1.4. Carenado

Restricciones dimensionales

Todos los bordes y acabados del carenado han de ser redondeados. Radio mínimo 1mm.

La anchura máxima del carenado será de 600mm. (Figura 3.5)

Límite frontal: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

Límite posterior: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical posterior trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático trasero.

Lateralmente: El carenado no podrá cubrir lateralmente al piloto a excepción de los antebrazos (esta excepción solamente en posición de mínima resistencia aerodinámica del piloto). La llanta posterior no podrá cubrir-se en más de 180°.

Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150 mm.

La utilización de guardabarros no es obligatoria.

El guardabarros delantero no podrá cubrir más de 135° de la circunferencia del neumático medido desde la parte posterior del neumático con origen del ángulo en la horizontal que pasa por el eje de rueda. En esos 135° las dimensiones del guardabarros son libres.

Esta permitido el uso de alerones como pieza del carenado. Deberán no superar la anchura del carenado o del colín ni superar la altura de los extremos del manillar. El radio mínimo será de 2 mm. Se permite el uso de dispositivos móviles aerodinámicos.

Seguridad

Todos los sobraderos de la motocicleta deberán redirigirse a un depósito de un mínimo de 250 c.c. de capacidad para evitar vertido de líquidos. (Sobradero de aceite cárter, depósito de gasolina, refrigerante).

3.1.5. Motor

Se deberá utilizar el motor entregado por la competición, el cual se entregara sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna.

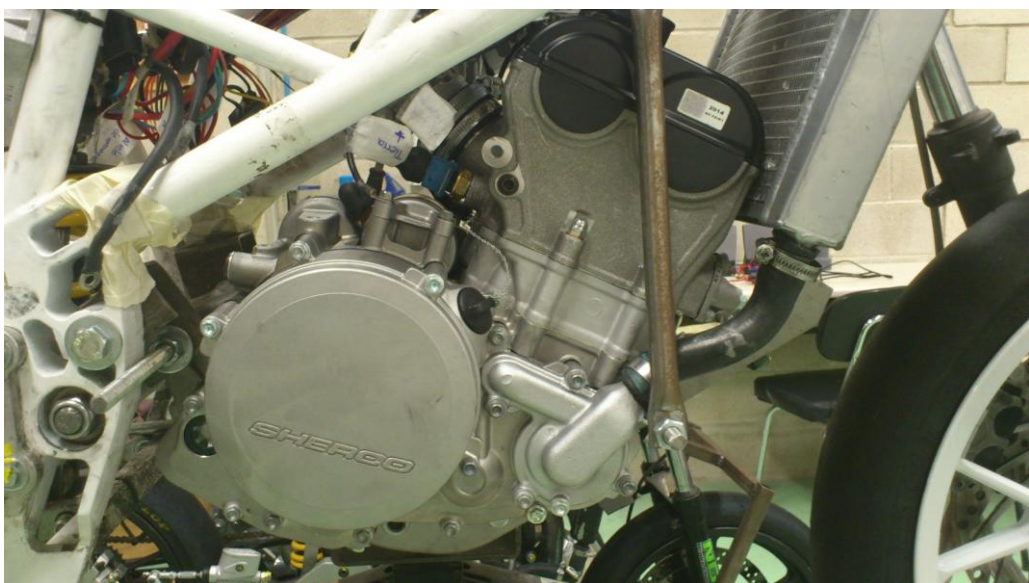


Figura 3.4: Motor proporcionado por la organización.

3.1.6. Procedimiento de verificaciones técnicas

Para el control y verificación de vehículos se creará una ficha por cada prototipo. Este documento será rellenado por los verificadores técnicos en la fase previa a la competición. Una vez contrastados todos los apartados se deberá dar la calificación de “apto” para poder participar en las diferentes pruebas. Tras la verificación se fijará un adhesivo de la organización comprobante de la aceptación del prototipo.

3.1.6.1. Verificación de cotas generales

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

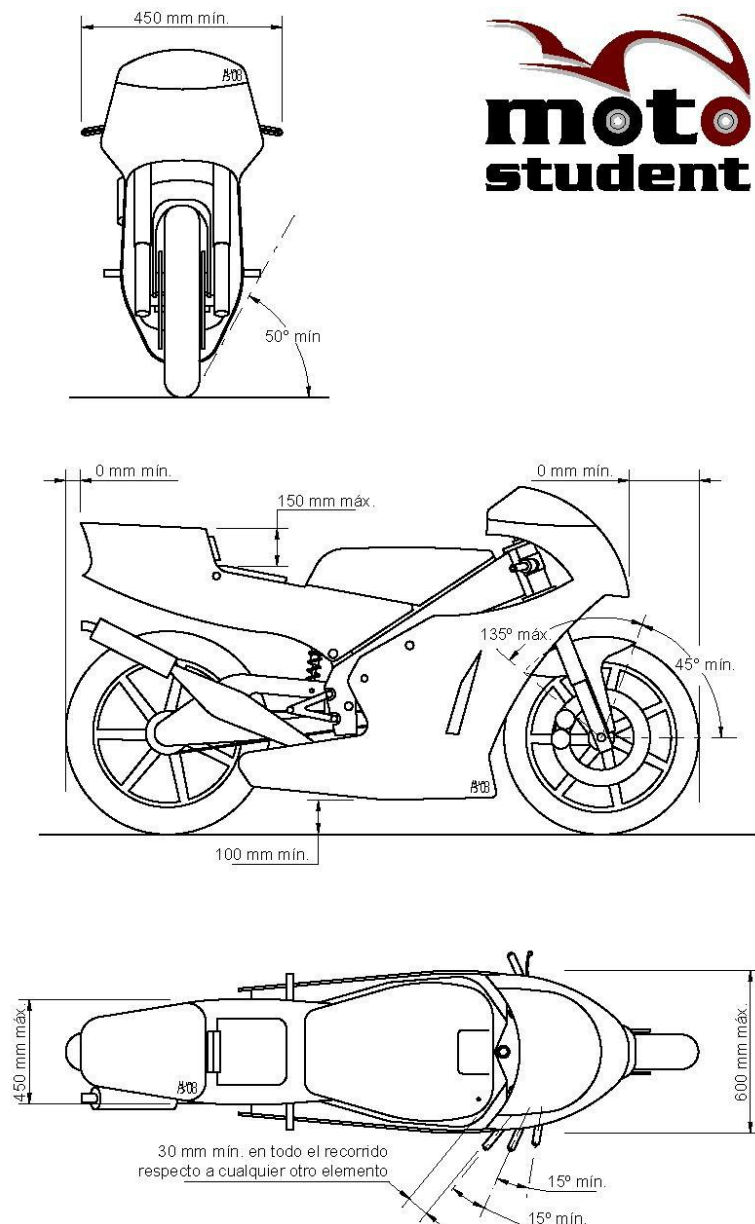


Figura 3.5: Cotas generales a revisar

4. BASCULANTE

4.1. Historia

La función del basculante es la sujeción de la rueda trasera permitiéndola un movimiento circular alrededor de un eje.

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

El primer tipo de basculante consistía en un eje con dos brazos laterales, este sistema tenía un problema claro de torsión que se solucionaba con la colocación de dos amortiguadores en cada brazo para controlarla.

Los primeros basculantes eran de sección redonda y no eran resistentes prácticamente ante ningún esfuerzo, cuando se dieron cuenta de que el basculante era una parte determinante para conseguir buena maniobrabilidad en la moto se empezaron a reforzar cambiando la sección a una cuadrada o rectangular mejorando así su comportamiento a flexión. Finalmente comprobaron que triangulando se conseguía un mejor control de la flexión en cada brazo del basculante, con esta triangulación se mejoró el problema de torsión asegurando la alineación de las dos ruedas en las curvas. Esta triangulación puede ser por la parte superior o inferior al eje de giro.

Según se reforzaron los basculantes se comprobó que mejoraba el comportamiento dinámico de la motocicleta introduciendo vigas transversales y haciéndolos macizos llegando a una gran robustez. Como en la mayoría de componentes en la competición, en los basculantes se busca un compromiso entre rigidez y peso.

La flexibilidad del basculante permite que la rueda se mueva hacia los lados creándose ángulos de comba y de deriva y por lo tanto fuerzas de dirección. La figura 4.6 (al final de este apartado) muestra estos modos de deformación y su efecto en la orientación de la rueda. Como estas acciones sobre la dirección no están bajo el control directo del piloto, podemos pensar que van en detrimento del comportamiento dinámico y de la estabilidad, pero en cierto modo actúan de forma parecida al avance de la rueda delantera. Tanto la variación del ángulo de comba como el ángulo de deriva actúan oponiéndose a la fuerza perturbadora, y por lo tanto en algunos casos realmente pueden producir una distorsión menor en la dirección. En general la rigidez estructural de los componentes de un basculante hoy en día ya ha alcanzado un nivel que puede causar problemas para absorber los baches en las curvas, y algunos fabricantes están introduciendo de forma deliberada cierta flexión controlada.

4.2. ¿Monobrazo o doble brazo?

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



Figura 4.1: Basculante monobrazo Suzuki GSR-X



Figura 4.2: Ejemplo de basculante doble brazo

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

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

- Rigidez estructural.
- Peso total.
- Masa no suspendida.

4.2.1. Comparación estructural

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

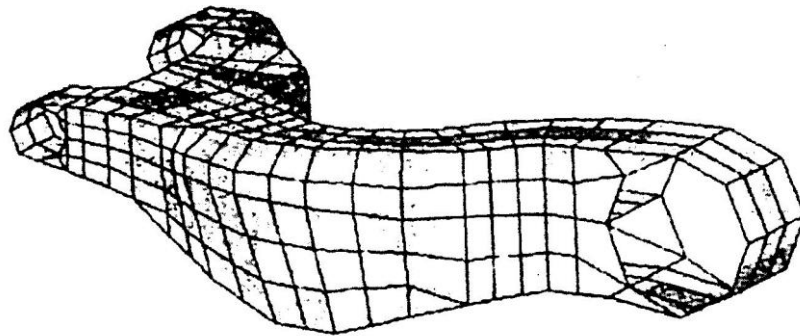


Figura 4.3: Modelo de basculante

Las características de la deformación de un basculante de dos brazos dependen en gran medida de la naturaleza y la rigidez del eje de la rueda y de su método de anclaje. El peor caso lo encontramos en aquellos basculantes que tienen una fina chapa en su extremo con una ranura para el ajuste de la cadena, este caso se acerca mucho al de un eje con articulaciones en ambos extremos. El mejor caso probablemente lo podremos encontrar en máquinas con transmisión final por cardán, que suelen tener un eje con un anclaje muy rígido. La figura 4.4 muestra el patrón de deformación de dos casos extremos. En el primero el eje no aporta ningún efecto rigidizador y en el segundo el eje tiene una unión completamente sólida con el basculante. En el mundo real, un basculante estaría en algún lugar entre estos dos extremos y los resultados que veremos más adelante son un promedio de estos dos valores extremos.

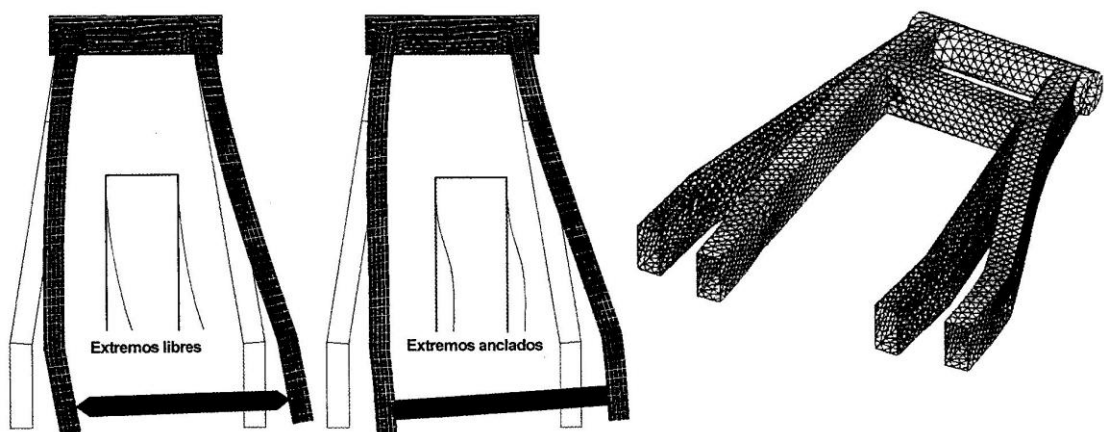


Figura 4.4: Deformación de dos casos extremos de basculantes

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

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

Para hacernos una idea acerca de si alguno de los dos tipos de construcción, monobrazo o doble brazo, tiene una ventaja estructural importante sobre el otro vamos a considerar unos análisis por elementos finitos de ejemplos simples de cada tipo, en acero, y después compararemos los resultados. Cada tipo se ha analizado de dos formas, tal y como se muestra en las imágenes 4.4 y 4.5. El ejemplo de dos brazos se analiza tanto con un segundo tubo transversal de refuerzo, como sin él. El monobrazo con y sin un refuerzo de chapa por detrás del tubo de pivotamiento. En ambos casos se utilizan brazos de 457 mm. de longitud, y ambos tienen tubos de pivotamiento idénticos, de 203 mm. de ancho, 44.4 mm. de diámetro y 3.17 mm. de espesor de pared. Para el diseño tradicional de dos brazos, estos están contruidos con chapa de 51 x 25 x 1.59 mm. Esta es una configuración típica utilizada por muchos fabricantes de piezas especiales. El basculante monobrazo que vamos a analizar es el que montaba la Q2, que empleaba un tubo de 76 mm. de diámetro con una pared de 1.59 mm. Así que ambos casos corresponden a ejemplos prácticos.

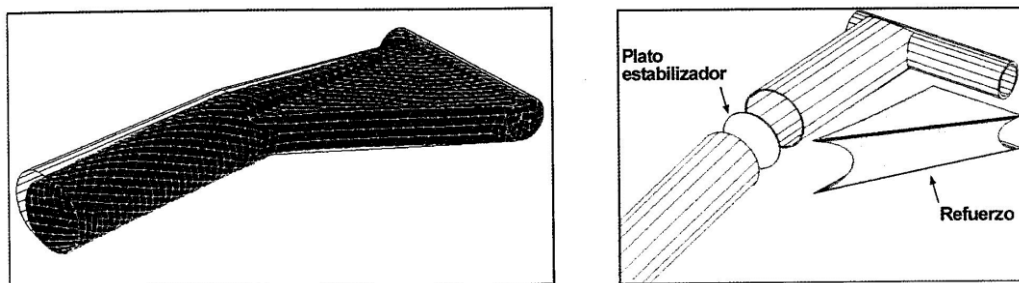


Figura 4.5: Basculante con refuerzo

La figura 4.6 muestra las deformaciones de la rueda que hemos considerado y los resultados de los análisis. Se muestran como un porcentaje del resultado más rígido en cada caso. Podemos ver que en los dos ejemplos que analizamos ninguno tiene una ventaja clara sobre el otro. El monobrazo reforzado y el basculante de dos brazos reforzado con un segundo tubo transversal tienen prácticamente la misma rigidez en lo que se refiere a la variación del ángulo de comba. En cuanto al desplazamiento lateral, el monobrazo es casi el doble de rígido, pero la situación es la contraria en el ángulo que gira la rueda (ángulo de guiñada). En el ejemplo de dos brazos la resistencia de la rueda a girar con un movimiento de guiñada depende mucho de la disposición del diseño. Por ejemplo si los dos brazos son paralelos, tendremos un ángulo de giro muy pequeño a pesar de la flexibilidad lateral de los brazos. Por el contrario, si los brazos se abren hacia la parte trasera, como suele ocurrir casi siempre en la práctica, entonces la rueda girará cierto ángulo, tal y como podemos ver

en la figura 4.6. Así pues, resulta complicado generalizar sobre las características del diseño de doble brazo. Para ello hay que estudiar los detalles de ejemplos específicos.

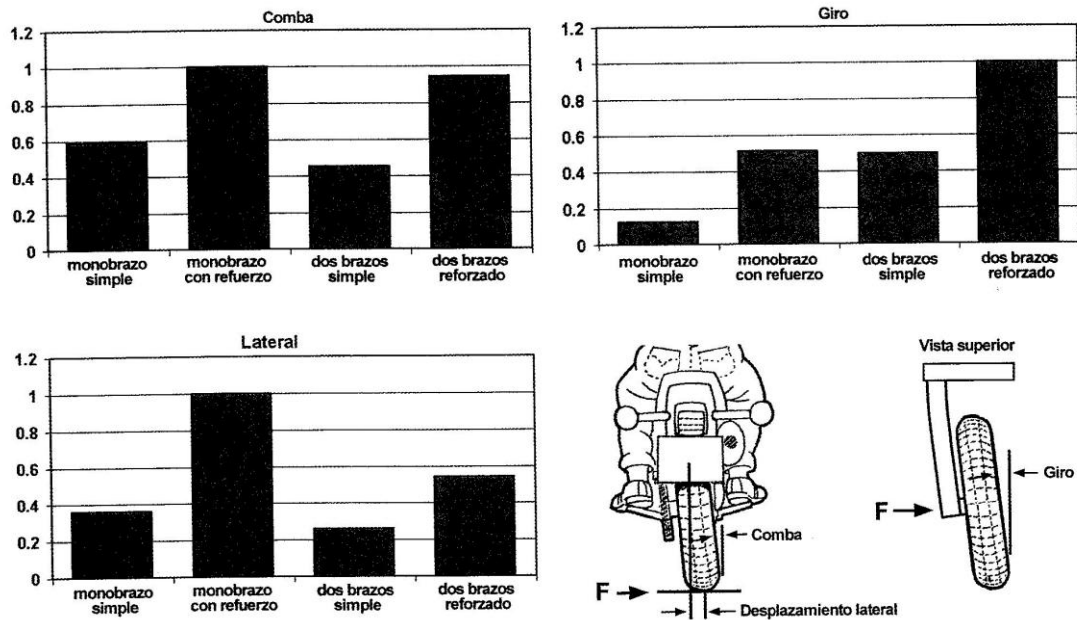


Figura 4.6 : Resultados de la comparación por elementos finitos. Los valores de rigidez se muestran en función del mejor de cada caso. El dibujo de abajo a la derecha muestra los 3 tipos de desplazamiento que se consideran en el análisis, cuando sometemos al conjunto a una fuerza lateral (F) en el punto de contacto del neumático con la carretera.

Está claro que la adición del refuerzo del basculante monobrazo y del segundo tubo transversal en el basculante de doble brazo es muy eficiente a nivel estructural. En cada caso la rigidez global se multiplica aproximadamente por dos a cambio de un pequeño aumento de peso. Así pues, parece que ambos tipos de basculante se pueden construir para que tengan un comportamiento estructural satisfactorio. Las diferencias en los valores de rigidez que hemos obtenido con estos ejemplos son menores que las que se podrían obtener con cualquier otro diseño dependiendo del diseño de detalle, por lo que la decisión sobre qué tipo elegir normalmente estaría basada en otra clase de consideraciones. La facilidad para el cambio de rueda podría ser un punto definitivo a favor del monobrazo, especialmente en carreras de resistencia, pero existen otras consideraciones como el coste, la facilidad de ajuste de la cadena, la facilidad para conseguir las tolerancias de fabricación necesarias, la estética, la tradición y otras.

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

4.3. Análisis de necesidades

4.3.1. Criterios para el basculante

Para realizar una correcta elección final del tipo y material del basculante a fabricar primero estudiaremos cuales son todas las necesidades funcionales que debe cumplir. Para ello realizamos una búsqueda intuitiva de forma que obtenemos la gran mayoría de requerimientos funcionales.

Rigidez y peso

Los objetivos principales en el diseño de un basculante son la ligereza y la rigidez. La rigidez va a ser el factor fundamental ya que es la que va a influir en el comportamiento de la motocicleta, con una alta rigidez se asegura la alineación de las dos ruedas ante diferentes esfuerzos, pero como es habitual siempre se debe tener cierto compromiso con el peso.

Es una de las características principales de un basculante. La estructura de la moto debe ser capaz de mantener los parámetros geométricos dentro de unos valores adecuados ante todas las condiciones de carga que preveamos que pueden tener lugar. La rigidez está relacionada con la deformación temporal que sufre la estructura cuando le aplicamos una carga y después la descargamos. Por lo tanto trataremos de diseñar un basculante lo más rígido posible.

Cargas

El basculante tendrá que ser capaz de soportar todas las cargas sin entrar en la zona plástica del material. Habrá situaciones en las que soportará el peso de todos los componentes, del piloto, debido a la transferencia de cargas. También hay que tener en cuenta las reacciones en los neumáticos así como las cargas dinámicas que se generen en el funcionamiento de la moto.

Material

El material seleccionado influirá tanto en el diseño como en el coste del prototipo, ya que va ligado a la dificultad de fabricación.

Fabricación

Influirá mucho en el resultado final la dificultad de llevar a cabo el diseño planteado, así como la disponibilidad de tener una empresa o personal cualificado que pueda realizar el planteamiento deseado.

Espacio

Hay que tener en cuenta la fácil accesibilidad a los elementos modificables de la motocicleta, para poder asegurar cambios o ajustes de manera rápida, algunos de estos pueden ser el ajuste de la precarga del amortiguador, el ajuste del tiro de la cadena o incluso el cambio de neumáticos.

Variabilidad

Se tratará de realizar un diseño que nos permita hacer cambios en la geometría de la moto debido a decisiones conjuntas con los otros departamentos del equipo, como pudiera ser la posición de la rueda trasera o la posición del anclaje con el amortiguador.

Montaje

El basculante tendrá que ser diseñado para que sea fácil el montaje de todos los elementos que componen la suspensión trasera. Además para ello se tendrán que utilizar herramientas estándares.

Estética

Al tratarse de una competición de ingeniería donde se valora tanto el diseño como la innovación es importante que la estética del basculante sea buena. Además para el piloto y para cualquier usuario de motos es importante que el basculante le transmita sensación de seguridad a primera vista. Se conseguirá junto con unos buenos datos de rigidez en el conjunto.

4.3.2. Selección del tipo y material según los criterios

Habrá que buscar una solución de compromiso entre las ventajas e inconvenientes de los distintos criterios.

Para empezar con el diseño debemos tomar la decisión sobre el tipo de basculante que vamos a realizar, monobrazo o de doble brazo. Vamos a comparar estas dos variantes según la rigidez, peso, espacio, facilidad de diseño y fabricación.

Rigidez y peso

Ambos casos pueden llegar a los mismos valores de rigidez, aunque el de un solo brazo para lograrlo tenga que ser a costa de aumentar su peso debido a los refuerzos. por tanto este criterio no nos ayudará mucho a tomar la decisión.

Espacio

Va a ser un factor importante de diseño, ya que en la parte posterior de la moto hay un gran número de elementos y articulaciones. El basculante monobrazo ocupa sólo el lado de

la cadena (lo que complica el diseño), y además nos dificultaría el anclaje del sistema de bieletas, mientras que en el de doble brazo reforzado, esta unión es más sencilla y el paso de la cadena se hace más sencillo ya que libera el espacio de esa zona. Si fuese transmisión por cardan, sería más aconsejable utilizar el monobrazo, o en carreras de resistencia, ya que facilita el cambio de rueda.

Facilidad de diseño y fabricación

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

Por todo lo dicho anteriormente se decide finalmente por el basculante de doble brazo.

En cuanto al material hay dos materiales comúnmente más utilizados el aluminio y el acero, ya sea en perfiles o en tubos. Hay otra variante poco utilizada que sería la fabricación en material compuesto, concretamente en fibra de carbono.

Nos decantamos por ésta última por cumplir con los criterios anteriormente citados, ya que nos aporta una gran rigidez con una reducción del peso, puede soportar elevadas cargas y es un elemento estético e innovador, lo cual hará que se valore por parte del jurado al tratarse de una competición de ingeniería.

Debido a que en el reglamento de MotoStudent se especifica está prohibido el uso de compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante se ha optado por hacer una mezcla de piezas de aluminio y piezas de fibra de carbono que serán ensambladas mediante unión adhesiva con resina epoxy.

4.3.3. Tipo de fibra y matriz elegida

Vamos a trabajar con el programa Ansys y con su extensión para materiales compuestos, el Composite PrePost, para la realización de los cálculos FEM. Su librería dispone de distintos tipos de fibra y matrices. Escogemos una fibra de carbono de 230 GPa, que es una fibra convencional, muy utilizada en la industria.

Dentro de este tipo de fibra tenemos dos vertientes, "wet" y "prepeg". Usaremos la wet (impregnado) para la simulación, aunque probablemente a la hora de fabricar utilizemos un prepeg (preimpregnado), que es un tipo de fibra que ya lleva incorporado la resina epoxy en sí misma, a diferencia del wet que tenemos que ponerla nosotros. El prepeg es mejor que el wet por lo que si logramos en la simulación obtener un buen resultado aumentaremos en la realidad su coeficiente de seguridad. De entre las matrices existentes, como pudiera ser de poliamida, poliéster, polieteramida, epoxy.....utilizaremos ésta última, más común y fácil de curar que las demás, con unas propiedades suficientemente buenas para las piezas que vamos a diseñar.

5. MATERIALES COMPUESTOS

5.1. Introducción

Un material compuesto es la unión de dos materiales homogéneos para conseguir un nuevo material en donde las características serán una mezcla de los materiales homogéneos primitivos.

El proceso de fabricación de los materiales compuestos es importante. El material adquiere sus propiedades en el proceso de fabricación. A diferencia de otros materiales las propiedades de la pieza dependen del proceso y no del material. El material tiene una potencialidad.

El desarrollo de los materiales compuestos es reciente. Al inicio se mezclan resinas con fibra de vidrio para construir carenados o cascos de embarcaciones.

En un material compuesto se busca aumentar la rigidez de los plásticos. La poca rigidez de éstos da problemas de estabilidad. Se alcanza alta rigidez pero también interesa alta resistencia. Las fibras aportan rigidez y resistencia mecánica pero hay que mantener el peso bajo.

5.2. Fibras

5.2.1. Tipos de fibras

Existen muchas fibras disponibles, las más comunes son la fibra de vidrio, aramida y de carbono:

Fibra de vidrio

Tal como su nombre implica, la fibra de vidrio está hecha de hebras de cristales de sílice fundido las cuales son trenzadas juntas y tejidas en una tela. Hay muchos diferentes trenzados de fibra de vidrio disponible, dependiendo de la aplicación particular. La extensa disponibilidad de fibra de vidrio y su bajo costo han hecho de ésta una de las más populares fibras de refuerzo. La fibra de vidrio tiene mayor peso y menor resistencia que la mayoría de fibras. La fibra de vidrio en el pasado ha sido aplicada en aplicaciones no estructurales. El trenzado duro y la resina de poliéster hacen a la pieza frágil.

Los dos tipos comunes de fibra de vidrio son *E-glass* y *S-glass*. El *E-glass* es conocido como cristal eléctrico por su alta resistividad. El *E-glass* está compuesto por cristales de borosilicato el cual es el tipo de fibra de vidrio más usado como fibra de refuerzo. El *S-glass* es un cristal de silicato-alúmina-magnesia. El *S-glass* es usado donde la alta resistencia a la tensión de la fibra de vidrio es necesaria.

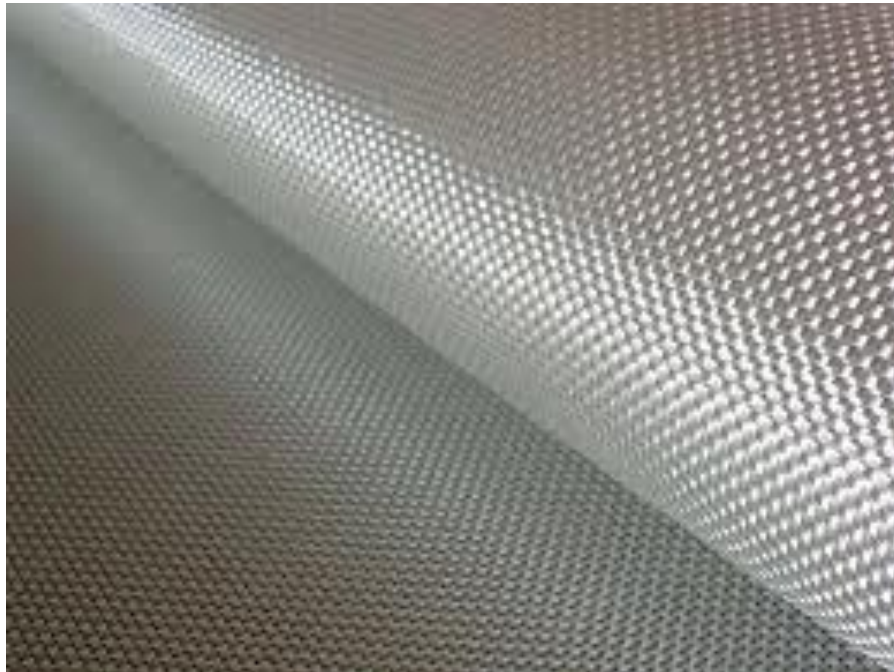


Figura 5.1: Tela de fibra de vidrio

Cuando es usado con nuevos tipos de matrices y con el apropiado uso de las ciencias en fibras, la fibra de vidrio es una excelente fibra de refuerzo y es usado hoy en día en aplicaciones de compuestos avanzados. Algunas de los nuevos compuestos de fibra de vidrio se comparan favorablemente en términos de relaciones resistencia/peso con los materiales tradicionales, tales como el aluminio. Mediante el uso de métodos muy inteligentes para combinar fibra de vidrio con otras fibras más caras, tales como el Kevlar o el carbón/grafito, un material híbrido puede ser producido que rinda a bajo costo un material de alta resistencia. Esta mezcla de fibras para formar híbridos es una ciencia exacta que permite un pequeño margen de error.

Aramida

Una fibra de aramida es usualmente caracterizada por su color amarillo, bajo peso, excelente resistencia a la tensión y remarcada flexibilidad. Aramida es el nombre que se le da a fibras de poliamida aromática. Las fibras de aramida son popularmente conocidas como Kevlar. El Kevlar es una marca registrada de *El DuPont Company*. El Kevlar ordinariamente se estirará una gran cantidad antes de romperse. La resistencia a la tensión de las mejores aleaciones de aluminio está alrededor de los 450 MPa, eso es alrededor de un cuarto de la resistencia del Kevlar. Sin embargo el objetivo no es necesariamente tener partes resistentes, más bien se prefiere tener una parte que pese mucho menos. Usando el Kevlar, un componente puede ser fabricado con al menos la resistencia de su equivalente metálico, con una fracción de peso.

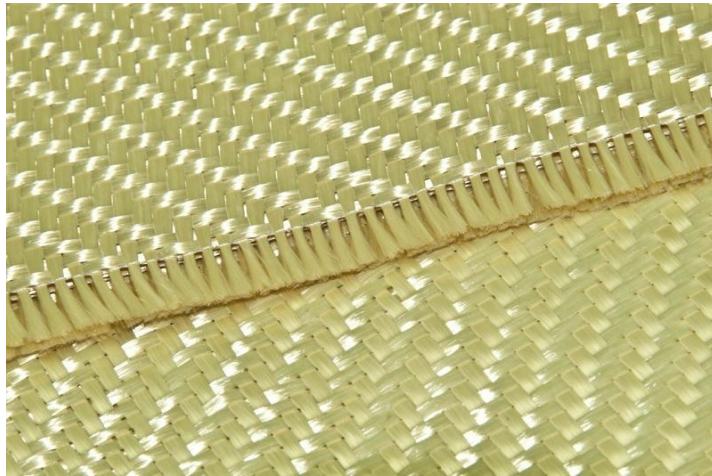


Figura 5.2: Tela de fibra de aramida

El Kevlar de aviación es conocido como *Kevlar 49*. El *Kevlar 29* es usado para botes y el *Kevlar 129* es un material a prueba de balas. Una concepción equivocada acerca de la aramida es que su tejido es a prueba de balas. La aramida de los chalecos a prueba de balas es típicamente hecho de un diferente trenzado, peso y proceso que la usada en otros componentes como por ejemplo la aviación y también omite el material matriz, el cual tenderá a ser una parte más frágil. Dicho chaleco es hecho con múltiples capas de tejidos de Kevlar el cual absorberá el impacto de una bala.

El uso de la aramida se centra principalmente en la industria aeronáutica. La aramida es un material ideal para el uso en partes de aeronaves que están sujetos a altos esfuerzos y vibraciones. Por ejemplo, algunos de los avances en diseño de helicópteros tienen que usar los tejidos de aramida para fabricar las aspas del rotor principal. La flexibilidad del tejido de aramida le permite al aspa doblarse y torcerse, absorbiendo mucho de los esfuerzos. En contraste, un aspa hecha de metal podría desarrollar fatiga y esfuerzos por rajaduras, más frecuentemente, bajo las mismas condiciones.

Los materiales de aramida tienen sus desventajas. Porque el estiramiento de la aramida causa problemas cuando ésta se corta. El taladrado de la aramida puede ser un problema cuando la broca agarra la fibra, puede ocurrir que se estire hasta el punto de fractura. Este material se verá rizado. Si el material rizado alrededor de los agujeros de las uniones o costuras no son selladas este puede actuar como una mecha y absorber humedad. La humedad en forma de agua, aceite, combustible o fluido hidráulico probablemente no dañará la fibra de aramida, pero puede causar problemas con el sistema de resina usado causándolo deterioración, el cual puede causar separación de las capas de láminas. El rizado alrededor del agujero taladrado podría también evitar un apropiado asentamiento del sujetador (perno, tornillo, remache, etc.), el cual puede causar la rápida falla de la unión.

A pesar de que la aramida tiene una gran resistencia a la tensión, ésta no tiene mucha resistencia a la compresión cuando se la compara con el carbón/grafito.

Boro

El boro es un material semiconductor, frágil y duro, su temperatura de fusión es alta (2076 °C) y posee una buena resistencia mecánica y rigidez. Alcanzan resistencias mecánicas de hasta 3600 MPa. Debido a su elevado coste, el uso de las fibras de boro está limitado a aplicaciones de alta tecnología, como pueden ser, vehículos espaciales, industria aeronáutica y aplicaciones militares.

Carbono

Para muchas aplicaciones en las que la fibra de vidrio presenta una rigidez insuficiente, es necesario sustituirla por fibras de carbono.

La materia prima más común para la fabricación de fibra de carbono es la fibra de poliacrilonitrilo (PAN). En las varias etapas de transformación se eliminan mediante pirólisis los átomos de nitrógeno e hidrógeno. Durante la fabricación, el contenido de carbono se lleva del 92 al 100%, según las propiedades a obtener.

Otra materia prima de interés es la brea, que puede obtenerse del petróleo o de la hulla. Con esta materia prima se obtiene un costo de fabricación de fibra más favorable, puesto que puede esperarse un rendimiento más elevado de carbono y el precio de la brea es claramente más ventajoso que el del PAN.

Según sea el proceso de fabricación se obtienen propiedades muy diversas, por lo que la variedad existente de fibras de carbono, se clasifican en distintos grupos.

Las primeras fibras de carbono en aparecer en el mercado fueron las fibras HT (high tenacity / alta resistencia). Sus cualidades mecánicas superan a las de los demás materiales aunque quedan por debajo de las de otras fibras de carbono. Como ventaja destaca su precio más económico, por lo que son adecuadas en un amplio campo de aplicaciones.

A partir de las fibras HT se han desarrollado otros tipos de fibra que tienden a ostentar mejores características. Las demandas de elevada rigidez de las técnicas aeronáuticas y espaciales llevaron, entre otros, al desarrollo de las fibras HM (High Modulus) que poseen el más alto módulo de elasticidad. Los inconvenientes de estas fibras son su alto precio y su bajo alargamiento a rotura.

La fragilidad es un inconveniente adicional del bajo alargamiento, que hace a las fibras muy sensibles a las cargas de impacto. La tolerancia al impacto requiere materiales mejorados que posean una alta capacidad de trabajo admisible, lo cual significa tener el máximo alargamiento posible con una alta tenacidad. Estos requisitos los cumple la fibra

HST (High Strain and Tencity), que posee entre las fibras de carbono existentes, un alargamiento superior al 2%.

Entre todas las fibras de carbono existentes, se puede obtener solución a los problemas que demanden alta resistencia y rigidez. Su eficacia como material de aplicación en los campos aeronáutico y espacial las ha hecho aplicables en la construcción deportiva y de vehículos. Campo donde se han introducido con óptimos resultados. También se ha iniciado su extensión al sector construcción de maquinaria.

Las fibras de carbono poseen una característica muy interesante, y esa es su coeficiente de dilatación negativo en la dirección de la fibra. No se debe olvidar que teniendo los materiales de matriz un coeficiente positivo, es posible obtener, mediante una combinación adecuada de materiales y estructura de las fibras, un composite que no tenga deformación en un amplio campo de temperaturas.

Para algunas aplicaciones es interesante su buena conductividad eléctrica, su resistencia a altas temperaturas y su elevada resistencia química ante ácidos, álcalis y disolventes.

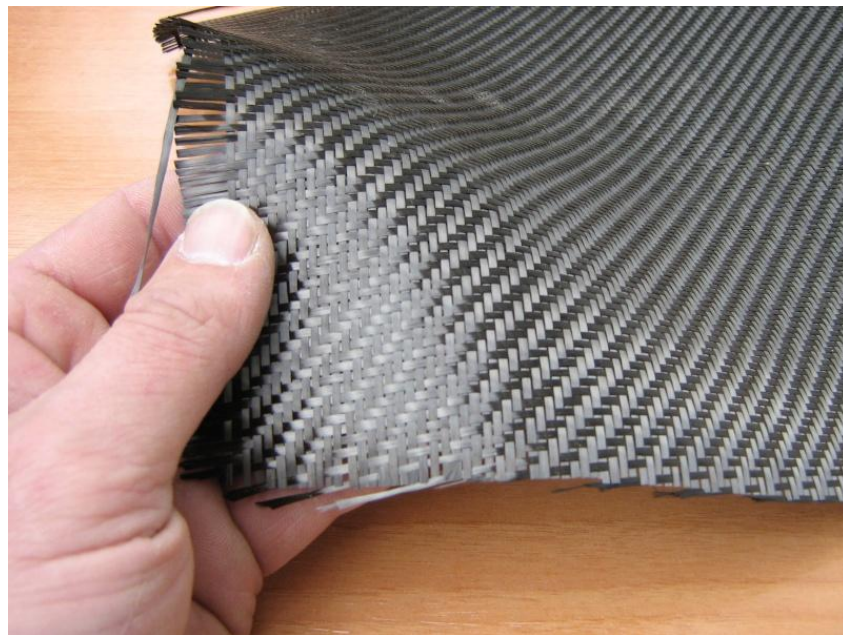


Figura 5.3: Tela de fibra de carbono

5.2.2. Terminología de fibras

Las fibras llevan filamentos en su interior. El número de filamentos depende de la fibra. A continuación se pasa a describir la terminología usada en los materiales compuestos:

- **End.** Conjunto de filamentos terminales paralelos a su longitud.
- **Strand.** Grupo de filamentos sin trenzar.

- **Tow.** Grupo de filamentos sin trenzar utilizados individualmente.
- **Yard.** Conjunto de filamentos trenzados (tow trenzado). Se utilizan en tejidos.
- **Tejidos.** Material plano hecho a base de tejer yards o tows en diferentes formas.

Dentro de los tejidos nos encontramos los siguientes conceptos:

- **Warp.** Los hilos los cuales corren la longitud de los tejidos son conocidos como *warp*, en español urdimbre. La dirección de la urdimbre es diseñada a 0°. En una aplicación, típicamente hay más hilos trenzados en la urdimbre que en la dirección del *fill* (relleno). Este material será más fuerte en la dirección de la urdimbre que en la dirección del relleno. Puesto que la dirección de la urdimbre es usualmente crítica en la fabricación o reparación de materiales compuestos, estos pueden ser identificados insertando otros tipos de hilos a intervalos periódicos. El plástico de respaldo en la parte inferior de los materiales pre-impregnados también pueden ser marcados para identificar los hilos de la urdimbre.
- **Weft (fill).** Los hilos del *weft*, en español trama, son aquellos que corren perpendicularmente a las fibras de la urdimbre. Éstos son diseñados a 90°. Los hilos del *fill* o *weft*, son los que se entretejen con los hilos del *warp*.
- **Selvage edge.** Un borde tejido apretadamente por el tejedor previene que los bordes se enreden, es conocido como *selvage edge*, en español borde. Este es paralelo a los hilos de la urdimbre.
- **Bias.** El *bias* está a un ángulo de 45° de los hilos del *warp*. El tejido puede ser formado en figuras contorneadas usando el *bias*. Los tejidos pueden a menudo ser estirados a lo largo del *bias*, pero raramente a lo largo del *warp* o del *weft*. Esto es importante para tener en mente si esto es necesario envolver un tejido alrededor de una figura contorneada.

En la figura 5.4 se indica la terminología anteriormente mencionada.

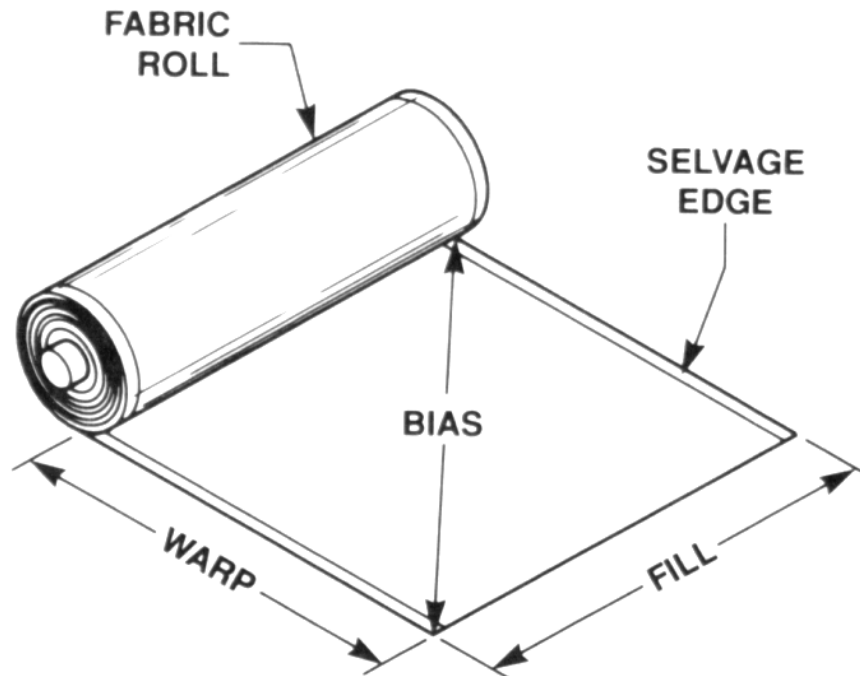


Figura 5.4: Terminología de los tejidos

5.3. Tejidos

Existen diferentes estilos o tipos de tejidos, a continuación describimos los más habituales.

Unidireccional

La mayoría de las fibras corren en una dirección dando mayor fuerza en esa dirección. A esto se le conoce como unidireccional. Este tipo de tejido no es trenzado una fibra junto a otra. Algunas veces, pequeños hilos que cruzan transversalmente son usados para soportar la mayoría de fajos de fibras en su lugar, pero esto no se considera que se trence una fibra junto a otra. Ocasionalmente se puede ver un tipo diferente de hebra a lo largo de la mayoría del tejido la cual es usada para alinear correctamente el tejido. Los tejidos unidireccionales pueden ser laminados juntos con las fibras de cada capa corriendo en una dirección diferente que la primera capa. Es menos caro que los tejidos (telas), y crea una superficie lisa. A continuación en la figura 5.5 se muestra la estructura de carbono unidireccional.

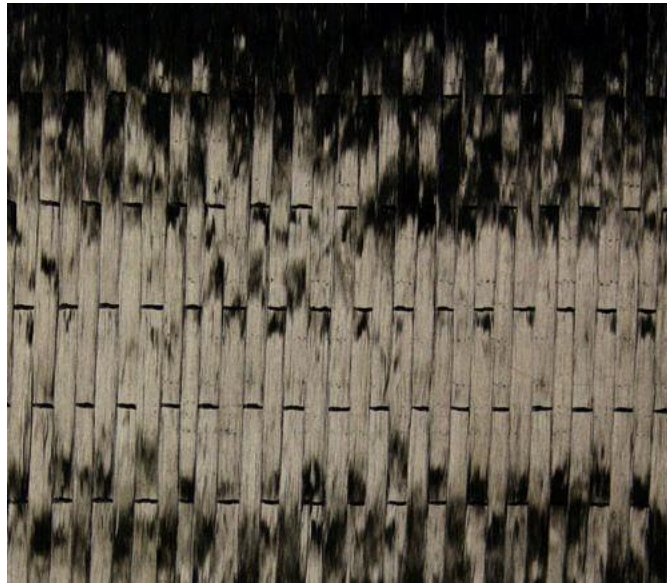


Figura 5.5: Tela de carbono unidireccional

Bidireccional o multidireccional

La orientación de sus fibras corre en dos o más direcciones. Usualmente estas son tejidas juntas y pueden verse en diferentes tramas. Nuevamente, los hilos del *warp* (urdimbre) tienen usualmente más fibras trenzadas juntas comparando en el *weft*. También es importante alinear el *warp* del parche con el *warp* de la pieza original. Hay usualmente más fuerza en la dirección del *warp* que en la dirección del *fill*.

En la figura 5.6 se muestra la estructura del carbono bidireccional.



Figura 5.6: Tejido bidireccional de fibra de carbono

Mats

Las fibras troceadas que son comprimidas juntas son usualmente llamados *mats*, en español enmarañado. Estos *mats* son típicamente usados en combinación con otras capas de fibras unidireccionales o multidireccionales. Un *mat* no es usualmente fuerte como un tejido unidireccional o bidireccional.

A continuación en la figura 5.7 se muestra la estructura mat de fibra de vidrio.



Figura 5.7: Mat de fibra de vidrio

Fabric weaves (Tejidos Trenzados)

Estos tejidos se forman al trenzar más cantidad de fibras dando como resultado una tela más pesada, resistente a la delaminación, más tolerante a los daños que los tejidos unidireccionales. El costo de este tejido es usualmente más alto por el costo de su producción.

En la figura 5.8 se muestra un ejemplo de un tejido trenzado.



Figura 5.8: Ejemplo de tejido trenzado

Hybrids (Híbridos)

Un fabricante puede diseñar una parte usando diferentes tipos de combinaciones de fibras (híbridos) para confeccionar una pieza más resistente o para reducir costos. Esto puede ser hecho de varias maneras. Los diferentes materiales son combinados para dar las características de cada una de las diferentes fibras. Por ejemplo, el Kevlar puede ser combinado con carbón/grafito para producir una estructura que combine la flexibilidad del Kevlar con la rigidez del carbón/grafito. Otro ejemplo podría ser la combinación de Kevlar y fibra de vidrio para producir un menor costo en un material altamente resistente. Las fibras pueden ser selectivamente ubicadas para dar mayor resistencia y flexibilidad o reducir costos.

En la figura 5.9 se muestra un ejemplo de un tejido híbrido de fibra de vidrio y aramida.



Figura 5.9: Tejido híbrido de vidrio y aramida

5.4. Matrices

La matriz tiene como funciones:

- Transferir y repartir las cargas entre los refuerzos. Disminuye el nivel de carga por fibra.
- Proteger los refuerzos de las condiciones ambientales adversas.

Las propiedades mecánicas dependen de las fibras y el resto de las propiedades tendrán que responder a la matriz.

Tenemos matrices poliméricas, metálicas y cerámicas, aunque el uso de estas dos últimas es muy puntual, siendo las más utilizadas las poliméricas. Dentro de la familia de las matrices poliméricas existen dos ramas, termoplásticas y termoendurecibles. Debido al problema de la temperatura de servicio al que el material estará expuesto en su vida útil la mayoría de las veces se utilizará el termoendurecible, ya que su deterioro con la temperatura será menor. El único problema que puede tener es la aparición de grietas por excesiva reticulación. Una matriz termoplástica con la temperatura comenzará a fluir y perderá la forma adquirida en su fabricación.

5.4.1. Matrices termoendurecibles

Poliésteres

Son poliésteres que pueden reticular. Principalmente el refuerzo que se le añade es fibra de vidrio. Esto se debe a que los poliésteres tienen peores propiedades que las resinas epoxi.

El poliéster requiere acelerador catalizador, tiene menos resistencia mecánica, puede presentar porosidad y la estructura que se forma es más atacable químicamente pero como contrapartida es más barato. No se suelen encontrar en preimpregnados.

Tiene como aplicación los cascos de barcos, conductos de aire acondicionado, automoción, paredes y tejados de edificios, tuberías, muebles.....etc.

Resinas epoxy

Son más caras que las matrices de poliéster. Tienen mayor resistencia mecánica y a la corrosión con propiedades dieléctricas excelentes, es un gran aislante. Su tenacidad como resina es buena. Tanto la resistencia al calor como a la intemperie es buena, es excelente como protección. Son muy útiles para pegar materiales diferentes y no porosos, tales como

una parte metálica a un componente compuesto. Cuando se encuentra en preimpregnados tiene una gran procesabilidad.

La toxicidad cuando está curado no se conoce pero sin curar es problemática. Las normas imponen reglas para la protección de los operarios que trabajan con resina sin curar. El problema es que hay sustancias volátiles (disolventes) cuya inhalación es irritante.

Las propiedades dependen mucho del proceso de curado, esta resina se adapta a los métodos de fabricación porque su viscosidad es baja. Podemos tener procesos de curado de duración de 1 a 2 horas. En los preimpregnados se utilizan resinas que se encuentran en la etapa B por lo que el curado no evoluciona a temperaturas frías. Se curan básicamente en 2 escalones a 121°C y a 177°C y ésto se debe a que puedo poner diferentes radicales con el grupo epoxi; con los radicales controlo la reticularidad y cada grupo se abre a una temperatura, a 120°C el calor entra y a 180°C acaba de reticular. Se han diseñado sistemas de curado a temperatura ambiente sobre todo para adhesivos.

Se busca disminuir los problemas derivados de la disminución de la tenacidad que el material experimenta como consecuencia de una reticulación excesiva. Se utilizan copolímeros de epoxi y uretano por ejemplo.

Resinas Fenólicas

Son muy antiguas, parten de fenol y se pueden añadir sustancias que reaccionen con un alcohol. Es una resina muy dura y por lo tanto frágil. Se ha utilizado en aplicaciones eléctricas y automóviles. Tienen alta contracción durante el enfriamiento y curado, por lo que para disminuir éste fenómeno se añaden cargas. Su principal uso es para cohetes, se fabrican toberas y proas de cohetes debido a la facilidad ablativa que presentan.

Bismaleimida y poliimididas

Las primeras que se utilizaron fueron las bismaleimididas. La diferencia entre amidas NHCO e imidas es que tienen una reacción donde los NH adoptan varias valencias que dan lugar a una estructura en la cadena diferente, los procesos de imidación tienden a hacer grupos cíclicos. Las bismaleimididas de resinas tienen mejor resistencia a la temperatura (temperatura de servicio de hasta 200 o 220°C). Las poliimididas funden con presión y temperatura, cuesta más fundirlas si tienen la estructura ya imidada. El inconveniente es que la materia al formarse ciclos condensa y se forman grietas, tiene alta agrietabilidad. Tiene características de termoplástico pero curan por condensación.

5.5. Adhesivos, resinas y materiales preimpregnados

Adhesivos

Las resinas vienen de diferentes formas. Algunas resinas son hechas para laminados, de manera que ellas son generalmente de baja viscosidad, y pueden ser trabajados en las

fibras. Otros son usados para pegar y son generalmente conocidos como adhesivos porque ellos pueden juntar partes.

Los adhesivos vienen en muchas formas y pueden ser comprados en tarros individuales los cuales son pesados y mezclados juntos. Pueden venir en forma de un cartucho, o en fundas plásticas convenientes. Una de las formas únicas de un adhesivo es cuando este viene en forma de lámina. Este tipo tiene el catalizador y la resina premezclados y distribuido una delgada capa en una lámina de plástico. Se requiere refrigeración de estas láminas, porque si se mantienen a temperatura ambiental las dos partes, es decir, la resina y el catalizador podrían iniciar lentamente el curado. En el congelador el proceso de curado es muy lento y la capa tiene una larga *shelf life*, en español tiempo de durabilidad. Las láminas adhesivas son usadas muchas veces para ayudar a pegar parches pre-impregnados a un área de reparación. La cantidad deseada de adhesivo es cortada y posicionada en su lugar. Aplicando calor causará que la mezcla de resina y catalizador inicie el curado, y el plástico de respaldo pueda ser removido. La segunda parte a ser pegada es ubicada sobre el adhesivo y curada con calor y presión.

Otra forma es los adhesivos en espuma, y son usados para empalmar segmentos de reemplazo de núcleos de *honeycomb*. Cuando se aplica calor al adhesivo se formará una espuma y se expandirá en las hendiduras para un buen pegado.

Resinas

Es importante mezclar apropiadamente el sistema de resina. Si una mezcla inapropiada es usada, esta no podría proveer una adecuada resistencia. Cada parte del sistema de resina es pesado antes de la mezcla. Los sistemas de resina se mezclan en relaciones de peso y de volumen a menos que las instrucciones del tarro indiquen lo contrario.

Si el tipo de resina que se está usando requiere almacenamiento refrigerado, hay que permitir que cada parte se caliente a temperatura ambiente antes de pesar y mezclar. Una resina fría pesará más que la misma cantidad a temperatura ambiente. La fórmula de la matriz para la mayoría de compuestos avanzados es muy exacta. Un pequeño error en la mezcla puede causar una tremenda cantidad de diferencia en la resistencia del compuesto final. Las instrucciones de mezclado siempre están incluidas en los contenedores de las resinas. Por ejemplo si un fabricante de resina da instrucciones para una relación 100:16 para resina a catalizador para una aplicación es claramente notada en un letrero. A continuación en la figura 5.10 se muestra un ejemplo de las características del fabricante que se incluye en los tarros.

TYPE OF RESIN, TYPE OF CATALYST
DATE OF MFG, 05/04/88
POT LIFE 30 min. @ 70 DEG. F
MIX RATIO 100/16. A TO B BY WEIGHT
CURE TEMP 007 DAYS @ 077 DEG.F
SHELF LIFE 12 MO. AT 40 DEG. F FROM DOS

Figura 5.10: Letrero de instrucciones del fabricante.

Estos requerimientos de mezclado pueden encontrarse en los manuales de reparaciones estructurales. Una mezcla correcta ayudará a alcanzar la máxima resistencia.

Dependiendo de cuán largo es el *pot life*, o *working life* de la resina, que es la cantidad de tiempo a la cual la mezcla de la resina será trabajable, algunos sistemas de resina tienen muy poco *pot life* (15 min), otros tienen un largo *pot life* (4 horas).

El *shelf life* es el tiempo en el cual el producto es aún bueno en un contenedor sin abrir. El *shelf life* varía de producto en producto. Si el *shelf life* es excedido, la resina o catalizador deben ser desechados, porque los dos componentes no producirán la reacción química deseada y el curado de la parte no será lo suficientemente resistente.

Materiales preimpregnados

Los tejidos preimpregnados o *prepregs* son simplemente tejidos que tienen el sistema de resina impregnado en el tejido. Porque muchas resinas epóxicas tienen alta viscosidad y a veces dificultan la mezcla y aplicación de la resina en los tejidos. Los tejidos *pre-preg* son hechos para eliminar los problemas causados por las mezclas mal hechas por los usuarios. Los tejidos *prepregs* son fabricados sumergiendo los tejidos en una solución de resina. La solución de resina tiene su propia cantidad de resina y catalizador pasados y mezclados juntos. Estos tejidos entonces se secan en torres las cuales removerán cualquier exceso de resina. Entonces una *parting-film* (película separadora) puede ser añadida a uno o ambos lados para prevenir que el tejido se pegue cuando se enrolla, tal como se muestra en la figura 5.11 que corresponde a la técnica de fabricación de *prepregs*. Cuando los tejidos *prepreg* son comprados, estos vienen en rollos usualmente refrigerados y listos para usar.

“Diseño de un basculante de fibra de carbono para una motocicleta de competición”

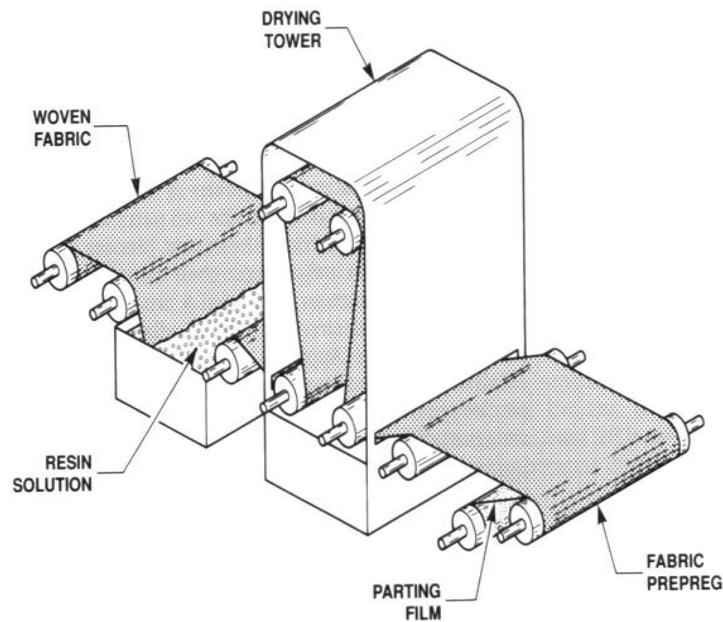


Figura 5.11. Técnica de fabricación de preregs.

Los tejidos *prepreg* pueden ser materiales unidireccionales en lugar de tejidos trenzados. En este caso, las fibras vienen directamente desde los carretes. Estas son colocadas en la orientación correcta y entonces se aplica calor a una superficie mientras un papel con resina se aplica a la otra superficie. El calor funde la resina del papel e impregna los hilos. El papel y la resina son entonces prensados juntos para impregnar los hilos completamente. A continuación, en la figura 5.12 se muestra cómo se fabrica un material *prepreg* unidireccional.

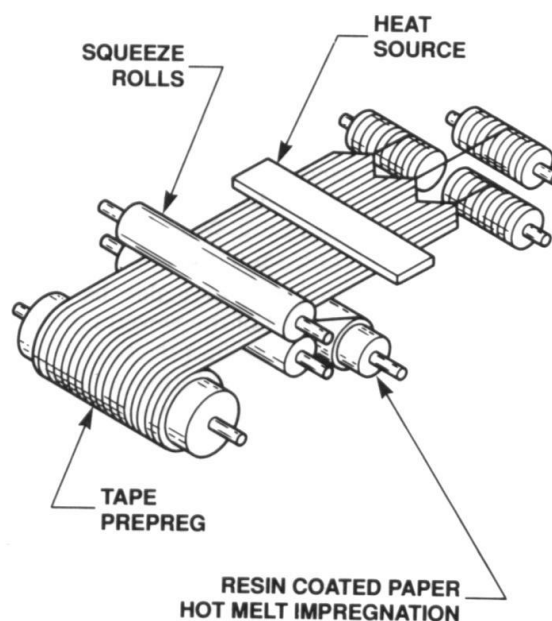


Figura 5.12. Fabricación prepreg unidireccional.

Los prepregs son entonces enrollados y listos para usar. Este material debe ser almacenado apropiadamente, porque la resina y el catalizador ya han sido mezclados juntos.

Los prepregs fueron inventados para uso de fabricantes de compuestos, para reducir los problemas asociados con el peso y la mezcla de las resinas.

Los tejidos prepregs también tienen desventajas y algunas de estas son:

Muchos prepregs deben ser almacenados en un congelador. Este requerimiento debe ser cumplido. Si algunos prepregs son dejados a temperatura ambiente por pocas horas, la mezcla resina/catalizador inician su reacción química y el curado. Mientras en el congelador esta reacción química es muy lenta para permitir una larga *shelf life*. Los tejidos prepreg usualmente tienen un limitado *shelf life*, incluso si se mantienen en un congelador. Algunos prepreg deben ser transportados en un almacenamiento frío, el cual puede causar un problema. El término “*out-of-freezer-life*” es el tiempo que el material está actualmente fuera del congelador y está siendo cortado o transportado. Durante este tiempo las resinas son calentadas a temperatura ambiente e inician su curado.

Los prepregs son adquiridos en rollos enteros. Muchas compañías no quieren vender pequeñas cantidades, entonces un rollo entero debe ser comprado.

Los prepregs son mucho más caros que las fibras que deben ser impregnadas con un sistema de resina en el taller.

Los componentes hechos de materiales compuestos aún no han sido estandarizados. Cuando se trabaja con metal, todos los fabricantes indican de que material está hecha una pieza en particular, por ejemplo de aluminio 2024-T3, y el usuario puede conocer de que material es. En compuestos, muchos fabricantes usan diferentes tejidos, tipos de fibras, resinas, materiales núcleo y adhesivos en diferentes piezas. En este caso, uno puede darse cuenta que el tipo de material seleccionado para una pieza de un fabricante es completamente diferente que para la misma pieza de otro fabricante.

6. INTRODUCCIÓN AL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA

6.1. Historia

El basculante ha logrado totalmente imponerse como sistema de suspensión trasera y aunque no llega a ser del todo perfecto, resulta difícil pensar en una alternativa que pueda ser mejor. El basculante se impuso rápidamente al sistema plunger, que era técnicamente muy pobre, aunque fue muy popular en los años 50. Normalmente el basculante estaba formado por un tubo transversal que alojaba los rodamientos de giro y un par de tubos laterales que soportaban la rueda y los amortiguadores. Este diseño tan básico tenía una carencia clara de rigidez torsional y era necesario utilizar dos amortiguadores para evitar el par que producían las fuerzas de la suspensión. Para eliminar estos defectos, la relación más eficaz entre rigidez y peso se obtiene triangulando el basculante y conectando el vértice al amortiguador, tal y como lo patentó Vincent en 1928.

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

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

Otro aspecto que el diseñador de un basculante trasero debe tener muy en cuenta son las cargas que soportan los rodamientos del eje de giro. Con un sencillo basculante tradicional, controlado por un par de amortiguadores situados prácticamente verticales cerca del eje de la rueda, las fuerzas de la suspensión afectan muy poco al punto de giro. Sin embargo, en

un diseño de sistema de bieletas estas cargas aumentan considerablemente. Generalmente, en una moto con transmisión por cadena, el tiro de la misma crea cargas mayores que las de la suspensión, aunque tendremos que sumar ambas para obtener el efecto total.

6.2. El muelle

6.2.1. Constante efectiva del muelle

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

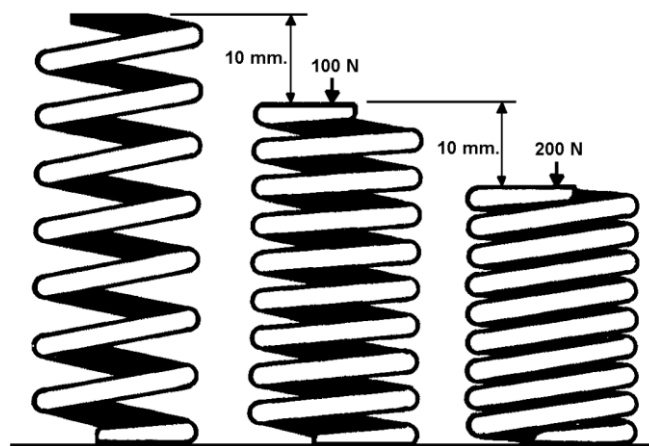


Figura 6.1: constante efectiva del muelle

La figura 6.1 muestra el significado de la constante efectiva del muelle. El muelle tiene una constante efectiva de 10 N/mm, por cada 10 mm que queramos comprimir del muelle hacen falta 100 N de fuerza extra. Cuando llega al tope se convierte en un sólido rígido.

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

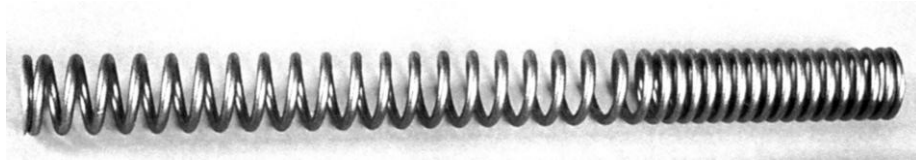


Figura 6.2: Muelle de constante variable

6.2.2. Precarga y hundimiento

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

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

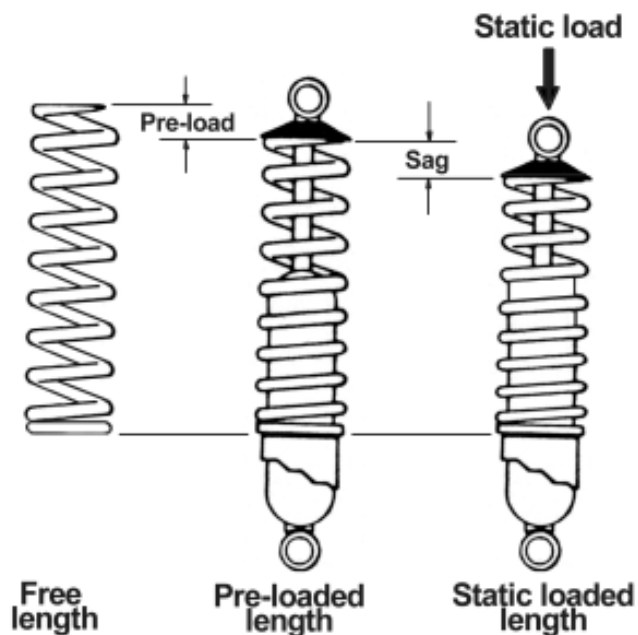


Figura 6.3: Precarga y carga estática

6.2.3. Nuestro amortiguador

De nuestro amortiguador se puede dar poca información, no tiene regulación de compresión ni extensión, pero si podemos variar la precarga, el único parámetro que se puede modificar. En general podemos decir que es un amortiguador de mala calidad que no ofrece variaciones apenas y esto va a limitar el funcionamiento de la suspensión. Tiene una constante de 105 N/mm, con lo que intentaremos jugar hasta llegar a nuestro objetivo.

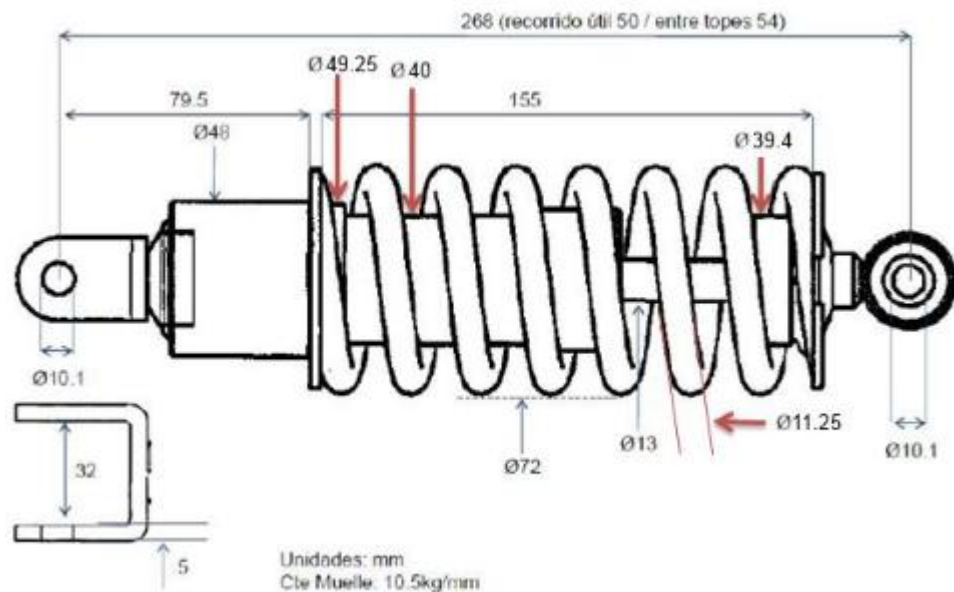


Figura 6.4: Amortiguador suministrado por la organización

6.3. Criterios de selección de la suspensión trasera

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

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

- **Peso del sistema:** se valora aquel que menos pese, pero no es el requisito más importante, ya que la motocicleta debe llegar a tener un peso mínimo de 90 kg, así que se da más importancia a otros factores
- **Masa no suspendida.** Interesa que sea la mínima posible.

- **Integridad estructural.** ¿Es suficientemente rígido y resistente? (este punto se tratará más adelante, a la hora de diseñar el basculante)
- **Características de la constante de muelle y de amortiguación.** ¿Cómo varía la constante con la compresión de la suspensión? hay que valorar que comportamiento de la moto nos interesa, adecuándolo según las características del muelle seleccionado.
- **Compacidad.** Normalmente el espacio es un factor de gran importancia, especialmente en la actualidad. Va a ser uno de los factores más importantes a tener en cuenta, ya que es una zona complicada, en la que puede haber muchos conflictos con el espacio (paso de la cadena, zona de anclaje del amortiguador...)
- **El número de articulaciones.** Cada una es una fuente de rozamiento y holguras, ambas cosas van en detrimento del buen comportamiento de la suspensión. Por este motivo es conveniente minimizar el número de articulaciones del sistema.

6.4. Sistemas de bieletas

6.4.1. Historia

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

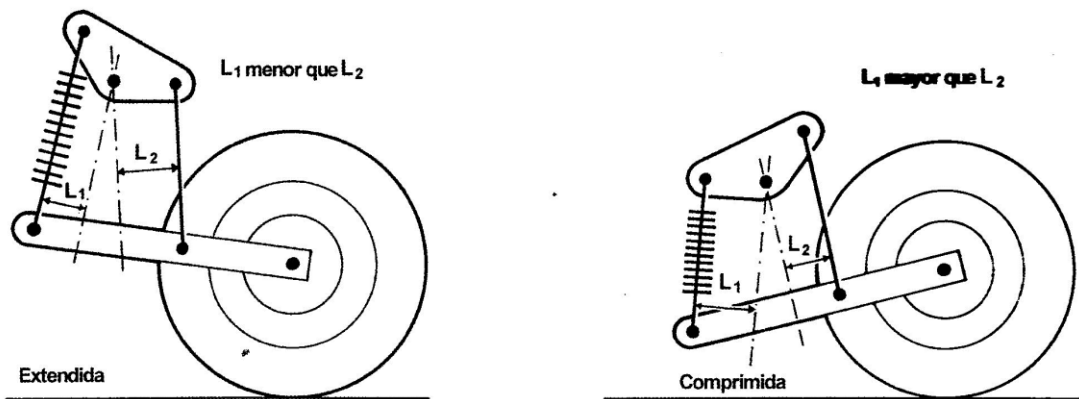


Figura 6.5: Ejemplo de sistema de bieletas

Ejemplo de sistema de bieletas. Debido a que la relación $\frac{L_1}{L_2}$ varía con el movimiento de la rueda, este sistema de suspensión trasera da lugar a una constante progresiva tanto para el muelle como para el amortiguador. La constante elástica efectiva en la rueda varía según el cuadrado de la relación anterior. En la posición extendida el lado conectado al basculante tiene mayor ventaja mecánica y por tanto la constante será más blanda que cuando el sistema está comprimido.

6.4.2. Tipos de sistema de suspensión

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

Conexión directa chasis – basculante

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

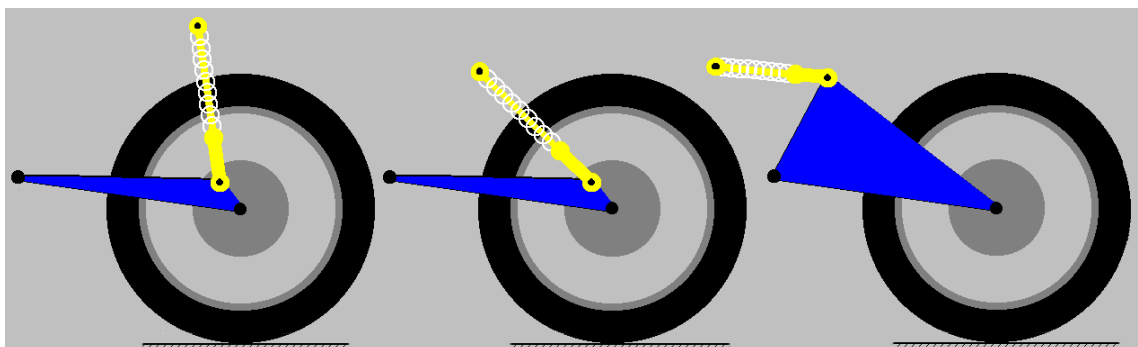


Figura 6.6: Tres posibles configuraciones: standard, angled, y cantilever.

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

Sistema básico de bieletas

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

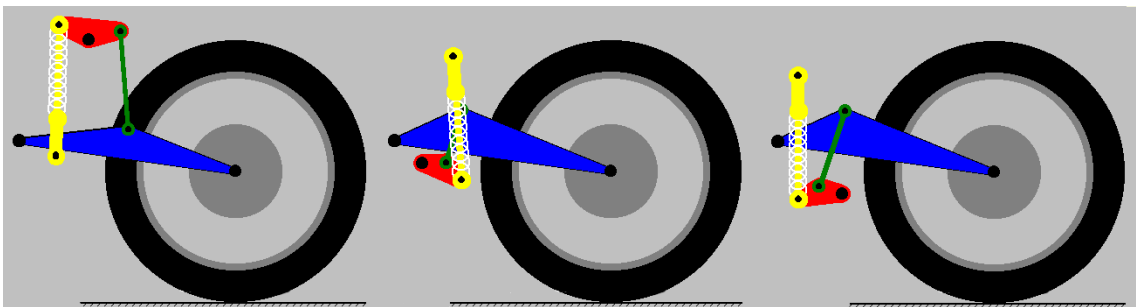


Figura 6.7 Sistema básico de bieletas

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

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

Estos tres casos expuestos en la figura 6.7 del mismo diseño básico permite demostrar hasta qué punto puede lograrse una amplia gama de características mediante cambios relativamente pequeños en el detalle del diseño.

Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante.

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

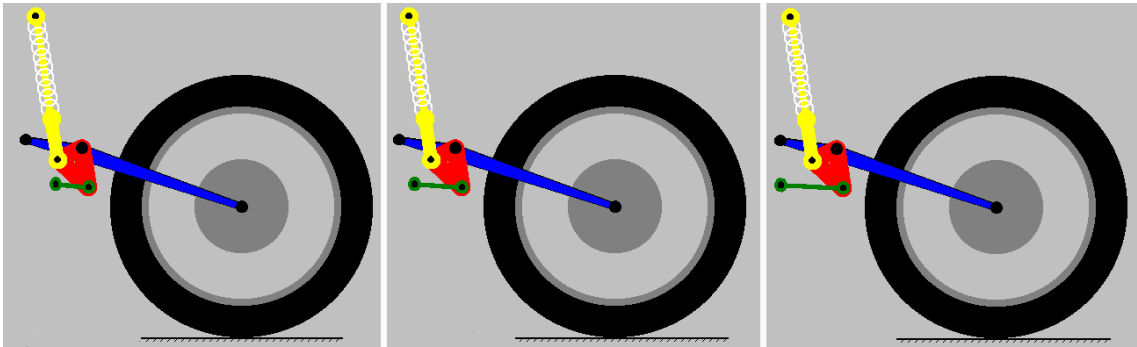


Figura 6.8: Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante

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

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

6.5. Comportamiento buscado

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

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

6.6. Elección del sistema

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

Anclaje directo al basculante

Este sistema tiene la gran ventaja de su simplicidad, simplificaría la fabricación y abarataría el coste, sin embargo, con este tipo de suspensiones se puede conseguir cierta progresividad, pero quizás no tanto como se desea en la parte final.

Sistema tradicional de bieletas

Este tipo de sistemas permite jugar más con las progresividades, ya que alargando o acortando la biela únicamente se pueden conseguir grandes variaciones en la grafica de la constante de la rueda. La pega de estos sistemas es que son más complejos que el anclaje directo, ya que ocupa más espacio y tiene mecanismos que hay que diseñar (y que aumenta el peso del sistema). El balancín requiere un eje que es bastante difícil de colocar que dificulta mucho la distribución del espacio.

Sistema de bieletas con el balancín anclado en el basculante

Es muy parecido al anterior, permite aumentar el valor de la constante de la rueda en el último tramo y además el hecho de anclar el balancín al basculante simplifica el problema del espacio.

Al analizar las tres opciones, se puede observar que la primera no puede ofrecer los requerimientos que se buscan, por lo que se descarta definitivamente. Entre las dos que quedan, es mejor anclar el balancín al basculante, ya que se simplifica el montaje del sistema, aunque realmente la base de ambos sistemas es la misma. Además es el sistema utilizado en las dos ediciones anteriores de nuestro equipo en esta competición con un comportamiento satisfactorio.

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

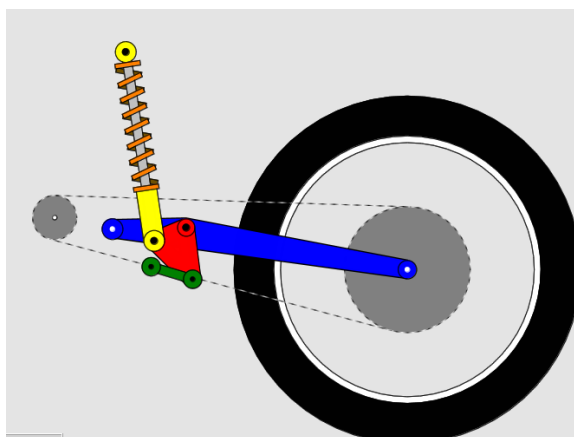


Figura 6.9: Suspensión de bieletas con anclaje del balancín en el amortiguador.

7. DISEÑO PRELIMINAR

7.1. Introducción

Las funciones principales de un basculante de motocicleta son de principalmente de dos tipos: estáticas y dinámicas. Desde el punto de vista estático el basculante debe de ser capaz de soportar fuerzas de amortiguador, el peso del piloto, del motor, la transmisión y todos los accesorios necesarios para el correcto funcionamiento. La otra función es la que se refiere a la dinámica de la moto, el basculante, junto a otros elementos como chasis, horquilla y ruedas son los encargados de proporcionar una buena adherencia, manejabilidad y confort.

Para que la motocicleta sea capaz de seguir la dirección deseada, el basculante debe ser capaz de proporcionar una buena resistencia a la flexión y a la torsión. Además debe conseguir mantener la rueda trasera en el mismo plano que la delantera y que no se modifiquen los parámetros geométricos impuestos, ante las fuerzas a las que será sometido debido a los baches, la propia transmisión, las frenadas y las curvas.

7.2. Diseño conceptual

Una vez desarrollados los requerimientos funcionales que nuestro producto debe cumplir hemos empezado a diseñar conceptualmente los distintos componentes y los mecanismos de funcionamiento del producto. Para ello hemos hecho bocetos y dibujos con el fin de explicar mejor las ideas que hemos tenido.

Para un correcto diseño del basculante dividimos el diseño en dos partes principales. La primera consiste en la configuración geométrica de los elementos que unirán el eje del basculante con el eje de la rueda trasera. Las cotas de estos puntos vienen determinadas por el estudio dinámico del comportamiento de la motocicleta. La función principal del basculante es unir estos puntos de forma que permanezcan invariables. Por lo tanto trataremos de realizar un basculante lo más rígido posible, sin descuidar el peso.

La segunda parte del diseño se centrará en el diseño de todos los anclajes, uniones y partes del basculante con el bastidor, rueda trasera y los elementos del sistema de suspensión (balancín y bieleta) debido a que el basculante es el encargado de soportar todas las fuerzas, estos deberán ser estudiados en detalle. Además la necesidad de permitir la variabilidad de ciertas cotas hará que cada uno de los anclajes deba ser estudiado de forma individual.

7.3. Configuración geométrica

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

7.3.1. Parámetros geométricos

Los parámetros geométricos necesarios para nuestro basculante son los siguientes:

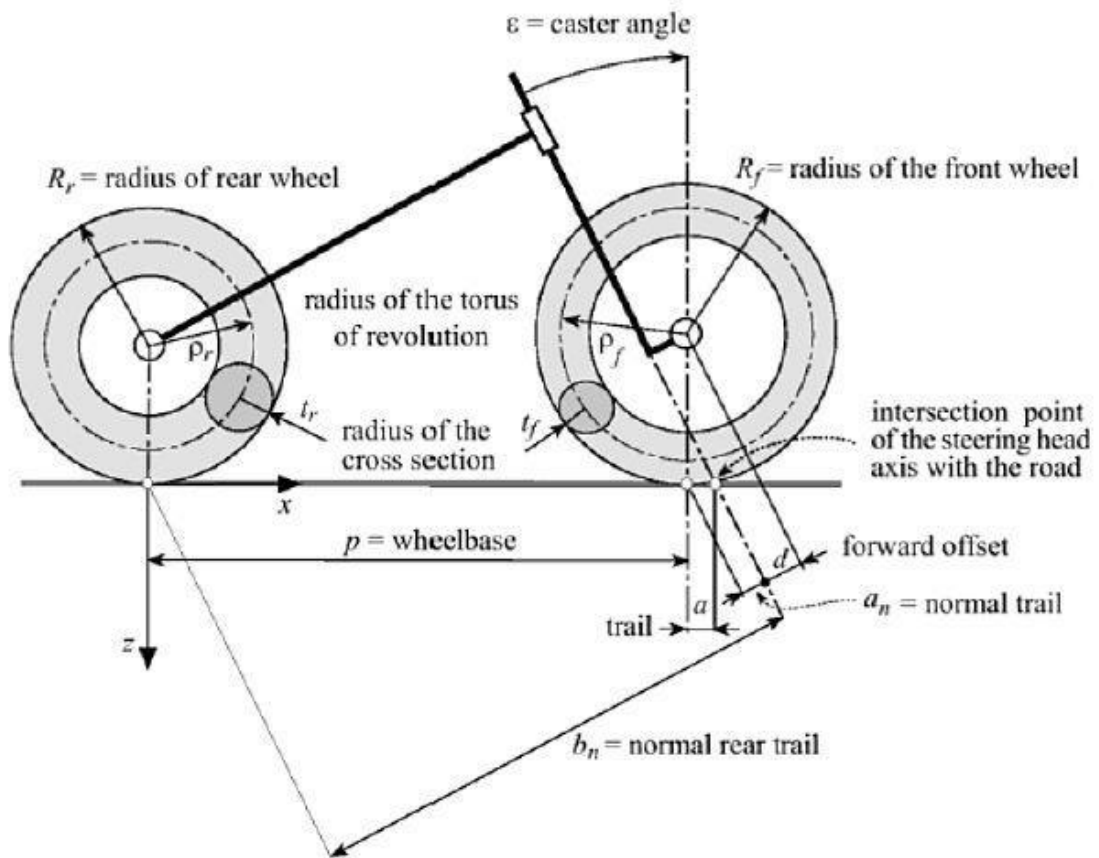


Figura 7.1: Esquema de los parámetros geométricos.

- **Batalla o distancia entre ejes:** Se trata de la distancia entre los puntos de contacto de los neumáticos con la carretera. En el dibujo es “p” (wheelbase).

$$p=1270,6 \text{ mm}$$

- **Ángulo de lanzamiento:** Es el ángulo que forma la pipa de dirección con el eje vertical. En el dibujo es “ε” (caster angle).

$$\varepsilon= 23,4^\circ$$

- **Avance normal:** Es la mínima distancia entre el punto de contacto del neumático delantero con la carretera y el eje de dirección. En el dibujo es “an” (normal trail).

$$an = 80 \text{ mm}$$

- **Distancia longitudinal del centro de gravedad:** Es la distancia longitudinal del centro de gravedad respecto a la rueda trasera.

$$b = 600 \text{ mm}$$

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

$$h = 426,5 \text{ mm}$$

- **Radio del neumático delantero:**

$$R_f = 288 \text{ mm}$$

- **Radio del neumático trasero:**

$$R_r = 300,5 \text{ mm}$$

- **Parámetros del basculante:**

$$\text{Longitud del basculante} = 514 \text{ mm}$$

$$\text{Ángulo del basculante} = 12^\circ$$

$$\text{Altura del eje del basculante} = 416,9 \text{ mm}$$

- **Posición relativa del eje del basculante respecto al piñón:**

El eje del basculante se encuentra 8.42 mm por debajo del eje del piñón de salida.

- **Anclaje del rocker en el basculante:**

$$\text{Altura} = 354,6 \text{ mm}$$

$$\text{Distancia longitudinal respecto al eje del basculante} = 169,1 \text{ mm}$$

- **Anclaje de las bieletas de la suspensión trasera:**

$$\text{Altura} = 301,1 \text{ mm}$$

$$\text{Distancia longitudinal respecto al eje del basculante} = 39,4 \text{ mm}$$

7.4. Elección del tipo de anclajes

Antes de meternos en la realización de los primeros bocetos pensaremos un poco en las uniones del basculante con el bastidor y con la rueda.

Anclaje para el bastidor

En conjunto con las personas encargadas del chasis de la motocicleta se toma la decisión de realizar una unión mediante un eje muy próximo al eje donde va anclado el motor. Este modo de unión permitirá un anclaje fácil de montar y desmontar pero será una unión con posición fija, por lo que nos quitará opciones de mejora del comportamiento dinámico de la moto, solo pudiendo una vez montado todo jugar con los reglajes de la suspensión trasera para poder optimizar el comportamiento del vehículo.

Por lo tanto a la hora de realizar los primeros diseños tendremos que tener en cuenta el modo de sujeción con el chasis, al ser un eje tendremos que prever un espacio para alojar los rodamientos donde asiente el eje.

Anclaje para el eje de la rueda

La posición de la rueda trasera conviene que se pueda modificar por varios motivos. En primer lugar, nos interesa poder variar la distancia entre ejes, que afecta al comportamiento de la moto. Al aumentarlo, la moto se vuelve más estable en recta, pero menos manejable en curva y viceversa.

Las opciones más comunes son las siguientes:



Figura 7.2: Anclaje excéntrico

Se pueden colocar en el eje unas excéntricas, que con tan solo girarlas y variar su posición, también lo hace la del eje de la rueda y así variamos la batalla. Es una opción algo complicada que requiere soltar el eje de la rueda por completo para hacer variaciones, además de no permitirnos utilizar la posición del eje para tensar la cadena.



Figura 7.3: Anclaje con agujero rasgado

Otra opción más común es la de fabricar el anclaje con un agujero rasgado, que nos permita desplazar el eje de la rueda fácilmente, ya que con tan solo aflojar el eje trasero podríamos desplazar la pieza sobre la que va alojado lo que nos interese. El eje de la rueda trasera atraviesa los colisos, los casquillos distanciadores, las arandelas y queda fijado axialmente mediante tornillos y tuercas autoblocantes. Nos vamos a decantar por esta opción ya que permite un manejo mucho más sencillo en carrera.

El agujero habrá que ubicarlo teniendo en cuenta un desplazamiento paralelo al suelo de la rueda, por lo que llevará cierta inclinación con respecto a la línea que une el eje de pivotamiento con el eje de la rueda trasera. En la figura 7.4 se puede ver un boceto básico con lo que empezaremos.

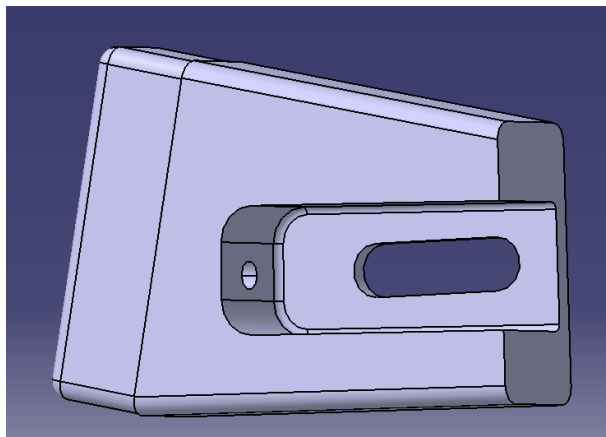


Figura 7.4: Detalle de anclaje de basculante-rueda.

7.5. Evolución de los diseños

Teniendo en cuenta los parámetros geométricos empezados a realizar los primeros bocetos, estos bocetos eran puestos a prueba haciendo un pequeño análisis FEM. Para realizar este análisis rápido para ver los puntos débiles de nuestros diseños usamos las cargas obtenidas para las motocicletas realizadas las ediciones anteriores, debido a que aún no habíamos obtenido por nuestra cuenta las cargas que la moto de la presente edición tendrá que soportar.

Diseño 1

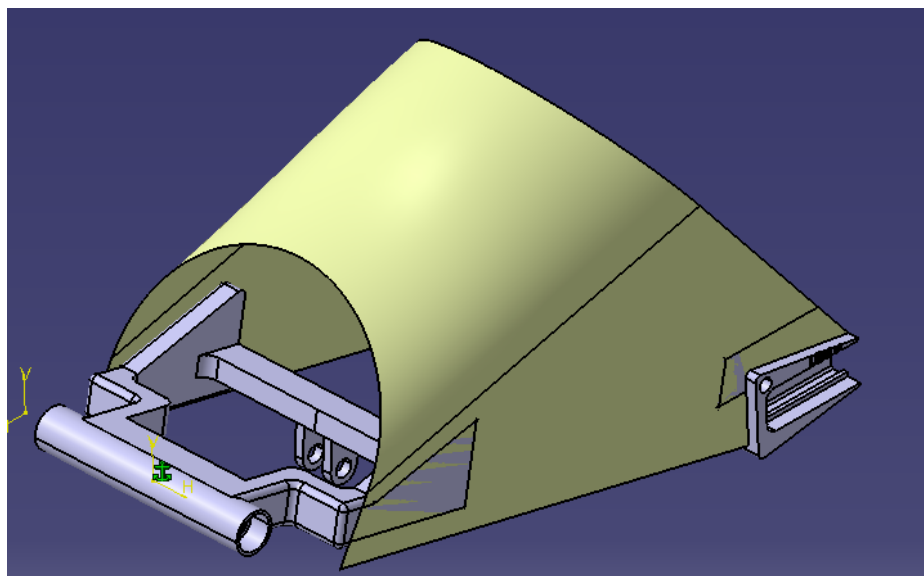


Figura 7.5: Primer boceto

En este primer diseño se tenía varios problemas, en la pieza de aluminio se localizaban grandes tensiones en las partes con forma de "L" a ambos lados de la pieza, por parte de la fibra de carbono trabajaba bien a torsión pero tenía muy poca rigidez a flexión lateral, al aplicarle carga lateral en los anclajes de la rueda trasera, esto nos llevó al siguiente boceto.

Diseño 2

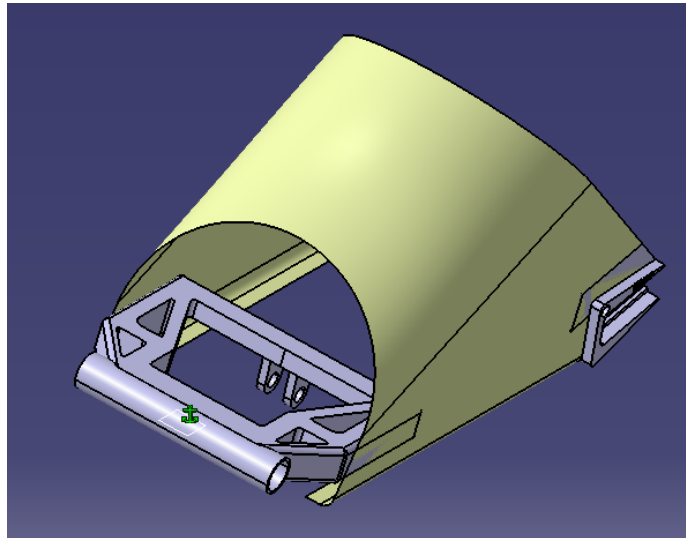


Figura 7.6: Segundo boceto

Se añaden unos refuerzos para solventar esas concentraciones de tensiones anteriormente citadas. Para darle una mayor rigidez al basculante se le añaden a ambos lados de la pieza de material compuesto por la parte inferior unas pletinas de fibra a lo largo de su longitud. Nuestra pieza de aluminio va a ser fabricada por mecanizado, nos dimos cuenta de que la parte en la que iba a unirse con el bastidor no podía fabricarse tal y como estaba dibujado, no se puede mecanizar ese tubo y el resto de la pieza de esa manera. Otro problema que se observó es que las orejetas que unen el basculante con el rocker no aguantarán las cargas para el material de aluminio, y la viga sobre la que están apoyadas las orejetas se deformaba demasiado.

Diseño 3

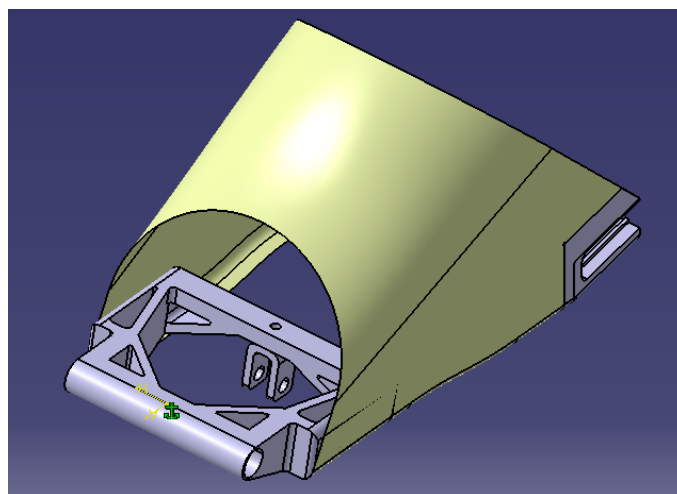


Figura 7.7: Tercer boceto

Se solventa el problema de mecanizado en la parte del eje del basculante que une con el bastidor. Se plantea un nuevo recurso para las orejetas, otra pieza individual de acero que mediante unión atornillada se fijará a la viga de aluminio. Ésta viga se refuerza debido a los problemas comentados sobre ella en el anterior boceto. Nos fijamos ahora en la parte de material compuesto, sigue sin haber una gran rigidez a flexión, se empieza a debatir sobre la posibilidad de realizarlo de otro modo.

Diseño 4

La posibilidad de realizar un molde para fabricar la pieza de fibra parece complicada, ya que para esta forma necesitaríamos un molde macho, algo que es complicado y nos da un mal acabado superficial, ya que la parte lisa y estética será la interior, la que no se ve. Se plantea la realización de dos vigas en forma de "U", más fáciles de fabricar y usando moldes hembra, además con esta forma de "U" se obtendrá esa rigidez a flexión que se busca, estas dos vigas irán unidas por la parte superior por mas laminas de fibra de carbono para poder trabajar mejor a torsión.

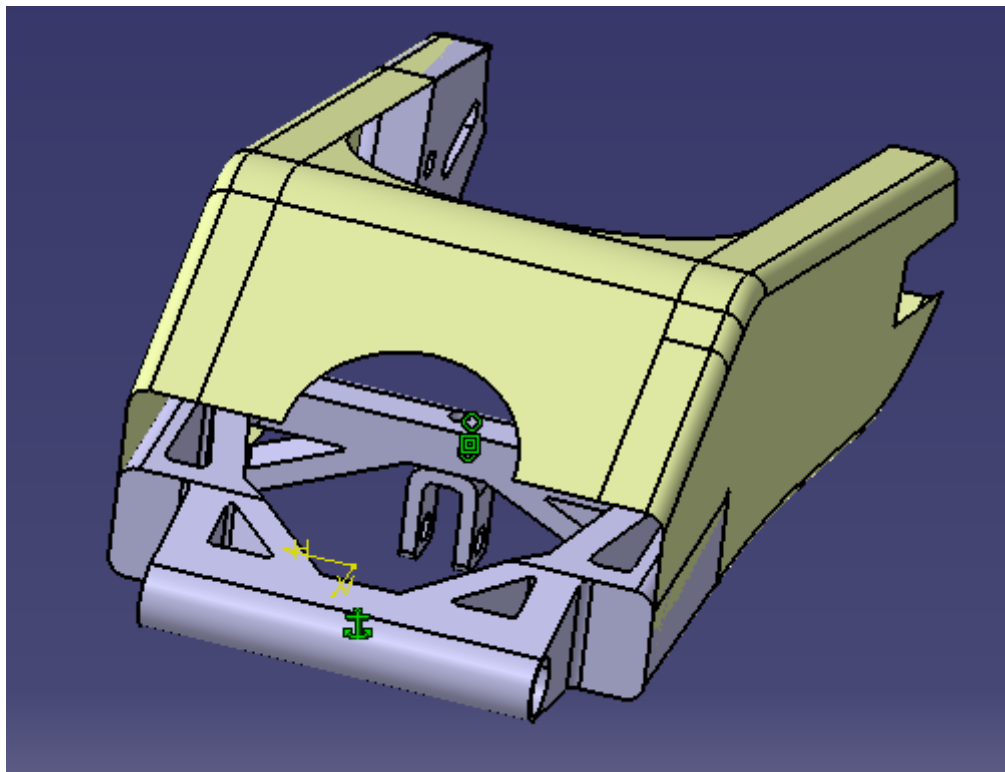


Figura 7.8: Cuarto boceto

Nos comenzamos a enfocar en los procesos de fabricación, llegando a la conclusión de que era muy difícil de fabricar la pieza de aluminio por mecanizado con el material y herramientas que disponíamos, habría muchos problemas para llevar a cabo los diferentes agujeros que tiene este elemento.

Diseño 5

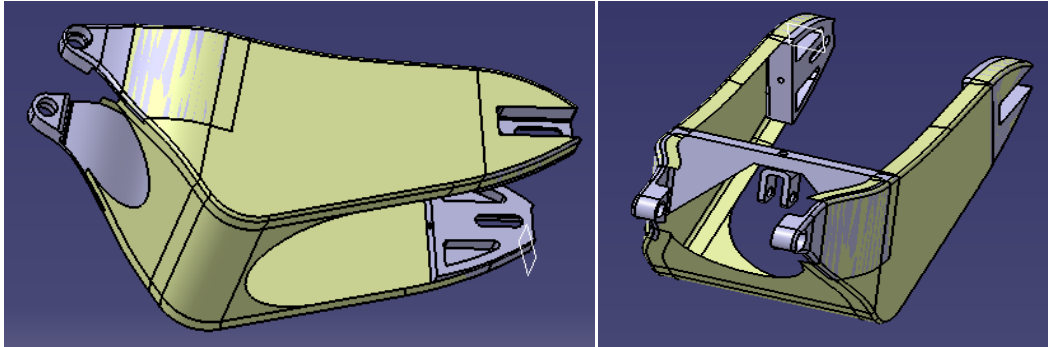


Figura 7.9: Quinto boceto

Se redefine la pieza de aluminio para un mejor mecanizado y una aligeración del peso de la misma. Se diseña el elemento de fibra de carbono para colocarlo en posición contraria a los bocetos anteriores, ya que así trabajará a tracción que es la mejor manera de trabajo de los materiales compuestos. Se necesita aun mayor sección en la viga de aluminio donde apoyan las orejetas, por lo que se muestra la siguiente evolución.

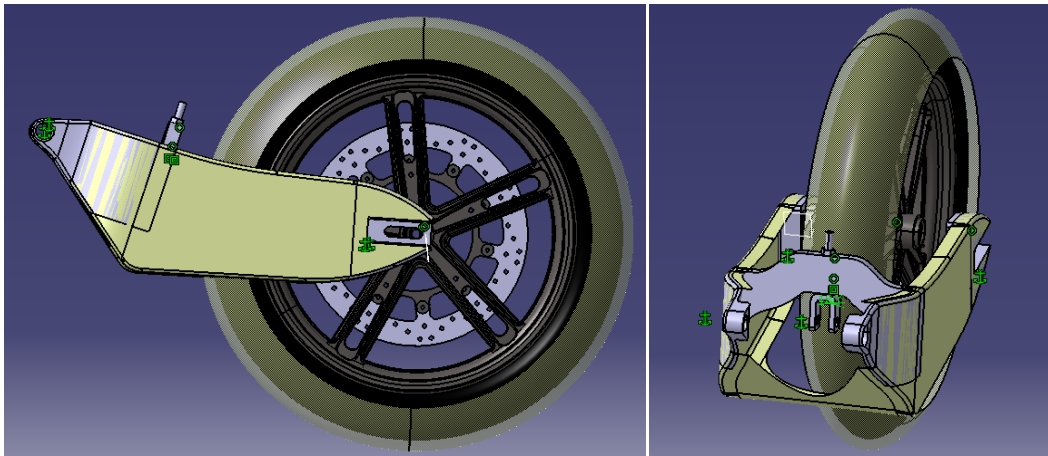


Figura 7.10: Evolución del quinto boceto

Diseño 6

La fabricación de un molde para este diseño sigue siendo un problema. Tras una reunión con los encargados de diseñar el bastidor se llega a la toma de una decisión de manera consensuada para unificar el modo de fabricación de las partes de material compuesto tanto del bastidor como del basculante. Se opta por la opción de realizar dos vigas de sección rectangular. No habrá necesidad de fabricar un molde, sino que podemos encontrar en el mercado un tubo de acero de sección rectangular que nos sirva. Las vigas se fabricarán en dos partes que se unirán a tope con un refuerzo de fibra y adhesivo en la línea neutra.

En cuanto a la parte de aluminio se dividirá en otras dos más fáciles de mecanizar que si fueran una sola. Una parte que será donde se anclará el basculante al bastidor y otra parte

donde se anclará el rocker. Esta parte sufrirá un cambio con respecto los bocetos anteriores, ya que desechamos las orejetas y esa viga de aluminio a la que estaba anclada, ya que nos producía siempre problemas con las tensiones que sufría. En su lugar se pondrá un eje que atraviesa el basculante, el rocker se apoyará sobre este eje repartiendo las tensiones a lo largo del mencionado eje, haciendo que se soporte mucho mejor las cargas que en los diseños anteriores.

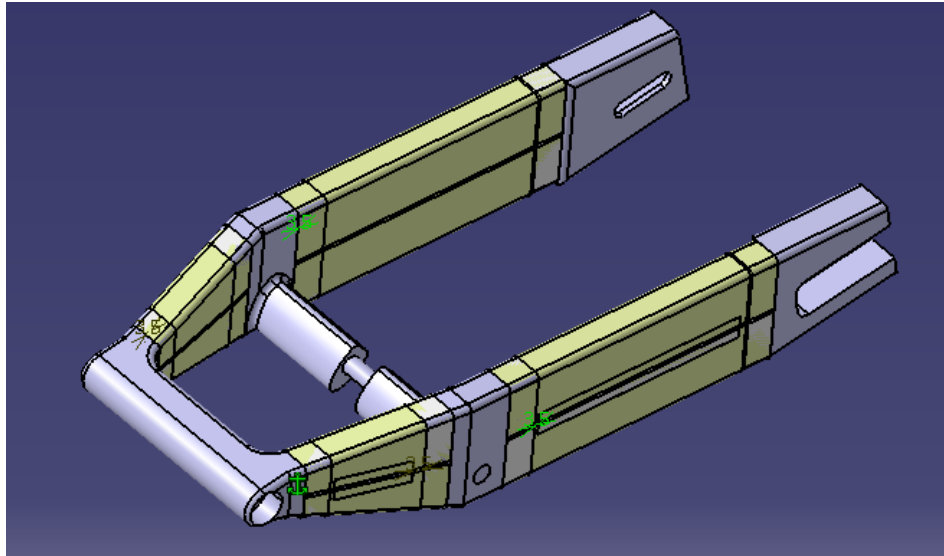


Figura 7.11: Sexto boceto

7.6. Selección de la geometría

Una vez realizados los primeros diseños y planteadas las primeras soluciones nos encontramos ante la toma de una de las decisiones más importantes, la elección de la geometría del basculante. Lo primero de todo fijamos un criterio de selección que nos permita aceptar aquellas soluciones que nos aporten mejoras y nos permita desechar las que no.

Como hemos comentado anteriormente una de las principales características de un basculante es su rigidez, por lo que este será nuestro criterio de selección. Para la determinación de este valor realizaremos dos ensayos a cada una de las soluciones mediante el programa ANSYS con su modulo para materiales compuestos COMPOSITE PREPOST, para poder así modelar la fibra de carbono. Obteniendo de esta forma dos valores de rigidez para cada modificación, que serán comparados entre sí, hasta llegar a aquel que nos proporcione los valores deseados. Para la evaluación de la rigidez deberemos tener en cuenta lo siguiente.

Los basculantes de las primeras motocicletas no eran lo suficientemente rígidos para soportar las cargas a las que estaban sometidos. Esto llevo a los ingenieros a tratar de rigidizar al máximo este elemento estructural de la motocicleta hasta que finalmente

consiguieron llegar a soluciones que sobrepasaban la rigidez necesaria. Ahora lo que se busca es tratar de optimizar el valor de rigidez que nos proporcione un buen comportamiento dinámico.

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

Visto esto vamos a realizar dos ensayos que nos permitan tratar de la forma más independiente posible las deformaciones principales que sufre un basculante durante su funcionamiento. Por un lado tendremos la torsión de los brazos del basculante debido a los momentos laterales, y la flexión lateral del basculante debida a las fuerzas laterales.

Vamos a tratar de maximizar la rigidez torsional y para el caso de la rigidez a flexión vamos a buscar un valor elevado pero permitiendo cierto desplazamiento controlado.

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

Rigidez

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

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

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

Donde:

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

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

K_i es el valor de rigidez en N/mm

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

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

M será el momento aplicado en Nm.

θ será el ángulo girado en radianes.

K será la rigidez torsional en Nm/radianes

Para estructuras complicadas como es el basculante, no se producen deformaciones puras por lo tanto no se puede caracterizar la rigidez con un único valor. Esto tendremos que tenerlo en cuenta a la hora de realizar los ensayos, ya que si tomamos un único valor estamos cometiendo cierto error.

7.6.1. Test de rigidez lateral

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

Dependiendo del tipo de fibra que elijamos y de la cantidad de laminas que pongamos podremos alcanzar mayor rigidez por lo que en éstos ensayos el material permanecerá constante y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

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

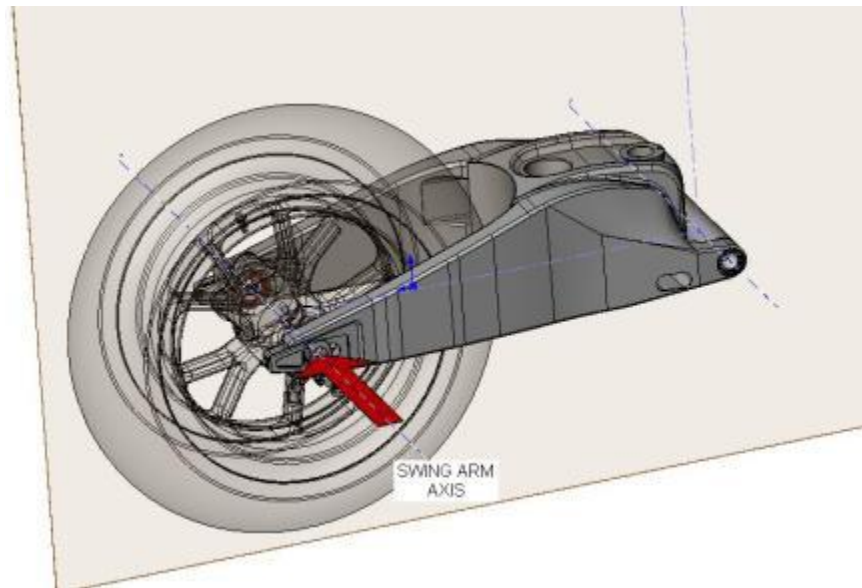


Figura 7.12: Ejemplo gráfico de ensayo de rigidez lateral.

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

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

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

7.6.2. Test de rigidez torsional

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

Al igual que en el caso del ensayo el material permanecerá constante y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

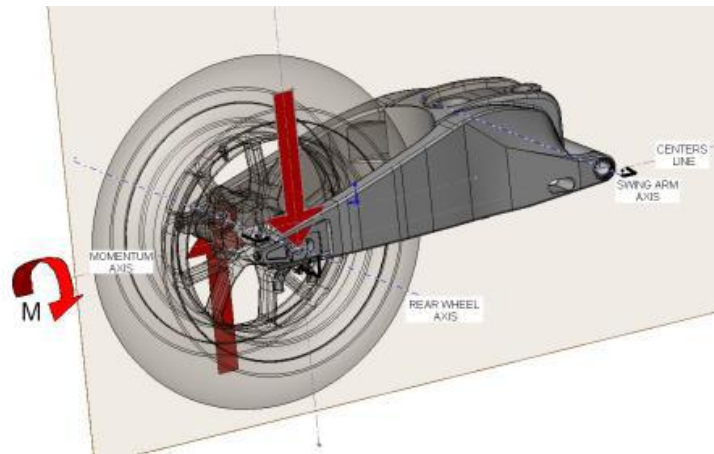


Figura 7.13: Imagen del ensayo de rigidez torsional.

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

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

7.6.3. Resultados de los análisis

Buscaremos alcanzar valores máximos para los ensayos de flexión y torsión. El valor de la rigidez lateral no tendrá porque ser máximo pero si un valor elevado que no haga que las deformaciones sean excesivas. Hay que tener en cuenta que este dato será bastante menor que el anterior ya que para este ensayo no se tiene en cuenta la presencia del conjunto de la rueda trasera. Las rigideces tanto del bastidor como del basculante de las motocicletas son un dato que no se revela por parte de los fabricantes, por lo que no tenemos un valor objetivo al cual acercarnos. Disponemos de los valores de la moto de la última edición por lo tanto nos fijaremos como objetivo el igualarlos o incluso a poder ser superarlos.

7.6.3.1. Test de rigidez del basculante de la edición anterior

Veamos los valores de rigidez que se obtienen para los dos ensayos descritos anteriormente. Como hemos dicho, los valores de carga aplicada no son relevantes ya que consideramos que el material trabaja en su zona elástica y por tanto la relación carga-deformación es lineal.

Rigidez lateral

Aplicamos una carga de 1000N y vemos la deformación que produce

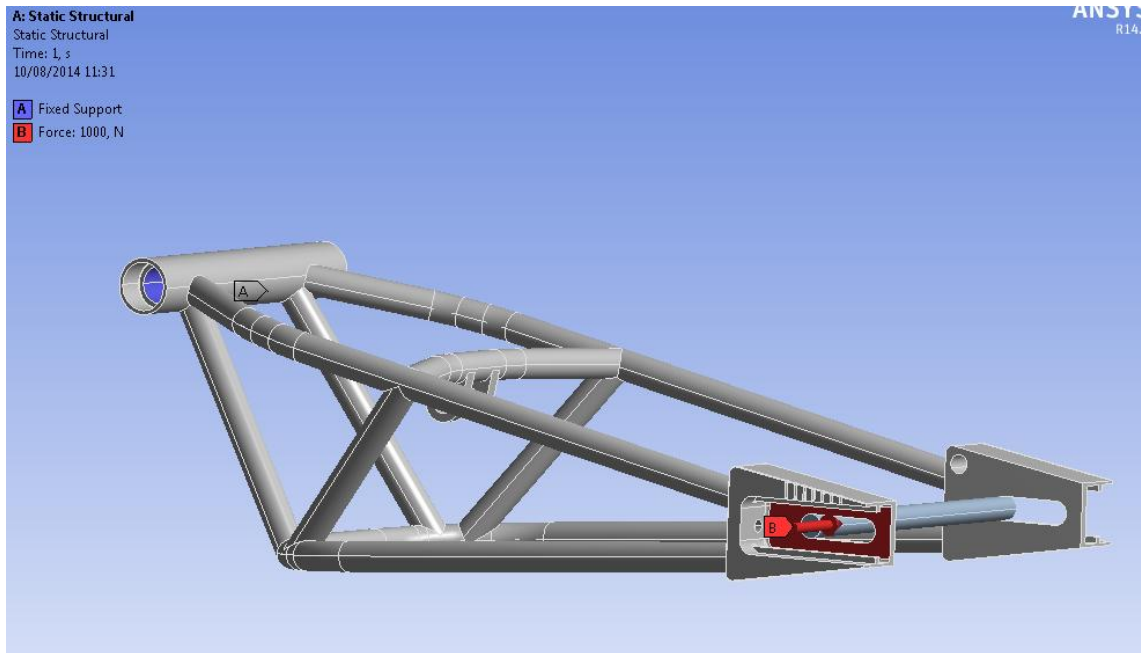


Figura 7.14: Ensayo rigidez lateral al basculante edición anterior

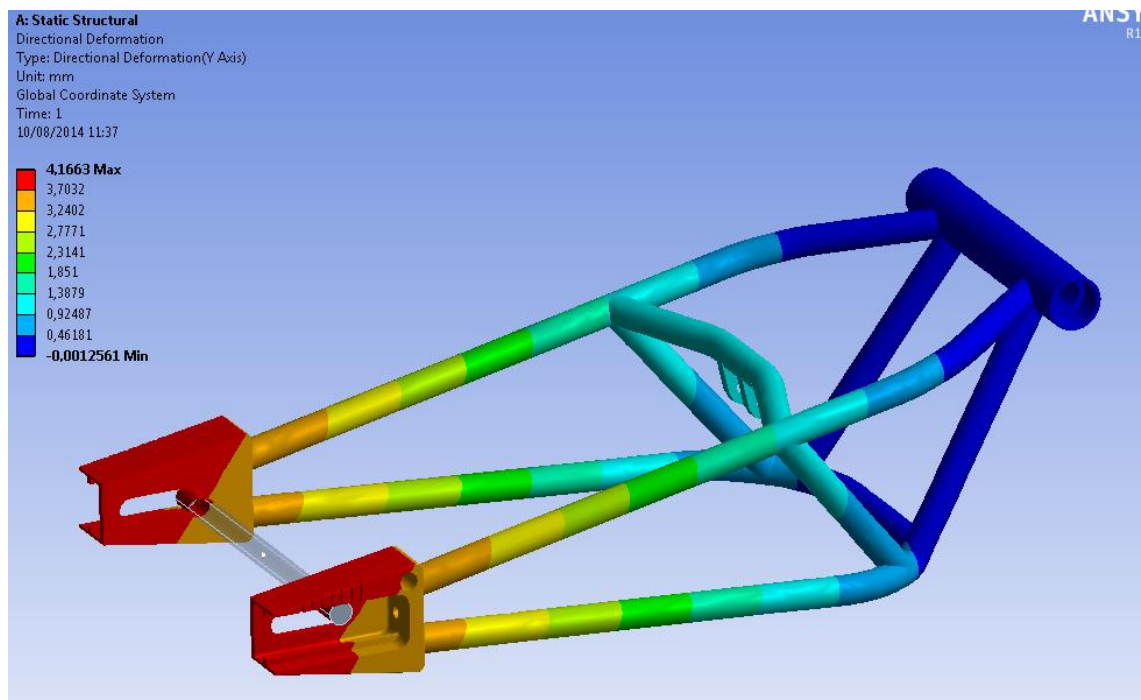


Figura 7.15: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral al basculante edición anterior

Sufre una deformación máxima en dirección al eje de la rueda de 4,1663 mm, por lo que su rigidez lateral es:

$$K_{lat} = \frac{F}{\delta} = \frac{1000}{4,1663} = 240,02 \frac{N}{mm}$$

Rigidez a torsión

Aplicaremos un par de fuerzas que nos dé un momento torsor de 100 Nm. La distancia entre los dos puntos de aplicación de la fuerza es de 210 mm por lo que el par de fuerzas que tendremos que aplicar es de:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{100}{0,21} = 476,2 \text{ N}$$

Aplicaremos dos cargas puntuales de 476,2 N a cada brazo del basculante en dirección del eje Z y en sentidos opuestos

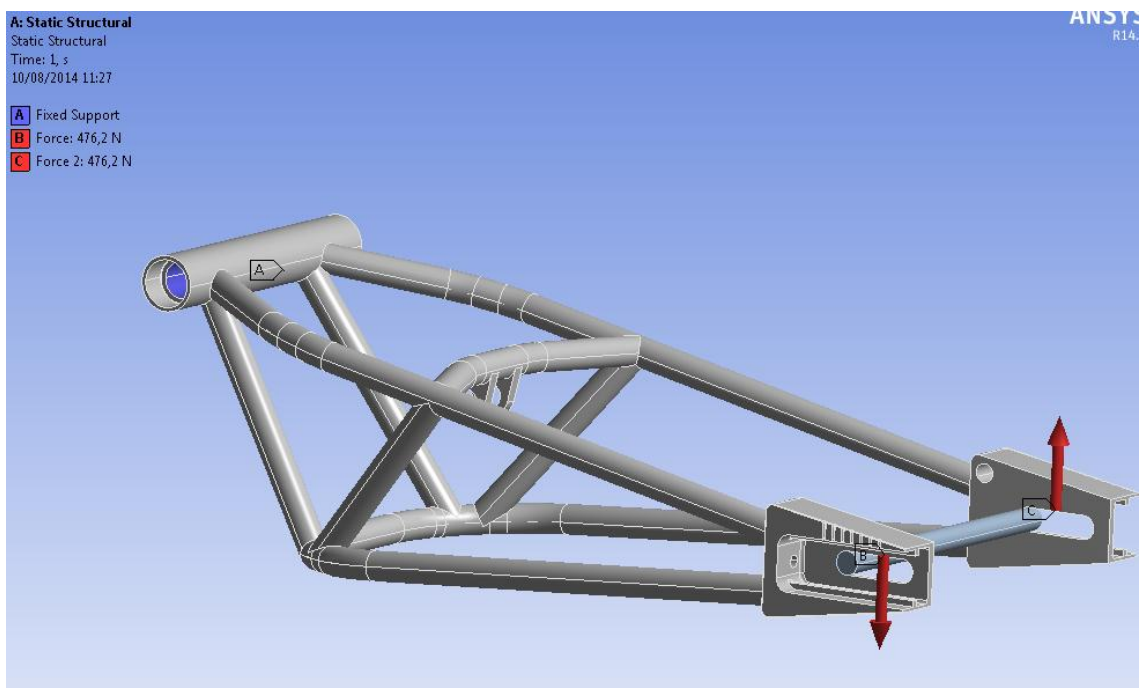


Figura 7.16: Ensayo rigidez a torsión al basculante edición anterior.

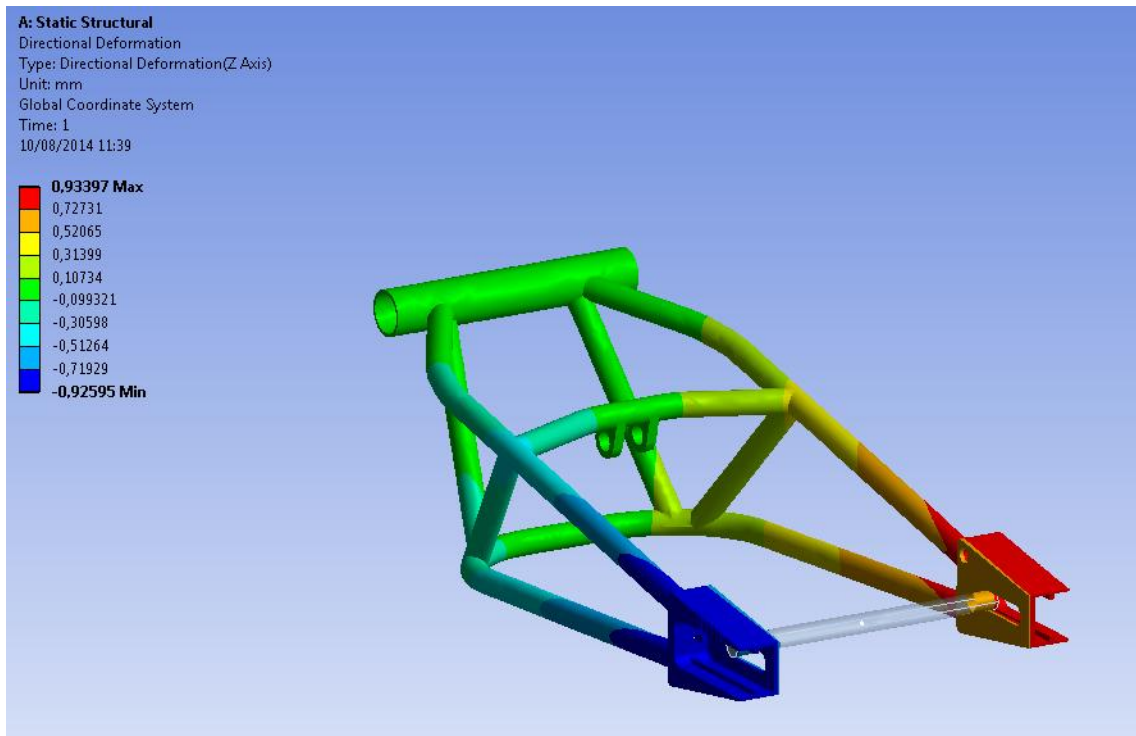


Figura 7.17: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión al basculante edición anterior.

La deformación máxima en el eje Z es de unos 0,934 mm. Para ver el ángulo girado tendremos que hacer una simple operación:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\delta}{d/2} = \tan^{-1} \frac{0,934}{105} = 8,895 \cdot 10^{-3} \text{ radianes}$$

Ahora podemos calcular fácilmente la rigidez a torsión:

$$K_{tor} = \frac{M}{\theta} = \frac{100}{8,895 \cdot 10^{-3}} = 11242,267 \frac{Nm}{radianes}$$

Ya tenemos los valores a los cuales queremos alcanzar o superar para poder compararlos con nuestro diseño.

$$K_{lat} = 240,02 \frac{N}{mm}$$

$$K_{tor} = 11242,267 \frac{Nm}{radianes}$$

7.6.3.2. Test de rigidez al diseño actual

Comenzamos con el boceto elegido en el diseño preliminar, a partir de este empezaremos una serie de modificaciones para intentar mejorar las rigideces obtenidas.

Rigidez lateral

Realizamos el mismo procedimiento visto antes para el basculante de la edición anterior.

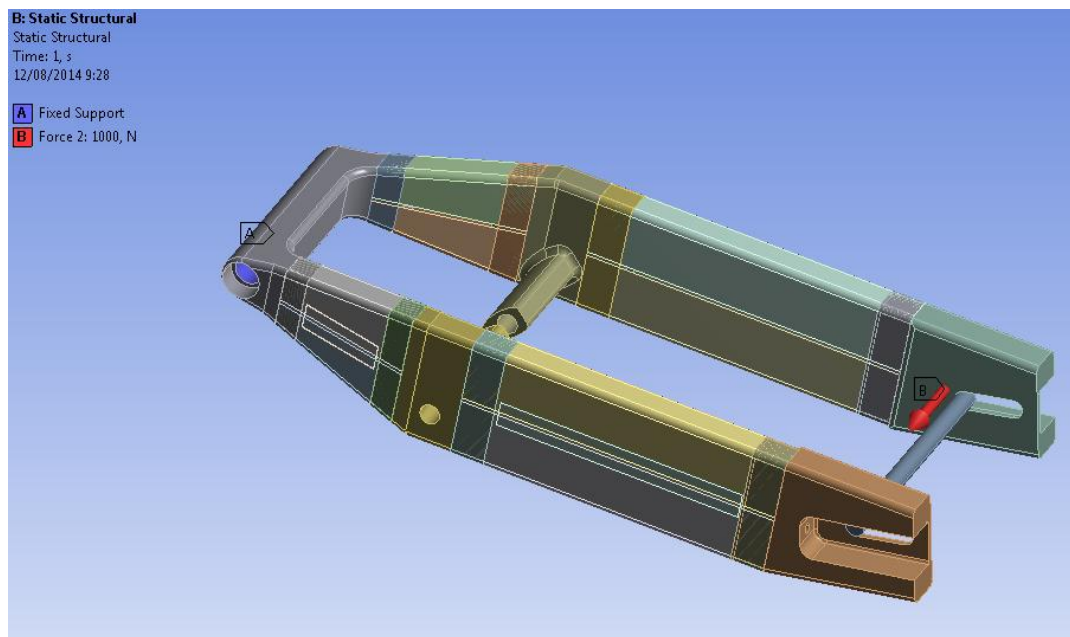


Figura 7.18: Ensayo rigidez lateral al basculante.

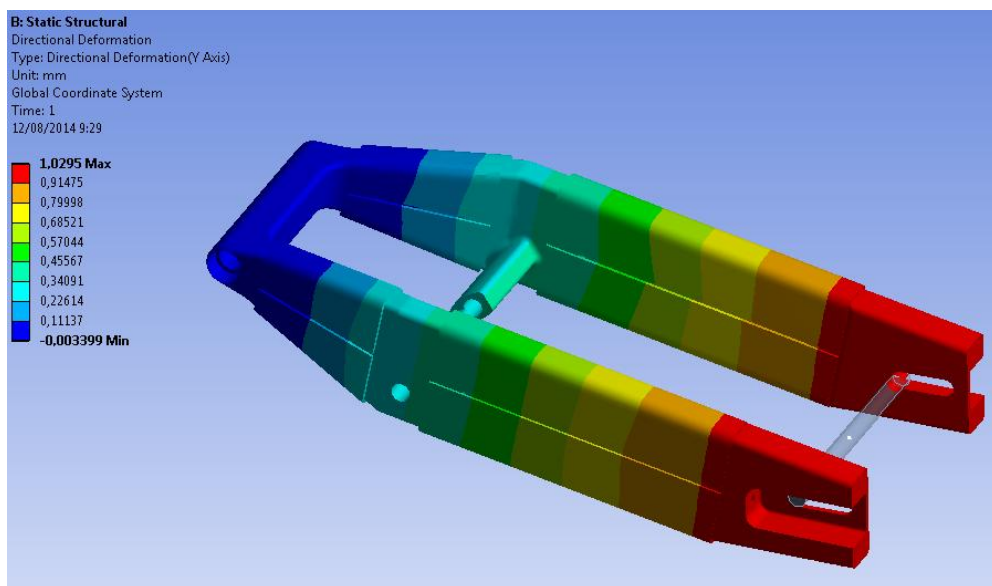


Figura 7.19: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral al basculante.

Sufre una deformación máxima en dirección al eje de la rueda de 1,0295 mm, por lo que su rigidez lateral es:

$$K_{lat} = \frac{F}{\delta} = \frac{1000}{1,0295} = 971,345 \frac{N}{mm}$$

Rigidez a torsión

Aplicaremos un par de fuerzas que nos dé un momento torsor de 100 Nm. Este basculante es un poco más ancho que el de la edición anterior, la distancia entre los dos puntos de aplicación de la fuerza en es de 218 mm por lo que el par de fuerzas que tendremos que aplicar es de:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{100}{0,218} = 458,72 N$$

Aplicaremos dos cargas puntuales de 458,72 N a cada brazo del basculante en dirección del eje Z y en sentidos opuestos.

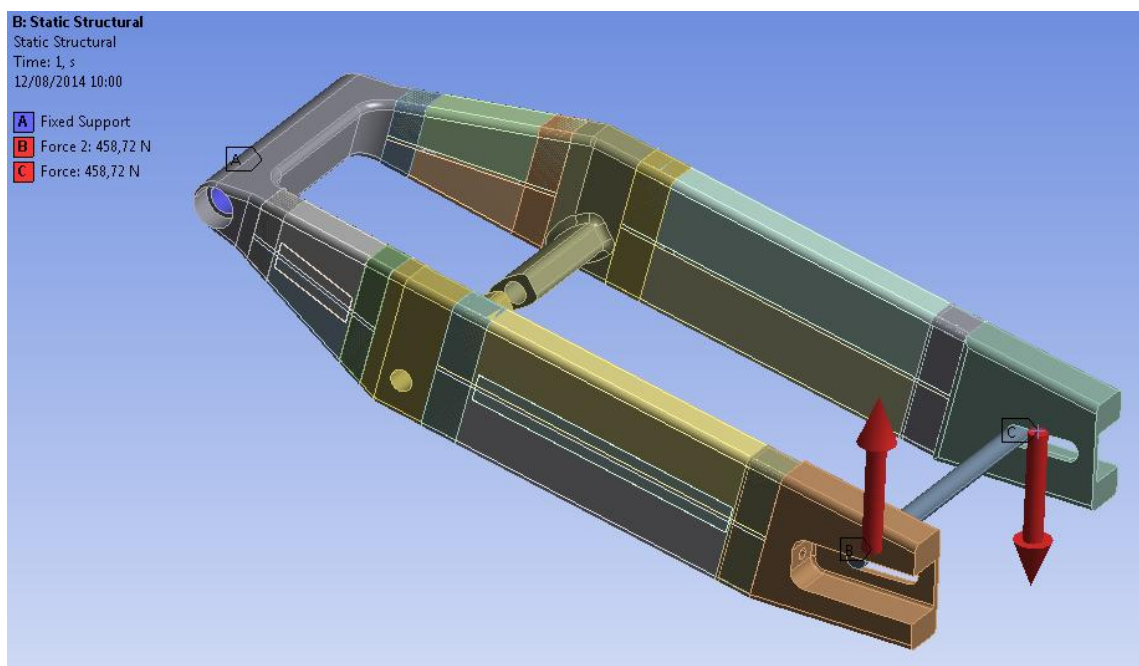


Figura 7.20: Ensayo rigidez a torsión al basculante.

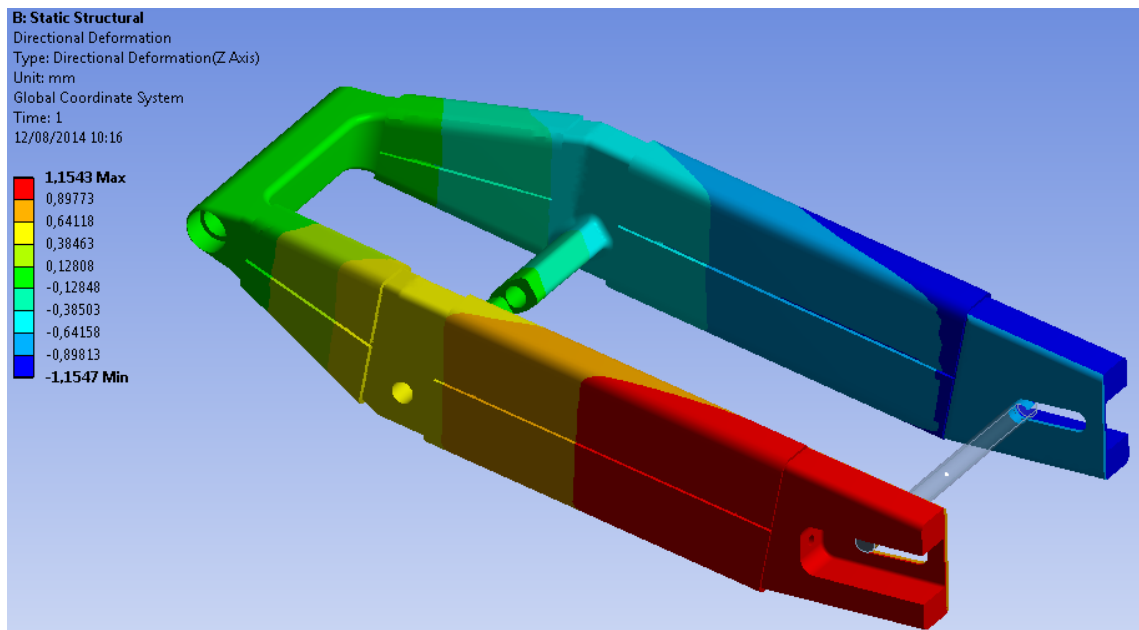


Figura 7.21: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión al basculante.

La deformación máxima en el eje Z es de unos 1,154 mm. Veamos el ángulo girado de los brazos del basculante:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\delta}{d/2} = \tan^{-1} \frac{1,154}{109} = 1,0587 \cdot 10^{-2} \text{ radianes}$$

Ahora podemos calcular fácilmente la rigidez a torsión:

$$K_{tor} = \frac{M}{\theta} = \frac{100}{1,0587 \cdot 10^{-2}} = 9445,76 \frac{Nm}{radianes}$$

Comparemos los valores obtenidos:

	Basculante edición anterior	Basculante actual	Mejora (%)
K lateral (N/mm)	240,02	971,345	404,7
K torsión (Nm/rad)	11242,267	9445,76	-15,98

Tabla 7.1: Resultados obtenidos del ensayo de rigidez.

Como vemos hemos mejorado en un 300 % en rigidez lateral pero se ha empeorado la rigidez a torsión en un 16 %. Como ya hemos dicho lo que más nos importa es tener un gran valor de rigidez a torsión. Por lo tanto planteamos una serie de modificaciones para intentar elevar este valor.

Las modificaciones serán las siguientes:

- Aumentamos la anchura de las vigas de carbono del basculante, pasarán de 25 mm a 30 mm.
- Modificaremos la pieza central de aluminio donde va anclada la suspensión mediante el rocker o balancín. En lugar de ser una barra o tubo será una pared, por lo que esta pieza central tendrá una forma de "I".

Por lo que el diseño queda por el momento de la siguiente manera:

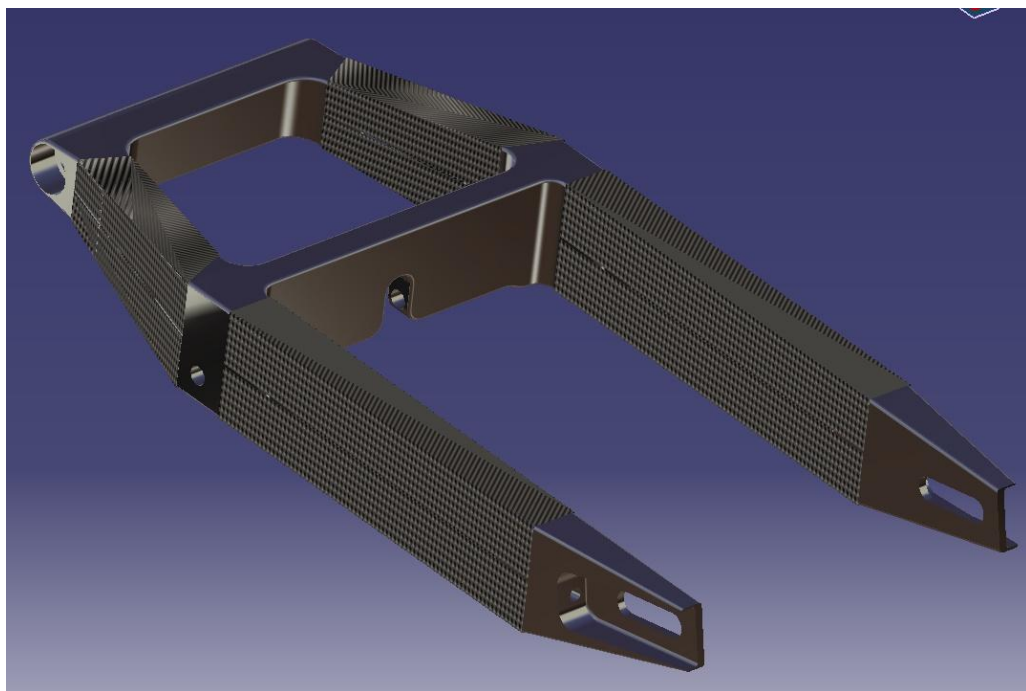


Figura 7.22: Basculante tras modificación.

Volvemos a realizar los tests de rigidez para los cuales obtendremos las siguientes deformaciones:

- **Test rigidez lateral.** Una deformación de 0,67571 mm en dirección del eje de la rueda.

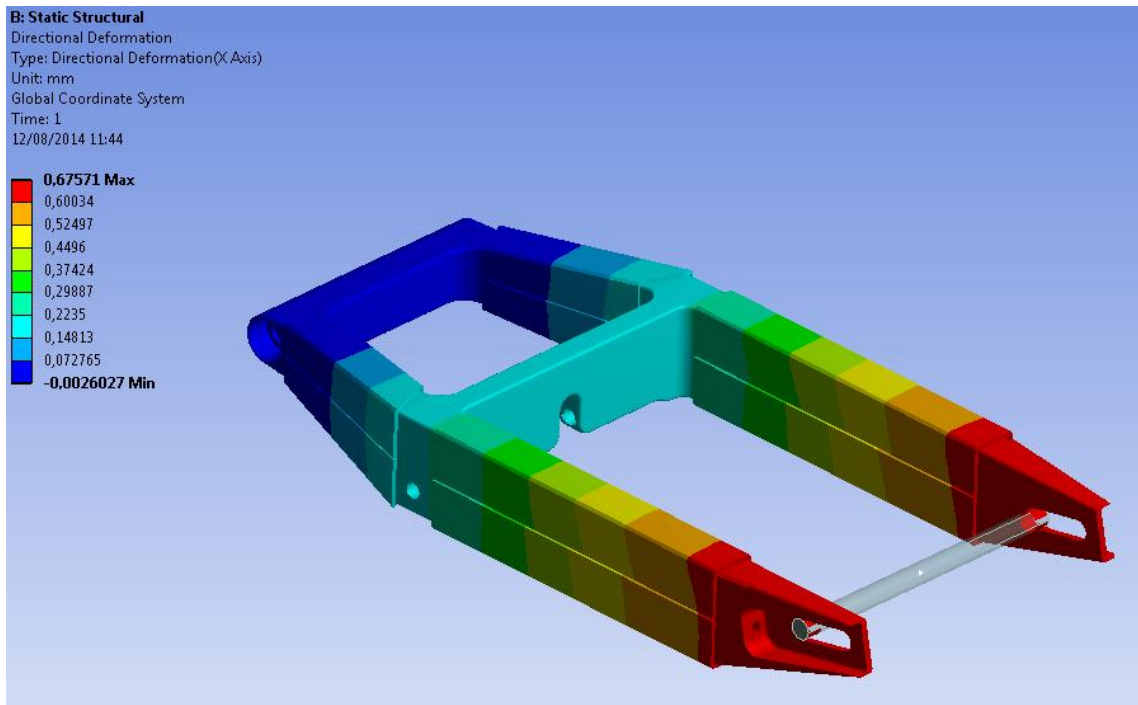


Figura 7.23: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral al basculante modificado.

$$K_{lat} = \frac{F}{\delta} = \frac{1000}{0,67571} = 1479,925 \frac{N}{mm}$$

- **Test de rigidez torsional.** Aplicando la misma carga que la ultima vez, ya la distancia entre brazos no ha sido modificada, tenemos una deformación en el eje Z de 0,19166 mm.

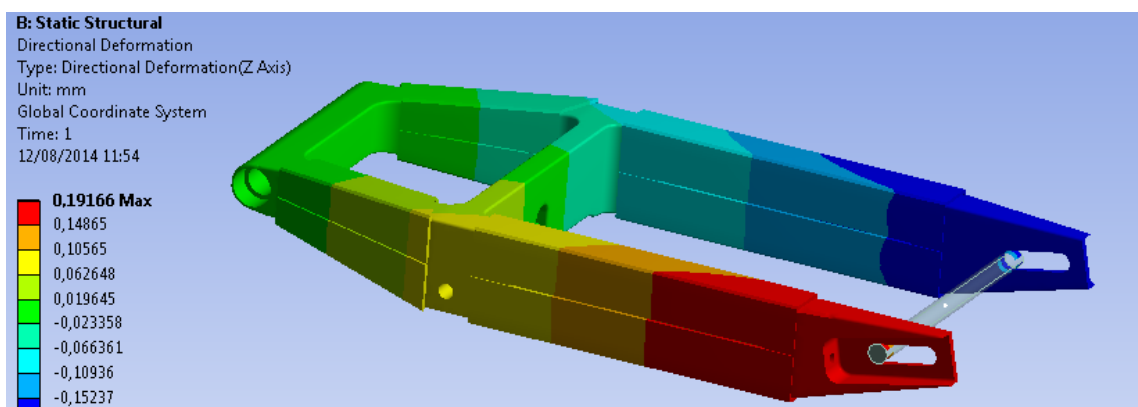


Figura 7.24: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión al basculante modificado.

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\delta}{d/2} = \tan^{-1} \frac{0,19166}{109} = 1,758 \cdot 10^{-3} \text{ radianes}$$

$$K_{tor} = \frac{M}{\theta} = \frac{100}{1,758 \cdot 10^{-3}} = 56882,82 \frac{Nm}{radianes}$$

	Basculante edición anterior	Basculante actual modificación 1	Mejora (%)
K lateral (N/mm)	240,02	1479,925	616,58
K torsión (Nm/rad)	11242,267	56882,82	505,97

Tabla 7.2: Resultados ensayo de rigidez tras modificar el basculante.

Como podemos observar se consigue con esta modificación una rigidez lateral 6 veces mayor que la que teníamos la edición anterior y una rigidez a torsión 5 veces mayor. Éstos valores son suficientemente buenos, pero se decide estudiar una segunda modificación aprovechando el espacio disponible que se tendrá en la moto para el basculante.

Echando un vistazo a la maqueta conjunta de la moto nos percatamos que entre la cadena de transmisión y los brazos del basculante hay bastante espacio, por lo que se decide aumentar la altura tanto de la pieza central de aluminio como la de las vigas de carbono, pasando así de los 70 mm a los 95 mm

Tras esta modificación pasamos a comprobar en la maqueta que no hay ninguna interacción con la cadena, tanto con la suspensión extendida, como con la suspensión comprimida al máximo.

Con la suspensión extendida se ve claramente en la maqueta que la cadena no toca ni por encima ni por debajo del basculante, por lo que no tendremos ningún problema.

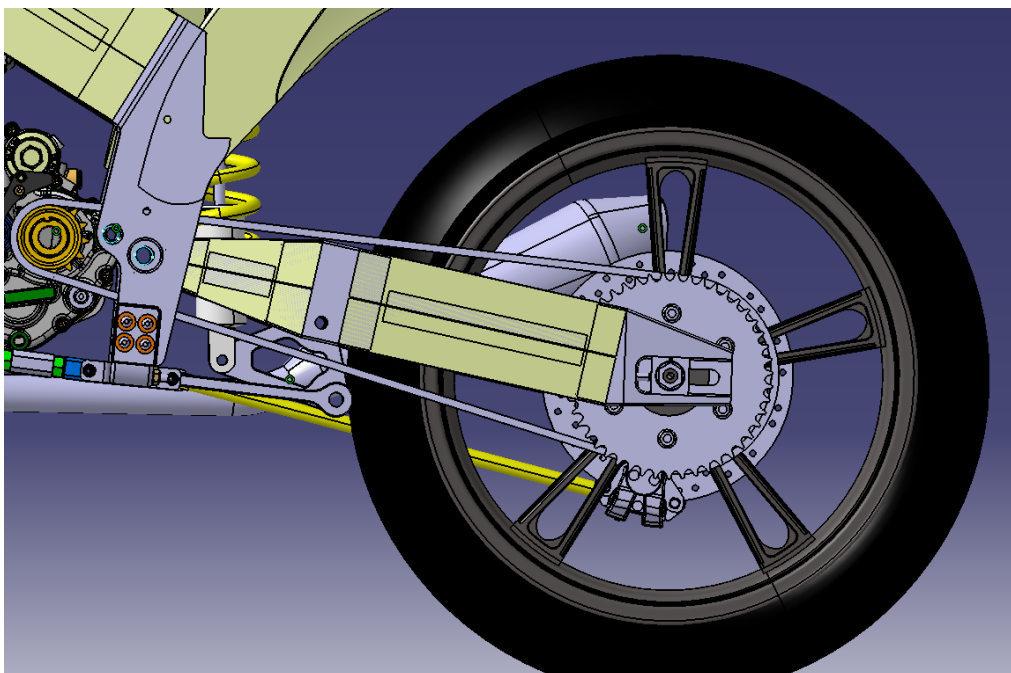


Figura 7.25: Comprobación de espacio con la suspensión tras aumentar la altura al basculante.

Al mirar ahora la maqueta (fig. 7.26) con la suspensión comprimida al máximo parece ser que puede llegar a tocarse en la parte inferior, así que a la pared de la pieza central de aluminio se le quitará un poco de material para asegurarnos del todo. En la figura 7.27 se muestra en detalle lo descrito.

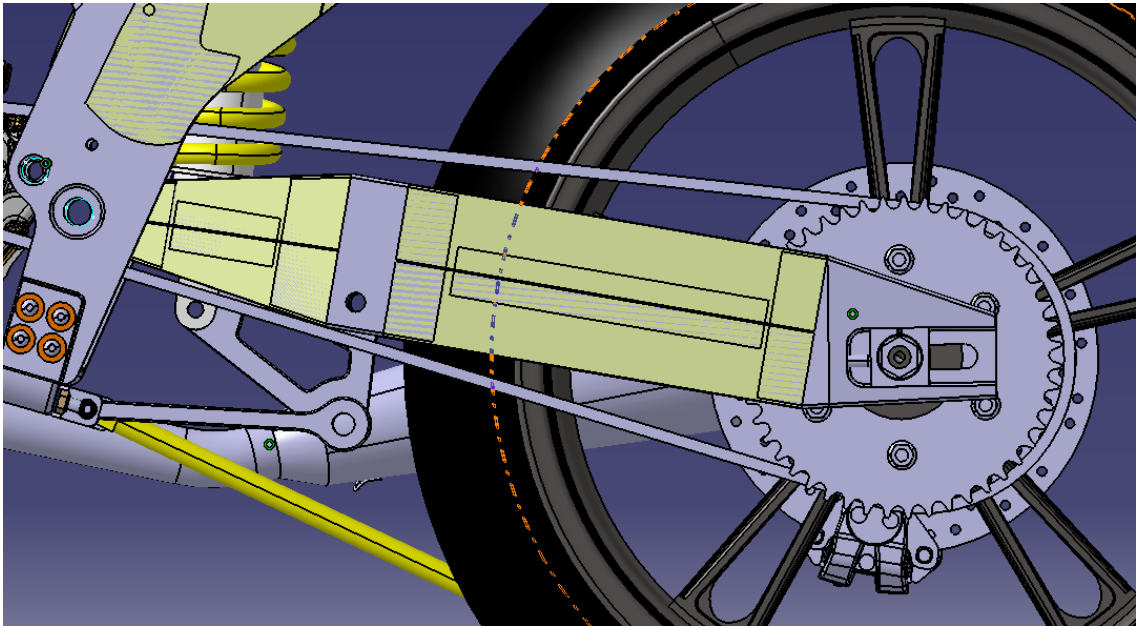


Figura 7.26: Comprobación de espacio con la suspensión comprimida tras aumentar la altura del basculante.

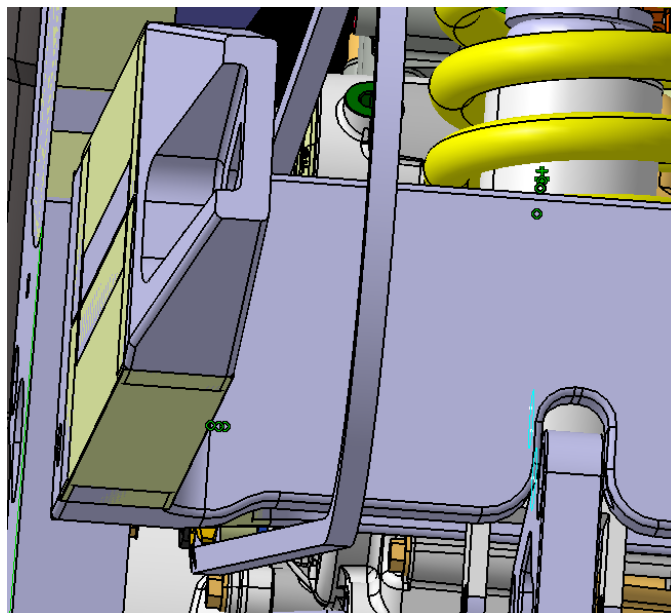


Figura 7.27: Detalle de la eliminación de material en la pared

Una vez comprobado que esta modificación de aumentar la altura del basculante no va a afectar con el resto de piezas de su entorno se procede a evaluar la rigidez como ya hemos hecho en los casos anteriores.

Para el test de rigidez lateral se obtiene una deformación en dirección al eje de la rueda de 0,64498 mm, por lo que la rigidez lateral será:

$$K_{lat} = \frac{F}{\delta} = \frac{1000}{0,64498} = 1550,44 \frac{N}{mm}$$

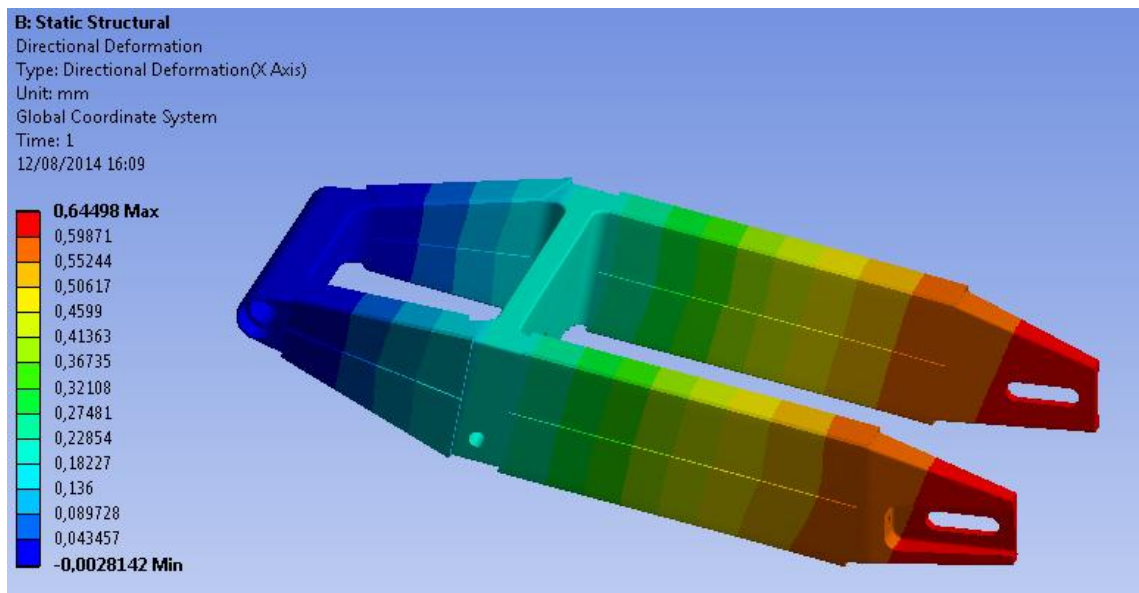


Figura 7.28: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral después de aumentar su altura.

Para el test de rigidez lateral tenemos una deformación máxima en el eje Z de 0,13252 mm.

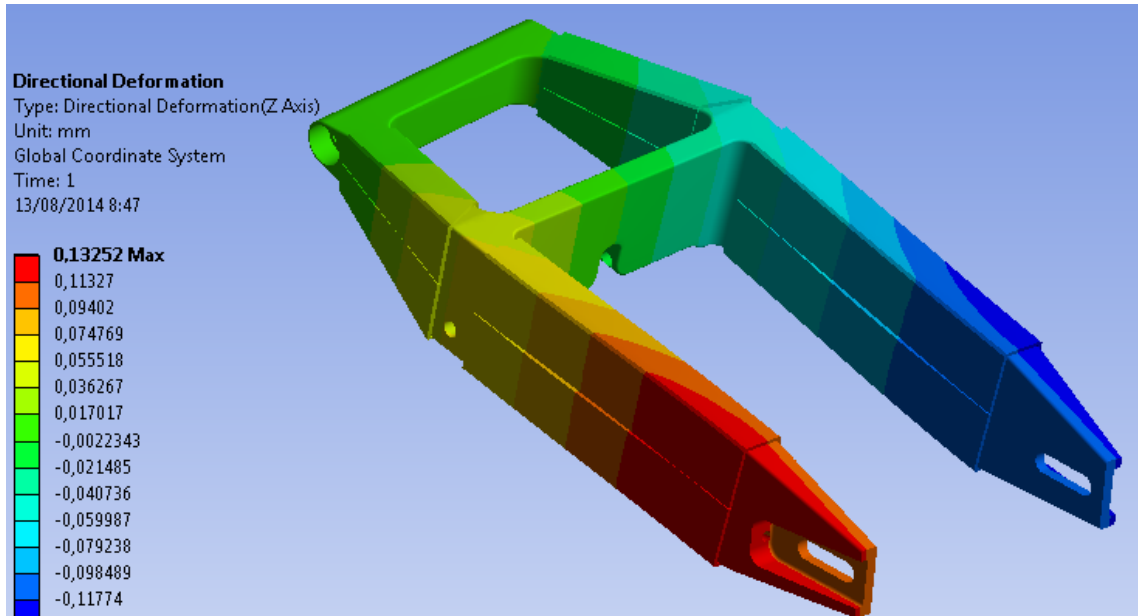


Figura 7.29: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión después de aumentar su altura.

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\delta}{d/2} = \tan^{-1} \frac{0,13252}{109} = 1,216 \cdot 10^{-3} \text{ radianes}$$

$$K_{tor} = \frac{M}{\theta} = \frac{100}{1,216 \cdot 10^{-3}} = 82236,84 \frac{Nm}{radianes}$$

	Basculante edición anterior	Basculante actual modificación 2	Mejora (%)
K lateral (N/mm)	240,02	1550,44	645,96
K torsión (Nm/rad)	11242,267	82236,84	731,5

Tabla 7.3: Resultados ensayos de rigidez después de aumentar la altura del basculante.

Como vemos hemos mejorado ambos valores con respecto el basculante de la moto de la edición anterior. Según el piloto y algunas personas que probaron dicha moto notaron ciertas deformaciones al paso por curva que hacían que la moto fuese un poco difícil de pilotar. Por lo que nuestro objetivo era superarlos para poder solventar dicho problema.

Como vemos en la tabla 7.3, con las modificaciones hechas a la geometría de la que hemos partido obtenemos que la rigidez lateral será 6 veces mayor mientras que la rigidez a torsión será 7 veces mayor comparando con el basculante de la pasada edición. Por lo que nuestro objetivo está claramente superado y nos quedaremos con esta geometría definitivamente, a falta de diseñar más adelante en detalle el resto de elementos como los anclajes a la rueda trasera, vaciado de material para aligerar peso, dimensionamiento de agujeros, ejes y rodamientos.....etc.

8. ANÁLISIS DE ESFUERZOS

8.1. Cálculos teóricos

En este apartado se estudiarán las fuerzas que actúan sobre la estructura de la motocicleta cuando esta se encuentra en instantes críticos. Aquí obtendremos las fuerzas resultantes necesarias para realizar una correcta simulación por elementos finitos, de manera que se logre simular con la mayor exactitud posible la realidad.

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

Conocidas las cargas se podrá pre-dimensionar cada componente, se tratará de que no esté sobredimensionado para no tener más peso del debido, ya que cuanto menor sea el peso del vehículo mejor resultado dará en la carrera. Por otro lado tendrá que diseñarse de manera que aguante todos los esfuerzos que puedan actuar sobre él sin que sufra ningún tipo de fisura o rotura. Por todo esto se llega a la conclusión de que este es un apartado esencial en el diseño general de la motocicleta.

Lo primero será predefinir el peso total que va a tener el vehículo, para ello se cogerá como base el reglamento técnico ya que condiciona este aspecto de la máquina. El reglamento en el artículo 2 de la sección B, apartado 2.2.1 dice que "El peso mínimo total de la motocicleta sin piloto será de 95 kg" y en el apartado 2.2.2 "En cualquier momento del evento, el peso de toda la motocicleta (incluyendo el depósito de combustible con un mínimo de 1 litro) no deben ser inferior al peso mínimo".

Siguiendo este criterio se considerará que el peso de la moto será de 95 kg (mínimo exigido por la competición), el peso del piloto de 75 kg (suponiendo un peso medio) y el peso de la gasolina, lubricantes, fluidos de refrigeración, mono del piloto y casco será de unos 10 kg aproximadamente.

Tabla de masas	
Masa de la motocicleta	95 kg
Masa del piloto	75 kg
Masa "Varios"	10 kg
TOTAL	180 kg

Tabla 8.1 Masas consideradas.

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

8.1.1. Movimiento rectilíneo

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

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

8.1.1.1. Fuerzas de resistencia aerodinámica

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

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

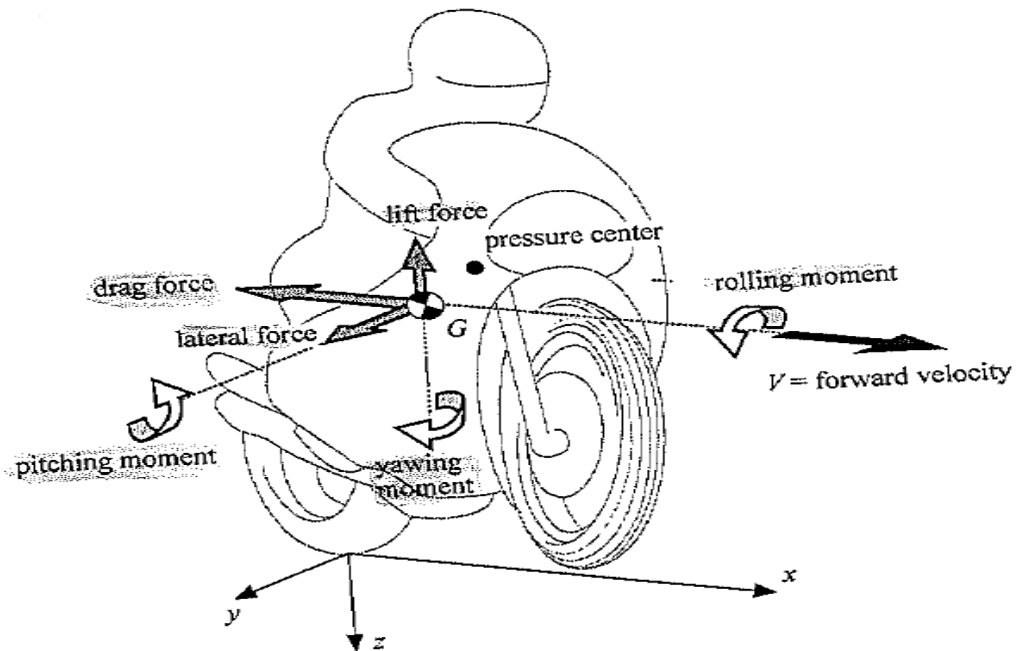


Figura 8.1: Esquema de fuerzas que actúan sobre la moto

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

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

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

El valor de C_D está fuertemente influenciado por la forma de la motocicleta y en concreto del carenado. Aunque el valor del coeficiente no es muy significativo, el valor que verdaderamente hay que fijarse es el área de resistencia aerodinámica, es decir el producto $C_D \cdot A$. Este valor puede ser comparado con el de otras motocicletas para ver cual presenta menos resistencia al avance. En las motocicletas del mundial de 250cc, suelen tener un valor alrededor de $0,22 \text{ m}^2$, que ha sido el valor que se ha escogido para nuestro modelo.

La elevación de la motocicleta es peligrosa porque reduce la carga en las ruedas y por lo tanto la adherencia en el neumático. Este aspecto también está fuertemente influenciado por la motocicleta y su carenado. Al igual que con la resistencia aerodinámica el valor

significativo es el producto $C_L \cdot A$, que suele estar en un rango de 0,06 hasta 0,12 m^2 . Para este modelo se ha escogido un valor de 0,08, bastante pequeño ya que se trata de una moto de 250 c.c.

El área frontal será de 0,33m², es un valor que suelen tener los vehículos de estas características. A partir de este valor se podrán hallar los valores de los coeficientes de resistencia al avance y de elevación, tal y como se muestran en la tabla 8.1.

ρ (aire kg/m^3 , en condiciones normales)	1,167
C_D (coeficiente de resistencia aerodinamica)	0,688
C_L (coeficiente de elevacion)	0,25
A (área frontal, m ²)	0,33
$C_D \cdot A$ (area de resistencia aerodinamica)	0,22
$C_L \cdot A$ (area de elevacion)	0,08

Tabla 8.2: Coeficientes aerodinámicos

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

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,167 \cdot 0,22 \cdot 50^2 = 320,92 \text{ N}$$

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_L \cdot A \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,167 \cdot 0,08 \cdot 50^2 = 116,7 \text{ N}$$

Resultados obtenidos	
F_D (N)	320,92
F_L (N)	116,7

Tabla 8.3: Resultados obtenidos de fuerzas aerodinámicas.

8.1.1.2. Fuerzas verticales en estado estacionario

La situación que tiene el centro de gravedad (de ahora en adelante CDG) influye mucho sobre el comportamiento y en las cargas que vaya a sufrir la motocicleta. En este caso las fuerzas verticales de reacción entre las ruedas y el suelo están muy influenciadas.

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

$$m \cdot g = N_r + N_f = 180 \cdot 9,81 = 1765,8 \text{ N}$$

$$N_f = m \cdot g \cdot \frac{b}{p} = 833,84 \text{ N}$$

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{(p - b)}{p} = 931,96 \text{ N}$$

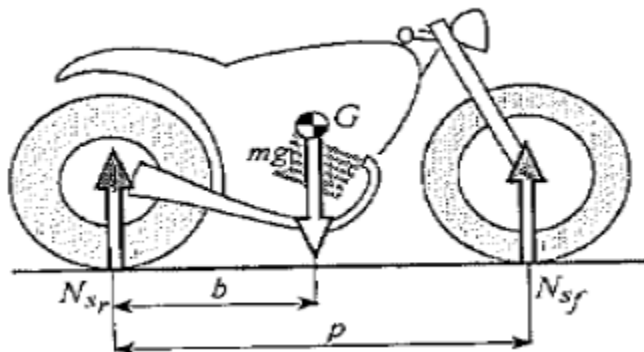


Figura 8.2: Aplicación de fuerzas verticales en estado estacionario

Es evidente que la suma de las dos normales deberá ser igual al peso total de motocicleta, mientras que las normales en cada rueda dependen de la posición del centro de gravedad.

8.1.1.3. Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera

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

$$F_p = m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

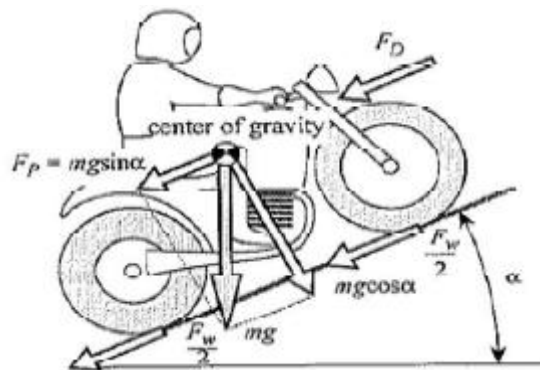


Figura 8.3: Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera.

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

8.1.2. Equilibrio en estado estacionario

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

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

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

- El peso (**mg**) que actúa en el centro de gravedad.
- Fuerza de avance **S**, que el suelo aplica a la moto en el punto de contacto de la rueda trasera.

- Las fuerzas verticales de reacción N_f y N_r , entre los neumáticos y el plano de la carretera.

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

Equilibrio de fuerzas horizontales: $S - F_D = 0$

Equilibrio de fuerzas verticales: $m \cdot g - N_r - N_f = 0$

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

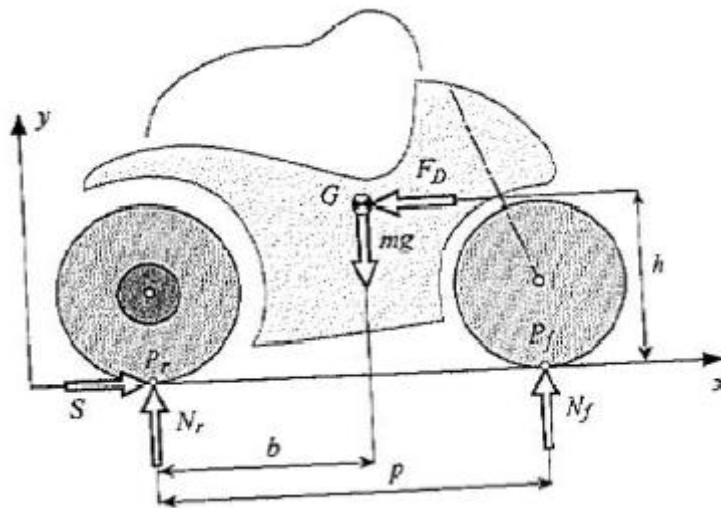


Figura 8.4 : Equilibrio en estado estacionario.

Las reacciones verticales de sobre las ruedas serán:

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

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

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

El ángulo de la transferencia de carga τ sera el formado por las fuerza de avance S y por la fuerza normal en el neumático trasero.

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

Fuerza de rodadura	F_w	≈ 0 N
Fuerza de elevación	F_L	≈ 0 N
Fuerza de conducción	S	320,92 N
Fuerza aerodinámica	F_D	320,92 N
Carga delantera	N_f	726,12 N
Carga trasera	N_r	1039,68 N
Ángulo de transferencia de carga	τ	0,3087 rad (17,686°)

Tabla 8.4: Resultados obtenidos de fuerzas en estado estacionario.

Se puede ver ahora como las cargas dinámicas varían de las estáticas calculadas anteriormente. Ahora esta mas cargada la rueda trasera debido a la transferencia de cargas.

8.1.3. Movimiento lineal transitorio

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

Equilibrio de fuerzas verticales: $m \cdot g - N_r - N_f = 0$

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

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

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

8.1.3.1. Aceleración

8.1.3.1.1. Limitada por el motor

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

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

Donde $S^* = T \cdot \frac{\omega_m}{V}$. Siendo T el par motor y $\frac{\omega_m}{V}$ el ratio entre la velocidad angular del motor y la velocidad lineal de la motocicleta. El término m^* será la masa equivalente de la moto, es decir $m^* = m +$ efeceto de las inercias rotacionales.

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

$$m^* = m + I_{Wr} \cdot \tau_r^2 + I_{Wf} \cdot \tau_f^2 + I_{Wm} \cdot \tau_m^2$$

Símbolo	Significado	Valor
m	masa de la motocicleta con piloto incluido	180 kg
I_{Wr}	inercia de la rueda trasera	$0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
I_{Wf}	inercia de la rueda delantera	$0,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
I_{Wm}	inercia del volante de inercia	$0,002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
τ_r	ratio de velocidad de la rueda trasera	$3,25415 \text{ m}^{-1}$
τ_f	ratio de velocidad de la rueda delantera	$3,3841 \text{ m}^{-1}$
τ_m	ratio de velocidad del motor	$96,542 \text{ m}^{-1}$

Tabla 8.5: Valores considerados.

Para calcular el ratio de velocidad de la rueda trasera es necesario conocer la relación de marchas del motor. Miraremos las características técnicas del motor suministrado por la organización. Lo tenemos disponible en la sección B apartado 3.2 del reglamento técnico de la competición:

ENGINE SHERCO SE 250i: TECHNICAL FEATURES	
Type	4 strokes 1 cylinder with liquid coolant
Displacement	249.4 CC
Bore/ Stroke	78/52mm
Compression ratio	12.6 :1
Fuel	Super, unleaded, minimum octane index 95
Valve timing	4 valves, DOHC, driven by tooth type chain
Intake valve diameter	29mm
Exhaust valve diameter	25mm
Thickness intake valve (cold)	0.15-0.2mm
Thickness exhaust valve (cold)	0.2-0.25mm
Crankshat bearing	2 roller bearing
Piston	Aluminium forge
Lubrication	Lubrication under pressure with 2 trochoidal pumps
Motor oil	1 L SAE 10W60
Primary reduction ratio	(21 :70)
Gear box:	6 speed
1	(14:33)
2	(17:30)
3	(19:28)
4	(21:26)
5	(23:24)
6	(25:22)
Final pinion (Stock)	Z13
Clutch	Multi-disk in oil bath. Hydraulic command
Ignition system / Batterie	Electric start/12V 6.5 Ah
Electronic injection	Magneti Marelli

Figura 8.5 : Información del motor.

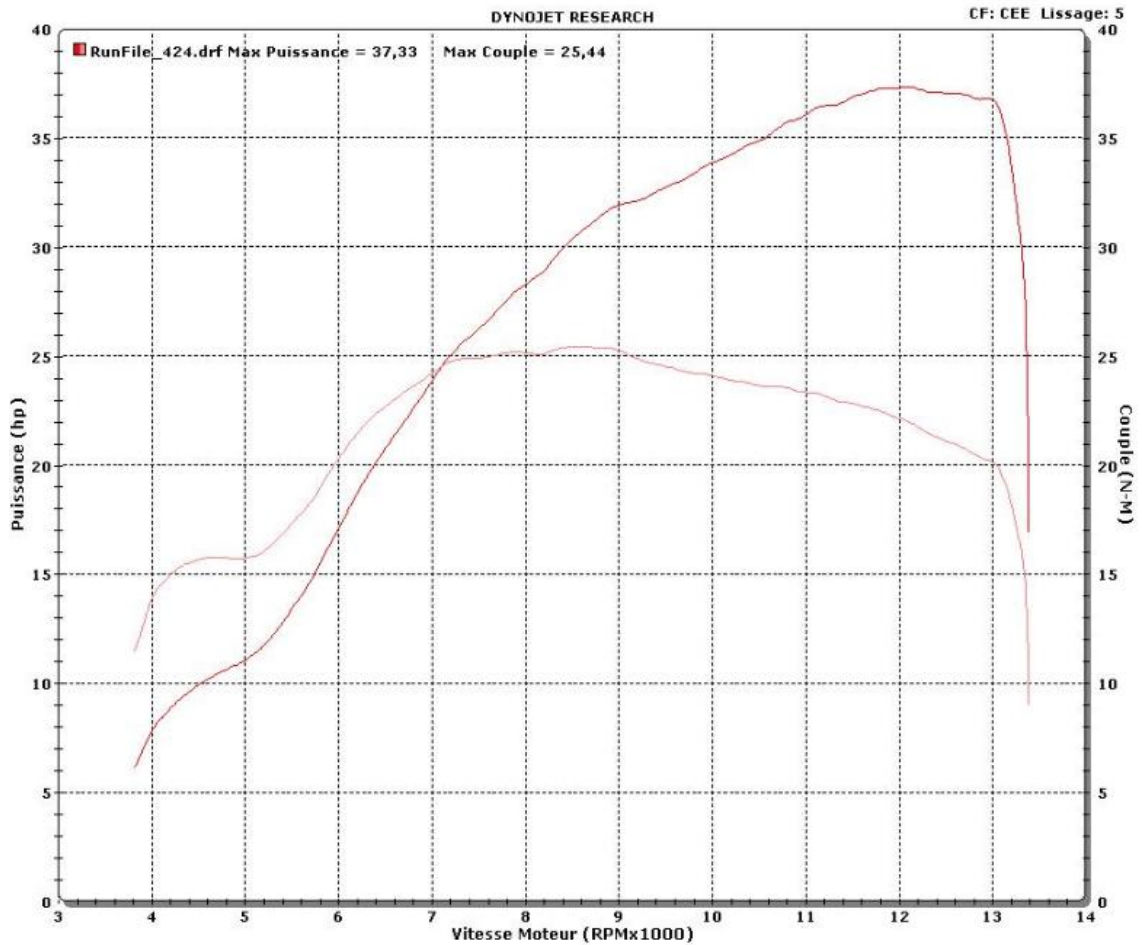


Figura 8.6: Gráfica potencia-velocidad y par-velocidad.

La relación última, es decir, la relación corona-piñón necesaria para que la moto alcance los 180 km/h (Z corona = 48; Z piñón = 13), es de 3,6923.

Relación última (cadena)	3,6923
Radio neumático trasero	0,3005 m
Radio neumático delantero	0,288 m

Tabla 8.6: Datos para cálculos.

Por lo tanto el ratio de velocidad de la rueda trasera será:

$$\tau_m = \frac{70}{21} \cdot \frac{33}{14} \cdot 3,6923 = 96,542 \text{ m}^{-1}$$

$$\begin{aligned} m^* &= m + I_{Wr} \cdot \tau_r^2 + I_{Wf} \cdot \tau_f^2 + I_{Wm} \cdot \tau_m^2 \\ &= 180 + 0,35 \cdot 3,25415^2 + 0,3 \cdot 3,3841^2 + 0,002 \cdot 96,542^2 \\ &= 205,783 \text{ kg} \end{aligned}$$

De la figura 8.6 que corresponde a la curva potencia-rpm y par-rpm podemos observar a qué velocidad (rpm) se producen el par y potencia máximos.

Potencia máxima al embrague	37,33 CV a 12000 rpm
Par máximo al embrague	25,44 Nm a 8600 rpm

Tabla 8.7: Datos de las gráficas del motor.

Según podemos ver el mayor par de 25,44 Nm y por lo tanto la mayor aceleración se obtiene con el motor a 8600 rpm. Esto corresponderá con la primera marcha del motor. Mediante la fórmulas planteadas anteriormente calculamos la fuerza S^* y con ello podremos obtener las cargas normales dinámicas.

$$S^* = T \cdot \frac{w_m}{V} = T \cdot \tau_m = 25,44 \cdot 96,542 = 2456 \text{ N}$$

$$w_m = 8600 \cdot \frac{2\pi}{60} = 900,59 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Como ya hemos dicho ésta aceleración máxima se produce en primera por lo que la velocidad en ese momento será de:

$$V_{rueda} = \frac{w_m}{\tau_m} = 9,5328 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 33,58 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Con ésta velocidad la fuerza aerodinámica que se opone al avance será de $F_D = 11,674 \text{ N}$. Por lo tanto en ese régimen de funcionamiento de mayor rendimiento del motor y a esa velocidad la aceleración será de (despreciando la fuerza de rozadura):

$$x'' = \frac{S^* - F_D}{m^*} = \frac{2456 - 11,674}{205,783} = 11,878 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Los resultados obtenidos para las normales dinámicas serán:

N_f	9,4 N
N_r	1756,4 N

Tabla 8.8: Resultados obtenidos de fuerzas de aceleración limitadas por el motor.

8.1.3.2. Limitado por la tracción

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

$$S = F_D + m \cdot x''$$

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

$$S \leq \mu_p \cdot N_r$$

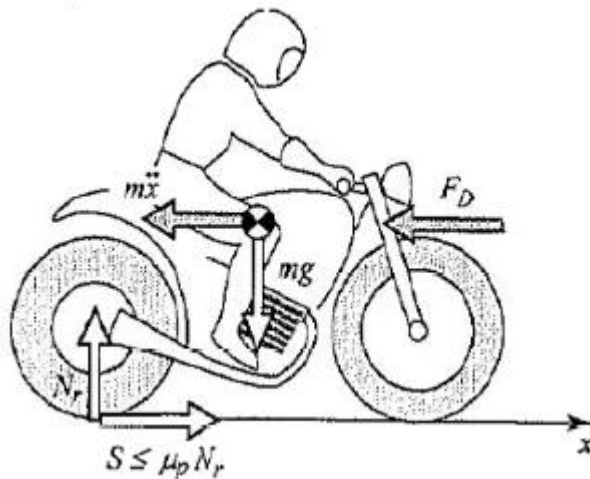


Figura 8.7: Equilibrio de fuerzas en tracción.

Si se recuerda que,

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

Se tiene ahora:

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

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

Aceleración limitada por tracción	x''	10.404 m/s ²
Coefficiente de fricción	μ_p	1,2
Fuerza de rodadura	F_w	0 N
Fuerza de aceleración	S	1872,66 N
Carga trasera	N_r	1560,55 N

Tabla 8.9 : Resultados obtenidos para el caso limitado por tracción.

8.1.3.3. Limitado por la rodadura

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

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

De donde tenemos que,

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

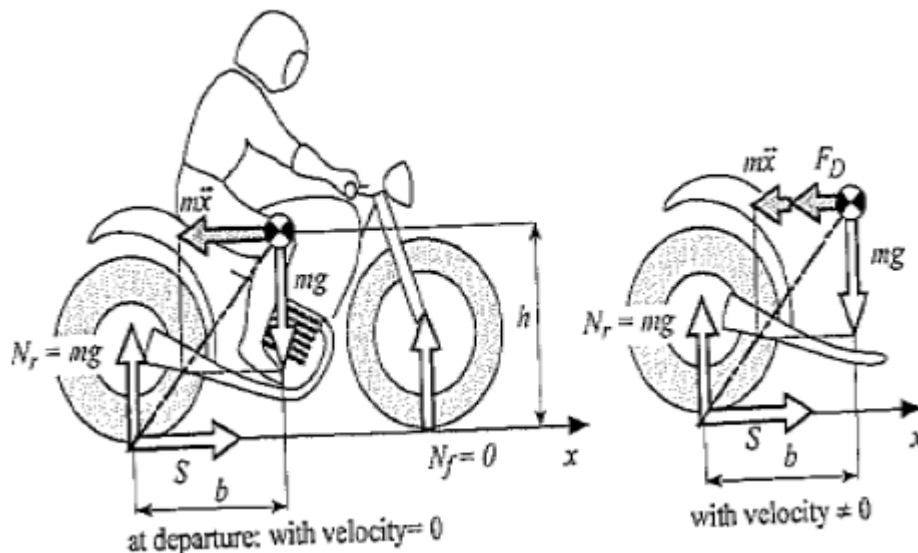


Figura 8.8: Equilibrio de fuerzas en tracción limitada por rodadura.

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

Aceleración limitada por rodadura	x''	13,8 m/s ²
Fuerza de aceleración	S	2484,13 N
Carga delantera	N_f	0 N
Carga trasera	N_r	1765,8 N

Tabla 8.10 : Resultados obtenidos para la condición de limitado por la rodadura

Se ve claramente con carga de la rueda delantera es nula y todo el peso de la motocicleta se apoya sobre el neumático trasero.

8.1.4. Frenada

Se considerara que solo se frena con el freno delantero, caso en el cual ocurrirán las cargas más extremas, será una situación mucho más exigente. Ésto quiere decir que durante la desaceleración, la carga en la rueda delantera aumenta, mientras la carga de la rueda trasera disminuye, por lo que se deduce que ocurre una transferencia de cargas desde la rueda trasera a la rueda delantera. Todo ello llevará a no tener ninguna fuerza en el basculante o éstas serán mínimos, por lo que no nos influyen en éste proyecto y por lo tanto no será objeto de estudio.

8.1.5. Curva en estado estacionario

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

8.1.5.1. Inclinación de la moto en giro estático

Ángulo ideal de inclinación

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

Consideramos las siguientes hipótesis:

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

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

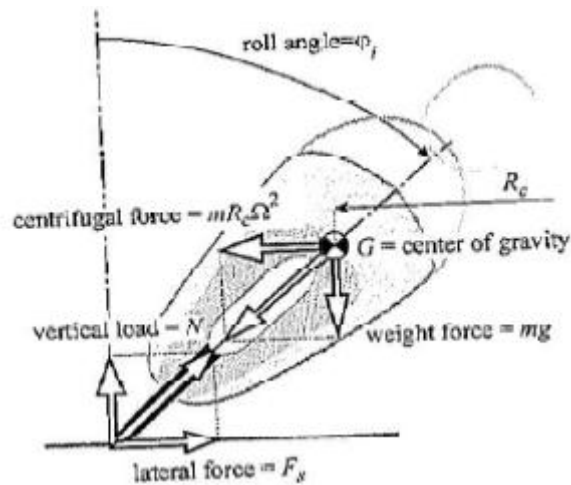


Figura 8.9: Equilibrio de fuerzas en giro estático.

$$F_{\text{centrífuga}} = R_c \cdot m \cdot \omega^2$$

$$V = \omega \cdot R_c$$

Ángulo de inclinación

$$\varphi_i = \arctg \frac{R_c \cdot \omega^2}{g} = \arctg \frac{V^2}{g \cdot R_c}$$

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

Ángulo de inclinación efectivo

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

$$\varphi_e = \varphi_i + \Delta\varphi = \arctg \varphi_i + \arcsin \left(\frac{t \cdot \sin \varphi_i}{h - t} \right)$$

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

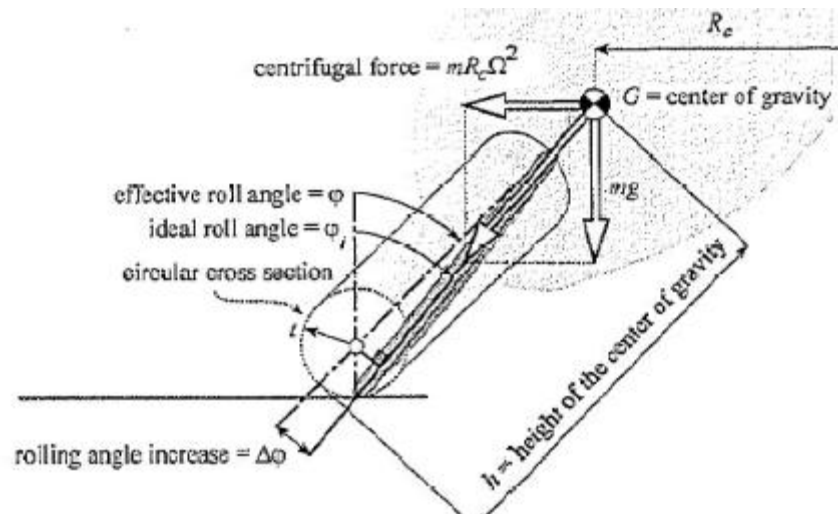


Figura 8.10: Ángulo de inclinación al paso por curva.

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

Velocidad de las ruedas durante un giro

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

$$\omega_r = -\frac{V}{(\rho_r + t_r \cdot \cos \varphi_e)}$$

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

Donde Δ es el ángulo de dirección cinemática aplicada por el piloto

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

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

Se han tomado las características aproximadas de una de las curvas donde más sufre la motocicleta en el circuito de Alcañiz. Esta es una curva cerrada en la que la motocicleta

pasa bastante rápido con un ángulo de inclinación cerca del máximo. En esta curva se dan uno de los máximos valores de fuerza lateral. Por lo tanto a partir de estas características se hallaran las fuerzas de manera teórica.

Así tenemos las siguientes condiciones:

Ángulo de inclinación ideal	φ_i	0,8371 rad
Radio de giro	R_C	68 m
Velocidad de viraje	ω	0,4 rad/s
Velocidad de avance	V	27,2 m/s
Fuerza centrífuga	F_C	1958,4 N
Ángulo efectivo de inclinación	φ_e	0,8965 rad
Variación del ángulo de inclinación	$\Delta\varphi$	0,0594 rad
Media anchura de neumático delantero	t_f	0,05 m
Media anchura neumático trasero	t_r	0,0575 m
Velocidad angular en curva en la rueda delantera	ω_f	-78,3976 rad/s
Velocidad angular en curva en la rueda trasera	ω_r	-79,0929 rad/s
Radio equivalente rueda delantera	ρ_f	0,288 m
Radio equivalente rueda trasera	ρ_r	0,3005 m

Tabla 8.11: Resultados obtenidos parámetros paso por curva

8.1.5.2. Comportamiento direccional de la moto en el giro

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

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

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

$$F_{sf} = (k_{\lambda f} \cdot \lambda_f + k_{\varphi f} \cdot \varphi_f) \cdot N_f$$

$$F_{sr} = (k_{\lambda r} \cdot \lambda_r + k_{\varphi r} \cdot \varphi_r) \cdot N_r$$

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

Rigidez comba delantero	$k_{\varphi f}$	$2,132 \text{ rad}^{-1}$
Rigidez comba trasero	$k_{\varphi r}$	$2,08 \text{ rad}^{-1}$
Rigidez deriva delantero	$k_{\lambda f}$	$18,122 \text{ rad}^{-1}$
Rigidez deriva trasero	$k_{\lambda r}$	$18,72 \text{ rad}^{-1}$

Tabla 8.12: Rigideces neumáticos.

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

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

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

Ángulo de deriva del neumático delantero	-0,056 rad
Ángulo de deriva del neumático trasero	-0,052 rad

Tabla 8.13: resultados obtenidos de ángulo de deriva.

Ángulo de dirección efectivo

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

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

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

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

Ángulo de dirección	δ	0,087 rad (5°)
Ángulo cinemático de dirección	Δ	0,0128 rad
Ángulo efectivo de dirección	Δ^*	0,0171 rad

Tabla 8.14: Resultados obtenidos para los diferentes ángulos de dirección.

Ratio de la dirección

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

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

Este comportamiento lo podemos expresar mediante el ratio de dirección:

$$\xi = \frac{\lambda_r}{\lambda_f}$$

Si $\xi = 1$ el comportamiento es neutral y por tanto el ángulo de deslizamiento de ambos neumáticos serán iguales, $\lambda_r = \lambda_f$.

Si $\xi > 1$ el comportamiento es sobrevirador y por tanto el ángulo de deslizamiento del neumático trasero será mayor que el delantero, $\lambda_r > \lambda_f$.

Si $\xi < 1$ el comportamiento es subvirador y por tanto el ángulo de deslizamiento del neumático trasero será mayor que el delantero, $\lambda_r < \lambda_f$.

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

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

Para ver de qué manera se comportará nuestra moto obtenemos el ratio de dirección:

$$\xi = \frac{-0,056}{-0,052} = 1,077$$

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

Para cálculos posteriores necesitaremos saber cuál es el radio de giro de la rueda trasera R_{cr} , es decir, nuestra moto es sobreviradora por lo que la rueda delantera hará la curva con el mismo radio de la curva por la que pasa, mientras que la rueda trasera tendrá un radio de giro mayor, ya que este neumático deslizará y tenderá a salirse de la trayectoria.

La ecuación de ratio de dirección se puede reescribir también de la siguiente manera:

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

Donde R_{co} es el radio de giro de la rueda delantera, en este caso estamos estudiando como ya hemos dicho una curva concreta de Alcañiz de 68 m de radio, por lo que $R_{co} = 68$ m., Ya sabemos que $\xi = 1,077$, por lo tanto $R_{cr} = 73,236$ m.

8.1.5.3. Fuerzas en curva

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

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

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{p - b}{p} - F_D \cdot \frac{h}{p} \cdot \cos \varphi$$

De todas maneras se despreciarán las fuerzas aerodinámicas debido a que no influyen mucho y se logra simplificar los cálculos. Si se considera una curva con un radio grande con respecto a la batalla de la motocicleta, que lo es $68/1,2706$, y se desprecia la fuerza aerodinámica las fuerzas laterales en cada neumático vendrán representadas por las siguientes expresiones:

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

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{p - b}{p}$$

Entonces,

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

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

Fuerza lateral delantera	F_{sf}	854,2 N
Fuerza lateral trasera	F_{sr}	954,6 N

Tabla 8.15: Resultados para fuerzas en curva.

8.1.6. Cargas debidas a las irregularidades del terreno

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

Este valor se estudió por los compañeros en ediciones anteriores, y el resultado fue de **385 N**.

8.2. Cargas finales para utilizar en el análisis FEM

Las fuerzas teóricas máximas que se han calculado serán las utilizadas posteriormente para realizar el diseño, calculo y dimensionamiento mediante el análisis FEM del basculante y demás componentes de la moto presentes en este proyecto. Para ello se utilizarán las cargas máximas calculadas. En el caso de aceleración se obtenía diferentes limitantes, por lo tanto se cogerán los valores del mayor limitante porque será imposible que esos valores sean superados.

Por último en lo que a las cargas finales respecta. Se describirán las cargas finales para diferentes hipótesis de carga. Cada caso se ensayara con software FEM para realizar el diseño del basculante y elementos de la suspensión trasera. En cada uno de los casos tendrán que aparecer las fuerzas resultantes correspondientes a las situaciones límites de la motocicleta sobre el terreno que hemos estudiado.

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

Una irregularidad en la carretera puede darse en cualquier momento de la carrera. Se elegirán los peores casos, es decir, aceleración y paso por curva máximo y se le añadirá a cada fuerza normal una carga de 385N. Esta fuerza es debida a la aceleración vertical que gana la masa suspendida debido a irregularidades del terreno (ya sean rizados o badenes).

Esta carga dinámica adicional ha de ser aplicada a los casos anteriores, los cuales serían las situaciones más extremas en las que se puede encontrar el vehículo.

Se utilizará un coeficiente de mayoración de 1,5 para asegurar el buen funcionamiento de los diferentes elementos a diseñar. El coeficiente de 1,5 refleja tanto la incertidumbre de las cargas (20%) como la severidad de la situación (30%), es decir, el riesgo que supondría un fallo en la estructura.

8.2.1. Aceleración máxima

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

Aceleración máxima	Valor de carga mayorada
Fuerza longitudinal delantera	0 N
Fuerza longitudinal trasera	3684 N
Fuerza vertical delantera	591,6 N
Fuerza vertical trasera	3212,1 N
Fuerza lateral delantera	0 N
Fuerza lateral trasera	0 N

Tabla 8.16: valores para hipótesis de aceleración máxima.

8.2.2. Paso por curva

Para el caso de paso por curva se cogerán las cargas obtenidas mediante el estudio anterior considerando una de las curvas más exigentes del circuito de Alcañiz.

Paso por curva	Valor de carga mayorada
Fuerza vertical delantera	1828,26 N
Fuerza vertical trasera	1945,44 N
Fuerza lateral delantera	1281,3 N
Fuerza lateral trasera	1431,9 N

Tabla 8.17: valores para hipótesis de paso por curva.

8.3. Cargas trasladadas a cada componente y punto de aplicación

Tras el análisis de esfuerzos del apartado anterior se han obtenido las cargas resultantes soportadas por la moto. En este apartado se procederá a analizar que cargas soporta cada componente individualmente, por lo que obtendremos así lo que nos interesa, las cargas al basculante.

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

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

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

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

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

$$M_{longitudinal} = F_{lateral\ suelo} \cdot R_{neumático}$$

8.3.1. Fuerzas en la suspensión y basculante en aceleración máxima.

Para trasladar las fuerzas del plano XZ de forma adecuada a cada componente de la suspensión trasera y basculante, utilizaremos la maqueta de realizada en CATIA V5 y mediante el módulo "Drafting" haremos un plano de la suspensión trasera y basculante con la suspensión comprimida al máximo. Tras esto dibujaremos líneas uniendo entre sí todos los anclajes de estos elementos para obtener un esquema de la geometría y saber cotas y ángulos del modelo que nos permita hacer los cálculos para conseguir las trasladar las fuerzas.

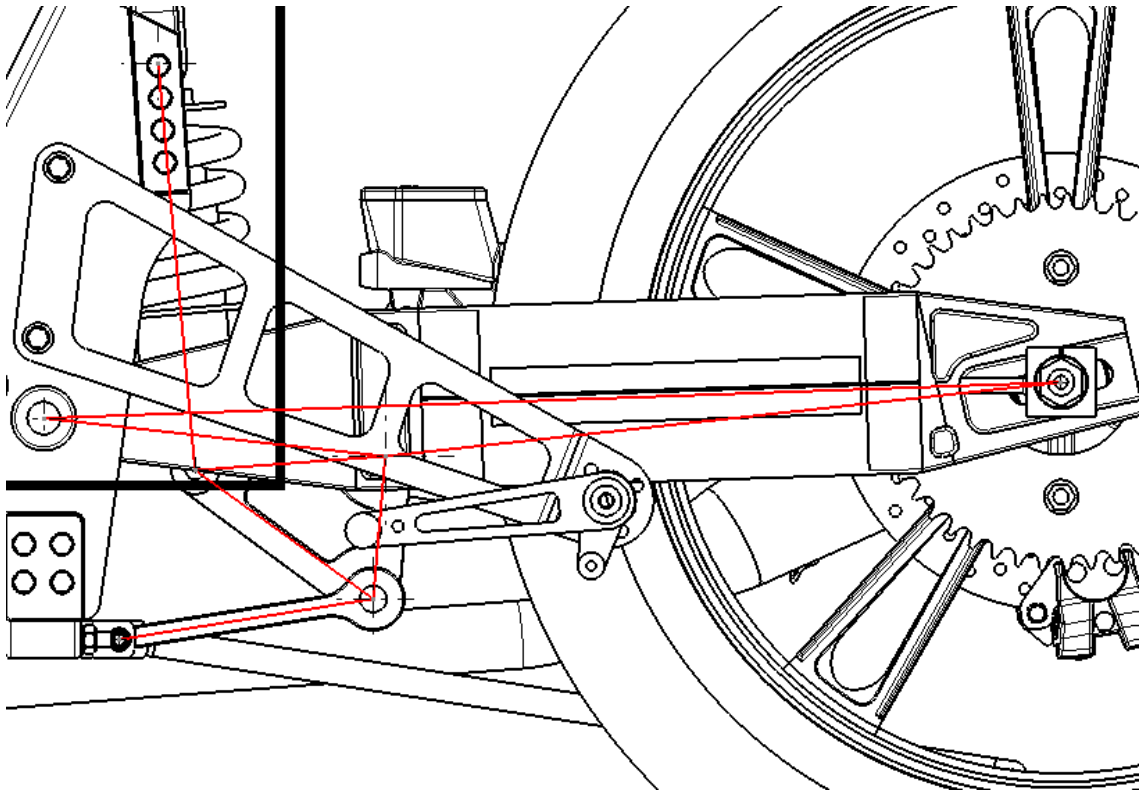


Figura 8.11: obtención del esquema para cálculos posteriores.

Para el problema de fuerzas necesitamos, como ya hemos dicho, saber los parámetros que se muestran en la figura , lo haremos acotando y midiendo sobre la propia maqueta.

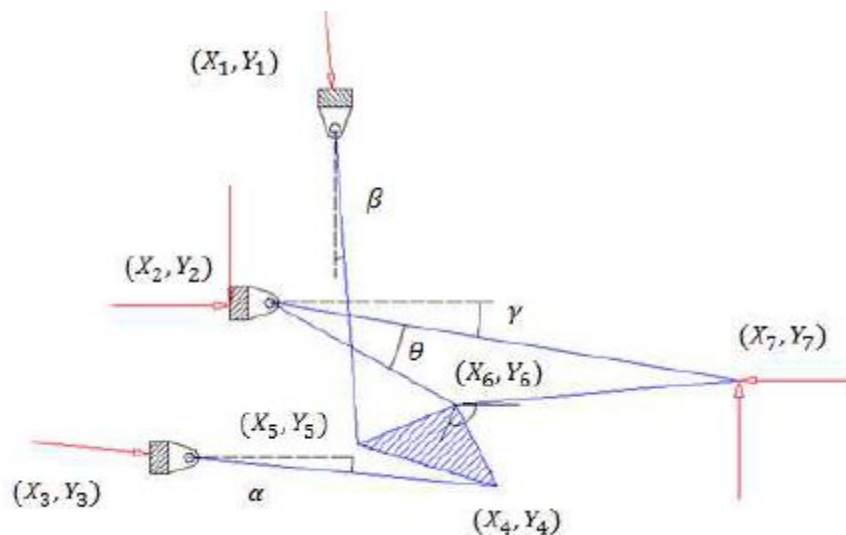


Figura 8.12: Parámetros geométricos necesarios para el problema de fuerzas.

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

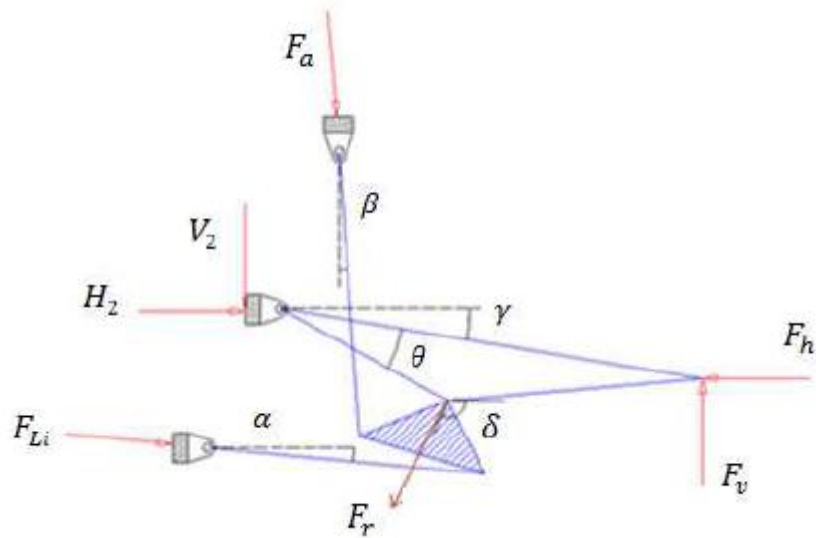


Figura 8.13: esquema del problema de fuerza.

La suma de momentos con respecto al anclaje de la suspensión al bastidor tiene que ser nula:

$$F_v \cdot (X_7 - X_1) - F_h \cdot (Y_1 - Y_7) + F_{link} \cdot \cos \alpha \cdot (Y_1 - Y_3) + F_{link} \cdot \sin \alpha \cdot (X_1 - X_3) + H_2 \cdot (Y_1 - Y_2) + V_2 \cdot (X_1 - X_2) = 0$$

El sumatorio de fuerzas del sistema será igual a cero:

$$F_v - F_a \cdot \cos \beta - V_2 - F_{link} \cdot \sin \alpha = 0$$

$$F_h - F_a \cdot \sin \beta - H_2 - F_{link} \cdot \cos \alpha = 0$$

El sumatorio de fuerzas en el basculante será igual a cero:

$$F_v - V_2 - F_r \cdot \sin \delta = 0$$

$$F_h - H_2 - F_r \cdot \cos \delta = 0$$

La suma de momentos en el basculante con respecto a su anclaje con el bastidor tiene que ser nula:

$$-F_h \cdot (Y_2 - Y_7) + F_v \cdot (X_7 - X_2) - F_r \cdot d \cdot \sin(\delta - \gamma - \theta) = 0$$

Conocemos todo menos las incógnitas F_a , F_{link} , V_2 , H_2 , F_r y δ .

Tras la resolución del sistema tendremos los siguientes resultados (con un coeficiente de mayoración de 1,5):

F_a	7340 N
F_{link}	10094 N
V_2	5687 N
H_2	13040 N
F_{ry}	8916,2 N
F_{rx}	9334,9 N

Tabla 8.18: Resultados obtenidos de carga en basculante y suspensión para aceleración máxima.

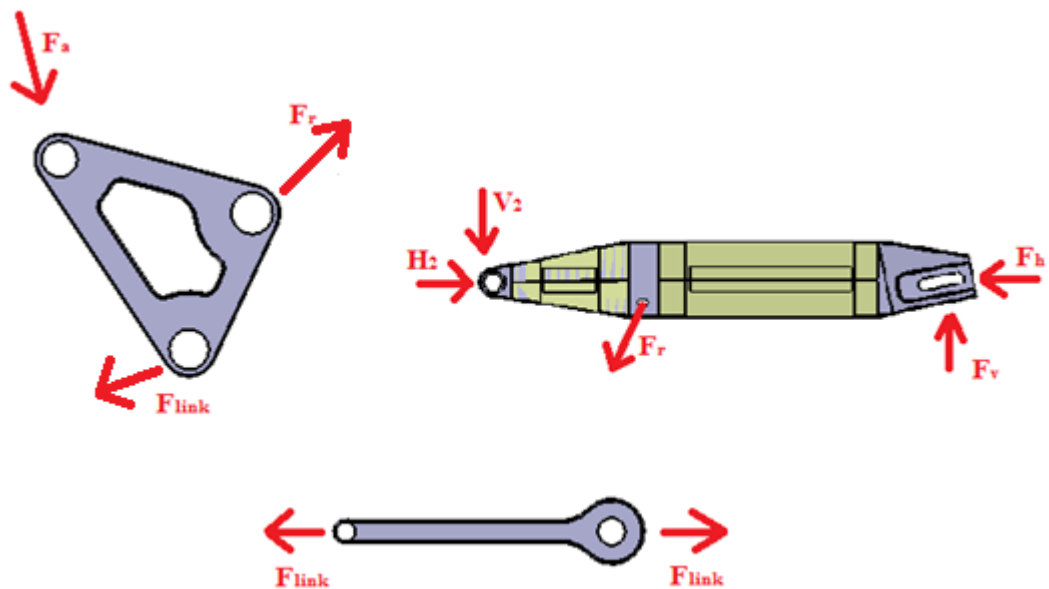


Figura 8.14: Representación de fuerzas trasladadas al basculante y componentes de la suspensión trasera.

8.3.2. Fuerzas soportadas por el basculante en el caso de paso por curva.

Para el caso de paso por curva ya hemos visto anteriormente una serie de parámetros que nos ayudarán ahora a trasladar las fuerzas al basculante. algunos se muestran en la figura 8.15.

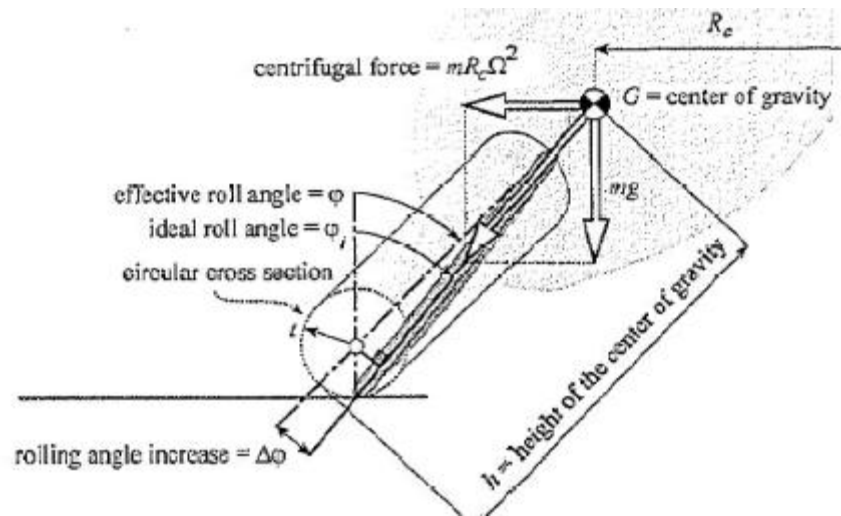


Figura 8.15: Esquema paso por curva

Anteriormente hemos calculado las fuerzas que tendremos en el paso por curva en el punto de contacto entre el neumático y el suelo. A nosotros nos interesa las de la rueda trasera, siendo sus valores de:

- $F_{Sr} = 1431,9 \text{ N}$
- $N_r = 1975,44 \text{ N}$

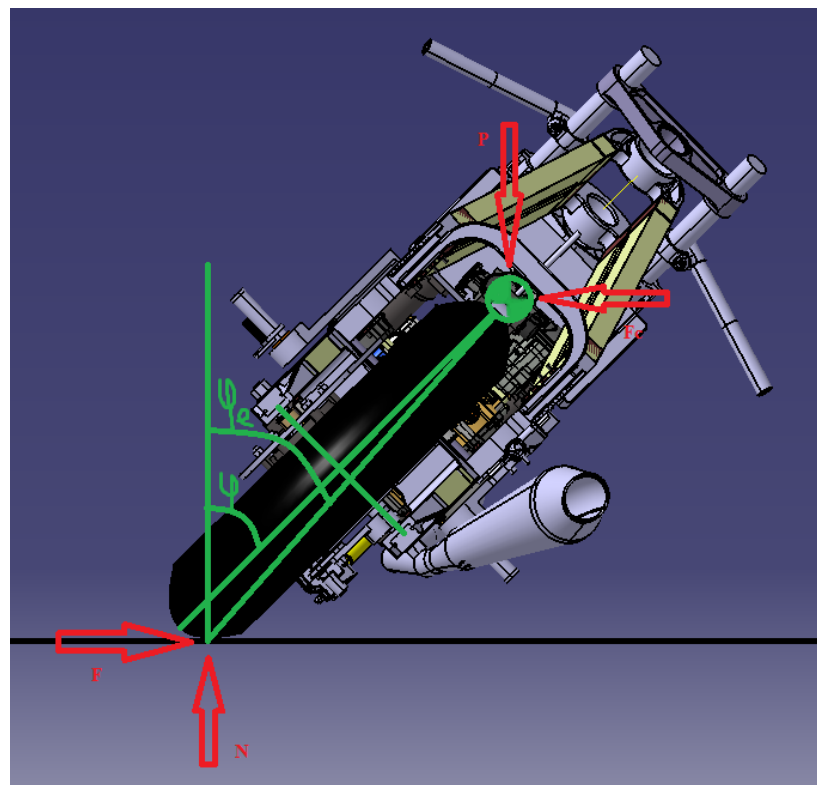


Figura 8.16: Fuerzas en curva.

Con los valores ya conocidos en apartados anteriores de la distancia al centro de gravedad (h), grado de inclinación (φ), grado de inclinación efectivo (φ_e), radio del neumático trasero y anchura entre los anclajes del basculante podemos trasladar fácilmente las fuerzas desde el punto de contacto del neumático con el suelo a los anclajes del basculante con la rueda.

Los resultados son:

- Una fuerza vertical en sentido positivo de 1808 N en uno de los anclajes.
- Una fuerza vertical en sentido negativo de 1339,95 N en el otro anclaje.
- Una fuerza lateral de 1197 N en cada anclaje.

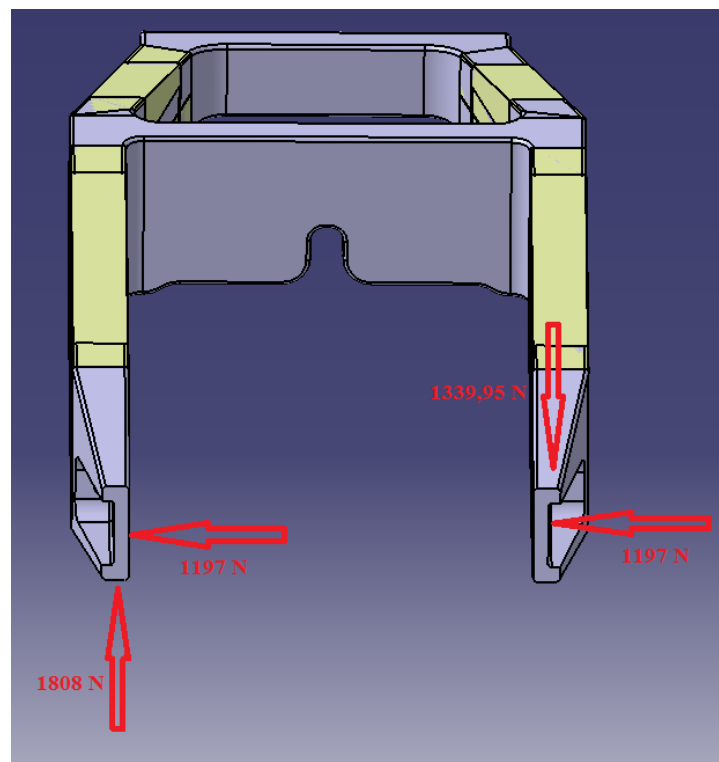


Figura 8.17: Resultados obtenidos para la traslación de fuerzas en paso por curva.

9. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FEM

9.1. Cálculo y dimensionamiento del basculante

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

Una vez diseñado el modelo, se llevan a cabo los cálculos necesarios para su dimensionamiento. Estos cálculos serán realizados, mediante el software de elementos finitos: ANSYS y su módulo para materiales compuestos COMPOSITE PREPOST.

Se estudiarán las tensiones que sufrirán las distintas partes del basculante en las situaciones o hipótesis de carga más exigentes que tendrá que soportar, paso por curva y aceleración máxima. Todas las cargas aplicadas serán cargas estáticas mayoradas por un coeficiente de 1,5. Esto permitirá observar aquellas zonas en las cuales haya concentraciones de tensiones de forma que seremos capaces de encontrar el dimensionamiento optimo de su geometría y si fuera necesario realizar pequeñas modificaciones sobre el diseño para tratar de evitar la aparición de tensiones excesivamente elevadas.

Para analizar correctamente las tensiones, se ha de tener en cuenta el material que se va a utilizar para la fabricación. En caso de que con estas dimensiones, el basculante no sea capaz de soportar las fuerzas a las que va a ser sometido, se modificará posteriormente y el basculante será recalculado, hasta dar con el dimensionamiento optimo.

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

Esto ya no es válido, ya que ahora tenemos que obtener el valor real de las tensiones producidas por lo que será necesario introducir las cargas reales a las que está sometido el basculante.

Utilizaremos las cargas obtenidas en el apartado 8.3 tras trasladar las cargas obtenidas desde el contacto de los neumático con el suelo hasta el ejes de la rueda trasera, y de ahí a las distintas partes del basculante.

El diseño con el que empezaremos a realizar un análisis será el mostrado en la figura 7.25 del apartado 7.6.3.2 tras obtener el diseño con mejor rigidez, a partir de él iremos optimizándolo. Antes de comenzar haremos una pequeña modificación. Ya sabemos las

fuerzas que el eje de anclaje con el bastidor va a soportar (V_2 y H_2 obtenidas en el apartado 8.3.1), por lo que podremos escoger algún rodamiento para dimensionar el alojamiento del mismo que va a tener nuestro basculante. La fuerza a soportar es de 14226 N.

El rodamiento escogido es el **NKIA 5903**, es un rodamientos de agujas combinados, estos rodamientos constan de un rodamiento radial de agujas combinado con un rodamiento axial y, por tanto, son capaces de soportar cargas tanto radiales como axiales que actúen en un sentido y, por lo tanto, pueden fijar el eje en un sentido. Los rodamientos de agujas combinados permiten formar disposiciones de rodamientos fijos cuando el espacio radial es limitado.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica				Masa	Designación
d	D	B	radial dinámica C	estática C_0	axial dinámica C	estática C_0		
mm			kN				kg	-
17	30	18	11,7	17	2,24	2,74	0,056	NKIA 5903

Figura 9.1: Detalle del rodamiento NKIA 5903

Por lo tanto dimensionaremos ya el alojamiento de los rodamientos a ambos lados del eje del basculante y veremos si el análisis realizado nos permite poner el rodamiento seleccionado.

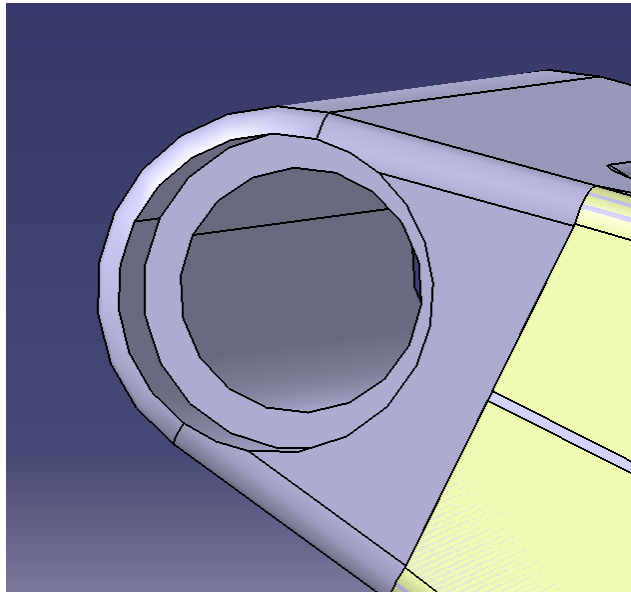


Figura 9.2: Detalle del alojamiento del rodamiento.

Como paso inicial se introduce el basculante en el software de elementos finitos. No sin antes adecuarla para la simulación, ya que necesitaremos además del basculante en sí poner un eje para la unión con el rocker y un trozo de éste para poder anclar aquí e intentar simular lo más fielmente posible el comportamiento que va a tener.

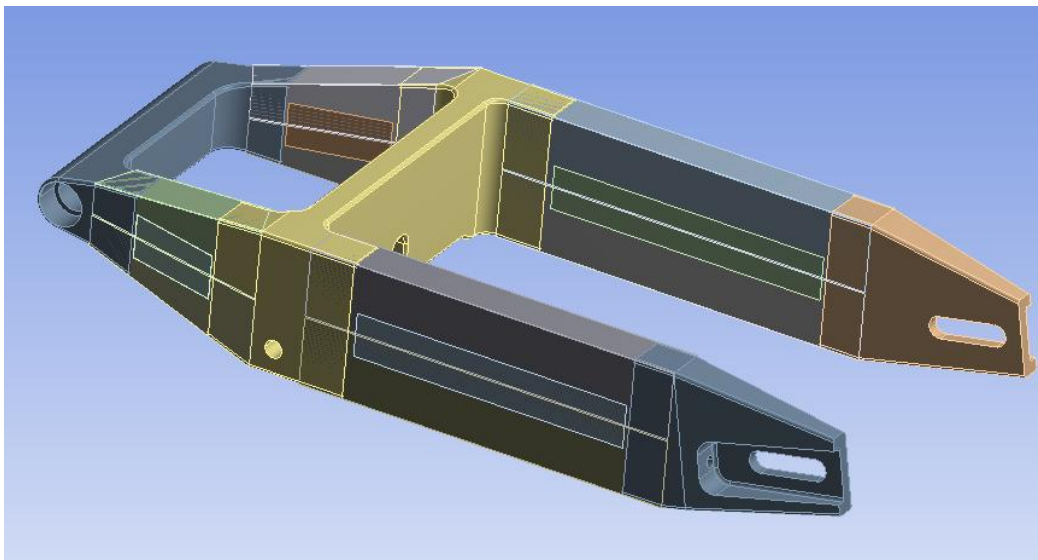


Figura 9.3: Geometría del basculante preparada para el FEM.

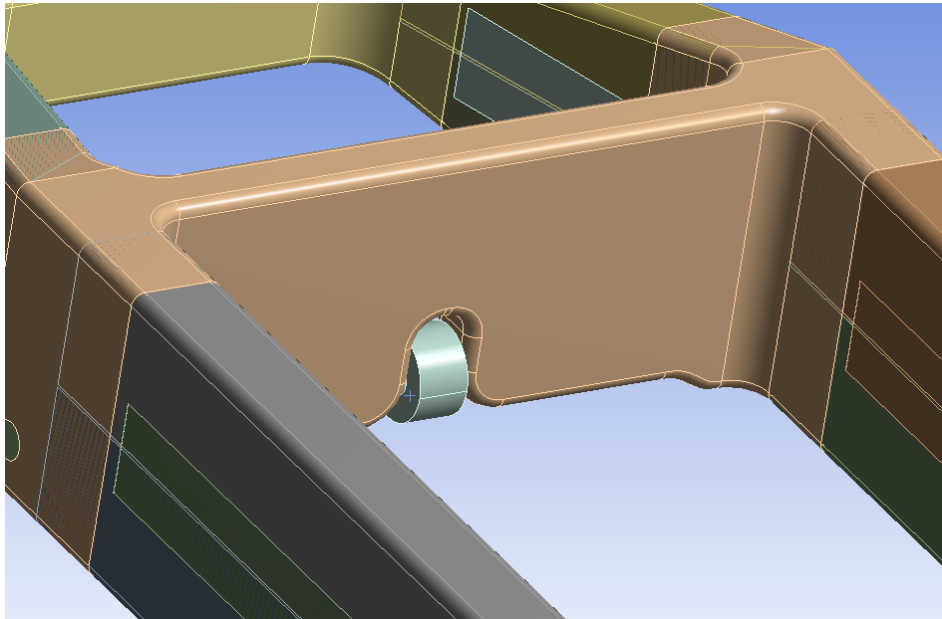


Figura 9.4: Detalle de parte del rocker para ayudar a la simulación.

9.1.1. Mallado

Pasaremos a continuación al diseño de la malla, la cual tendremos que modificar para adecuar el tamaño de la misma a lo complicado que sea algunas zonas en concreto por su geometría. En estas zonas aplicaremos un refinamiento. En la figura 9.5 se muestra la malla utilizada.

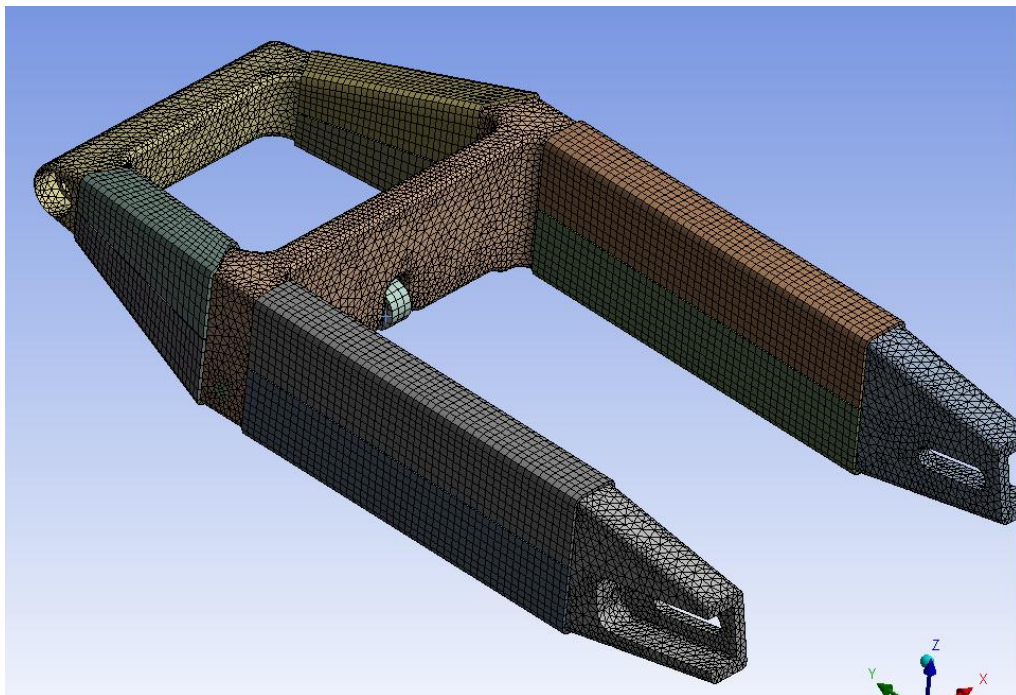


Figura 9.5: Detalle de la malla.

En total tenemos 193410 nodos correspondientes a 116220 elementos, con lo que consideramos que es suficientemente buena.

Tras realizar el mallado pondremos una condición entre los dos anclajes con el eje del neumático para que se desplacen solidariamente, que es como se va a comportar en realidad. Por lo tanto ponemos un elemento infinitamente rígido entre las dos caras interiores de los citados anclajes.

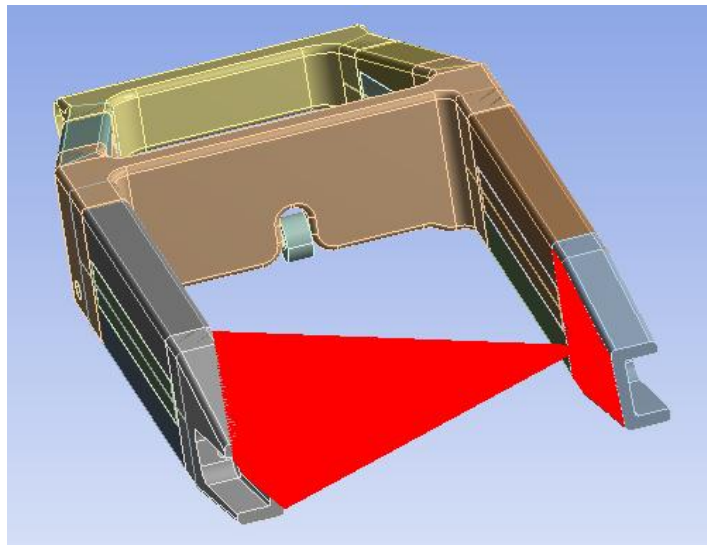


Figura 9.6: Detalle conexión rígida entre anclajes de neumático.

9.1.2. Definición de materiales

Pasaremos ahora a determinar el material de las diferentes partes del basculante. Para las piezas metálicas usaremos la aleación de aluminio determinada por ANSYS.

Para las zonas de unión entre el aluminio y las vigas de carbono, así como para las tiras en la línea neutra que unirán las dos partes de la viga, se ha modelado con un espesor de 0,3 mm y refinado bastante su malla debido a su pequeño tamaño. Esta unión se hará mediante pegado con resina epoxi. Los pegamentos comerciales como por ejemplo las de Loctite suelen ser bastante rígidos y nosotros creemos conveniente utilizar una unión algo más flexible, por ello utilizaremos el mismo material que la matriz de la fibra de carbono. La resina epoxi que usaremos tiene las siguientes propiedades mecánicas:

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	1250	kg m ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	7E-05	C ⁻¹		
5	Reference Temperature	20	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Mo...			
8	Young's Modulus	4E+09	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,39			
10	Bulk Modulus	6,0606E+09	Pa		
11	Shear Modulus	1,4388E+09	Pa		
12	Ply Type				
13	Type	Isotropic			

Figura 9.7: Propiedades de la resina para la unión de componentes

9.1.2.1. Tipo de fibra y matriz

Para el análisis utilizamos los materiales de la librería del programa. En él hay distintos tipos de materiales con fibra de carbono, se ha escogido una fibra de 230 GPa ya que es la fibra de carbono convencional, la que se utiliza en la industria, y con matriz epoxi.

Se pensó en utilizar para el análisis FEM una epoxy-fibra por impregnación como se hizo en los primeros cálculos para el diseño de la geometría en el apartado 7.5.

Para este tipo de piezas se utiliza normalmente una matriz epoxi ya que son piezas con requerimientos estructurales importantes, el basculante sufre grandes cargas y la matriz es importante.

Las vigas del basculante podrían estar cerca de componentes con alta temperatura como es el tubo de escape, así es importante saber que no le pasara nada a la matriz por sobrecalentamiento, es por ello que creo conveniente utilizar una matriz epoxi en vez de poliéster.

También se ve conveniente utilizar un epoxi endurecido para mejorar las propiedades mecánicas.

Por otro lado el utilizar una matriz termoplástica sería algo inviable. Una matriz de poliamida no llega a las propiedades que puede dar una epoxi y utilizar una matriz de

	A	B	C
1	Data Source		Location
9	Fluid Materials		
10	Composite Materials		
*	Click here to add a new library		

	A	B	C	D
1	Contents of Composite Materials	Add	Source	
2	Material			
3	Epoxy_Carbon_UD_230GPa_Pregreg			
4	Epoxy_Carbon_UD_230GPa_Wet			
5	Epoxy_Carbon_UD_395GPa_Pregreg			
6	Epoxy_Carbon_Woven_230GPa_Pregreg			
7	Epoxy_Carbon_Woven_230GPa_Wet			
8	Epoxy_Carbon_Woven_395GPa_Pregreg			
9	Epoxy_EGlass_UD			
10	Epoxy_SGlass_UD			
11	Epoxy_EGlass_Wet			
12	Honeycomb			
13	Resin_Epoxy_ampreg_22			

polieterimida, PEI, necesita un proceso de fabricación por presión que haría que el precio de la pieza se disparase siendo incluso prohibitivo para nuestro presupuesto.

Por todo ello la matriz epoxi es la más adecuada para las vigas del basculante.

Finalmente logramos obtener un rollo de 12 m^2 de fibra de carbono prepeg unidireccional que nos cedieron unos proveedores, por lo que se optó por hacer el FEM directamente con este tipo de fibra.

Las telas y las fibras son impregnadas por el fabricante de los materiales, bajo calor y presión o con el solvente, con una resina precatalizada. El catalizador es en gran parte latente a temperatura ambiente que proporciona a los materiales varias semanas, o a veces meses, de vida útil cuando está descongelado. Sin embargo para prolongar la vida de almacenaje los materiales se almacenan congelados.

La resina es generalmente sólida a temperatura ambiente, así que los materiales preimpregnados tienen una sensación pegajosa, como la de la cinta adhesiva.

Las principales ventajas de usar prepeg frente al tejido seco es:

- Los niveles de resina/catalizador y el contenido de resina en la fibra son fijados exactamente por el fabricante de los materiales. Por lo que no hay riesgo de que te excedas poniendo matriz y te quede una relación fibra/matriz que haga que no funcione correctamente.
- Los materiales tienen características excelentes de salud y de seguridad para trabajar con ellos.
- Se fabrican con filamentos continuos, incrementando así la resistencia y el módulo.
- Las líneas del carbono prepeg siempre estarán mucho mejor alineadas que el carbono tradicional seco.
- Las piezas hechas con carbono prepeg tienen mayor resistencia térmica y mayor resistencia al impacto en igualdad de espesor.

Las desventajas son:

- El curado es en torno a los 100 o 150° de temperatura, frente a los 40 o 65 del carbono tradicional.
- A temperatura ambiente ya empieza a curar la matriz, por lo que necesitamos un congelador para su almacenaje.

Por todo lo dicho anteriormente se selecciona en la librería de ANSYS una fibra de carbono unidireccional de 230 GPa preimpregnada.

9.1.2.2. Rosetas

Para poder aplicar bien el material compuesto necesitamos definir las rosetas. Estos son ejes que nos ayudarán a orientar las fibras para poder poner los laminados en los ángulos deseados y darle la dirección de apilamiento.

Tendremos que crear tantas rosetas como vigas y tiras de unión tengamos, sobre todo en las vigas anteriores, ya que éstas tienen una forma trapezoidal y tienen un ángulo hacia el interior del basculante. En la figura 9.8 se muestra las rosetas para una de las vigas anteriores.

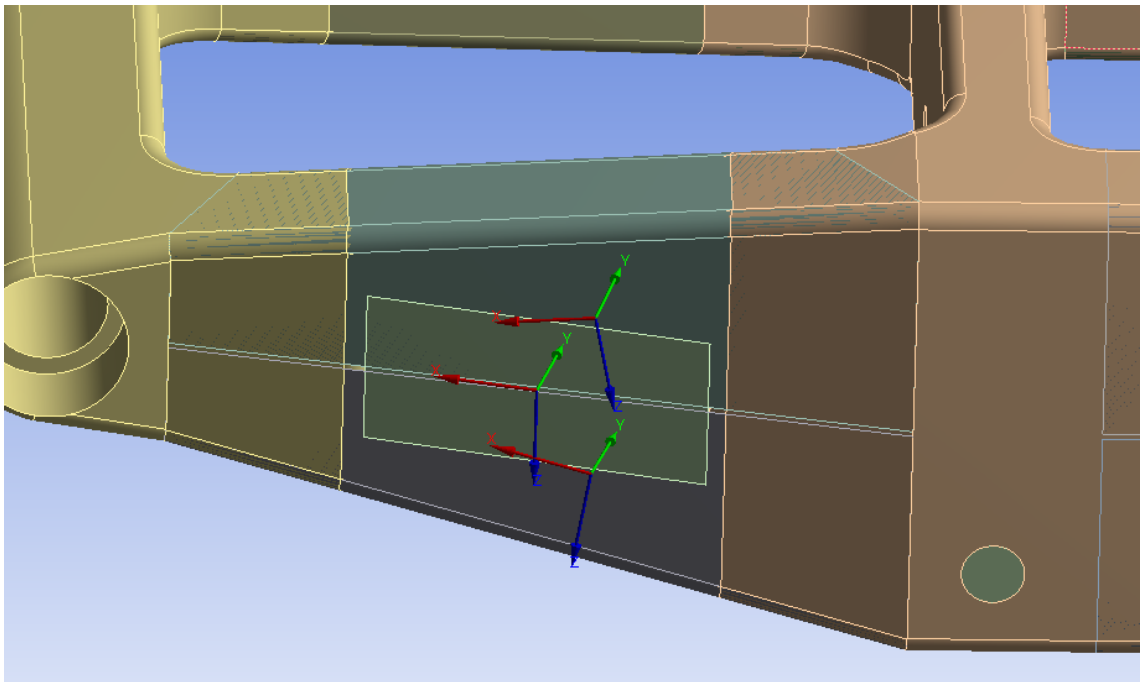


Figura 9.8: Roseta para una de las vigas y tiras de unión.

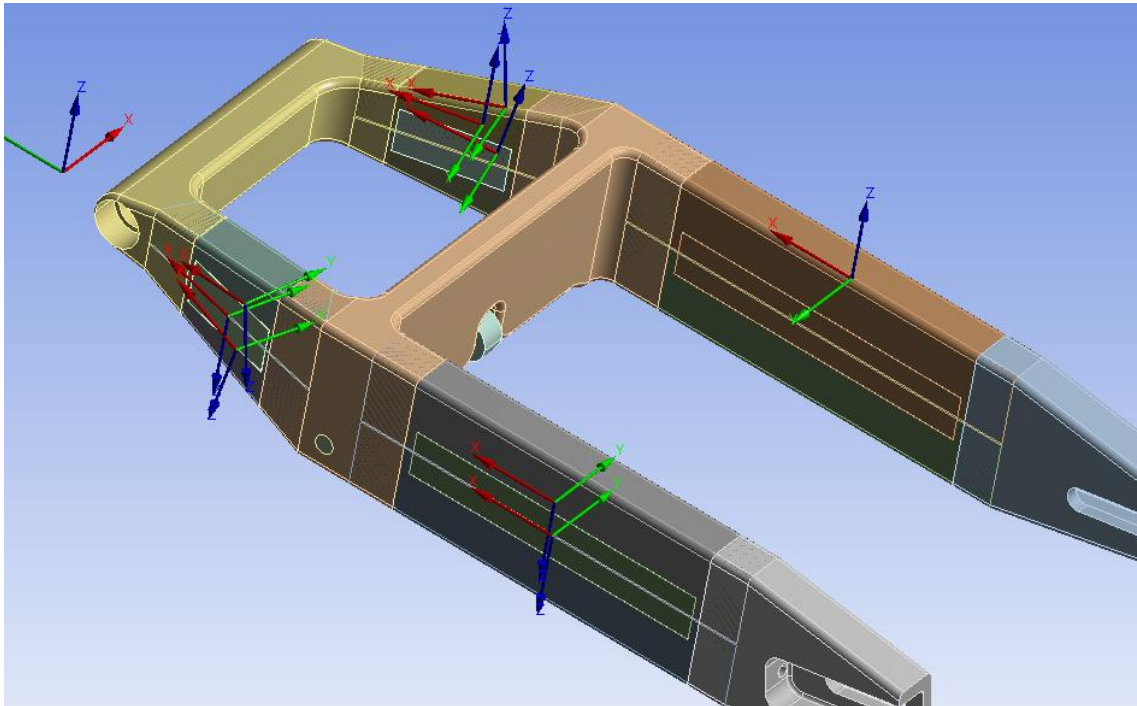


Figura 9.9: Rosetas necesarias para todo el basculante.

9.1.3. Ensayo 1. Paso por curva

Empezaremos realizando el análisis por paso por curva, ya que es en este caso, donde el basculante va a sufrir una gran torsión tanto en sus brazos laterales como en la parte delantera, y no estamos seguros de que la unión pegada pueda soportar las tensiones generadas.

Para representar la situación aplicaremos un anclaje en los alojamientos para los rodamientos del eje de unión con el bastidor que permitan giro alrededor del eje, y en uno de ellos también se le permitirá el movimiento axial. También anclaremos de la misma manera el trozo de rocker metido en la geometría que hemos importado a ANSYS. Se aplicarán las fuerzas obtenidas para el caso de paso por curva del apartado 8.3.2. A continuación se muestra procedimiento descrito:

Condiciones de contorno

- Apoyo cilíndrico en el que solo se permitirá el giro en uno de los alojamientos para el rodamiento del eje de unión al bastidor.
- Apoyo cilíndrico en el que solo se permitirá el giro y el desplazamiento axial en el otro alojamiento para el rodamiento del eje de unión al bastidor.
- Apoyo cilíndrico en el que solo se permitirá el giro y el desplazamiento axial en parte del rocker de ayuda a la simulación.

Cargas

- Carga vertical y en sentido positivo de 1808 N en uno de los brazos del basculante.
- Carga vertical y en sentido negativo de 1340 N en el otro brazo.
- Carga lateral de 1197,3 N en ambos brazos.

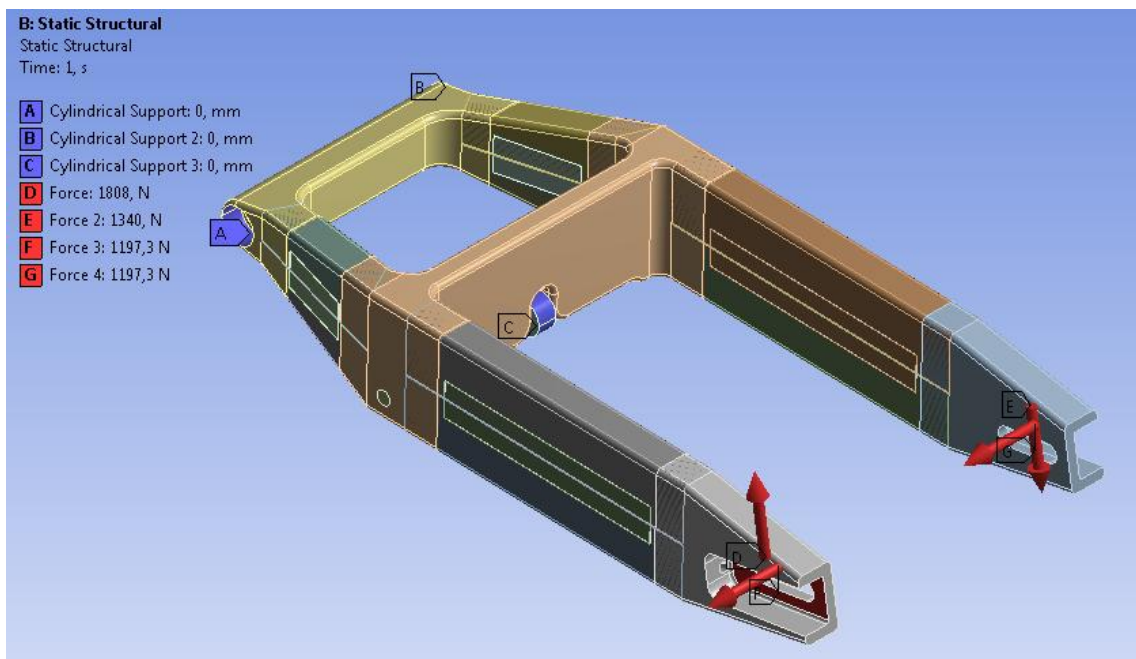


Figura 9.10: Cargas y condiciones de contorno del basculante para ensayo de paso por curva.

Después tendremos que seleccionar en que disposición vamos a apilar las capas del laminado. Para empezar pondremos cuatro capas y escogeremos una arquitectura [0,45,-45,90] que nos dará un comportamiento isótropo, que es lo que buscamos ahora en un principio para ver qué resultados nos da y plantearnos la mejor arquitectura.

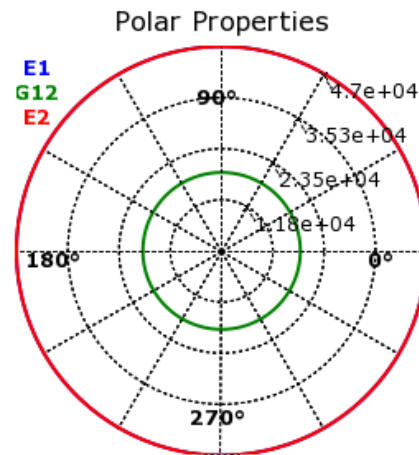


Figura 9.11: Comportamiento direccional del laminado con la arquitectura elegida.

Es ahora cuando las rosetas creadas anteriormente cumplirán su función y nos ayudarán a la correcta orientación de las fibras. En la figura 9.12 se muestra una de las capas orientadas.

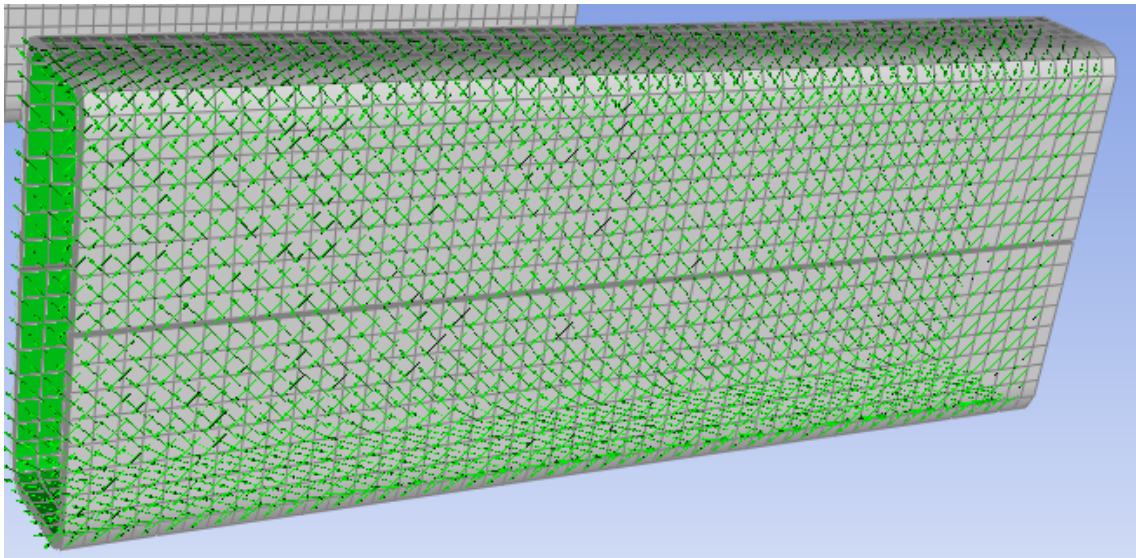


Figura 9.12: Detalle dirección fibras de la lamina a 45°.

Resultados

Como ya hemos dicho antes, en este caso el basculante sufre mucha torsión, sobretodo en la parte delantera. Es aquí donde creemos que podemos tener algún problema con la unión pegada con epoxy, por lo que es lo primero en lo que nos fijamos.

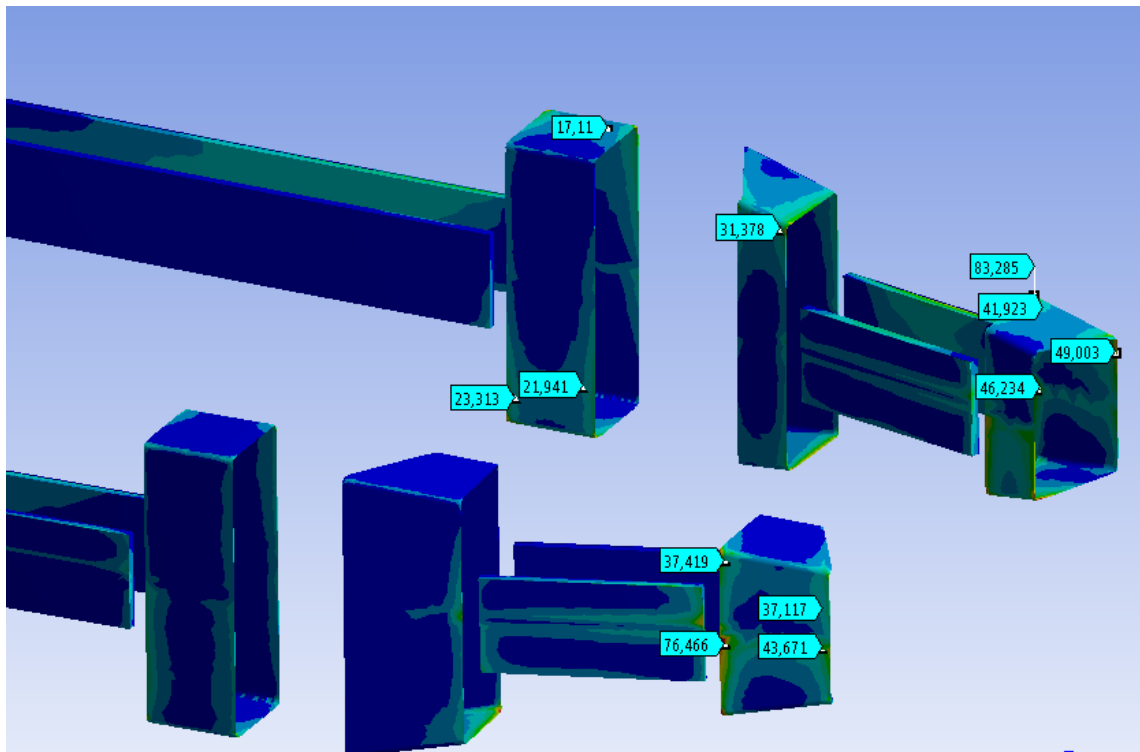


Figura 9.13: Distribución de tensiones en el adhesivo.

Vemos que hay zonas de la parte delantera en las que se supera la resistencia que tiene el epoxy que es de 36 MPa. Por lo que según éste análisis no nos aguantará, tendremos que buscar otra solución para ésta parte del basculante.

La primera solución sería intentar aumentar la superficie de pegado, pero debido al poco espacio que hay entre las dos partes principales de aluminio el hacer esto supondría casi juntar esas dos piezas y tampoco creíamos que íbamos a mejorar mucho esas tensiones.

Por lo que la solución final fue quitar esas vigas y hacer la parte delantera en una sola pieza de aluminio con un vaciado en la parte inferior de la misma para aligerar y poder compensar el haber quitado la viga, ya que uno de los principales motivos de poner esa parte de carbono era el quitar peso.

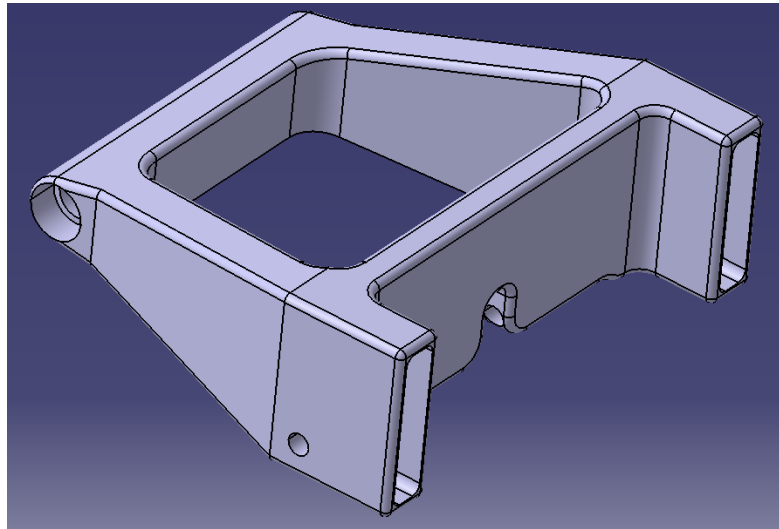


Figura 9.14: Nueva parte delantera de aluminio del basculante.

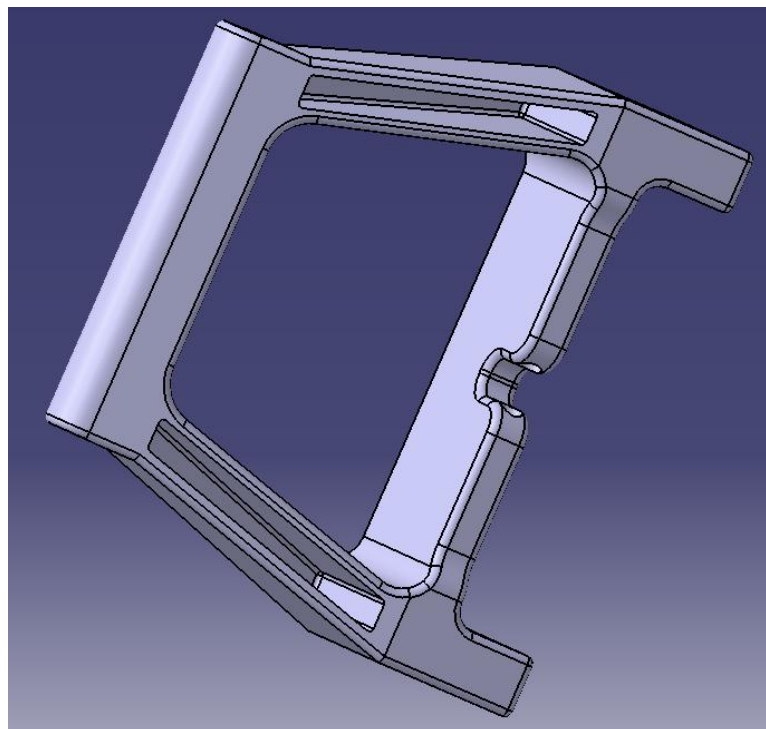


Figura 9.15: Detalle de los vaciados inferiores.

Con ésta modificación volvemos a realizar el análisis anterior. Las zonas restantes de pegado no nos darán problemas ya que antes tampoco nos daban, la zona crítica ya ha sido resuelta con la anterior modificación. ahora nos fijaremos en la distribución de tensiones del basculante completo.

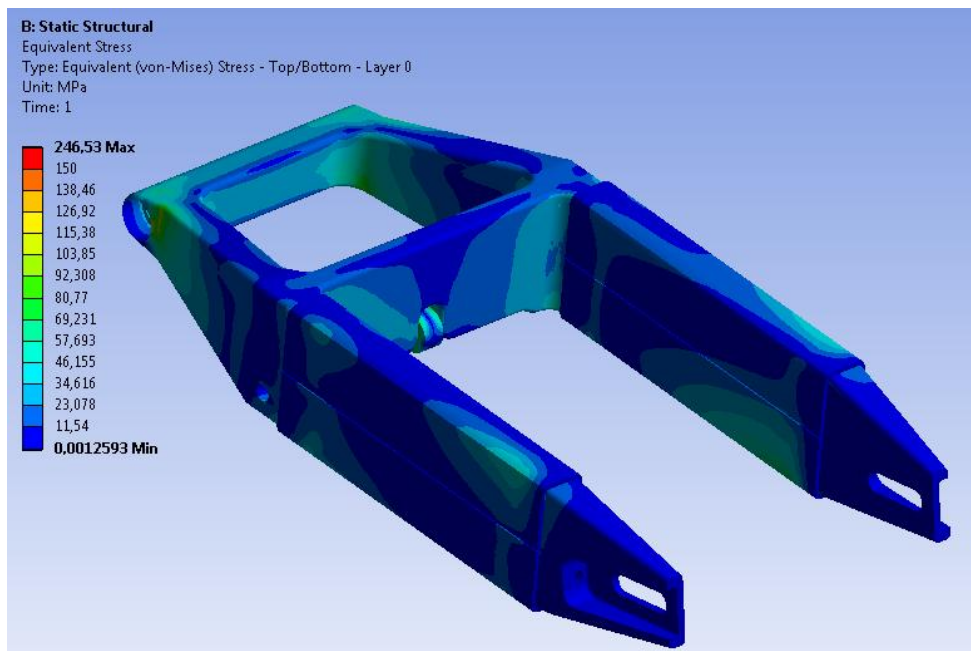


Figura 9.16: Distribución de tensiones del basculante para el paso por curva.

Vemos que la tensión máxima es de 246 MPa, pero corresponde al eje sobre el que pasará el rocker, por lo que no nos interesa este valor. El valor máximo obtenido para la pieza de aluminio es sobre los 120 MPa algo muy admisible para éste material. En cuanto a la parte de las vigas de carbono tenemos una tensión máxima de 100 MPa, este valor es fácilmente soportable por el material.

Para asegurarnos de que no hay ningún problema tenemos la posibilidad en ANSYS con su modulo para materiales compuestos de seleccionar los criterios de fallo deseados y ver qué ocurre en cada una de las capas del laminado. Así podremos ver si alguna de las capas falla, ya que si alguna comienza a dar problemas dejará de contribuir correctamente al conjunto del laminado.

Para ello el software que estamos utilizando dispone de varios criterios de fallo, entre ellos destaca el criterio de Tsai-Wu, considerado el mejor debido a que se han obtenido resultados experimentales que concuerdan bastante con éste criterio.

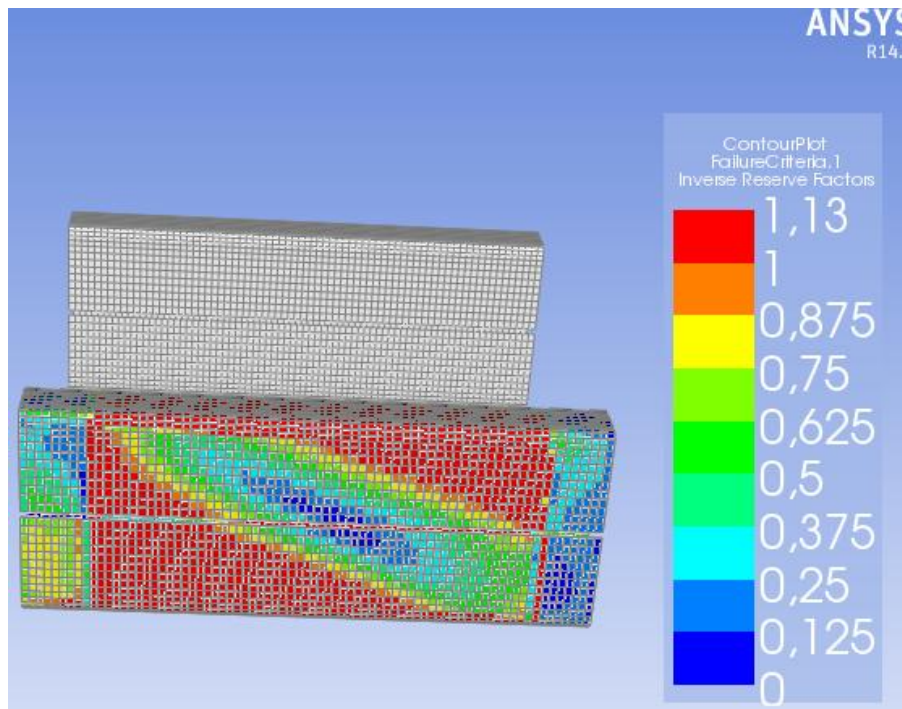


Figura 9.17: Resultado Tsai-Wu para la lámina de 90°.

Como podemos ver en la figura 9.17 tenemos un problema en una de las capas, más concretamente en la lámina orientada a 90°. Tiene lógica ya que el basculante además de trabajar a torsión principalmente trabajará a flexión. Ésta capa de 90° hace que las fibras no trabajen nada a flexión, soportando todo el esfuerzo la matriz, por lo que ésta capa es lógico que falle. Por lo tanto hemos visto que no siempre es bueno en materiales compuestos buscar un apilado que nos dé un comportamiento isotrópico como hemos intentado.

Las fibras de carbono poseen una característica llamada anisotropía. ¿Qué significa esto? Los metales, por ejemplo, soportan las cargas por igual en cualquier dirección. Esta propiedad se denomina isotropía. Sin embargo, los plásticos reforzados con fibra de carbono soportan las cargas mucho mejor en la dirección de las propias fibras que en la dirección perpendicular a éstas. Trabajan excelentemente bajo cargas de tracción, pero no tanto con fuerzas de compresión. Esta variación de las características en función de la dirección se denomina anisotropía.

La anisotropía de las fibras puede en cambio resultar una ventaja. Si analizamos las cargas a las que se verá sometida una pieza, y éstas resultan ser mayoritariamente en una determinada dirección, podemos orientar las fibras en esa dirección, de modo que optimizamos la cantidad de material necesario y con ello el peso. Para ello es necesario un riguroso y profundo conocimiento de las cargas y tensiones que una pieza en particular deberá soportar, y realizar la disposición de las fibras teniendo en cuenta esos factores.

Como ya hemos dicho, estudiando las fuerzas obtenidas para los dos casos, aceleración máxima y paso por curva, podemos concluir que los brazos del basculante y por lo tanto las vigas de carbono tendrán mayoritariamente que trabajar a flexión y algo a torsión. Se opta a poner un apilado con orientaciones de capas a 0° (para la flexión) y $\pm 45^\circ$ (para la torsión).

Además vemos en el análisis de deformaciones que tenemos un desplazamiento máximo de 1,5 mm. No es un valor alto, pero nos gustaría poder rebajarlo más, así que para darle rigidez al basculante pondremos más capas en el laminado.

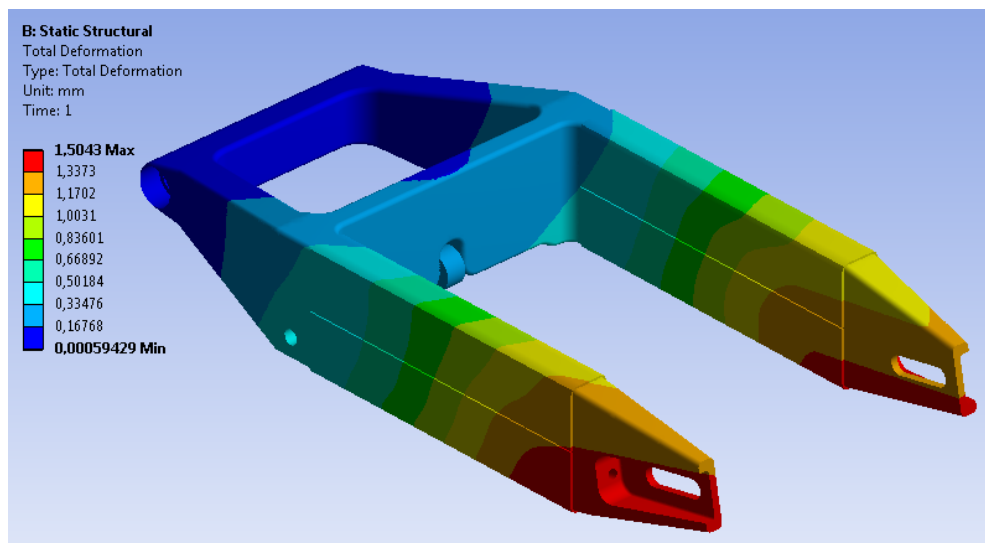


Figura 9.18: Resultado de deformaciones.

La fibra unidireccional prepreg conseguido tiene un espesor de 0,34 mm. Se decide poner un laminado de 9 capas hasta hacer que el grosor total del laminado sea unos 3 mm, aunque realmente será menor después del curado. La nueva arquitectura será [0, 0, 0, 45, -45, 45, 0, 0, 0].

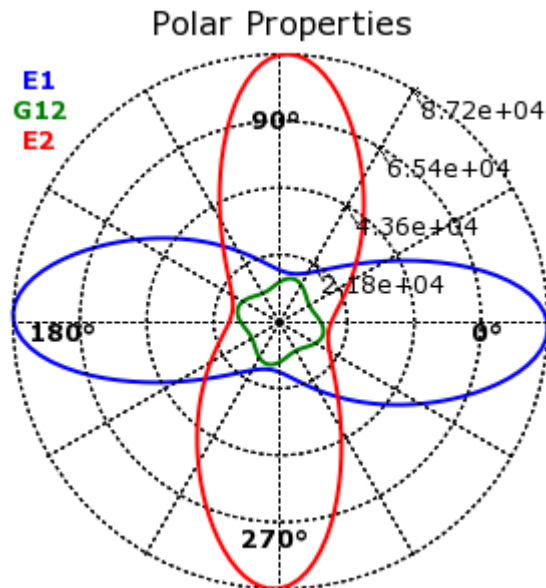


Figura 9.19: Comportamiento direccional del laminado con la nueva arquitectura elegida.

Antes de realizar otro análisis con el nuevo laminado haremos otras modificaciones:

- Vaciados de la pieza principal de aluminio en sitios donde hemos visto en el análisis anterior que la pieza no tiene grandes tensiones para rebajar el peso.
- Vaciado de los anclajes con la rueda, ya que éstos apenas trabajan, transmitiendo todo a las vigas de carbono.

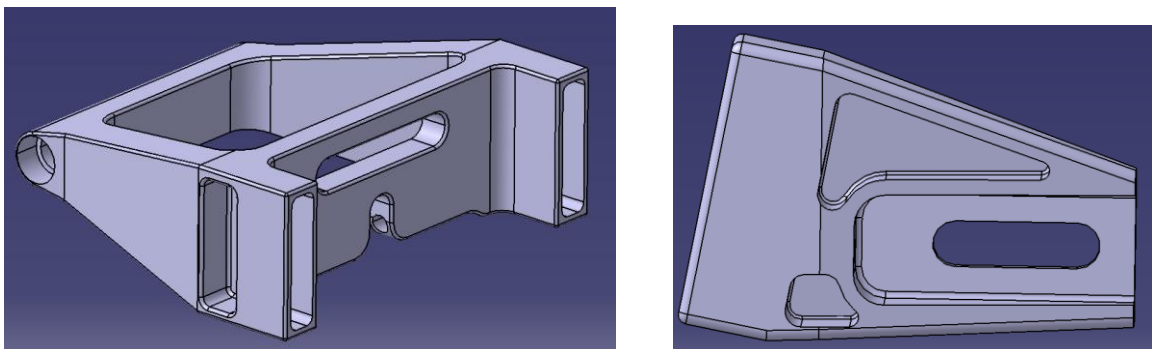


Figura 9.20: Vaciados piezas de aluminio.

Tras los cambios realizados volvemos a aplicar las cargas y condiciones de contorno y realizamos una nueva simulación. Los resultados de la distribución de tensiones nos da un máximo de 135 MPa para el aluminio, mientras que en las vigas de carbono el punto de mayor tensión corresponde a 89 Mpa.

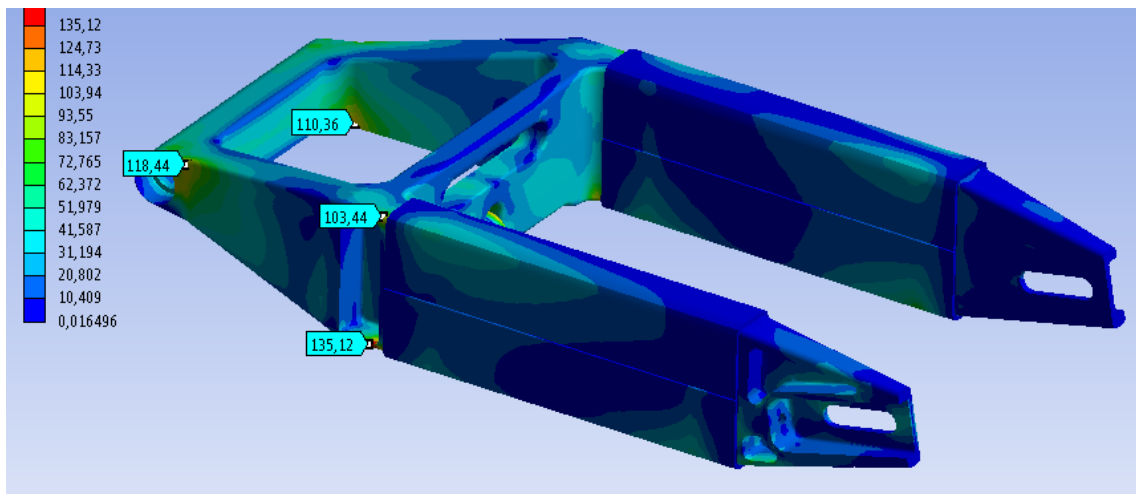


Figura 9.21: resultado del análisis de tensiones.

Miramos ahora el criterio de fallo de Tsai-Wu por si vuelve a dar algún problema alguna de las capas. Esta vez no falla ninguna de las láminas, siendo la de 45° la que más sufre con algún punto al 75% de su capacidad. En ninguna de las capas de ambas vigas falla el criterio por lo que damos a este laminado el visto bueno.

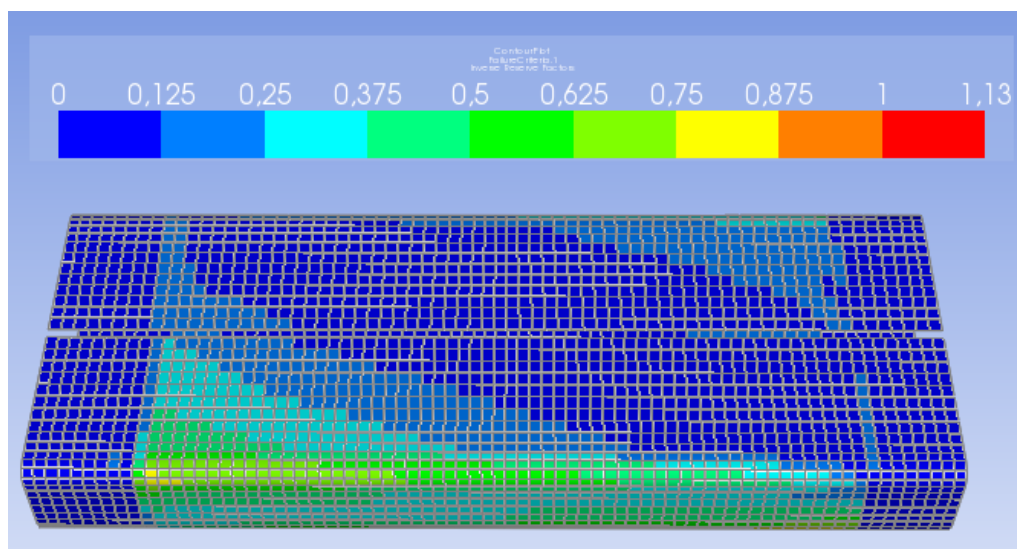


Figura 9.22: Resultado del criterio de Tsai-Wu para la lámina de 45°.

También podemos comprobar cómo el aumento del número de capas nos ha dado mayor rigidez teniendo ahora una deformación máxima de 0,86 mm. Un dato totalmente admisible.

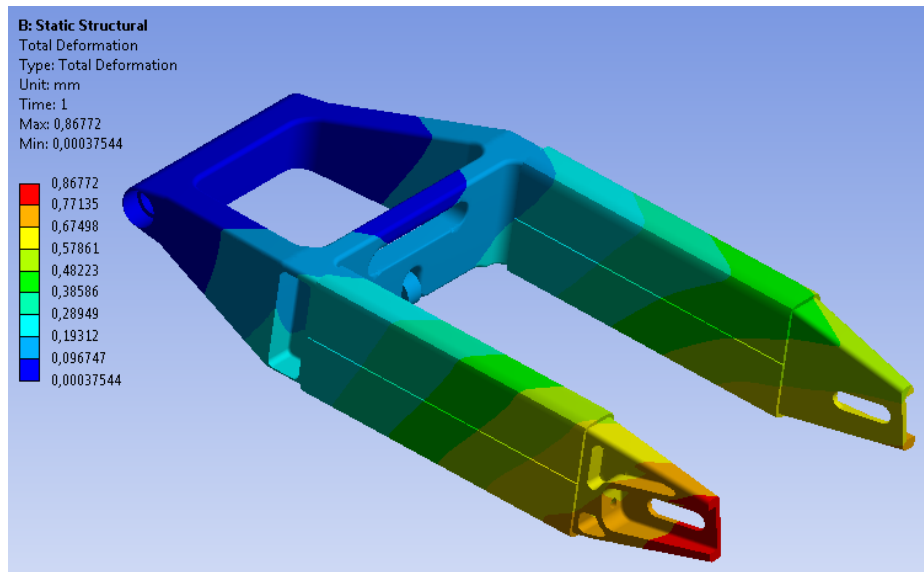


Figura 9.23: resultado del análisis de deformaciones.

9.1.4. Ensayo 2. Aceleración máxima

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

Para representar la situación aplicaremos un anclaje en los alojamientos para los rodamientos del eje de unión con el bastidor que permitan giro alrededor del eje, y en uno de ellos también se le permitirá el movimiento axial. También anclaremos de la misma manera el trozo de rocker metido en la geometría que hemos importado a ANSYS. Se aplicarán las fuerzas obtenidas para el caso de aceleración máxima del apartado 8.3.1 y una componente de 8567 N correspondiente a la tensión de la cadena y que afecta directamente al basculante. Ésta última fuerza se ha calculado en el proyecto de los compañeros de equipo encargados del bastidor, que tiene por título: "Diseño de un bastidor de fibra de carbono y aluminio para una motocicleta de competición de 250 c.c. y optimización de una suspensión alternativa". A continuación se muestra procedimiento descrito:

Condiciones de contorno

- Apoyo cilíndrico en el que solo se permitirá el giro en uno de los alojamientos para el rodamiento del eje de unión al bastidor.
- Apoyo cilíndrico en el que solo se permitirá el giro y el desplazamiento axial en el otro alojamiento para el rodamiento del eje de unión al bastidor.

- Apoyo cilíndrico en el que solo se permitirá el giro y el desplazamiento axial en parte del rocker de ayuda a la simulación.

Cargas

- Carga vertical y en sentido positivo de 878,2 N en cada brazo del basculante.
- Carga horizontal de 1228 N en cada brazo del basculante.
- Carga horizontal de 8567 N en el brazo donde va la cadena de la moto.

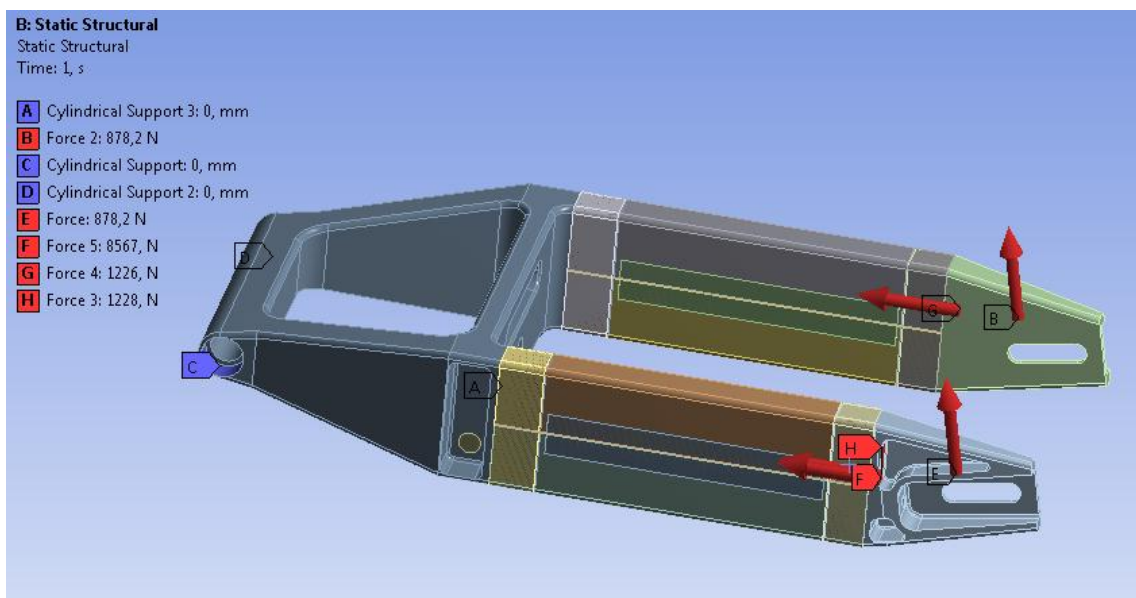


Figura 9.24: Cargas y condiciones de contorno del basculante para ensayo de aceleración máxima.

Aplicaremos el mismo laminado que en el caso anterior, dándonos como resultado para las tensiones una tensión máxima de 109 MPa pero corresponde al trozo de rocker utilizado de apoyo para la simulación y no nos interesa. En la parte de aluminio la tensión máxima es 74 MPa y las vigas de carbono tienen un máximo de tensión de 48 MPa, lo cual son valores totalmente admisibles.

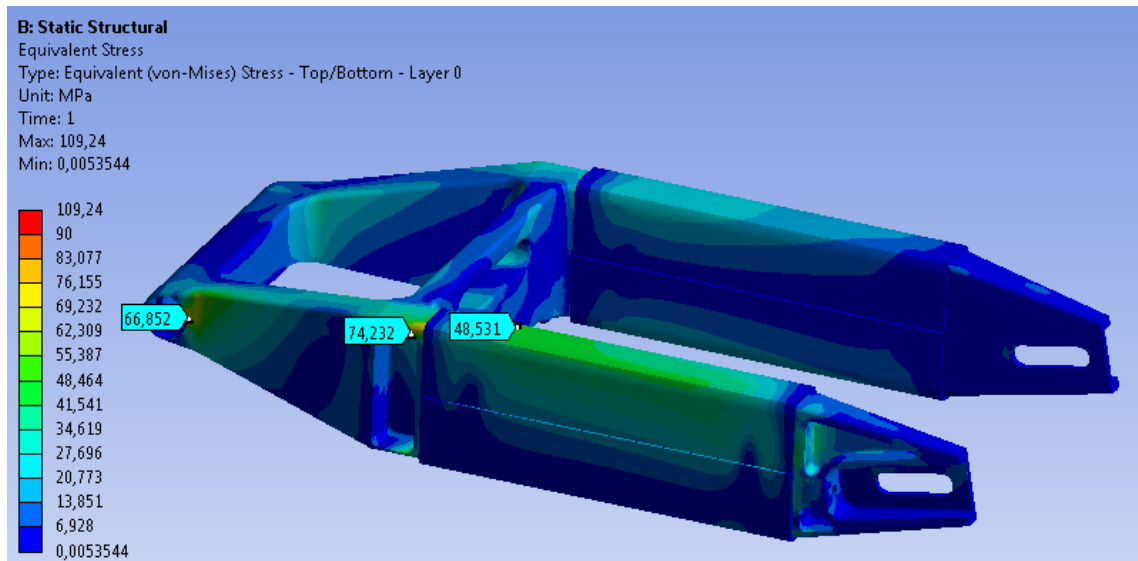


Figura 9.25: Distribución de tensiones para el ensayo de aceleración máxima.

Al observar el criterio de fallo para las capas del material compuesto observamos que no tenemos ningún problema siendo la capa de -45° la que más trabaja con un 50% de su capacidad. Por lo que el laminado es válido.

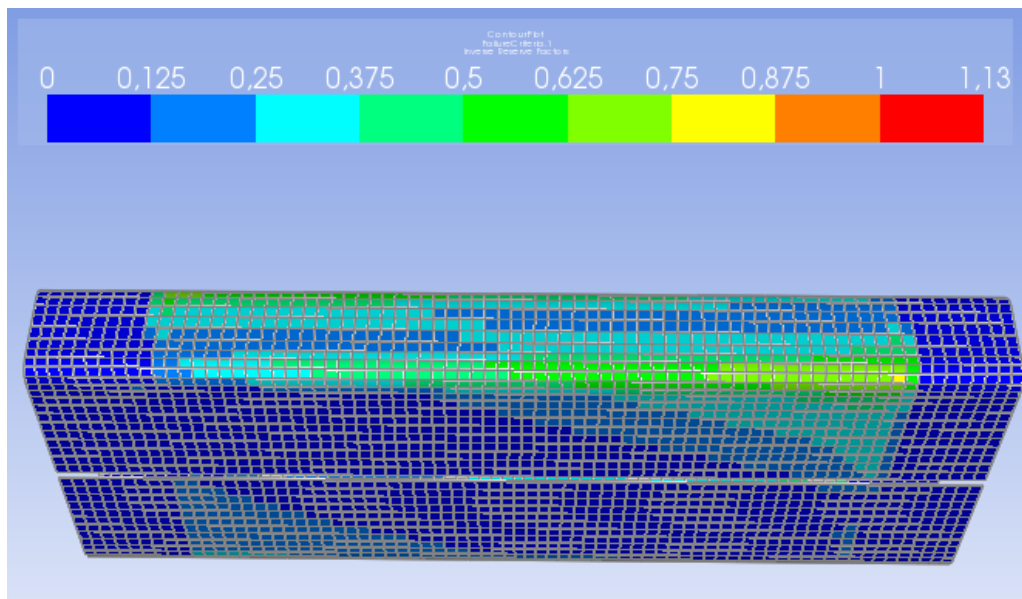


Figura 9.26: Criterio de Tsai-Wu para la lámina de -45° .

El resultado del análisis de deformación nos corrobora la alta rigidez del basculante diseñado ya que nos da como máximo un desplazamiento de 0,66 mm. Dato admisible.

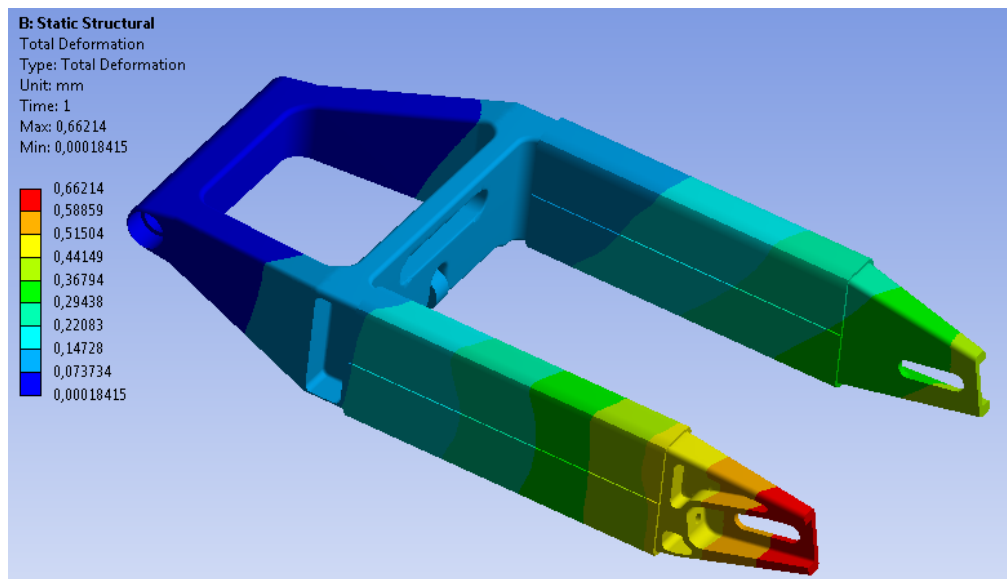


Figura 9.27: Desplazamientos caso aceleración máxima.

9.1.5. Elección del aluminio

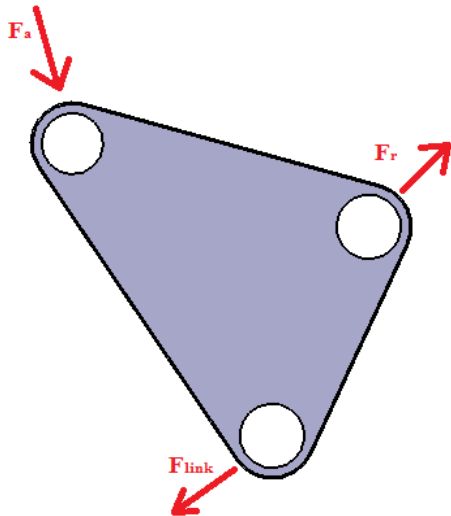
Tras ver los dos casos críticos en los que nuestro basculante va a sufrir más se obtiene que la tensión máxima en las piezas del material de aluminio será de 135 MPa. Junto con los compañeros encargados del bastidor y con tal de unificar el material para abaratar costes se decide optar por un aluminio **6061 T6** tanto para el basculante como para el chasis, que tiene un límite elástico de 270 MPa y una tensión de rotura de 310 MPa, por lo que tendremos un coeficiente de seguridad de 2.

9.2. Cálculo y dimensionamiento de los elementos de la suspensión

9.2.1. Balancín o Rocker

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

Los rodamientos necesarios para alojar en los agujeros del rocker serán aquellos que permitan aguantar las cargas para el caso de aceleración máxima calculadas en el apartado 8.3.1. Recordemos que son las siguientes:



- $F_a = 7340 \text{ N}$
- $F_r = 12908 \text{ N}$
- $F_{link} = 10094 \text{ N}$

Los rodamientos del basculín no van a soportar esfuerzos axiales, tan solo cortantes, por lo que optamos por poner rodamientos de agujas.

Teniendo en cuenta que el ancho de nuestro rocker por motivos de espacio no puede superar los 16 mm elegimos un casquillo de rodamientos de agujas **HK 1516** para los agujeros del anclaje con el basculante y los links, y un **HK 1416.2RS** para el agujero del anclaje con el amortiguador, los cuales se ven reflejados sus dimensiones y la capacidad de carga estática en la figura 9.28 y 9.29.

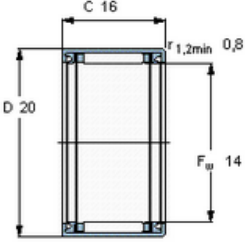
Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
F_w	D	C	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			C	C_0	rpm		-
15	21	16	10,1	14,6	15000	16000	HK 1516

Accesorios adecuados

Aro interior IR	IR 12x15x16.5
Aro interior LR	LR 12x15x16.5
Obturación G	G 15x21x3
Obturación SD	SD 15x21x3

Figura 9.28: Detalle y dimensiones del HK 1516.

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
F_w	D	C	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN	C_0	rpm		-
14	20	16	6,82	8,65	-	9500	HK 1416.2RS



Accesorios adecuados	
Aro interior IR	IR 10x14x20
Aro interior LR	-
Obturación G	-
Obturación SD	-

Figura 9.29: Detalle y dimensiones del HK 1416.2RS.

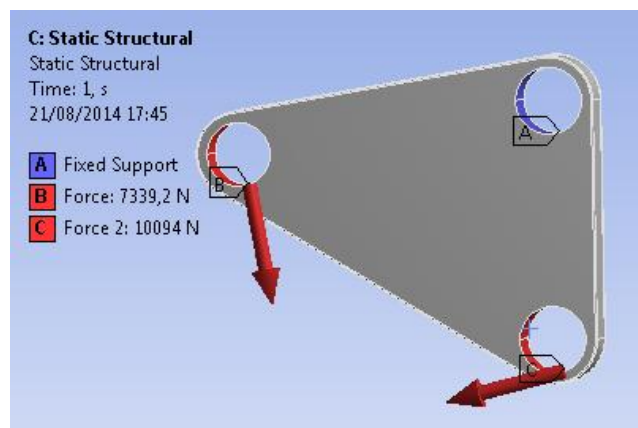
Inicialmente, se realiza un diseño preliminar que cumpla las condiciones de nuestra aplicación como la distancia entre centros, diámetros los agujeros por los cuales pasaran los rodamientos situados sobre los ejes, espacio disponible para que no interfiera con otras piezas, etc. Las fuerzas se aplicarán en la dirección según la geometría que queda tras la compresión máxima de la misma, esto lo veremos en nuestra maqueta.

Para fabricar el rocker se estudian dos posibilidades iniciales: fabricarlo en aluminio o en acero. El material preferido y escogido en primer lugar para el análisis del rocker es aluminio. Ya que inevitablemente para nuestro basculante necesitaremos un aluminio altamente resistente, si los resultados de la simulación nos lo permiten, aprovecharemos para poder realizar también el balancín en aluminio.

Para la simulación vamos a hacer varios ensayos, ya que es muy difícil hacer una simulación exacta de lo que sucede en el rocker. En cada ensayo empotraremos uno de los agujeros de los rodamientos, y en los otros dos aplicaremos las fuerzas calculadas. Como resultado de esto, en el agujero empotrado aparecerá una reacción que debe ser igual a la fuerza obtenida para ese anclaje.

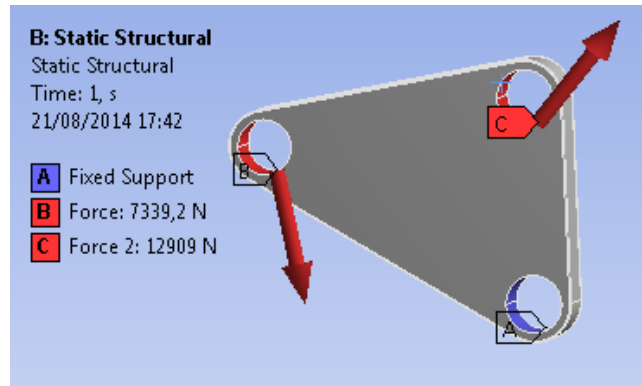
Caso 1

Desplazamientos y rotaciones nulos en el anclaje rocker-basculante, se aplican F_{link} y F_a .



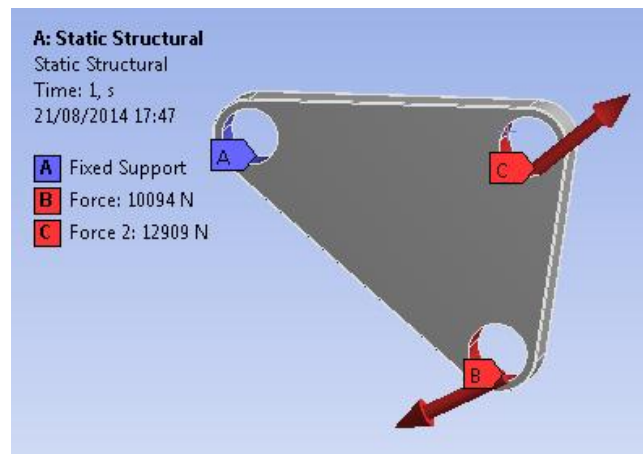
Caso 2

Desplazamientos y rotaciones nulos en el anclaje rocker-links, se aplican F_r y F_a .



Caso 3

Desplazamientos y rotaciones nulos en el anclaje rocker-amortiguador, se aplican F_{link} y F_r .



Tras el análisis los tres casos nos da unos valores de tensión máxima muy parecidos, en torno los 181 Mpa. En la figura 9.30 podemos ver el resultado de la simulación del caso 1.

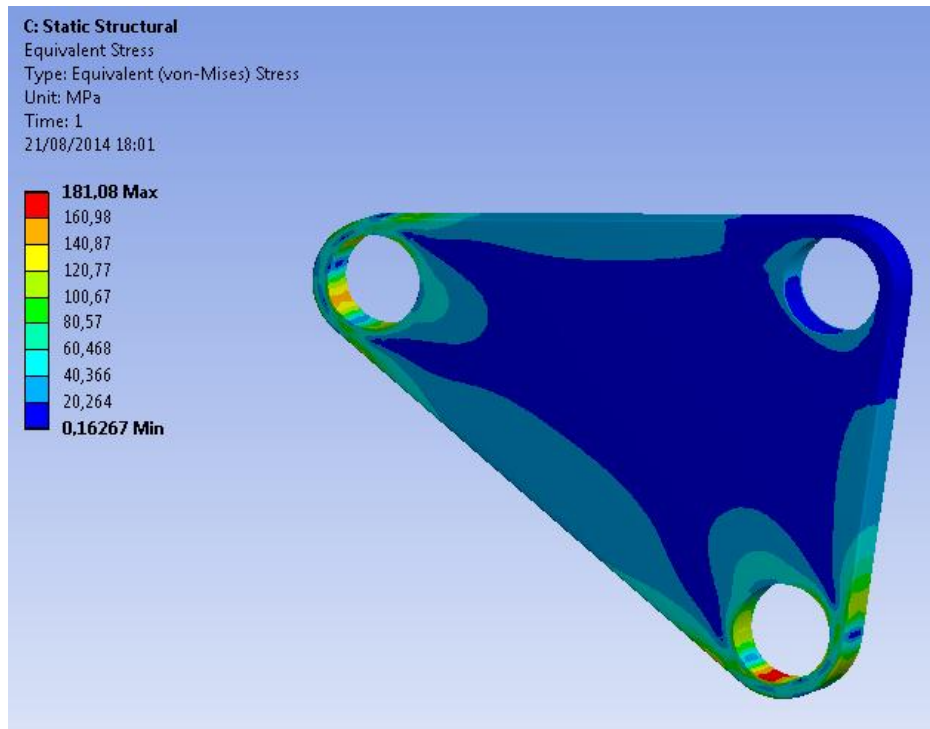


Figura 9.30: Resultado caso 1 de la simulación del rocker.

Tras ésto podemos ahora comprobar las zonas donde menos sufre esta pieza y poder hacer unos vaciados para disminuir su peso, quitaremos material pero con especial cuidado en que la rigidez de la pieza no disminuya. Los resultados siguen siendo muy similares entre sí y el peor de los casos es el 2 con una tensión máxima de 183 MPa.

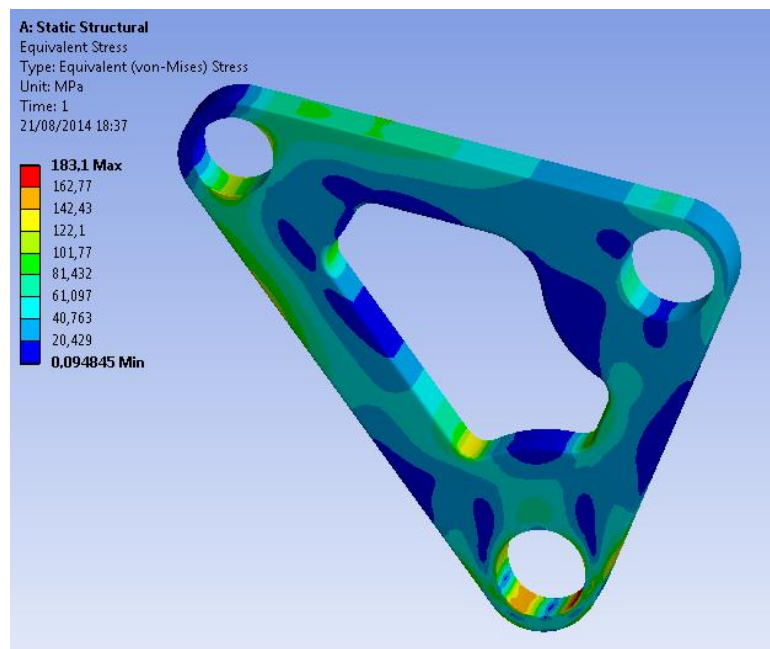


Figura 9.31: Análisis Rocker caso 2 con vaciado.

Se probó otros vaciados pero empezaban a dar problema de tensiones y de rigidez, con unas altas deformaciones, por lo que la geometría definitiva de nuestro balancín será la misma que aparece en la figura 9.31.

9.2.1.1. Elección del material

Debido a que la tensión máxima es de 183 Mpa y las deformaciones no son muy excesivas vemos que es factible poder fabricarlo del mismo material que las piezas de aluminio del basculante, con lo que tendremos las ventajas de unificar material y obtener la pieza con menos peso. El aluminio elegido es el 6061 T6 que tiene un límite elástico de 270 Mpa y un límite de rotura de 310 Mpa. Por lo que tendremos un coeficiente de seguridad de 1,5.

9.2.2. Links

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

Inicialmente, se realiza un diseño preliminar que cumpla las condiciones de nuestra aplicación como la distancia entre centros, diámetros los agujeros por los cuales pasaran los ejes, espacio sin que interfiera con otras piezas, etc. A la hora de dimensionar los agujeros habrá que tener en cuenta que en el rocker hemos puesto un casquillo HK 1516 que tiene como diámetro interior 15 mm para que pase el eje, por tanto de ese valor haremos los agujeros.

Del mismo modo que en el rocker, se debate entre aluminio o acero. Comenzamos un análisis con el mismo aluminio y vemos si los resultados son factibles o no.

De esta manera, partiendo de una geometría básica y viendo los condicionantes descritos antes tenemos la forma a la que mejor se adecúa.

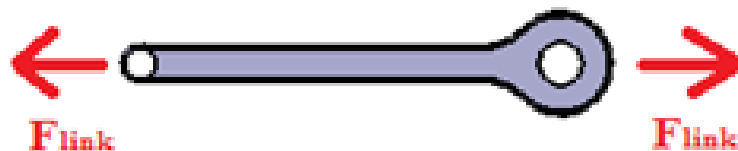


Figura 9.32: detalle de la geometría diseñada con las fuerzas que soporta.

Como hemos visto en el apartado 8.3.1 los links trabajarán a tracción con un valor máximo de 10094 N. Llegados a este punto se debe comprobar si la geometría elegida aguanta los esfuerzos que se producen en los links. Para ello, se simulan los esfuerzos que sufre el componente de mediante elementos finitos.

Al igual que con el rocker aquí tendremos dos casos:

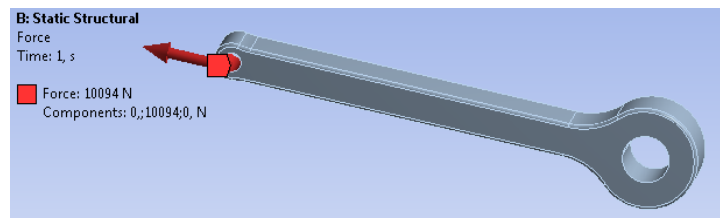
Caso 1

Como cargas y condiciones de contorno se simula el anclaje del link con el rocker mediante un empotramiento y, se aplica la fuerza de tracción sobre la cara interior del alojamiento del eje del extremo contrario.



Caso 2

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



Al igual que en el rocker los dos casos nos da un valor muy parecido en torno a los 170 Mpa, en el caso 2 siendo un poco mayor

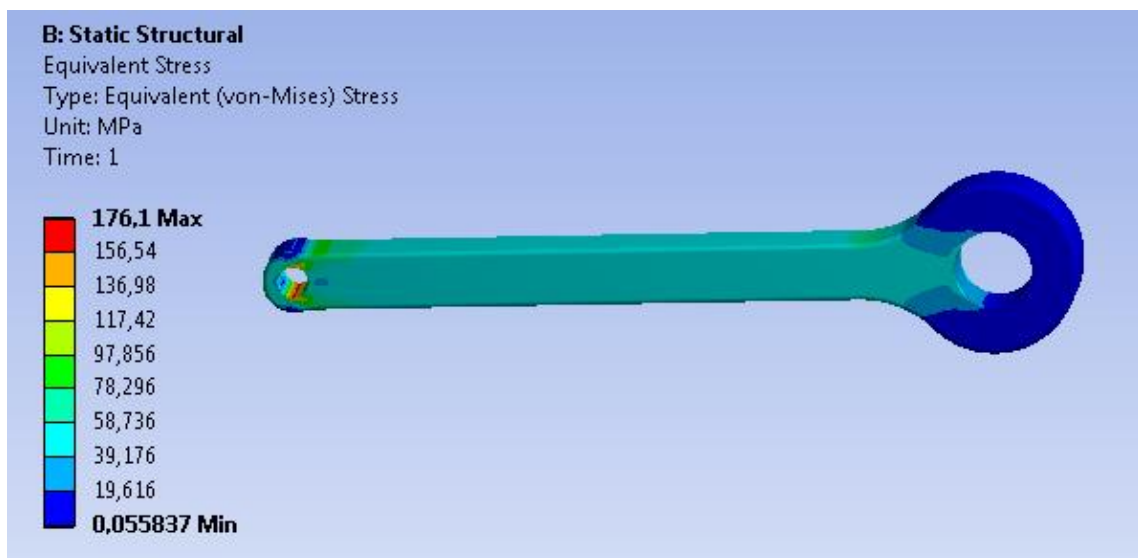


Figura 9.33: distribución de tensiones obtenida en el caso 2.

Y con unas deformaciones mínimas que nos asegurarán un buen comportamiento de los links en ésta situación crítica de máxima aceleración.

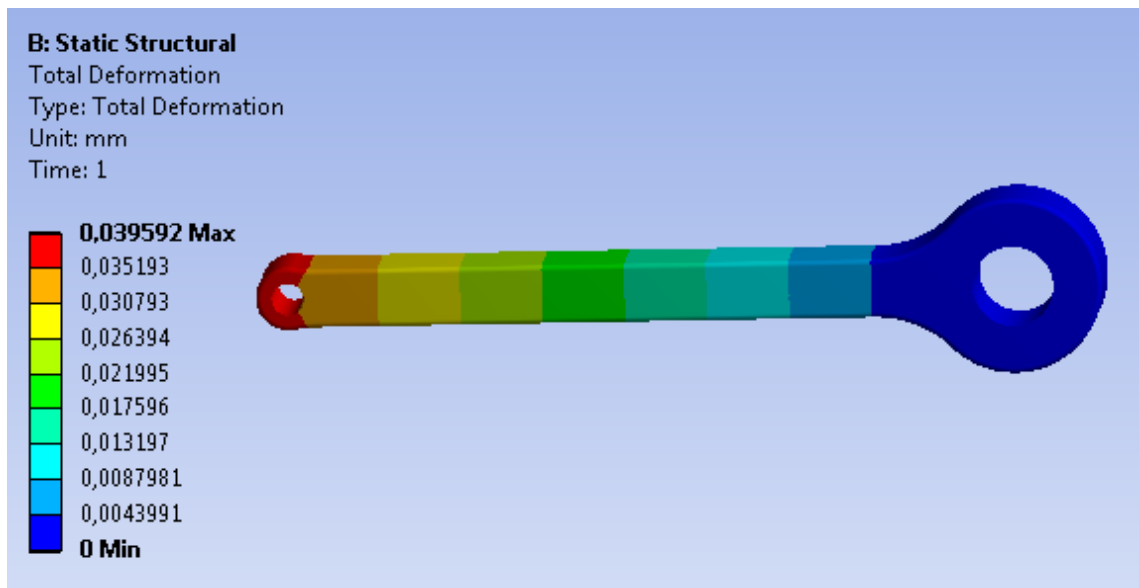


Figura 9.34: Deformación sufrida por el link en el caso 2.

9.2.2.1. Elección del material

Al igual que con el balancín las tensiones no son muy altas, en este caso un máximo de 176 Mpa y unas deformaciones mínimas, y queriendo unificar lo máximo posible los materiales y reducir el peso para obtener un basculante y suspensión trasera ligera, se vuelve a elegir el aluminio 6061 T6 que tiene un límite elástico de 270 Mpa y un límite de rotura de 310 Mpa. Por lo que tendremos un coeficiente de seguridad de 1,5.

10. FABRICACIÓN DE LAS VIGAS DE CARBONO

Para la fabricación se necesita calor y presión, lo mejor sería disponer de un autoclave pero al no ser eso posible se pensó en utilizar el método de bolsa de vacío. Este método consiste en provocar vacío a la pieza para que tenga presión y las capas se adhieran bien unas a otras y a la vez curarlo. Los pasos a seguir son:

- Aplicar al molde un desmoldeante para no tener problemas al separar la pieza del molde. No aplicaremos gelcoat ya que queremos que la viga salga con aspecto de fibra de carbono.
- Apilamos sobre el molde las capas requeridas y en la orientación necesaria.
- Aplicamos el *peel ply* o tejido pelable. Este tejido está diseñado para ser extraído del laminado con suma facilidad, favoreciendo los procesos posteriores, como es la adhesión que necesitamos con el aluminio, sin necesidad de abrasión mecánica previa.
- A continuación se pone el *release film*, es un film perforado que sirve para eliminar el exceso de resina durante el curado. Después se pone un film separador, igual que el anterior pero sin perforar, que sirve para separar todo lo anterior con la bolsa de vacío y evitar que por el exceso de resina la bolsa quede adherida.
- Poner una cinta selladora alrededor del molde. Se debe de estar seguro de que todas las aberturas de vacío se encuentran por dentro de la superficie de cierre.
- Se coloca la bolsa de vacío sobre todo el montaje, Se pone en funcionamiento todo el sistema de vacío uniendo todas las líneas a la bomba o las salidas de la instalación de vacío. Se aplica el vacío máximo.
- Se cura la pieza, todo el montaje anterior se mete a un horno. Para curar el prepeg que tenemos debe estar a 120 °C durante dos horas. Tras el tiempo cumplido se saca del horno y se deja enfriar.
- Se elimina la bolsa y se separa la pieza del molde para realizar las operaciones de acabado.

“Diseño de un basculante de fibra de carbono para una motocicleta de competición”

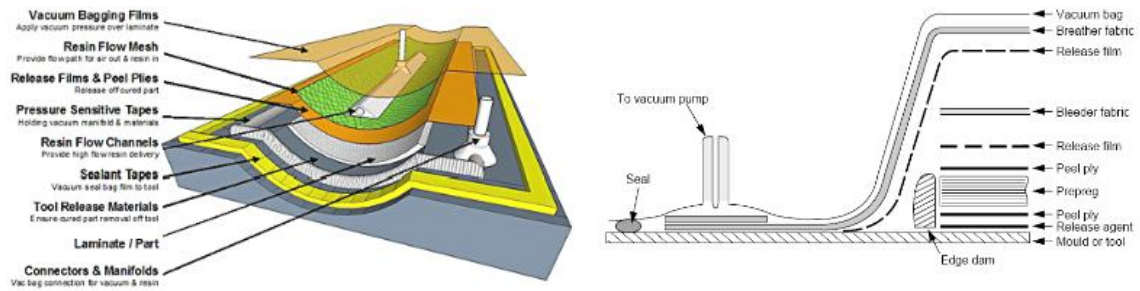


Figura 10.1: Configuración del método de la bolsa de vacío.

Para lograr hacer vacío conseguimos un compresor de frigorífico usado, pero los elementos necesarios como la bolsa de vacío, los diferentes films y la válvula no se encontró ningún distribuidor nacional. Se encontró algún kit con todo lo necesario fuera del país pero a unos costes que no nos podíamos permitir, debido a la cantidad de elementos necesarios, ya que por ejemplo se necesitarían 4 bolsas de vacío para las vigas, una por cada semiviga.

Por lo tanto lo que nos fallaba era el poder conseguir esa presión que nos daba éste método. Se decide intentar imitar el método con diferentes utillajes.

Se cambia el modo de moldeo, antes utilizábamos un molde hembra, ahora usaremos un molde macho. El molde será el mismo un perfil rectangular de acero.



Figura 10.2: Perfil usado como molde.

Se le aplica el desmoldeante y comenzamos el apilado del laminado en las orientaciones de la arquitectura elegida.

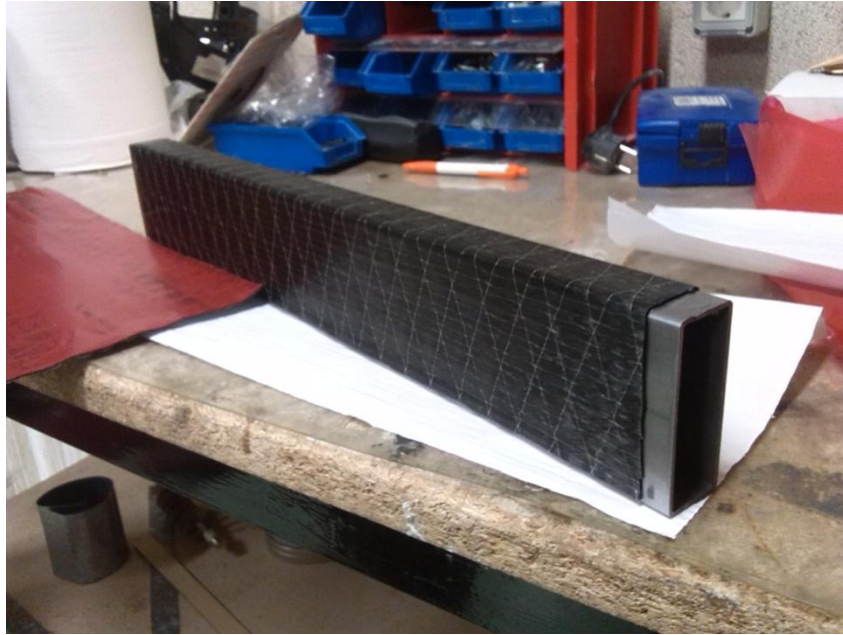


Figura 10.3: Apilado en molde.

Necesitaremos otro perfil rectangular como el usado para el molde pero con una sección mayor. A éste perfil le haremos agujeros roscados por su perímetro, por los cuales les introduciremos tornillos que aplastaran una placa interior para presionar el laminado.



Figura 10.4: Perfil agujereado.

Las láminas con las que presionaremos la fibra también irán agujereadas. Esto será para poder eliminar el exceso de resina en el curado. En la figura 10.5 se muestra el resultado de

la operación. A estas laminas se les aplicará el desmoldeante para que no queden adheridas a la fibra de carbono con el epoxy sobrante.



Figura 10.5: placas para ejercer la presión.

Con todo esto realizamos el montaje completo como se muestra en la figura 10.6 y se mete al horno para que cure a 120°C durante dos horas.



Figura 10.6: Montaje final e introducción a un horno.

Finalmente transcurrido el tiempo de curado se sacó del horno y se dejó enfriar, tras lo cual se desmoldó. Al haber utilizado un molde macho y las placas para hacer presión, la cara exterior, y por lo tanto la visible, queda poco estética tal y como se ve en la figura 10.7. Para remediar esto se aplicó un lijado fino para eliminar restos de epoxy que habían quedado, y luego se le dio una pintura negra.

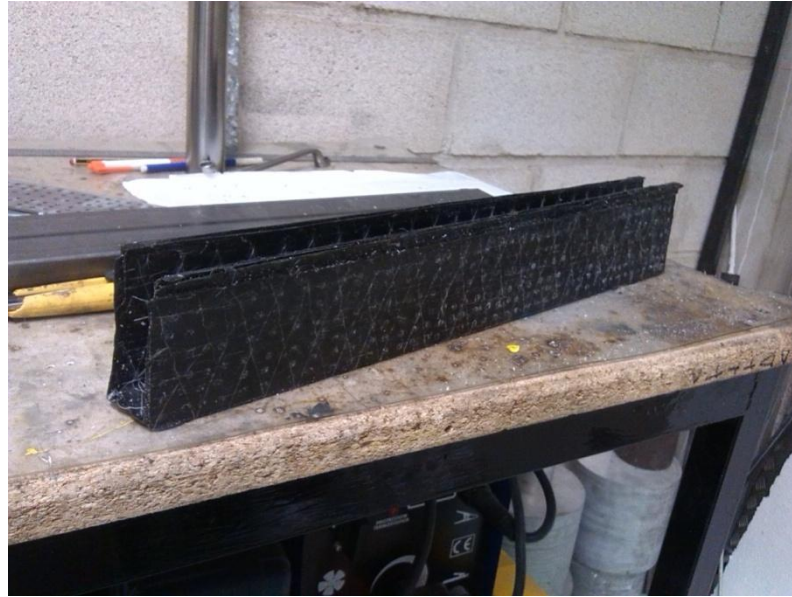


Figura 10.7: Aspecto de la semiviga tras desmoldarlo.

11. CONCLUSIONES

El objetivo para el que se ha elaborado este proyecto se encuentra centrado en el diseño del basculante y de algunos componentes del sistema de suspensión que proporcione las óptimas prestaciones a una motocicleta de cuatro tiempos de 250 cc, en vistas a la participación en la competición Motostudent.

A lo largo del proyecto se han desarrollado los distintos pasos para ir definiendo la geometría del basculante que nos dé el comportamiento buscado hasta llegar a los diseños definitivos. A través de cálculos analíticos y simulaciones se ha obtenido la geometría óptima para los distintos componentes desarrollados en este proyecto. De los resultados de estos cálculos se desprende que el dimensionamiento de las estructuras de cada uno de los componentes es correcto para las hipótesis de carga a las que se van a ver sometidas. Todas las tensiones se encuentran dentro de los límites elásticos admisibles para cada material.

Otro punto imprescindible para el desarrollo del proyecto ha sido el estudio y perfeccionamiento del uso de los diferentes softwares utilizados para el desarrollo del proyecto, sin los cuales no hubiera sido posible su realización. Con ello, se ha conseguido el dominio personal de varios programas de diseño y análisis mediante elementos finitos, como son CATIA V5, y ANSYS y su módulo para materiales compuestos COMPOSITE PREPOST, los cuales probablemente, serán de gran utilidad en el futuro.

Para llegar a optimizar el basculante hemos realizado diferentes ensayos comparativos buscando siempre maximizar aquellas propiedades que considerábamos importantes. Buscamos la geometría que nos diese el comportamiento deseado y que no diese problemas de fabricación, teniendo muy en cuenta el espacio disponible para el diseño. Luego realizamos un ensayo comparativo buscando optimizar la geometría del basculante en función de la rigidez en diferentes ensayos. Por último un análisis detallado de elementos finitos nos permitió estudiar aquellas zonas donde aparecían concentradores de tensiones y podía fallar el material compuesto. Este último ensayo fue clave a la hora de la elección del material que utilizaremos para la fabricación del basculante, tanto en la parte de aluminio como a la hora de elegir la arquitectura del laminado.

Desde sus inicios hace tres semestres, ha sido un proyecto muy atractivo en el que se han aprendido cantidad de conceptos, sobre todo de análisis, diseño y del mundo de las motocicletas, lo cual también ha supuesto un reto importante como proyecto de ingeniería.

La valoración de si el diseño es positivo o hay que mejorarlo se verá una vez que probemos la moto. Es una labor de prueba-error, en la que analizaremos que fallos tiene y que posibles mejoras se le pueden aplicar. Es muy importante la opinión del piloto sobre la rigidez del conjunto, ya que no existe la geometría óptima para una moto, sino para un piloto. Toda esta información nos permitirá ir optimizando los diferentes parámetros de

forma que el conjunto de la amortiguación trasera y el basculante irá evolucionando hasta llegar al recomendable.

Con todo ello se puede concluir que se trata de un proyecto tremendamente enriquecedor, que no acaba aquí, sino que pretende continuar hasta el diseño final de la moto para participar en la competición de Motostudent en ediciones futuras.

12. TRABAJOS FUTUROS

Cabe mencionar que existen ciertos posibles puntos de mejora y optimización, como son:

- Rehacer el sistema de bieletas para que permitan mayor regulación en altura. De esta forma se podrá modificar la curva de progresividad del amortiguador según las necesidades presentes en cada situación.
- Estudiar otras posibilidades para el anclaje del basculante con el balancín del sistema de suspensión.
- Buscar otro método para la fabricación de las vigas.
- Estudiar el modo de repartir mejor la presión ejercida en las placas de metal usadas para presionar la fibra en su fabricación.

13. BIBLIOGRAFÍA

La bibliografía que se utilizará para la realización del proyecto será la siguiente :

- **"Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño del chasis: el arte y la ciencia"**. Ed. Foale, Tony. Año 2003.
- **"Motocicletas"**. Manuel Arias Paz. Ed. Dossat 2000, 32ª edición, Octubre 2003.
- **"Diseño de máquinas"**. Robert L. Norton. Ed. McGraw-Hill, 2ª edición, 1999
- **"Diseño en ingeniería mecánica"**. Joseph E. Shigley & Charles R. Mischke Ed. McGraw-Hill, 6ª edición, 2002.
- **"Motor vehicle Structures: Concepts and Fundamentals"** Jason B., A. John R. y Stan T.: Ed. Butterworth-Heinemann, 1ª edición, 2002.
- **"Materiales compuestos. Procesos de fabricación"**. Alejandro Besednjak Dietrich. Ed. UPC.
- **"Motorcycle dynamics"**. Vittore Cossalter. 2007.
- **"Fabricación con materiales compuestos"**. Apuntes formativos. Universidad Rey Juan Carlos.
- **"Materiales Compuestos"**. Apuntes formativos Máster IMAC. José Sancho UPNA 2013-2014.
- **"Ingeniería de motocicletas"**. Apuntes formativos. César Díaz de Cerio y José Sancho.
- **"Análisis de los criterios de falla aplicados a los laminados compuestos"** Matías Molinier. Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires.
- **Reglamento Técnico Motostudent**. Edición 2013/2014.
- **Normativa general Motostudent**. Edición 2013/2014
- **“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”** Arenaza, B I Universidad Pública de Navarra. Año 2010.
- **"Propuesta de un basculante y sistema de suspensión para una moto de competición"** Trabajo fin de Grado. Miguel Velázquez Kennedy. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2012.

*“Diseño de un basculante de fibra de carbono
para una motocicleta de competición”*

- **“Diseño y análisis de basculante prototipo para Motostudent”**. Sara García Álvarez. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2012.
- **“Diseño y estudio de basculantes para una motocicleta de competición”**. Proyecto Fin de Carrera. Aarón Collantes Gil. Universidad Carlos III de Madrid. Año 2012.

14. ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 3.1: Suspensión delantera proporcionada por la organización.....</i>	<i>10</i>
<i>Figura 3.2: Amortiguador proporcionado por la organización.....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 3.3: Llanta proporcionada por la organización.....</i>	<i>13</i>
<i>Figura 3.4: Motor proporcionado por la organización.....</i>	<i>14</i>
<i>Figura 3.5: Cotas generales a revisar.....</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4.1: Basculante monobrazo Suzuki GSR-X</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4.2: Ejemplo de basculante doble brazo.....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4.3: Modelo de basculante.....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 4.4: Deformación de dos casos extremos de basculantes.....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 4.5: Basculante con refuerzo.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 4.6 : Resultados de la comparación por elementos finitos.....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 5.1: Tela de fibra de vidrio.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 5.2: Tela de fibra de aramida.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 5.3: Tela de fibra de carbono.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 5.4: Terminología de los tejidos.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 5.5: Tela de carbono unidireccional.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 5.6: Tejido bidireccional de fibra de carbono.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 5.7: Mat de fibra de vidrio.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 5.8: Ejemplo de tejido trenzado.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 5.9: Tejido híbrido de vidrio y aramida.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 5.10: Letrero de instrucciones del fabricante.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 5.11. Técnica de fabricación de prepregs.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 5.12. Fabricación prepreg unidireccional.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 6.1: constante efectiva del muelle.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 6.2: Muelle de constante variable.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 6.3: Precarga y carga estática.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 6.4: Amortiguador suministrado por la organización.....</i>	<i>44</i>
<i>Figura 6.5: Ejemplo de sistema de bieletas.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 6.6: Tres posibles configuraciones: standard, angled, y cantilever.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 6.7 Sistema básico de bieletas.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 6.8: Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante.....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 6.9: Suspensión de bieletas con anclaje del balancín en el amortiguador.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 7.1: Esquema de los parámetros geométricos.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 7.2: Anclaje excéntrico.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 7.3: Anclaje con agujero rasgado.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 7.4: Detalle de anclaje de basculante-rueda.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 7.5: Primer boceto.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 7.6: Segundo boceto.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 7.7: Tercer boceto.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 7.8: Cuarto boceto.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 7.9: Quinto boceto.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 7.10: Evolución del quinto boceto.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 7.11: Sexto boceto.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 7.12: Ejemplo gráfico de ensayo de rigidez lateral.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 7.13: Imagen del ensayo de rigidez torsional.....</i>	<i>63</i>

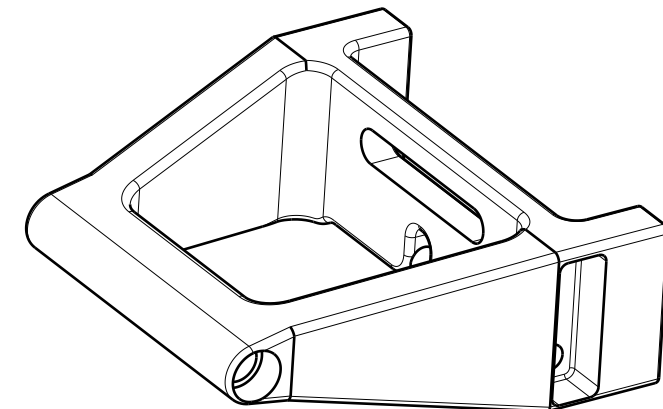
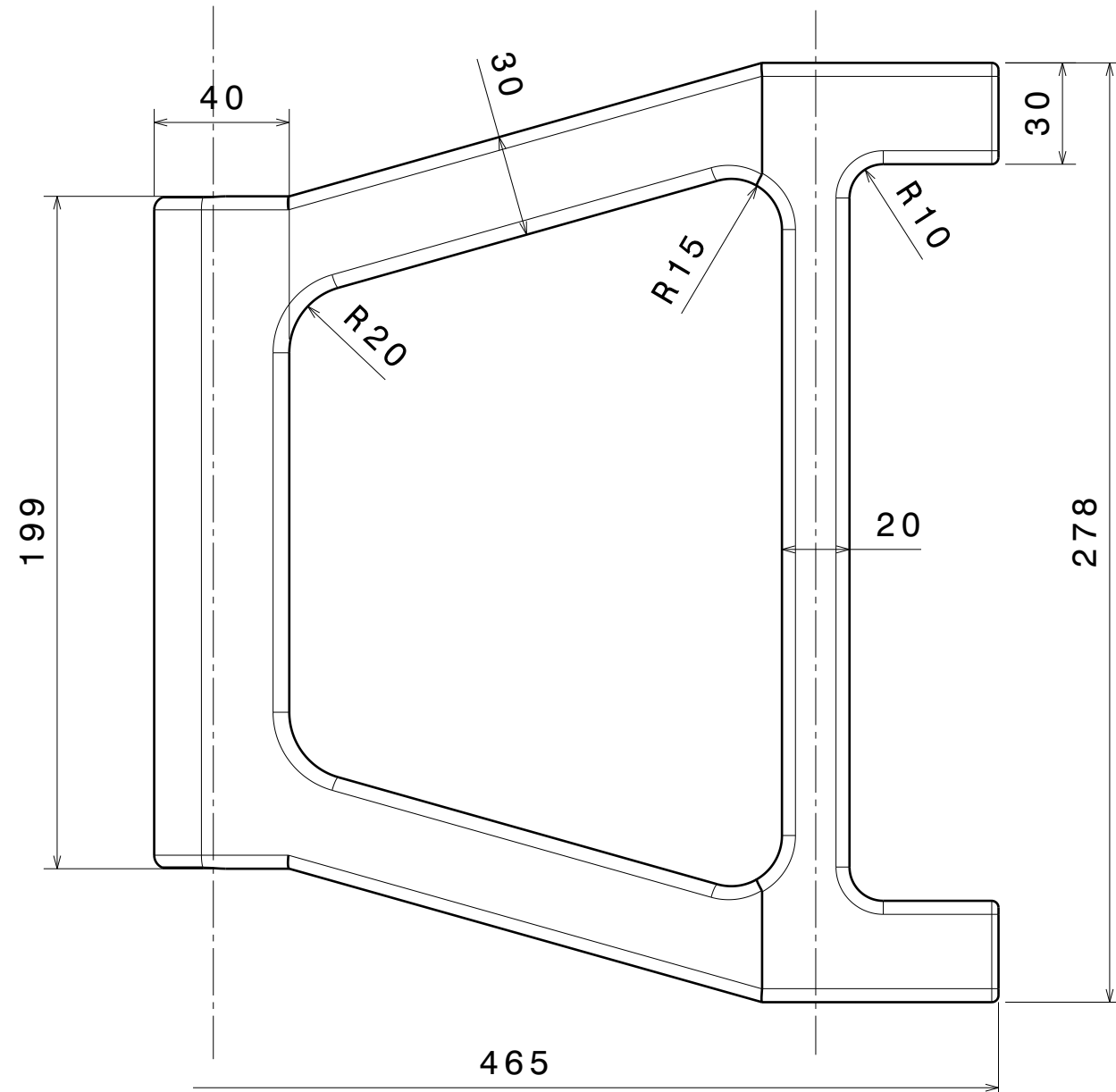
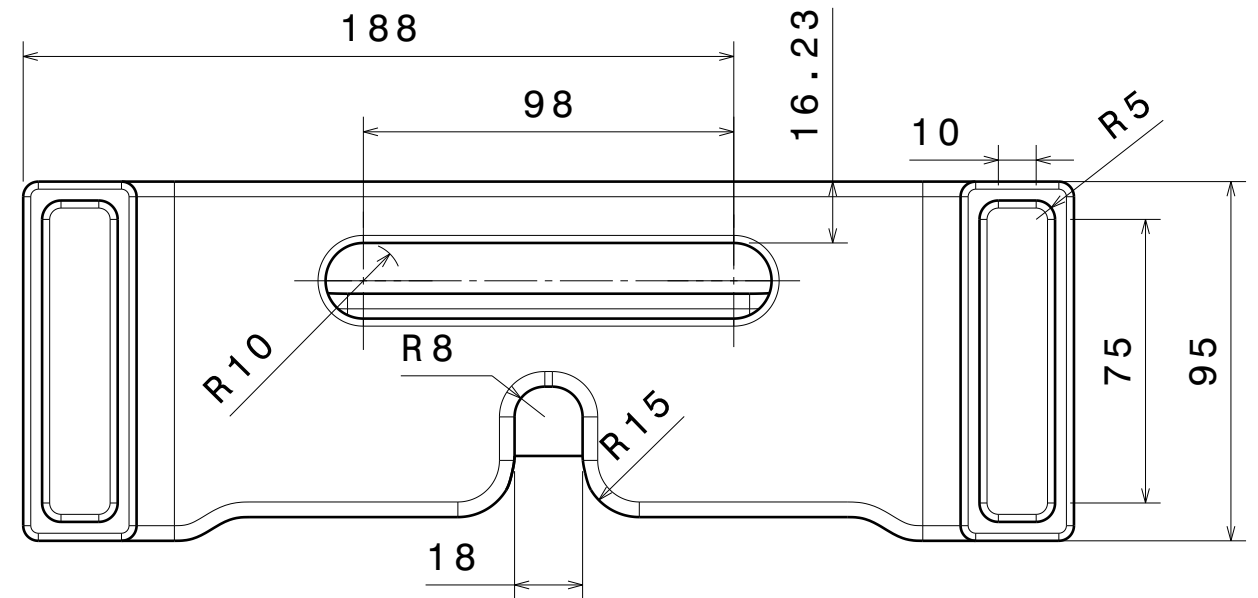
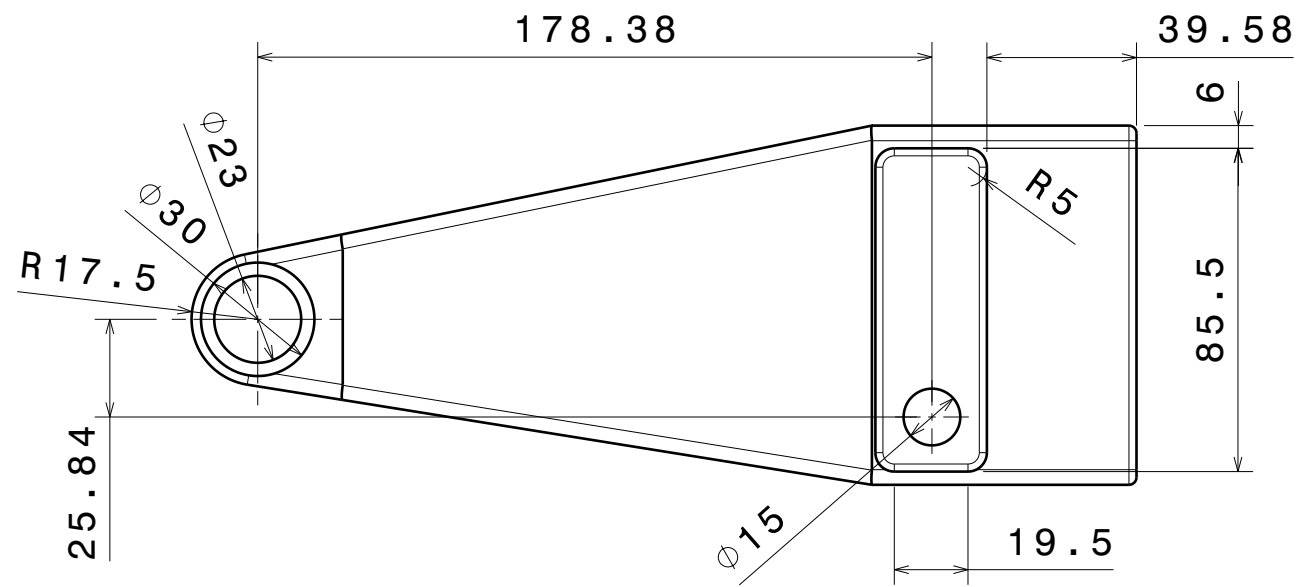
<i>Figura 7.14: Ensayo rigidez lateral al basculante edición anterior.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 7.15: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral al basculante edición anterior.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 7.16: Ensayo rigidez a torsión al basculante edición anterior.....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 7.17: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión al basculante edición anterior.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 7.18: Ensayo rigidez lateral al basculante.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 7.19: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral al basculante.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 7.20: Ensayo rigidez a torsión al basculante.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 7.21: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión al basculante.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 7.22: Basculante tras modificación.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 7.23: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral al basculante modificado.....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 7.24: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión al basculante modificado...71</i>	
<i>Figura 7.25: Comprobación de espacio con la suspensión tras aumentar la altura al basculante.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 7.26: Comprobación de espacio con la suspensión comprimida tras aumentar la altura del basculante.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 7.27: Detalle de la eliminación de material en la pared.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 7.28: Deformaciones tras ensayo rigidez lateral después de aumentar su altura.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 7.29: Deformaciones tras ensayo rigidez a torsión después de aumentar su altura.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 8.1: Esquema de fuerzas que actúan sobre la moto.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 8.2: Aplicación de fuerzas verticales en estado estacionario.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 8.3: Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera.....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 8.4 : Equilibrio en estado estacionario.....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 8.5 : Información del motor.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 8.6: Gráfica potencia-velocidad y par-velocidad.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 8.7: Equilibrio de fuerzas en tracción.....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 8.8: Equilibrio de fuerzas en tracción limitada por rodadura.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 8.9: Equilibrio de fuerzas en giro estático.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 8.10: Ángulo de inclinación al paso por curva.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 8.11: obtención del esquema para cálculos posteriores.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 8.12: Parámetros geométricos necesarios para el problema de fuerzas.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 8.13: esquema del problema de fuerza.101</i>	
<i>Figura 8.14: Representación de fuerzas trasladadas al basculante y componentes de la suspensión trasera.....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 8.15: Esquema paso por curva.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 8.16: Fuerzas en curva.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 8.17: Resultados obtenidos para la traslación de fuerzas en paso por curva..104</i>	
<i>Figura 9.1: Detalle del rodamiento NKIA 5903.....</i>	<i>106</i>
<i>Figura 9.2: Detalle del alojamiento del rodamiento.....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 9.3: Geometría del basculante preparada para el FEM.....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 9.4: Detalle de parte del rocker para ayudar a la simulación.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 9.5: Detalle de la malla.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 9.6: Detalle conexión rígida entre anclajes de neumático.....</i>	<i>109</i>
<i>Figura 9.7: Propiedades de la resina para la unión de componentes.....</i>	<i>110</i>
<i>Figura 9.8: Roseta para una de las vigas y tiras de unión.....</i>	<i>112</i>

<i>Figura 9.9: Rosetas necesarias para todo el basculante.....</i>	<i>113</i>
<i>Figura 9.10: Cargas y condiciones de contorno del basculante para ensayo de paso por curva.....</i>	<i>114</i>
<i>Figura 9.11: Comportamiento direccional del laminado con la arquitectura elegida.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 9.12: Detalle dirección fibras de la lamina a 45°.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 9.13: Distribución de tensiones en el adhesivo.....</i>	<i>116</i>
<i>Figura 9.14: Nueva parte delantera de aluminio del basculante.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 9.15: Detalle de los vaciados inferiores.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 9.16: Distribución de tensiones del basculante para el paso por curva.....</i>	<i>118</i>
<i>Figura 9.17: Resultado Tsai-Wu para la lámina de 90°.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 9.18: Resultado de deformaciones.....</i>	<i>120</i>
<i>Figura 9.19: Comportamiento direccional del laminado con la nueva arquitectura elegida.....</i>	<i>121</i>
<i>Figura 9.20: Vaciados piezas de aluminio.....</i>	<i>121</i>
<i>Figura 9.21: resultado del análisis de tensiones.....</i>	<i>122</i>
<i>Figura 9.22: Resultado del criterio de Tsai-Wu para la lámina de 45°.....</i>	<i>122</i>
<i>Figura 9.23: resultado del análisis de deformaciones.....</i>	<i>123</i>
<i>Figura 9.24: Cargas y condiciones de contorno del basculante para ensayo de aceleración máxima.....</i>	<i>124</i>
<i>Figura 9.25: Distribución de tensiones para el ensayo de aceleración máxima.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 9.26: Criterio de Tsai-Wu para la lámina de -45°.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 9.27: Desplazamientos caso aceleración máxima.....</i>	<i>126</i>
<i>Figura 9.28: Detalle y dimensiones del HK 1516.....</i>	<i>127</i>
<i>Figura 9.29: Detalle y dimensiones del HK 1416.2RS.....</i>	<i>128</i>
<i>Figura 9.30: Resultado caso 1 de la simulación del rocker.....</i>	<i>130</i>
<i>Figura 9.31: Análisis Rocker caso 2 con vaciado.....</i>	<i>130</i>
<i>Figura 9.32: detalle de la geometría diseñada con las fuerzas que soporta.....</i>	<i>131</i>
<i>Figura 9.33: distribución de tensiones obtenida en el caso 2.....</i>	<i>132</i>
<i>Figura 9.34: Deformación sufrida por el link en el caso 2.....</i>	<i>133</i>
<i>Figura 10.1: Configuración del método de la bolsa de vacío.....</i>	<i>135</i>
<i>Figura 10.2: Perfil usado como molde.....</i>	<i>135</i>
<i>Figura 10.3: Apilado en molde.....</i>	<i>136</i>
<i>Figura 10.4: Perfil agujereado.....</i>	<i>136</i>
<i>Figura 10.5: placas para ejercer la presión.....</i>	<i>137</i>
<i>Figura 10.6: Montaje final e introducción a un horno.....</i>	<i>137</i>
<i>Figura 10.7: Aspecto de la semiviga tras desmoldarlo.....</i>	<i>138</i>

15. ÍNDICE DE TABLAS

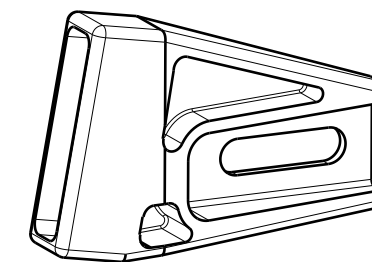
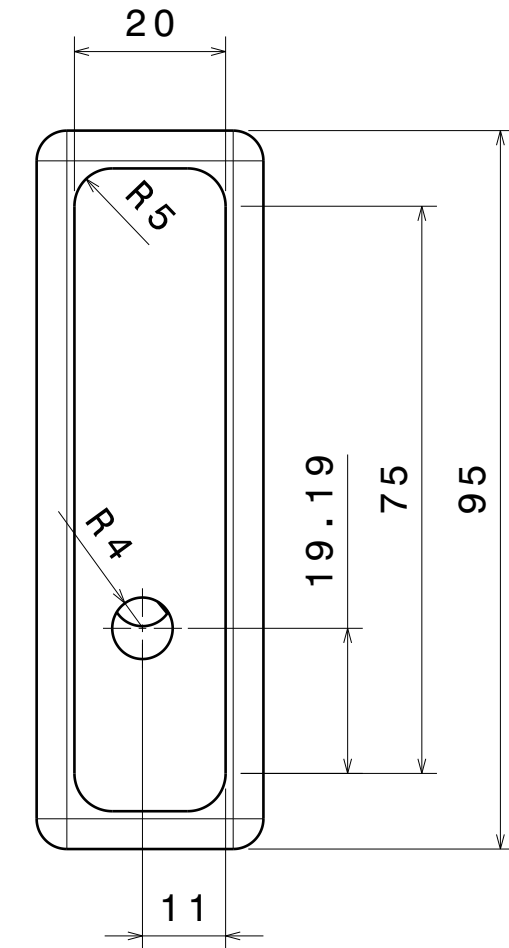
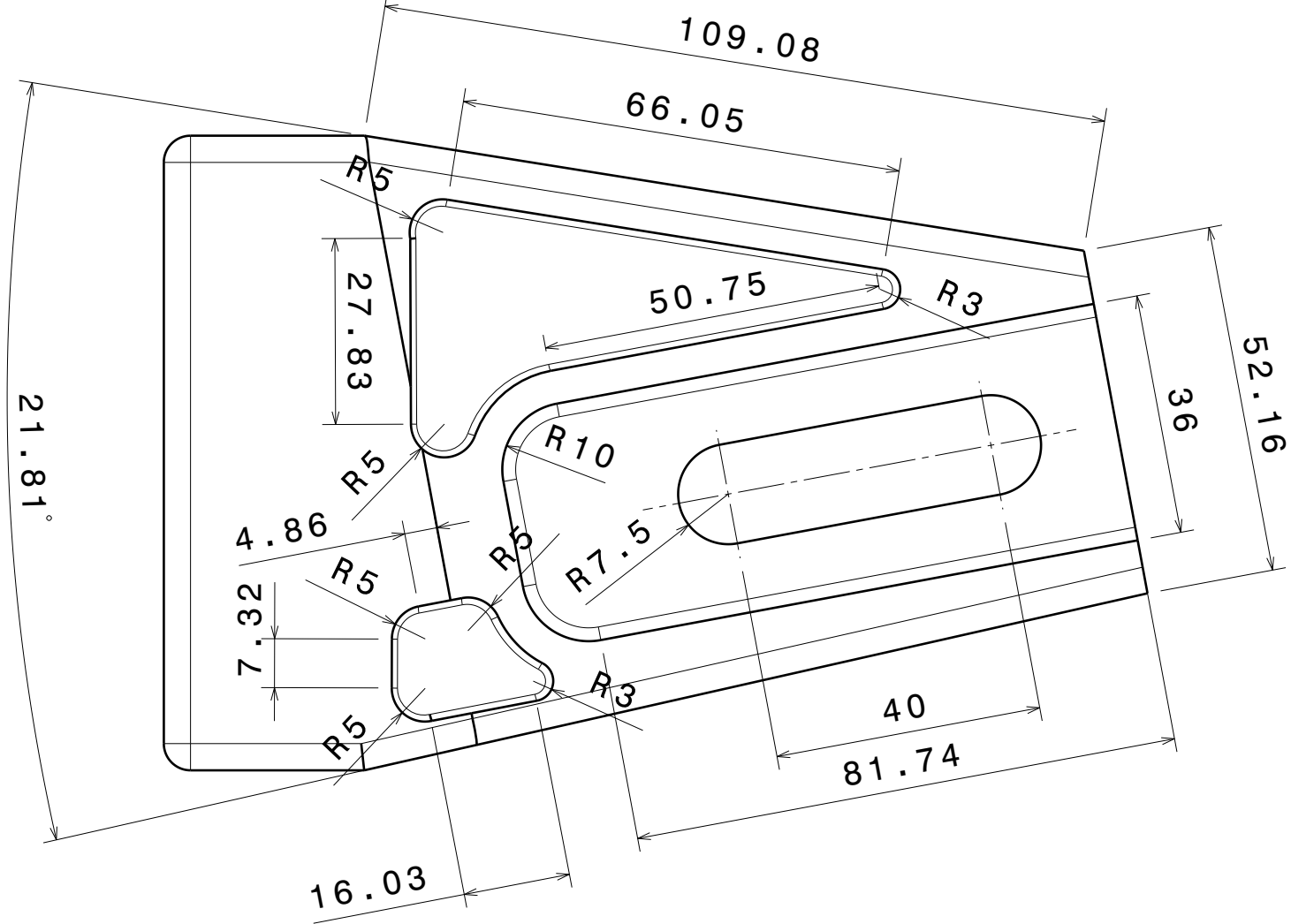
<i>Tabla 7.1: Resultados obtenidos del ensayo de rigidez.....</i>	<i>69</i>
<i>Tabla 7.2: Resultados ensayo de rigidez tras modificar el basculante.....</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 7.3: Resultados ensayos de rigidez después de aumentar la altura del basculante.....</i>	<i>75</i>
<i>Tabla 8.1 Masas consideradas.....</i>	<i>77</i>
<i>Tabla 8.2: Coeficientes aerodinámicos.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 8.3: Resultados obtenidos de fuerzas aerodinámicas.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 8.4: Resultados obtenidos de fuerzas en estado estacionario.....</i>	<i>84</i>
<i>Tabla 8.5: Valores considerados.....</i>	<i>85</i>
<i>Tabla 8.6: Datos para cálculos.....</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 8.7: Datos de las gráficas del motor.....</i>	<i>87</i>
<i>Tabla 8.8: Resultados obtenidos de fuerzas de aceleración limitadas por el motor.....</i>	<i>87</i>
<i>Tabla 8.9 : Resultados obtenidos para el caso limitado por tracción.....</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 8.10 : Resultados obtenidos para la condición de limitado por la rodadura.....</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 8.11: Resultados obtenidos parámetros paso por curva.....</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 8.12: Rigideces neumáticos.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 8.13: resultados obtenidos de ángulo de deriva.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 8.14: Resultados obtenidos para los diferentes ángulos de dirección.....</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 8.15: Resultados para fuerzas en curva.....</i>	<i>97</i>
<i>Tabla 8.16: valores para hipótesis de aceleración máxima.....</i>	<i>98</i>
<i>Tabla 8.17: valores para hipótesis de paso por curva.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabla 8.18: Resultados obtenidos de carga en basculante y suspensión para aceleración máxima.....</i>	<i>102</i>

ANEXO 1: PLANOS

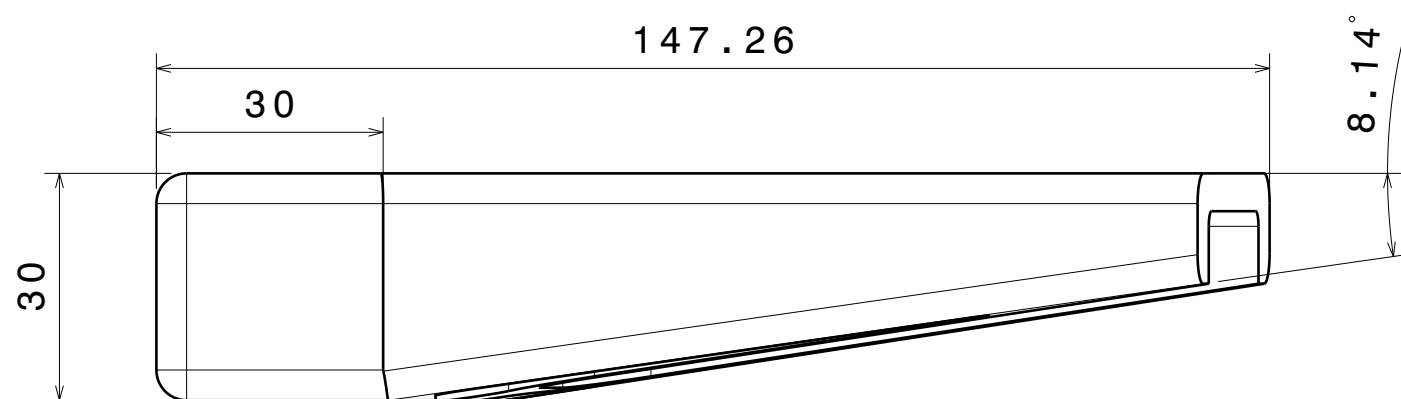


Isometric view
Scale: 1:4

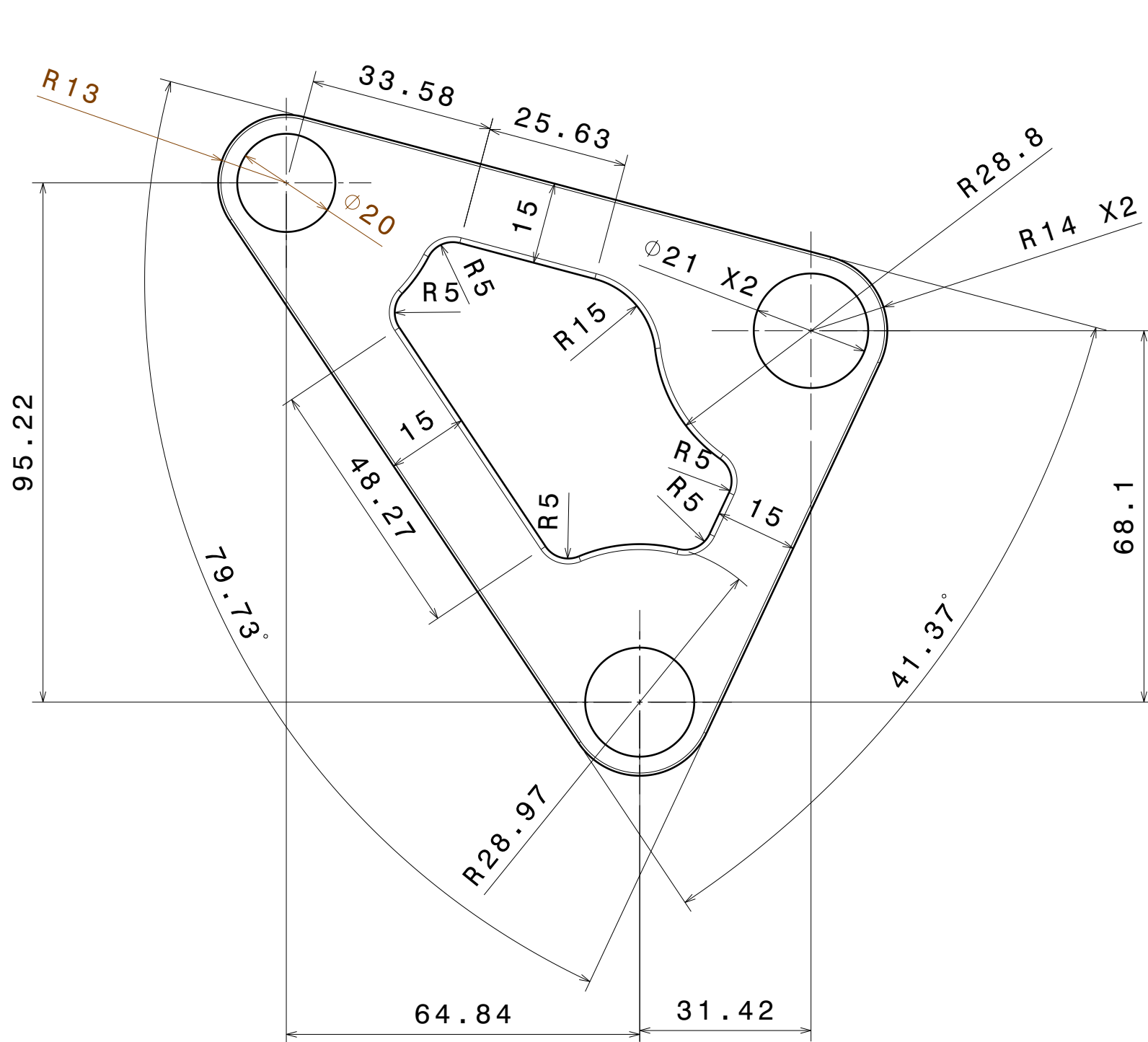
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO INDUSTRIAL	REALIZADO: GARRIDO OBREGÓN, JONATAN		
PROYECTO: DISEÑO DE UN BASCULANTE DE FIBRA DE CARBONO PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN		FIRMA:		
PLANO: Anclaje con bastidor y rocker del basculante		FECHA: 12/07/14	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 1



Isometric view
Scale: 1:3

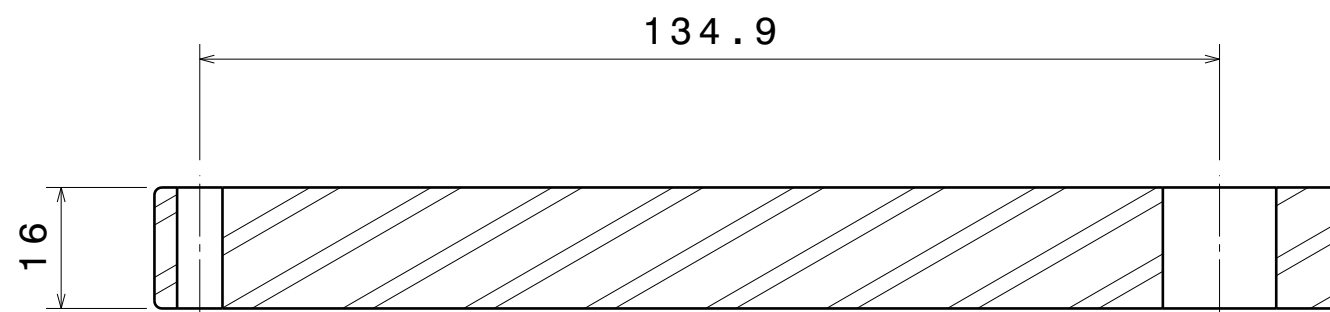
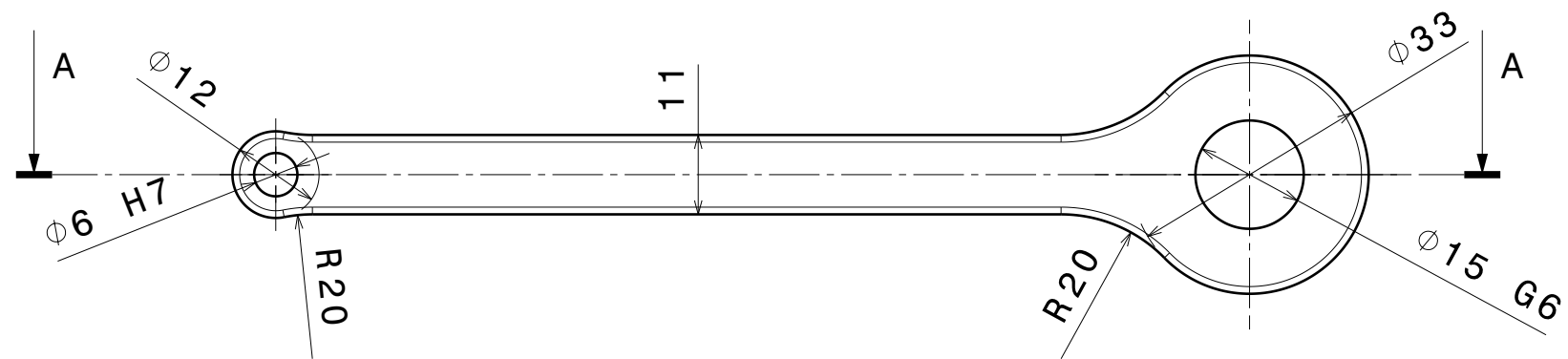


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES			
	PROYECTO: DISEÑO DE UN BASCULANTE DE FIBRA DE CARBONO PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN			REALIZADO: GARRIDO OBREGÓN, JONATAN		
PLANO: Anclaje con neumáticos del basculante			FIRMA:	FECHA: 12/07/14	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 2




- Material Aluminio 6061 T6
- Fabricar 1 unidad
- Matar aristas vivas con herramienta de raio 1 mm.

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO INDUSTRIAL	REALIZADO: GARRIDO OBREGÓN, JONATAN	
PROYECTO: DISEÑO DE UN BASCULANTE DE FIBRA DE CARBONO PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN		FIRMA:	
PLANO: Rocker	FECHA: 12/07/14	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 3



Section view A-A

- Material Aluminio 6061 T6.
- Fabricar 2 unidades.
- Matar aristas vivas con herramientas de radio 1 mm.

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO INDUSTRIAL	REALIZADO: GARRIDO OBREGÓN, JONATAN	
PROYECTO: DISEÑO DE UN BASCULANTE DE FIBRA DE CARBONO PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN		FIRMA:	
PLANO: LINKS	FECHA: 12/07/14	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 4