



*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE
COMPETICIÓN: ALTERNATIVA FULL-FLOATER*

DOCUMENTO 5: ANEXOS

DOCUMENTO 5.1: CÁLCULOS

DOCUMENTO 5.2: PLANIFICACIÓN

DOCUMENTO 5.3: PLANOS

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ALVARO

APELLIDOS: QUERENDEZ FERNANDEZ

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

Documento 5: Anexos

Índice de los Anexos

Documento 5.1: Anexo. Cálculos	4
Documento 5.2: Anexo. Planificación	5
Documento 5.3: Anexo. Planos	5

Documento 5.1: Anexo. Cálculos

5.1.1	Introducción	4
5.1.2	Solicitaciones en la rueda trasera	5
5.1.2.1	Cargas en posición de equilibrio	5
5.1.2.2	Cargas en la situación más desfavorable	6
5.1.3	Relación de velocidades: Distancia mínima entre un punto y una recta	9
5.1.4	Elección de los componentes de las uniones	11
5.1.4.1	Elección del tipo de uniones	11
5.1.4.2	Rodamientos	13
5.1.4.3	Rotulas	19
5.1.5	Comprobación de los tornillos de las uniones	25
5.1.6	Calculo de la longitud mínima roscada en el tensor de la bieleta	27
5.1.7	Análisis de pandeo en la horquilla de la bieleta.....	30
5.1.8	Solicitaciones y cálculo de las rigideces del basculante	35
5.1.9	Comparación entre las últimas versiones del mecanismo	38
5.1.9.1	Comparación de distancias en las piezas	38
5.1.9.2	Rigidez reducida.....	41
5.1.9.3	Fuerzas	41
5.1.9.4	Compresión del muelle.....	43
5.1.10	Resultados de los análisis por MEF.....	44
5.1.10.1	Balancín	45
5.1.10.2	Horquilla de la Bieleta.....	49
5.1.10.3	Tensor de la bieleta.....	52
5.1.10.4	Basculante.....	57

Documento 5.2: Anexo. Planificación

5.2.1 Planificación..... 4

Documento 5.3: Anexo. Planos

Índice de Planos

Nº Plano	Denominación	Formato
1	CONJUNTO	A2
2	SUBCONJUNTO DE LA BIELETA	A3
3	HORQUILLA Y TENSOR DE LA BIELETA	A3
4	BALANCIN	A3
5	CASQUILLOS DE SEPARACION	A3



*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE
COMPETICIÓN: ALTERNATIVA FULL-FLOATER*

DOCUMENTO 5.1: CALCULOS

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ALVARO

APELLIDOS: QUERENDEZ FERNANDEZ

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

Documento 5.1: Cálculos

Índice de los Cálculos

5.1.1	Introducción	4
5.1.2	Solicitaciones en la rueda trasera	5
5.1.2.1	Cargas en posición de equilibrio.....	5
5.1.2.2	Cargas en la situación más desfavorable	6
5.1.3	Relación de velocidades: Distancia mínima entre un punto y una recta	9
5.1.4	Elección de los componentes de las uniones	11
5.1.4.1	Elección del tipo de uniones	11
5.1.4.2	Rodamientos.....	13
5.1.4.3	Rotulas	19
5.1.5	Comprobación de los tornillos de las uniones.....	25
5.1.6	Calculo de la longitud mínima roscada en el tensor de la bieleta	27
5.1.7	Análisis de pandeo en la horquilla de la bieleta.....	30
5.1.8	Solicitaciones y cálculo de las rigideces del basculante	35
5.1.9	Comparación entre las últimas versiones del mecanismo.....	38
5.1.9.1	Comparación de distancias en las piezas.....	38
5.1.9.2	Rigidez reducida	41
5.1.9.3	Fuerzas.....	41
5.1.9.4	Compresión del muelle	43
5.1.10	Resultados de los análisis por MEF	44
5.1.10.1	Balancín.....	45
5.1.10.2	Horquilla de la Bieleta.....	49
5.1.10.3	Tensor de la bieleta	52
5.1.10.4	Basculante.....	57

5.1.1 Introducción

En el presente documento se detallan los cálculos y demás estudios que han sido necesarios para diseñar, validar y seleccionar todos los componentes del conjunto que forma la alternativa Full-Floater de la suspensión trasera de la motocicleta.

Para poder diseñar y validar el sistema se ha recurrido al libro *Motorcycle Dynamics* [Vittore Cossalter, USA] en busca de las bases matemáticas que representan los sistemas de amortiguación. Posteriormente con el Software PTC CREO se han obtenido los datos necesarios y se han verificado con el GIM. Para terminar se han analizado los componentes y se han refinado.

Los apartados que se van a analizar en este documento son:

- Cálculo de las solicitaciones en la rueda trasera.
- Relación de velocidades: Distancia mínima entre punto y recta.
- Elección de rodamientos y rotulas.
- Comprobación de los tornillos de las uniones.
- Cálculo de la longitud mínima roscada del tensor de la bieleta.
- Estudio del pandeo en la bieleta.
- Análisis de los resultados obtenidos del análisis cinemático.
- Análisis de cada componente del conjunto en lo referente a cargas, análisis por el Método de Elementos Finitos.

Para dimensionar el conjunto se han supuesto unas medidas iniciales requeridas por el equipo de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao, las cuales se mencionan en la Memoria de este estudio. Partiendo de esa situación se han modificado los distintos parámetros y se han analizado todas las soluciones hasta que se ha encontrado con una que entra dentro de los límites de los requisitos técnicos especificados en la Memoria. Posteriormente se han analizado los componentes para comprobar que soportan las cargas aplicadas.

5.1.2 Solicitaciones en la rueda trasera

En el proceso de desarrollo del sistema de suspensión son necesarios unos valores de carga, de acuerdo con los cuales se realiza el diseño. Estos valores de carga se calculan tal y como se puede observar en el Apartado 3.6.4.1 del Documento 3. Memoria. Para el cálculo de dichas solicitaciones son necesarios unos datos de entrada que ofrece el equipo para quien se diseña el sistema, en este caso el de la ETSI.

Tal y como se ha explicado previamente en la Memoria, para un valor determinado de la masa de la motocicleta, es posible calcular el valor de la solicitación en la rueda cuando la motocicleta esta en equilibrio. Además del caso anterior, también es preciso especificar los parámetros de una determinada situación que se considera como límite, es decir, una situación que rara vez se va a producir, pero al ser la situación más desfavorable, es el conjunto de solicitaciones que se deben aplicar para llevar acabo el diseño (a resistencia) de las piezas.

Los valores de dichas solicitaciones son los que se exponen a continuación.

5.1.2.1 Cargas en posición de equilibrio

La distribución de cargas que le corresponde a la motocicleta es 50-50% entre la rueda delantera y la trasera, por lo que si la motocicleta tiene una distancia de 1250mm entre ejes, la distancia que debe haber desde el centro de gravedad hasta el eje de la rueda trasera (y delantera) es de 625mm. Por otro lado, si el conjunto de la motocicleta con piloto tiene un peso de unos 1600N, de acuerdo con lo anterior:

$$N_d = N_t = \frac{P}{2} = \frac{1600N}{2} = 800N \quad (\text{Ecuación 5.1.1})$$

En la Figura 5.1.1 siguiente se pueden observar las cargas para la posición de este estudio.

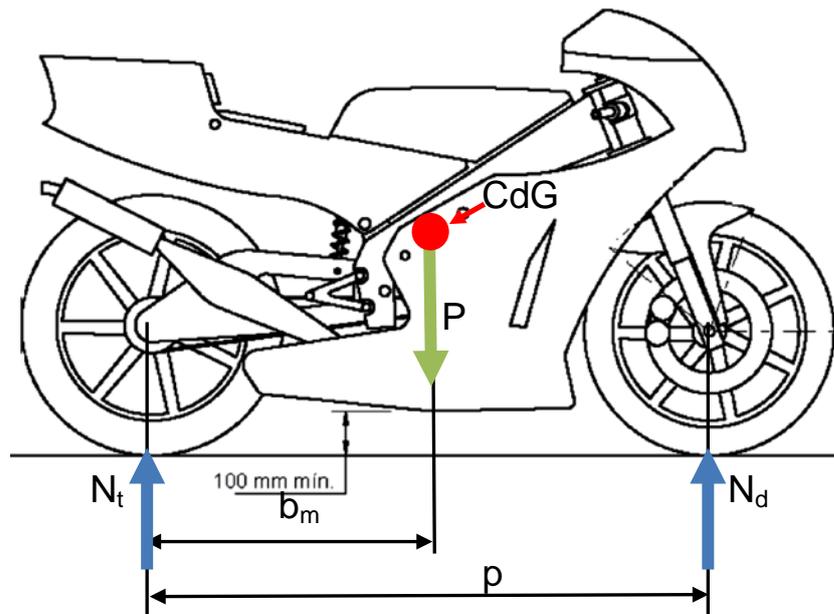


Figura 5.1.1. Representación del CdG y las distancias en la situación de equilibrio estático.

Por lo tanto, se puede concluir que la carga vertical en la rueda, cuando la motocicleta está parada y en equilibrio es de 800N, valor que se tendrá en cuenta como condición, junto con el valor de 20N/mm de la Rigidez Reducida, para validar una curva de Rigidez que se obtiene con el Software PTC Creo.

5.1.2.2 Cargas en la situación más desfavorable

En este caso la motocicleta no está en posición de equilibrio, sino que se plantea una situación que representa la situación más desfavorable en la que se va a encontrar el piloto en una carrera. Según el resorte-amortiguador, que proporciona la organización de MotoStudent, el muelle tiene una constante lineal de rigidez de 105N/mm y un recorrido útil de 50mm, así que con estos datos se puede obtener la carga máxima que se puede aplicar sobre el resorte con la que este haría tope:

$$F_{m \max.} = k_m \cdot \delta_{\max.} = 105 \cdot 50 = 5250N \quad (\text{Ecuación 5.1.2})$$

Este valor de fuerza no se debe alcanzar y por eso se va a calcular la carga que se obtendría en la situación más desfavorable en el eje de la rueda, que posteriormente se debe introducir en el PTC Creo. Estas condiciones más desfavorables son las del piloto está acelerando a fondo en una pendiente ascendente.

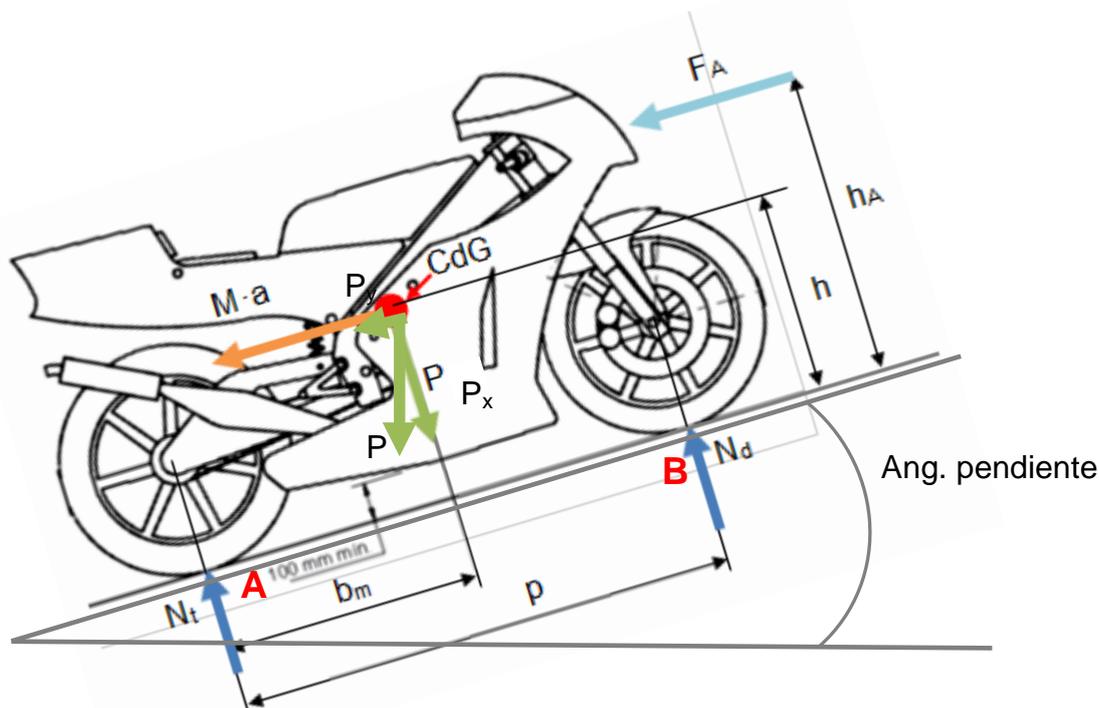


Figura 5.1.2. Motocicleta en la situación más desfavorable.

En la Figura 5.1.2 anterior se pueden observar las siguientes fuerzas:

- N_d y N_t : Fuerzas normales sobre las ruedas desde el suelo como reacción.
- F_{R1} y F_{R2} : Fuerzas de rozamiento en cada una de las ruedas, delantera y trasera respectivamente.
- F : Fuerza de reacción del suelo debido a la acción producida en la rueda trasera por el motor.
- P : Peso del conjunto y sus componentes según la dirección normal y paralela al plano en pendiente, P_x y P_y .
- $M \cdot a$: Fuerza de inercia producida al acelerar.
- F_f : Fuerza de arrastre que ejerce el aire al chocar con la parte frontal de la motocicleta.

Para resolver el problema descrito en la Figura 5.1.2, se toman momentos respecto del punto B, evitando así el cálculo de varias incógnitas que no resultan de interés.

$$\sum \vec{M}_B = 0$$

$$(M \cdot a) \cdot h + P_x \cdot h + P_y \cdot (p - b_m) - N_t \cdot p = 0$$

$$N_t = \frac{(M \cdot a) \cdot h + P_x \cdot h + P_y \cdot (p - b_m)}{p} \quad (\text{Ecuación 5.1.3})$$

El equipo de la ETSI ha proporcionado los datos que son necesarios para calcular esa carga de entrada en el sistema:

- Distancia entre ejes $p=1250\text{mm}$, donde $b/p_m = 0,5$.
- Pendiente $\alpha=5^\circ$.
- Masa_{moto+piloto} $P=160\text{kg}$.
- Potencia del motor $Pot=36\text{CV}$ (26.460W) a una velocidad de $11,11\text{m/s}$.
- Altura del CdG $500 \div 700\text{mm}$.

Para obtener el valor de la aceleración y así poder calcular el valor de la fuerza de inercia, provocada al pasar de una situación de reposo a una de movimiento en pendiente, se precisan las siguientes ecuaciones, las cuales nos relacionan por una parte la potencia con la fuerza ejercida y velocidad, y por otra la fuerza con la masa y aceleración:

$$P = F \cdot v \quad (\text{Ecuación 5.1.4})$$

$$F = m \cdot a \quad (\text{Ecuación 5.1.5})$$

Tras unir ambas ecuaciones se consigue la siguiente ecuación, donde se pueden insertar los valores que se conocen para calcular la aceleración:

$$a = \frac{P}{m \cdot v} = \frac{26460}{160 \cdot 11,11} = 14,885 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Ecuación 5.1.6})$$

Tras obtener el valor de la aceleración se puede volver a la Ecuación 5.1.3 para sustituir todos los valores. Como la altura del CdG estaba en un rango, se ha decidido

calcular el valor de N_t para la situación más desfavorable, es decir, con la altura de 700mm desde el suelo.

$$N_t = \frac{(160 \cdot 14,885) \cdot 700 + 1600 \cdot \sin 5^\circ \cdot 700 + 1600 \cdot \cos 5^\circ \cdot (1250 - 625)}{1250} = 2208,74 \text{ N}$$

Para trabajar con mayor seguridad y minimizar, en la medida de lo posible la aparición de sobrecargas y roturas en la suspensión se aumenta el valor de esa carga hasta los 2500N.

Con ese valor de la fuerza no es posible determinar a priori si el resorte hará tope antes de conseguir esa carga sobre la rueda trasera, ya que el valor de la relación de velocidades cambia en cada posición del basculante, así que se requiere del PTC Creo para calcular la distancia comprimida en el muelle en la configuración final del sistema. Esta comprobación no tendría sentido realizarla antes de obtener la configuración final.

5.1.3 Relación de velocidades: Distancia mínima entre un punto y una recta

Tal y como se ha explicado en el apartado 3.6.1.2.1 del documento 3. Memoria, en el programa que se ha empleado para el cálculo de la Rigidez Reducida y otros parámetros, la ecuación para calcular la distancia mínima entre un punto y una recta es imprescindible. En el presente apartado se explica el proceso para la obtención de dicha ecuación entre el punto donde pivota el basculante (punto O) y una recta (definida entre los puntos T y P).

Como ya es bien sabido, la ecuación de la distancia entre un punto O (X_0, Y_0) y una recta del tipo $r: Ax + By + C = 0$ es:

$$d(O, r) = \frac{|A \cdot x_0 + B \cdot y_0 + C|}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (\text{Ecuación 5.1.7})$$

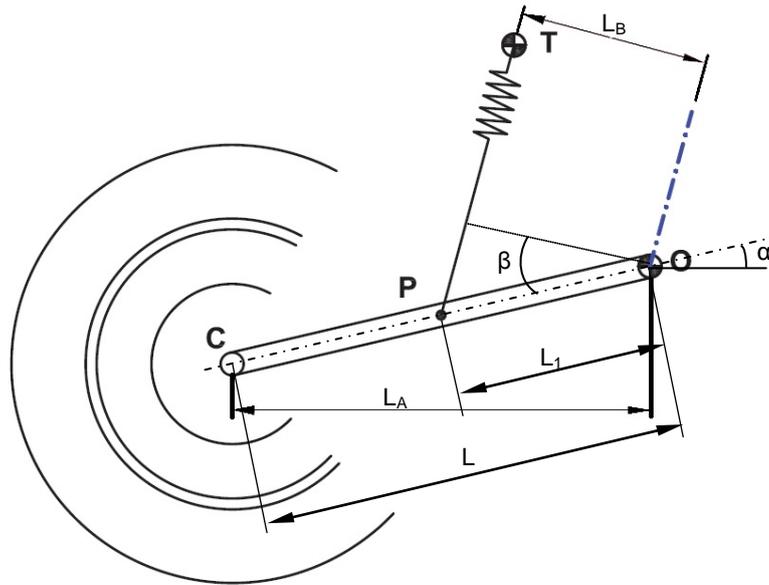


Figura 5.1.3. Distancias de la suspensión tradicional.

Para aplicar esta fórmula, es necesario primero determinar la recta r . Los puntos T y P forman la recta, y sus coordenadas se obtienen con el programa, respecto al punto O. Conociendo los dos puntos se obtiene la ecuación de la recta de la siguiente manera:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (\text{Ecuación 5.1.8})$$

$$\begin{cases} T(X_T, Y_T) \\ P(-OP \cdot \cos \alpha, -OP \cdot \sin \alpha) \end{cases} \rightarrow \frac{y - Y_T}{x - X_T} = \frac{-OP \cdot \sin \alpha - Y_T}{-OP \cdot \cos \alpha - X_T}$$

Despejando la ecuación el resultado es:

$$x \cdot (OP \cdot \sin \alpha + Y_T) - y \cdot (OP \cdot \cos \alpha + X_T) + (Y_T \cdot OP \cdot \cos \alpha - X_T \cdot OP \cdot \sin \alpha) = 0$$

En vez de usar las coordenadas X e Y del punto P se ha decidido usar los ángulos, los cuales deben tener un valor positivo por debajo del plano horizontal y volverse negativos al superar dicho plano. De esa manera las coordenadas del punto P tal y como se han expresado serian correctas. Si se usan otros ángulos hay que tener cuidado, pues los valores de las coordenadas pueden no ser correctos.

Si se sustituye el resultado en la Ecuación 5.1.7 se obtiene la ecuación para obtener la distancia mínima entre los dos puntos escogidos de la figura anterior:

$$d(O,r) = \frac{|(OP \cdot \sin \alpha + Y_T) \cdot 0 - (OP \cdot \cos \alpha + X_T) \cdot 0 + (Y_T \cdot OP \cdot \cos \alpha - X_T \cdot OP \cdot \sin \alpha)|}{\sqrt{(OP \cdot \sin \alpha + Y_T)^2 + (OP \cdot \cos \alpha + X_T)^2}}$$

$$d(O,r) = \frac{|OP \cdot (Y_T \cdot \cos \alpha - X_T \cdot \sin \alpha)|}{\sqrt{(OP \cdot \sin \alpha)^2 + Y_T^2 + 2 \cdot Y_T \cdot OP \sin \alpha + (OP \cdot \cos \alpha)^2 + X_T^2 + 2 \cdot X_T \cdot OP \cos \alpha}}$$

Teniendo en cuenta que $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$:

$$d(O,r) = \frac{|OP \cdot (Y_T \cdot \cos \alpha - X_T \cdot \sin \alpha)|}{\sqrt{Y_T^2 + X_T^2 + (OP)^2 + 2 \cdot OP \cdot (Y_T \cdot \sin \alpha + X_T \cdot \cos \alpha)}}$$

Una vez obtenida esta última ecuación ya se puede calcular la distancia entre ese punto y la recta. En el programa no se ha analizado una suspensión clásica, sino que la suspensión por bieletas, en la cual hay que calcular cuatro distancias entre un punto y una recta: Desde el punto de giro del basculante se calculan L1 y L2 y respecto al punto de giro del balancín se calculan las distancias L3 y L4. Estas distancias son las que se pueden apreciar la primera figura del apartado 3.6.1.3 del Documento 3. Memoria.

5.1.4 Elección de los componentes de las uniones

El sistema de suspensión que se ha escogido como solución final está compuesto de distintas piezas que tienen uniones articuladas entre ellos. En las uniones son precisos unos elementos que tengan determinadas características, es decir, deberán ser capaces de soportar las cargas que se les exija y que puedan permitir el giro entre las piezas del conjunto, aunque dichos giros sean pequeños.

Para elegir los elementos que se deberían montar, se debe tener en cuenta el análisis de grados de libertad que pueda tener el sistema, ya que en función de los grados de libertad que salgan como resultado del análisis se deberá elegir entre rodamientos de bolas y rotulas.

5.1.4.1 Elección del tipo de uniones

Como se ha explicado anteriormente, la cantidad de grados de libertad que debe tener el sistema afecta enormemente a los elementos que se deben emplear en la

uniones. Por razones relacionadas con errores de desalineamiento que pueden producirse en la práctica se presenta un caso en el que el plano central del balancín y el plano central del basculante no sean coincidentes. Esto tiene consecuencias en la bieleta y la unidad resorte-amortiguador, ya que en vez de trabajar en el plano podrían tener una pequeña inclinación, la cual es imposible de predecir. Si el sistema solo tuviera rodamientos de bolas y se produjera ese desalineamiento, todos los componentes estarían trabajando de forma distinta a la que han sido diseñados. Para solucionar este problema se han propuesto uniones de tipo esféricas “E” en las uniones de la bieleta y el amortiguador con las partes que estas unen, es decir, con el balancín y el basculante. Aparte de esas uniones esféricas se ha decidido emplear uniones de giro “R” en el plano.

Tras el análisis anterior, se puede comprobar con la ecuación de KUTZBACH-GRÜBLER, los grados de libertad que tiene el sistema, que deberían corresponder al giro del sistema en el plano y al giro de la bieleta y el amortiguador respecto a sus ejes para poder permitir ese des alineamiento sin provocar que las partes trabajen de forma indeseada. En este estudio se ha actuado a la inversa, es decir, tras determinar el número de GDL que debería tener el sistema, se ha especificado la cantidad de uniones y el comportamiento que deben tener, aunque el comportamiento de algunas uniones se establece por lógica.

En el análisis del sistema se diferencian los siguientes elementos:

- 6 elementos:
 - El chasis (se considera elemento fijo).
 - Bieleta.
 - Amortiguador, tiene un doble comportamiento, vástago y deslizadera.
 - Basculante.
 - Balancín.
- 2 uniones “R” de giro en el plano longitudinal de la motocicleta.
- 1 unión prismática “P” (el amortiguador).
- 4 uniones esféricas “E”.

Para calcular los grados de libertad y comprobar que da 3GDL usando la siguiente ecuación de KUTZBACH-GRÜBLER, la cual se ha acortado para la ocasión:

$$G = 6 \cdot (N - 1) - 5 \cdot P_I - 3 \cdot P_{III} \quad (\text{Ecuación 5.1.9})$$

Dónde:

- G: Numero de grados de libertad.
- N: Número de elementos.
- P_I : Número de conexiones con 1GDL.
- P_{III} : Número de conexiones con 3GDL.

Teniendo en cuenta lo anterior, se pueden calcular los GDL que tendrá el sistema:

$$G = 6 \cdot (6 - 1) - 5 \cdot 3 - 3 \cdot 4 = 3 \text{ GDL}$$

Según la ecuación, el sistema dispone de tres Grados de Libertad, que corresponden a los nombrados antes de identificar los elementos del sistema. Como el sistema está compuesto por cuatro uniones esféricas en el sistema habrá cuatro rotulas, y las uniones de giro en el plano tendrán rodamientos de bolas. Las cargas que deben soportar y el procedimiento para la elección de los componentes están descritos en los siguientes dos apartados.

5.1.4.2 Rodamientos

Tanto en el eje de giro del balancín, como en el eje de giro del basculante, es necesario colocar rodamientos que faciliten el giro sin ofrecer resistencia. En la práctica es probable que los rodamientos trabajen con cargas radiales y axiales, aunque las axiales no se pueden determinar sobre el papel. Esto hace que se seleccione un rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones para que esas cargas axiales que no se han calculado (en el cálculo suponer carga axial nula), este pueda absorberlas sin mayor dificultad.

El tipo de rodamiento de bolas se selecciona en función de las cargas, pero también en función de la geometría de la pieza en la que se van a colocar. Un rodamiento se escoge con obturaciones para impedir el paso de suciedad al interior del rodamiento, también se suelen denominar como rodamientos libres de mantenimiento

pero, como se verá más adelante, no ha sido posible colocar rodamientos con obturaciones en los dos lugares mencionados.

El tipo de cálculo de rodamientos que se realiza es un cálculo estático y su tamaño se debe seleccionar en base a su capacidad de soportar carga estática. Esto es porque el rodamiento no está sometido a movimientos bruscos de oscilación, sino que gira un ángulo muy pequeño (11° entre topes de la suspensión), están sometidos a unos movimientos de giro moderados y están sometidos bajo carga durante ciertos periodos de tiempo.

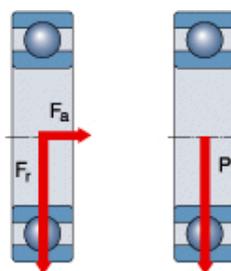


Figura 5.1.4. Representación de carga radial + axial o solo carga radial.

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente. Ésta se define como la carga hipotética que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento las mismas deformaciones permanentes que la carga real. Se obtiene con la siguiente ecuación general:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (\text{Ecuación 5.1.10})$$

Dónde:

- P_0 : Carga estática equivalente, expresada en kN.
- X_0 : Factor de carga radial del rodamiento.
- F_r : Carga radial real del rodamiento, expresada en kN.
- Y_0 : Factor de carga axial del rodamiento.
- F_a : Carga axial real del rodamiento, expresada en kN.

Según lo comentado anteriormente, es decir, que se consideran que las cargas son exclusivamente radiales, el factor de carga axial del rodamiento (Y_0) es nulo, y el factor de carga radial (X_0) es igual a la unidad. Por eso $P_0 = F_r$.

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad s_0 , que representa la relación entre la capacidad de carga estática C_0 y la carga estática equivalente P_0 . La capacidad de carga estática requerida (C_0) se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$C_0 = s_0 \cdot P_0 \quad (\text{Ecuación 5.1.11})$$

Para obtener el valor del factor de seguridad se puede consultar la siguiente tabla, que se puede consultar en el catálogo de SKF:

Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Where the magnitude of the shock load is not known, values of s_0 at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of s_0 can be applied.

Tabla 5.1.1. Valores del factor de seguridad estático s_0 .

Las cargas que se utilizarán para la elección de los rodamientos será la que se obtiene al introducir una carga de 2500N vertical en el eje de la rueda. Se debe tener en cuenta que el basculante tiene dos puntos de unión con el chasis, por lo que la carga obtenida en el análisis se divide por la mitad, sin embargo, el balancín es una única pieza. Las cargas que se han obtenido de F_r son las siguientes:

F_{rueda}	2500 N
$F_{\text{balancin-chasis}}$	9561,42 N
$F_{\text{basculante-chasis}}$	3542,395 N

Tabla 5.1.2. Valores de las cargas en las uniones donde se colocan los rodamientos.

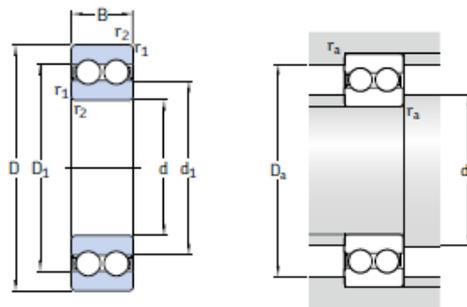
De acuerdo con lo mencionado anteriormente, la capacidad de carga estática de las uniones es la siguiente:

Ubicación de la carga aplicada	Carga estática equivalente P_0	Factor de seguridad estático s_0	Capacidad de carga estática C_0
Balancín-Chasis	9,56142 kN	0,5	4,78 kN
Basculante-Chasis	3,542395 kN	0,5	1,77 kN

Tabla 5.1.3. Valores de las capacidad de carga estática C_0 .

Llevando estos valores de C_0 al catálogo de SKF se podrían seleccionar rodamientos de bolas de una sola ranura, pero como para el caso del balancín al colocar un rodamiento de ranura única se ha observado que el amortiguador colisionaría con el balancín antes de llegar a los 15° por debajo de la horizontal de la posición inicial, así que ha sido preciso buscar un rodamiento de doble ranura que sea compatible.

Los datos del rodamiento escogido para el balancín son los siguientes:



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
10	30	14	9,23	5,2	0,224	40 000	22 000	0,049	4200 ATN9

Dimensions				Abutment and fillet dimensions			Calculation factor	
d	d ₁	D ₁	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a max.	r _a max.	k _r	f ₀
mm				mm			-	
10	16,7	23,3	0,6	14,2	25,8	0,6	0,05	12

Tabla 5.1.4. Datos del rodamiento del balancín.

$$\text{Rodamiento 4200 ATN9} \left\{ \begin{array}{l} C_0 = 5,2 \text{ kN} \\ C = 9,23 \text{ kN} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 30 \text{ mm} \\ B = 14 \text{ mm} \\ d_{a \text{ min}} = 14,2 \text{ mm} \\ D_{a \text{ max}} = 25,8 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Después de obtener estos datos se pueden escoger los clips de seguridad que serán necesarios para poder asegurar que el rodamiento no se saldrá del balancín. Aunque esta insertado a presión asegurar el rodamiento es necesario, y el método más sencillo es el de poner un anillo de seguridad DIN 472 a cada lado del balancín.

Estos son los datos de los anillos que se han escogido para colocar en el balancín:

Diámetro libre y medidas del anillo con sección B-B

Dimensiones de la ranura

Radio de esquina y bisel admisibles

Detalles de la ranura

Diseño alternativo (opción del fabricante)

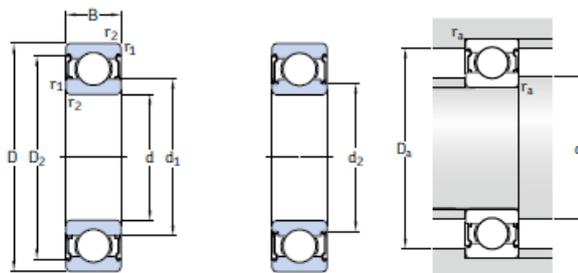
Diseño alternativo (opción del fabricante)

No. de Anillo	CARGA Dia. (mm)	TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS						
		DIAMETRO	ANCHURA	PRO-FUNDIDAD	ESPESO ***	DIAMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel Rad./admisible	Carga max. c/ R/Ch Max.			
	Dh	Dg	Tol.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	Kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	P'r kN
DHO-30	30	31,4		1,30	0,70	1,20		32,1		4,8	3,0	2,0	2,06	2,1	13,7	11,30	1,0	4,6
			+0,25						+0,50 -0,25									

Tabla 5.1.5. Datos de los anillos RotorClip a colocar en el balancín.

$$\text{Anillo elastico DHO} - 30 \left\{ \begin{array}{l} Dh = 30 \text{ mm} \\ W = 1,3 \text{ mm} \\ T = 1,2 \text{ mm} \\ Dg = 31,4 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Los datos de los rodamientos escogidos para el basculante son los siguientes:



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁾		Bearing capped on both sides
mm			kN		kN	r/min		kg	-
10	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	34 000	0,019	* 6000-2RSL

Dimensions					Abutment and fillet dimensions			
d	d ₁	d ₂	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	d _a max.	D _a max.	r _a max.
mm					mm			
10	-	13	22,6	0,3	12	12,5	24	0,3

Tabla 5.1.6. Datos del rodamiento del basculante.

$$\text{Rodamiento 6000} - 2\text{RSL} \left\{ \begin{array}{l} C_0 = 1,96 \text{ kN} \\ C = 4,75 \text{ kN} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 26 \text{ mm} \\ B = 8 \text{ mm} \\ d_{a \text{ min}} = 12 \text{ mm} \\ D_{a \text{ max}} = 24 \text{ mm} \end{array} \right.$$

En este caso los datos de los anillos que se han escogido para colocar en el basculante son los siguientes:

No. de Anillo	CARGA Dia. (mm)		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO							DATOS SUPLEMENTARIOS				
			DIAMETRO		ANCHURA	PRO-FUNDIDAD	ESPESO ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel Rad./admisibile
	Dh	Dg	Tol.	W Min.	d	T	ToL.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	Kg/ 1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	P'r kN
DHO-26	26	27,2	+0,21	1,30	0,60	1,20	-0,06	27,9	-0,21	4,7	2,8	2,0	1,60	1,8	13,8	8,40	1,0	4,6

Tabla 5.1.7. Datos de los anillos RotorClip a colocar en el basculante.

$$Anillo\ elástico\ DHO - 26 \left\{ \begin{array}{l} Dh = 26\ mm \\ W = 1,3\ mm \\ T = 1,2\ mm \\ Dg = 27,2\ mm \end{array} \right.$$

5.1.4.3 Rotulas

Las rotulas que se van a escoger se seleccionan en el catálogo de SKF. Las rotulas a escoger tendrán las siguientes características:

- **Tipo de rotula:** Las rotulas que se busquen serán para aplicaciones de carga radial, y para rebajar la necesidad de supervisión, se escogerán rotulas libres de mantenimiento.
- **Tipo de carga:** De acuerdo con el catálogo de SKF las cargas en este caso son dinámicas, ya que las superficies de contacto de la rótula están en movimiento relativo.

Conforme al catálogo de SKF, resulta necesario calcular la duración nominal de la rótula, ya que en el caso de estudio las velocidades cambian para diferentes cargas, haciendo un cálculo de la carga media para una velocidad media relativa, pero con los datos disponibles resulta imposible realizar ese cálculo. En vez de trabajar con cargas medias se van a emplear las cargas al completo, lo cual ofrecerá un margen de seguridad.

La carga que se ha introducido en el eje de la rueda es de 2500N, la misma que se ha introducido en el modelo para la elección de los rodamientos. La unidad resorte-amortiguador tienen en uno de sus extremos una rotula, por lo que de las cuatro que se

han mencionado que tendrá la suspensión solo habrá que elegir tres. Las cargas en las uniones son las siguientes:

F_{rueda}	2500 N
$F_{balancin-bieleta}$	5590,23 N
$F_{balancin-amortiguador}$	3971,85 N
$F_{basculante-bieleta}$	5590,23 N

Tabla 5.1.8. Valores de las cargas en las uniones donde se colocan las rotulas.

Las rótulas radiales pueden soportar una cierta cantidad de carga axial (F_a), además de la carga radial (F_r), que actúa simultáneamente. Cuando la carga resultante es de magnitud constante, puede obtenerse la carga dinámica equivalente de la rótula a partir de la siguiente ecuación:

$$P = y \cdot F_r \quad (\text{Ecuación 5.1.12})$$

Dónde:

- P : Carga equivalente de la rótula, expresado en N.
- F_r : Componente radial de la carga, expresado en N.
- y : Factor que depende de la reacción de la carga axial con la radial $\frac{F_a}{F_r}$, se obtiene con un gráfico.

Como la carga axial que se ha supuesto es nula, es por lo que en el siguiente grafico el valor de entrada en el eje horizontal $\frac{F_a}{F_r} = 0$, y se puede obtener el valor y .

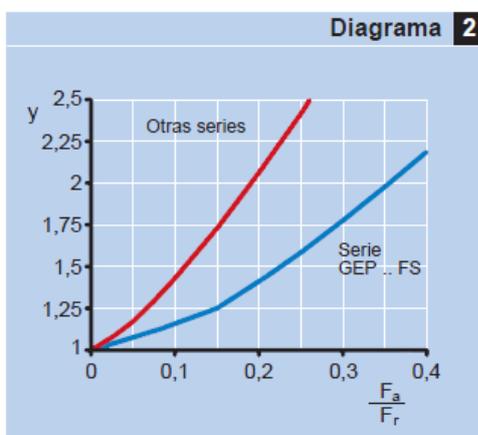


Figura 5.1.5. Diagrama $y = f\left(\frac{F_a}{F_r}\right)$ para rótulas libres de mantenimiento.

El valor de y es igual a 1, por lo que se pueden calcular las cargas dinámicas equivalentes de las rotulas:

Lugar de aplicación de la carga	Cargas radiales en las uniones F_r	y	Carga dinámica equivalente P
Balancin-Bieleta	5590,23 N	1	5590,23 N
Balancin-Amortiguador	3971,85 N	1	3971,85 N
Basculante-Bieleta	5590,23 N	1	5590,23 N

Tabla 5.1.9. Valores de las cargas en las uniones donde se colocan las rotulas.

Para determinar el tamaño necesario de la rótula se utilizan los valores guía de la Relación de carga (C/P) presentados en la siguiente tabla para obtener la Capacidad de carga dinámica necesaria (C).

Tabla 3	
Rótulas/cabezas de articulación con combinación de superficie de contacto	Relación de carga C/P
Acero/acero	2
Acero/bronce	2
Acero/compuesto bronce sinterizado	1,6
Acero/tejido PTFE	1,75
Acero/poliamida reforzada con fibra de vidrio	
GAC .. F	1,25
GX .. F	1,25
GEP .. FS	1,6
GEC .. FSA	1,6
Cabezas de articulación	1,25

Figura 5.1.6. Relación de carga C/P .

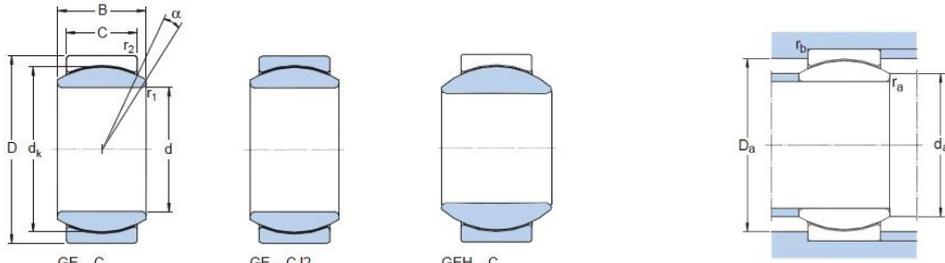
Con el fin de no duplicar el valor de la carga equivalente en las rotulas se ha optado por la combinación de superficies de contacto “Acero/Compuesto bronce sinterizado”, cuyo valor es 1,6. Con este valor se pueden calcular la capacidad de carga dinámica necesaria (C):

Lugar de aplicación de la carga	Carga dinámica equivalente P	Relación de carga C/P	Capacidad de carga dinámica C
Balancin-Bieleta	5590,23 N	1,6	8944,37 N
Balancin-Amortiguador	3971,85 N	1,6	6354,96 N
Basculante-Bieleta	5590,23 N	1,6	8944,37 N

Tabla 5.1.10. Valores de la capacidad de carga dinámica en las uniones donde se colocan las rotulas.

Tras conocer esos valores se pueden seleccionar las rotulas adecuadas en el catálogo de SKF.

La rotula que está situada en el balancín, en la unión con la unidad resorte-amortiguador, tiene las siguientes características:



Dimensiones principales			Ángulo de inclinación ¹⁾	Capacidad de carga dinám. / estát.		Masa	Designación	Dimensiones				Dimensiones de topes y chaflanes					
d	D	B	C	α	C	C_0		d	d_k	$r_{1\ min}$	$r_{2\ min}$	$d_{a\ min}$	$d_{a\ max}$	$D_{a\ max}$	$D_{a\ min}$	$r_{a\ max}$	$r_{0\ max}$
mm				grados	N		kg	mm				mm					
10	19	9	6	12	8 650	21 600	0,012	10	16	0,3	0,3	11,5	13,2	17,6	15,2	0,3	0,3

Tabla 5.1.11. Datos de la rótula de la unión balancín-amortiguador.

$$\text{Rotula GE 10 C} \begin{cases} C = 8650 \text{ N} \\ C_0 = 21600 \text{ N} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 19 \text{ mm} \\ B = 9 \text{ mm} \end{cases} \begin{cases} d_{a\ min} = 11,5 \text{ mm} \\ d_{a\ máx} = 13,2 \text{ mm} \\ D_{a\ mín} = 15,2 \text{ mm} \\ D_{a\ máx} = 17,6 \text{ mm} \\ C = 6 \text{ mm} \end{cases}$$

En el caso de las rotulas no es posible montar los anillos de seguridad que se han escogido para los rodamientos, ya que los salientes que tienen dichos anillos internos interfieren con la rótula. Por eso se ha buscado un anillo interno que no tenga ese problema. La marca Smalley suministra unos anillos de seguridad internos que

cumplen la misma función que los que se han utilizado en los rodamientos, con el inconveniente de que al no tener los salientes internos, el cambio de las rotulas puede resultar más complejo. Los anillos de seguridad que se colocan en las ranuras del balancín, en los laterales de la rótula, son los siguientes:

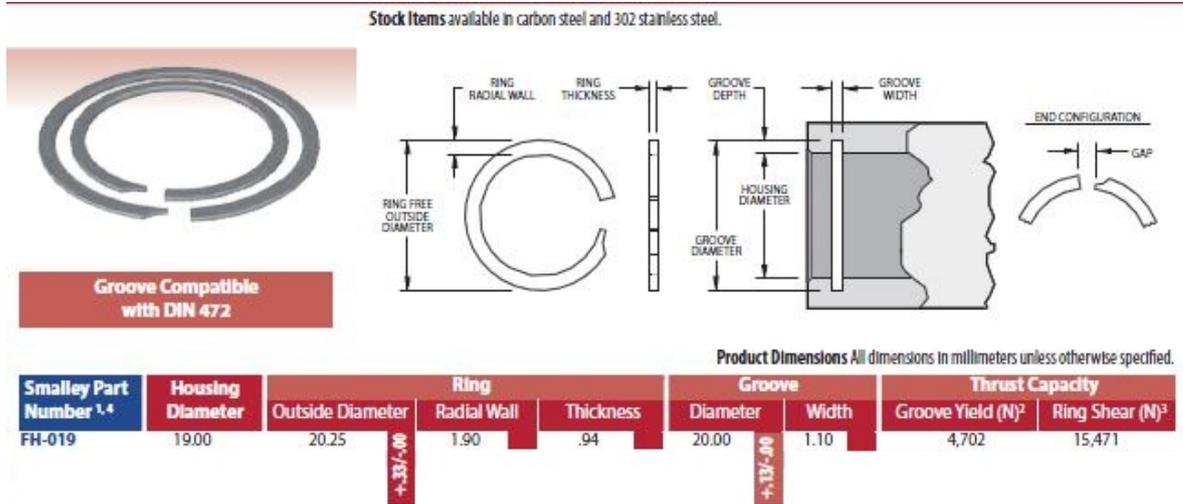


Tabla 5.1.12. Datos de los anillos Smalley FH-019 a colocar en el balancín, en la unión con el amortiguador.

$$Anillo\ elastico\ Smalley\ FH - 019 \left\{ \begin{array}{l} Dh = 19\ mm \\ W = 1,1\ mm \\ T = 0,94\ mm \\ Dg = 20,0\ mm \end{array} \right.$$

Las rotulas que estarán situadas en la unión Balancín-Bieleta y en la unión Basculante-Bieleta tienen los siguientes datos, respectivamente:

Dimensiones principales				Ángulo de inclinación ¹⁾	Capacidad de carga		Masa	Designación	
d	D	B	C		dinám.	estát.			
				α	C	C_0			
mm				grados	N		kg	–	
10	22	12	7	18	11 400	28 500	0,020	GEH 10 C	
Dimensiones				Dimensiones de topes y chaflanes					
d	d_k	r_1	r_2	d_a	d_a	D_a	D_a	r_a	r_b
		min	min	min	máx	máx	min	máx	máx
mm				mm					
10	18	0,3	0,3	11,6	13,4	20,6	17,1	0,3	0,3

Tabla 5.1.13. Datos de la rótula de la unión bieleta-balancín.

$$\text{Rotula GEH 10 C} \begin{cases} C = 11400 \text{ N} \\ C_0 = 28500 \text{ N} \\ d = 10 \text{ mm} \\ D = 22 \text{ mm} \\ B = 12 \text{ mm} \end{cases} \begin{cases} d_a \text{ mín} = 11,6 \text{ mm} \\ d_a \text{ máx} = 13,4 \text{ mm} \\ D_a \text{ mín} = 17,1 \text{ mm} \\ D_a \text{ máx} = 20,6 \text{ mm} \\ C = 7 \text{ mm} \end{cases}$$

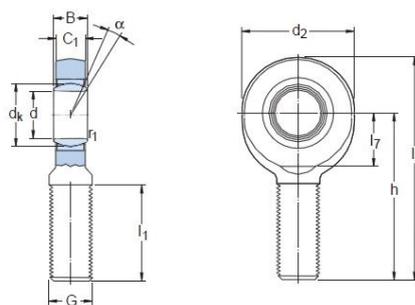
Al igual que en el caso anterior también se han escogido anillos de seguridad de Smalley. Los anillos de seguridad que se colocan en las ranuras del balancín, en los laterales de la rótula, son los siguientes:

Smalley Part Number ^{1,4}	Housing Diameter	Ring			Groove		Thrust Capacity	
		Outside Diameter	Radial Wall	Thickness	Diameter	Width	Groove Yield (N) ²	Ring Shear (N) ³
FH-022	22.00	23.22	1.90	.94	23.00	1.10	5,445	17,913

Tabla 5.1.14. Datos de los anillos Smalley FH-022 a colocar en el balancín, en la unión con la bieleta.

$$\text{Anillo elastico Smalley FH - 022} \begin{cases} Dh = 22 \text{ mm} \\ W = 1,1 \text{ mm} \\ T = 0.94 \text{ mm} \\ Dg = 23,0 \text{ mm} \end{cases}$$

La rotula que se ha seleccionado para la parte inferior de la bieleta tiene una rosca a derechas, e ira insertada en un tensor que tendrá el otro extremo con una rosca a izquierdas, la razón de esto se explica con mas detalle en los Resultados y Conclusiones, en el Documento 3: Memoria.



Dimensiones principales						Ángulo de inclinación	Capacidad de carga dinám.	Masa	Designaciones	rosca a izquierdas						
d	d ₂ máx	G 6g	B	C ₁ máx	h					C	kg	SA 12 C	SAL 12 C	dk	l ₁ min	l ₂ máx
mm						grados	N		-							
12	35	M 12	10	8,5	54	10	11 400	24 500	0,078	SA 12 C	SAL 12 C	18	28	73	17	0,3

Tabla 5.1.15. Datos de la rótula de la unión bieleta-basculante.

$$Rotula SA 12 C \left\{ \begin{array}{l} C = 1000 N \\ C_0 = 24500 N \\ d = 12 mm \\ G = M 12 mm \\ B = 10 mm \\ C_1 = 8,5 mm \\ d_{2 max} = 35 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} C_{1 max} = 8,5 mm \\ h = 54 mm \\ d_k = 18 mm \\ I_{1 min} = 11,5 mm \\ I_{2 max} = 13.2 mm \\ I_{7 min} = 15,2 mm \\ r_{1 min} = 17,6 mm \end{array} \right.$$

5.1.5 Comprobación de los tornillos de las uniones

Las uniones entre las piezas del conjunto se realizan con uniones empernadas, es decir, un perno compuesto por un conjunto tuerca - tornillo, de tal manera que este fije su posición y permita el movimiento relativo entre las piezas gracias a las rotulas y los rodamientos. La siguiente figura muestra cómo se transfieren las cargas en las uniones.

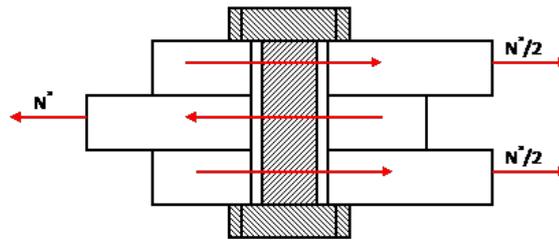


Figura 5.1.7. Representación de la transferencia de carga en las uniones

Dado que no se va a calcular la precarga, es probable que en la unión entre las piezas, la fuerza N^* provoque que el tornillo este sometido a un esfuerzo cortante, por lo cual se aplica la siguiente ecuación para calcular el valor máximo que puede soportar, a cortante, un tornillo de métrica 10 (ya que si el de métrica 10 es válido también lo será el de métrica 12 que se necesita en la unión Bieleta-Basculante):

$$F_{cort.max.} = \frac{\alpha \cdot f_u \cdot A_{sec} \cdot n}{\gamma} \quad (\text{Ecuación 5.1.13})$$

Dónde:

- $\alpha = 0,6$ Depende de la calidad del tornillo, en este caso 8.8.
- f_u Resistencia a tracción del tornillo, en este caso 600MPa.
- A_{sec} Área de la sección de corte del tornillo. En este caso:

$$A_{sec} = \Pi \cdot \frac{diam.^2}{4} = \Pi \cdot \frac{10^2}{4} = 78,54 [mm^2] = 7,854 \cdot 10^{-5} m^2$$

- n Número de plano de corte, en este caso 2.
- $\gamma = 1,25$ Coeficiente parcial de seguridad.

Teniendo en cuenta esto se puede calcular la carga máxima que puede soportar a cortante un tornillo M10 de calidad 8.8:

$$F_{cort.max.} = \frac{0,6 \cdot 600 \cdot 7,854 \cdot 10^{-5} \cdot 2}{1,25} = 25,24 kN$$

Los valores de las cargas en las uniones son estas:

Métrica tornillo	Lugar de aplicación de la carga	Carga dinámica equivalente P
M10 Grado 8.8	Balancín-Bieleta	5590,23 N
M10 Grado 8.8	Balancín-Amortiguador	3971,85 N
M12 Grado 8.8	Basculante-Bieleta	5590,23 N
M10 Grado 8.8	Amortiguador-Basculante	3971,85 N

Tabla 5.1.16. Tipos de tornillos y cargas en las uniones entre las piezas.

Tras comprobar los valores de las cargas en las uniones, se puede afirmar que un tornillo de métrica 10 es capaz de trabajar a cortante, por lo que también se confirma que un tornillo de métrica 12 y grado 8.8 es capaz de trabajar a cortante sin problema alguno.

5.1.6 Calculo de la longitud mínima roscada en el tensor de la bieleta

Además de la comprobación de pandeo de la horquilla y la validación del calculo resistencia de las piezas, hay que comprobar que las uniones roscadas son capaces de soportar las cargas aplicadas. Para ello, la única variable que se puede modificar es la longitud mínima a roscar entre dichos elementos, ya que tanto el material como la métrica de las mismas se encuentra definido.

Se entiende como longitud roscada de enganche a la longitud de contacto entre la rosca del tornillo (rosca macho) y la rosca de la tuerca (rosca hembra).

Para realizar el cálculo se utiliza la norma ASME B1.1-2003, en la cual se especifica la ecuación para calcular la longitud que interesa. Esta ecuación tiene la siguiente expresión:

$$L = \frac{F}{\tau \cdot \left(\pi \cdot \frac{1}{P} \cdot d_{min} \cdot \left(\frac{P}{2} + (d_{min} - D_{2max}) \cdot \tan 30^\circ \right) \right)} \quad (\text{Ecuación 5.1.14})$$

Dónde:

- L : Longitud mínima roscada.
- F : Fuerza axial sobre la pieza roscada.
- τ : Resistencia al corte del material de fabricación de la rosca hembra.
- P : Paso de la rosca.
- D_{2max} : Diámetro primitivo máximo de la rosca interna hembra..
- d_{min} : Diámetro mínimo de la rosca externa macho.

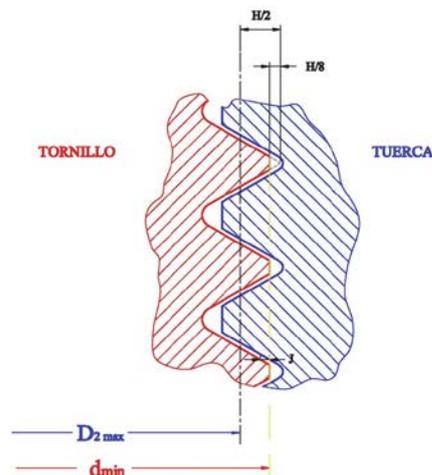


Figura 5.1.8. Distancias principales a introducir en la ecuación anterior.

Tanto la rótula de la bieleta como el tensor tienen una rosca DIN 13. Los datos que le corresponden a la métrica de la rosca M12 es la siguiente:

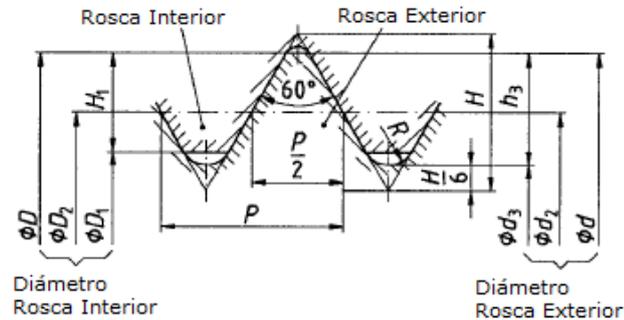


Figura 5.1.9. Distancias de las roscas de la norma DIN13

- Diámetro nominal: $D = d = 12 \text{ mm}$
- Paso: $P = 1,75 \text{ mm}$
- $H = (\sqrt{3}/2) \cdot P = 0,866025 \cdot P = 1,52 \text{ mm}$
- Profundidad portante de flancos:

$$H1 = (D - D1)/2 = 5/8 \cdot H = 0,541266 \cdot P = 0,95 \text{ mm}$$

- Profundidad de rosca: $h3 = (d - d3)/2 = 17/24 \cdot H = 0,613435 \cdot P = 1,07 \text{ mm}$
- Diámetro de flancos: $D2 = d2 = d - 3/4 \cdot H = d - 0,649519 \cdot P = 10,86 \text{ mm}$
- Radio fondo de rosca: $R = H/6 = 0,144338 \cdot P = 0,253 \text{ mm}$
- Rosca Interior (Tuerca)

$$D1 = d2 - 2 \cdot \left(\frac{H}{2} - \frac{H}{4} \right) = d - 2 \cdot H1 = d - 1,082532 \cdot P = 10,11 \text{ mm}$$

- Rosca Exterior (Tornillo)
 - Diámetro del núcleo: $d3 = d2 - 2 \cdot (H/2 - H/6) = d - 1,226869 \cdot P = 9,85 \text{ mm}$
 - Diámetro del núcleo: $d3 = d1 - H/6 = 9,85 \text{ mm}$ (según la norma DIN ISO 724)

Como los materiales del tensor y de la horquilla de la bieleta no son iguales el valor de la tensión cortante máxima no es el mismo, por lo que hay que calcular la longitud mínima roscada para la rosca interna del tensor y para la rosca interna de la horquilla. Los valores de dichas distancias son los siguientes:

- La distancia mínima roscada para la rosca interior del tensor:

$$L = \frac{5600 \text{ N}}{\frac{235}{2} \text{ MPa} \cdot \left(\pi \cdot \frac{1}{1,75} \cdot 12 \cdot \left(\frac{1,75}{2} + (12 - 10,86) \cdot \tan 30^\circ \right) \right)} = 1,443 \text{ mm}$$

- La distancia mínima roscada para la rosca interior de la horquilla:

$$L = \frac{5600 \text{ N}}{\frac{270}{2} \text{ MPa} \cdot \left(\pi \cdot \frac{1}{1,75} \cdot 12 \cdot \left(\frac{1,75}{2} + (12 - 10,86) \cdot \tan 30^\circ \right) \right)} = 1,256 \text{ mm}$$

Tal y como se puede comprobar, las longitudes mínimas necesarias son pequeñas. Para la regulación de la suspensión ese valor se debe tener en cuenta, y dado que el paso de la rosca a derechas de la rótula y la rosca a izquierdas del tensor son iguales se ha decidido fijar un valor mínimo de 2mm, superior a los valores mínimos descritos.

La regulación de la suspensión depende de la longitud de la rosca de la rótula en la parte inferior. Al ser la longitud 28mm y dado que la contratuerca tiene un espesor de 6mm, quedan 28-6=22mm útiles de recorrido disponibles. Con el objetivo de que se pueda alargar o acortar la longitud de la bieleta, y considerando que debe tener 2mm roscados 22-2=20mm, así que por la parte de la horquilla se puede alargar o acortar 10mm la bieleta y por la parte de la rótula sucede otro tanto. Consecuentemente, la bieleta se puede alargar o acortar 20mm, siendo el límite máximo de su longitud 210mm y el límite mínimo 170mm.

5.1.7 Análisis de pandeo en la horquilla de la bieleta

El objetivo de analizar el pandeo de esta pieza es determinar la superficie mínima que deben tener todas las secciones de las orejas que transmiten la carga axial hasta la base de la U. La carga que deberá soportar/transmitir cada oreja, cuando sobre la rueda hay aplicada una fuerza de 2500N, es de 2800N, transmitiendo en total una carga de compresión de 5600N aproximadamente (El mismo análisis cinemático en el PTC Creo devuelve unos resultados prácticamente idénticos).

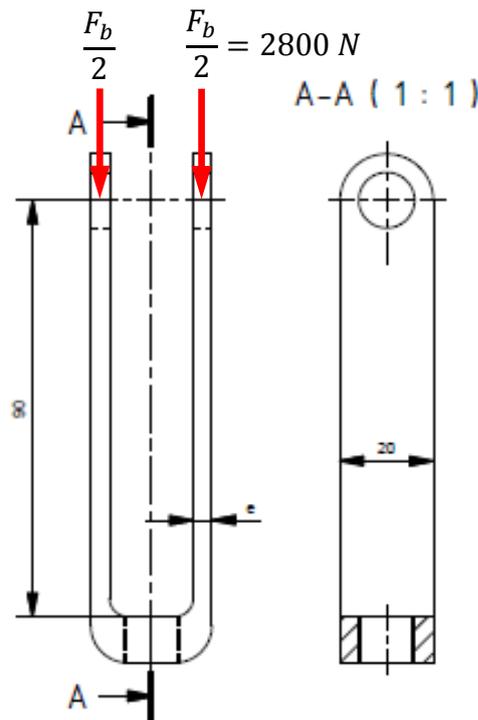


Figura 5.1.10. Medidas de la bieleta y la carga representada en las orejas

Para llevar a cabo el análisis, se han supuesto las siguientes hipótesis:

- Las orejas de la bieleta pueden ser de sección variable a lo largo de ellas. Esto podría suponer la necesidad de realizar un análisis en profundidad, porque si se quisiera refinar y ajustar la cantidad de material para reducir el peso de la bieleta, la superficie de todas las secciones de la bieleta sería sencillo mantenerla, pero en el análisis matemático del pandeo los distintos datos no se pueden dejar en función del valor de la superficie. Es preciso especificar la anchura de una sección de las orejas y con ese dato se obtendrá el valor mínimo del espesor que deberá tener esa sección rectangular.

- Aunque la longitud total de la bieleta es de 100 [mm] no se considera tal longitud para calcular el espesor mencionado, sino que se utilizará una longitud $L=90$ [mm], que es la longitud de la oreja desde el punto en el que se aplica la fuerza axial hasta el redondeo de la parte inferior de la U.
- En los orificios de las orejas habría una carga axial y un momento flector en un caso real, pero sería tan pequeño dicho momento flector, que no se tendrá en consideración.
- En un caso real considerar la oreja como una columna empotrada en su base y la parte superior sería lo correcto, ya que en la zona superior de la oreja hay un tornillo (porque la rótula se monta en el balancín). En ese caso la longitud crítica de pandeo L_k sería la mitad que la longitud L . Sin embargo, como no se ha exigido la reducción del peso, se va a tomar una longitud crítica de pandeo $L_k = L$, sobredimensionando así el espesor mínimo.

$$L_k = L \quad (\text{Ecuación 5.1.15})$$

$$L_k = 90 \text{ [mm]}$$

Según todo lo mencionado anteriormente el estudio se realiza de acuerdo con la siguiente figura:

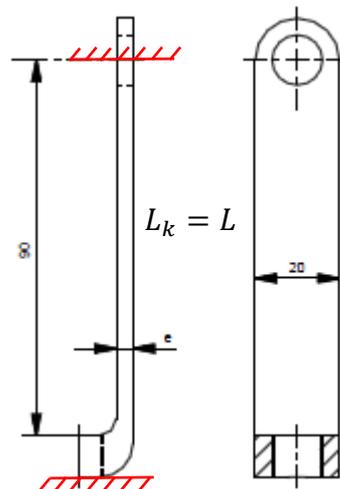


Figura 5.1.11. Datos para estudiar el pandeo de la bieleta.

Se han seleccionado varios métodos para obtener el espesor de la oreja, pero al final se ha escogido el método ω , el cual se suele utilizar en las estructuras metálicas. Con este método, dado que solo se va a considerar la carga axial, se multiplica la tensión nominal de trabajo de la columna por un coeficiente denominado coeficiente de

pandeo ω , superior a la unidad, de forma que el producto resultante de dicha operación sea inferior al límite elástico o la tensión de diseño del material. Dicho esto, en el límite antes de producirse el pandeo de la oreja se debe cumplir:

$$\omega \cdot \frac{N}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{Ecuación 5.1.16})$$

Dónde:

- σ_{adm} : Tensión de límite elástico del material (Aluminio 6061-T6).

$$\sigma_{adm} = 270 \text{ [MPa]}$$

- N : Fuerza de compresión en la orejeta. $N = \frac{F_b}{2} = 2800 \text{ [N]}$
- A : Área de la sección. $A = e \cdot a = e \cdot 20 \text{ [mm}^2\text{]}$
- ω : Coeficiente de pandeo. Se analizara a continuación.

Para calcular el coeficiente de pandeo se podría optar por hacer ensayos de prueba-error, sin embargo se va a usar una expresión para calcular dicho coeficiente en función de la tensión del límite elástico del material y la tensión normal crítica de pandeo o Euler. El coeficiente tendrá la siguiente expresión:

$$\omega = \left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{\sigma_e}{\sigma_{Euler}}\right) + \sqrt{\left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{\sigma_e}{\sigma_{Euler}}\right)^2 - \frac{\sigma_e}{\sigma_{Euler}}} \quad (\text{Ecuación 5.1.17})$$

Dónde:

- σ_e : Es la tensión del límite elástico del material. Se considera a la tensión del límite elástico igual a la tensión de límite elástico 0,2%. $\sigma_F = 270 \text{ [MPa]}$
- σ_{Euler} : Es la tensión normal crítica de pandeo, también llamada tensión de Euler:

$$\sigma_{Euler} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (\text{Ecuación 5.1.18})$$

Dónde:

- E : Módulo de elasticidad del material o módulo de Young. $E = 7 \cdot 10^4 \text{ [N/mm}^2\text{]}$.
- λ : Esbeltez del elemento, relaciona la longitud de pandeo y el radio de giro:

$$\lambda = \frac{L_k}{i} \quad (\text{Ecuación 5.1.19})$$

Dónde:

- L_k : Longitud de pandeo $L_k = L = 90$ [mm].
- i : Radio de giro:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (\text{Ecuación 5.1.20})$$

Dónde:

- A : Superficie de la sección. $A = a \cdot e = 20 \cdot e$ [mm²]
- I_{min} : Es el momento de inercia mínimo de la sección. En este caso la sección es un rectángulo de dimensiones “e-a”, donde “e” es la distancia pequeña de la sección, y “a” la grande, en este caso $a = 20$ mm. El momento de inercia mínimo es el siguiente, que corresponde al de una sección rectangular:

$$I_{min} = \frac{1}{12} \cdot a \cdot e^3 = \frac{1}{12} \cdot 20 \cdot e^3 = \frac{5}{3} \cdot e^3 \quad [\text{mm}^4] \quad (\text{Ecuación 5.1.21})$$

Con todo lo citado anteriormente se calcula el radio de giro:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{5}{3} \cdot e^3}{20 \cdot e}} = \frac{e \cdot \sqrt{3}}{6}$$

Con el valor del radio de giro se obtiene la esbeltez:

$$\lambda = \frac{L_k}{i} = \frac{90}{\frac{e \cdot \sqrt{3}}{6}} = \frac{311,77}{e}$$

Con el valor de la esbeltez se obtiene el valor de la tensión de Euler:

$$\sigma_{Euler} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot (7 \cdot 10^4)}{\left(\frac{311,77}{e}\right)^2} = 7,1077 \cdot e^2 \quad [\text{MPa}]$$

Habiendo calculado la tensión de Euler, la del límite elástico, la carga axial en cada oreja y la superficie de la sección se puede obtener el valor mínimo del espesor que debe tener la oreja:

$$\left(\left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{270}{7,1077 \cdot e^2} \right) + \sqrt{\left(0,5 + 0,65 \cdot \frac{270}{7,1077 \cdot e^2} \right)^2 - \frac{270}{7,1077 \cdot e^2}} \right) \cdot \frac{2800}{20 \cdot e} = 270$$

De esa ecuación se obtiene que el valor mínimo del espesor de la oreja deberá ser:

$$e_{min} = 2.99 [mm]$$

Por último, para confirmar que el valor del espesor mínimo que deben tener las orejas es correcto se debe comprobar que el valor de la esbeltez está dentro de unos límites, $20 < \lambda \leq 250$. La comprobación es la siguiente:

$$\lambda = \frac{311,77}{2,99} = 104,27$$

Con esta última comprobación se confirma que el espesor mínimo que debería tener una sección con una anchura de 20mm es de 3mm. Para estar por encima del límite del pandeo se recurrirá a un modelo inicial de 5mm de espesor y se irá reduciendo poco a poco en función de los resultados obtenidos al estudiar la bieleta por elementos finitos.

5.1.8 Solicitaciones y cálculo de las rigideces del basculante

Tal y como esta explicado en el apartado Técnicas y métodos del Documento 3. Memoria hay que introducir una carga determinada en distintas direcciones del eje del basculante, para analizar su rigidez en las direcciones de las cargas.

El valor de las cargas varía, en función del análisis que se realiza:

- **Rigidez lateral:** En las especificaciones técnicas se especifica que la rigidez lateral no debe ser superior a $0,9\text{kN/mm}$, es decir, que lateralmente al introducir una carga de 1kN el basculante se debe deformar más de $1,1111\text{mm}$. Para simularlo se introducen $0,5\text{kN}$ en cada lado del Basculante, repartidos en la arista del hueco donde va alojado el eje de la rueda. Esto provocara que la carga total sea de 1kN .
- **Rigidez longitudinal:** En este caso las especificaciones técnicas definen un valor mínimo de 30kN/mm , por lo que al introducir 1kN en la dirección longitudinal el basculante no se debe deformar más de $0,033333\text{mm}$ longitudinalmente. Por ello se introducen $0,5\text{kN}$ en cada lado, que se puede repartir por la zona interna del orificio que es necesario para el eje de la rueda o sobre un punto situado exactamente en el centro del agujero o incluso aplicarlo en las superficies internas y externas de ambos lados del basculante en una pequeña zona, siendo así aún más realista, aunque no es necesaria esa comprobación adicional. La carga total es por lo tanto 1kN .
- **Rigidez a flexión:** En este caso, las especificaciones técnicas no definen un valor máximo o mínimo de rigidez a flexión, por lo que para facilitar el posterior cálculo de la rigidez es conveniente introducir una carga vertical de 1kN repartida en los extremos del eje de la rueda, es decir, una carga de $0,5\text{kN}$ en cada lado, repartido sobre la superficie horizontal del agujero dedicado al eje de la rueda trasera, aunque también se puede aplicar en un punto que este en el centro del agujero.
- **Rigidez torsional:** Los requerimientos técnicos especifican que la rigidez torsional debe estar en un rango comprendido entre $1\text{kN}\cdot\text{mm}/^\circ$ y $1,6\text{kN}\cdot\text{mm}/^\circ$. Al aplicar un momento en el eje de la rueda dicho eje debe girar como mucho un valor comprendido entre 1° y $0,625^\circ$. Para averiguar el ángulo se introducen cargas puntuales en los extremos del elemento Viga, uno hacia arriba y otro

hacia abajo, de manera que el momento generado en el centro del elemento Viga sea de 1kNm. El momento generado en el centro de la viga vendría dado por:

$$\sum M = F \cdot \frac{d}{2} + F \cdot \frac{d}{2} = F \cdot d = 1kNm$$

Teniendo en cuenta que $d = 215mm$ el valor de la fuerza a introducir es:

$$F = \frac{1000Nm}{0,215m} = 4651,16N$$

Dicho valor se introduce en el lado izquierdo del basculante para abajo y en el lado derecho del basculante para arriba

Tras introducir todas las cargas en distintos grupos de cargas en el PTC Creo y asignarles colores distintos se observa lo de la siguiente Figura 5.1.12:

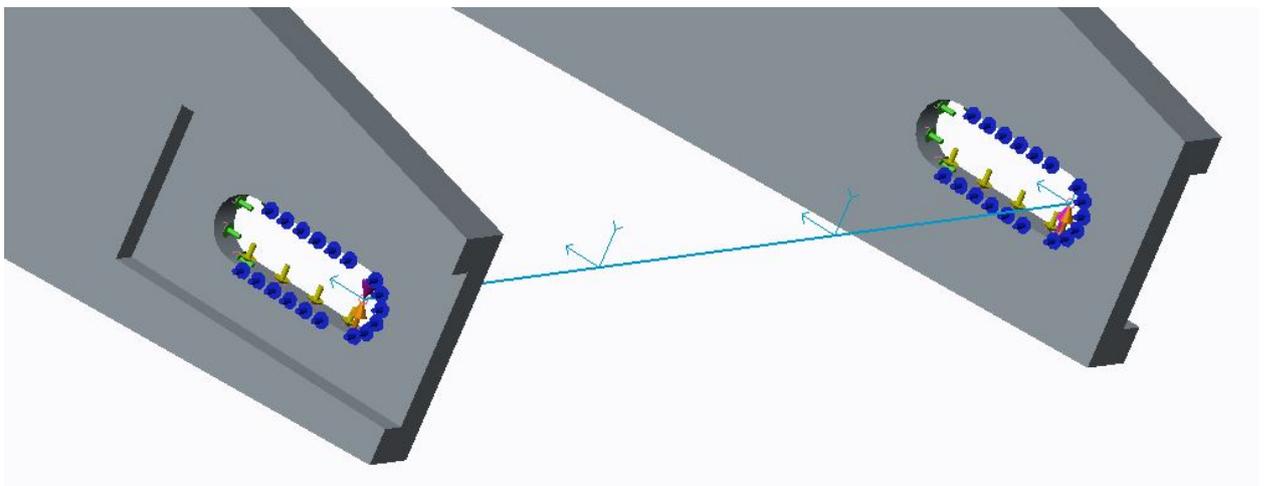


Figura 5.1.12. Cargas para el cálculo de las rigideces del Basculante.

Las cargas de color azul son las que tienen dirección lateral, las verdes longitudinal, las naranjas verticales y para abajo y las rosas son los que se usan en el análisis a torsión.

Tras realizar los análisis pertinentes, se ha podido observar que todas las rigideces eran correctas, salvo la Rigidez torsional, ya que el eje de la rueda trasera forma un ángulo tres veces mayor que el máximo permitido, 1° .

Tras realizar nueve diseños, se ha observado que el principal problema consiste en hacer cumplir la rigidez lateral y torsional, porque, como se ha podido ver, cuando el eje del basculante gira menos de 1° respecto a su posición inicial, la rigidez lateral no supera la deformación mínima especificada (1,111mm). Al final se ha conseguido que el basculante gire menos de 1° y que lateralmente se deforme más de 1,111mm, en el noveno diseño.

Los valores de las rigideces para el diseño preliminar definitivo del basculante son:

$$\text{Rigidez Lateral} \quad \delta_{Lat.} = \frac{1 \text{ kN}}{1,116 \text{ mm}} = 0,896 \text{ kN/mm} < 0,9 \text{ kN/mm}$$

$$\text{Rigidez Longitudinal} \quad \delta_{Long.} = \frac{1 \text{ kN}}{0,01036 \text{ mm}} = 96,525 \text{ kN/mm} > 30 \text{ kN/mm}$$

$$\text{Rigidez a Flexión} \quad \delta_{Flex.} = \frac{1 \text{ kN}}{0,36464 \text{ mm}} = 2,7424 \text{ kN/mm}$$

$$\text{Rigidez Torsional} \quad 1 \text{ kNmm/}^\circ < \delta_{Tors} = \frac{1 \text{ kNmm}}{0,96^\circ} = 1,0417 \text{ kNmm/}^\circ < 1,5 \text{ kNmm/}^\circ$$

Los valores de las deformaciones se pueden observar en los resultados de los análisis por MEF que están incluidos más abajo, más concretamente se pueden ver esos desplazamientos en la Figura 5.1.55, Figura 5.1.56, Figura 5.1.57 y en la Figura 5.1.58.

5.1.9 Comparación entre las últimas versiones del mecanismo

Desde la obtención del primer resultado hasta el resultado final del mecanismo, se han analizado cerca de 50 variantes del Mecanismo, desde soluciones que no ofrecían ningún tipo de comportamiento progresivo hasta soluciones que provocaban que la constante elástica de la suspensión fuera constante. Dado que los dos últimos diseños del Mecanismos, actúan de una manera cercana a lo que indican los requerimientos técnicos se van a exponer solo esos dos casos.

5.1.9.1 Comparación de distancias en las piezas

Tal y como se ha mencionado en el Documento de la Memoria, dentro del apartado Técnicas y métodos, para cambiar el comportamiento del mecanismo se han modificado las coordenadas de los puntos de unión entre las piezas. Las únicas distancias que se han mantenido constantes han sido la distancia exacta de 268mm (distancia entre puntos de unión de la unidad resorte-amortiguador) entre el punto de unión del resorte al basculante y el punto de unión del resorte al balancín, y la longitud que debe haber entre el punto en el que el basculante se une con el casis y el punto donde se sitúa el eje de la rueda trasera, distancia que tiene un valor de 525mm.

La distancia entre los puntos de unión de la bieleta se ha mantenido en ambos diseños, 190mm. Las coordenadas que han cambiado de una versión a la definitiva corresponden a los puntos de unión del amortiguador al balancín y al chasis. A continuación se pueden observar las coordenadas para ambas opciones, siendo las principales las que están marcadas de color rojizo.

- **Anteúltima opción**

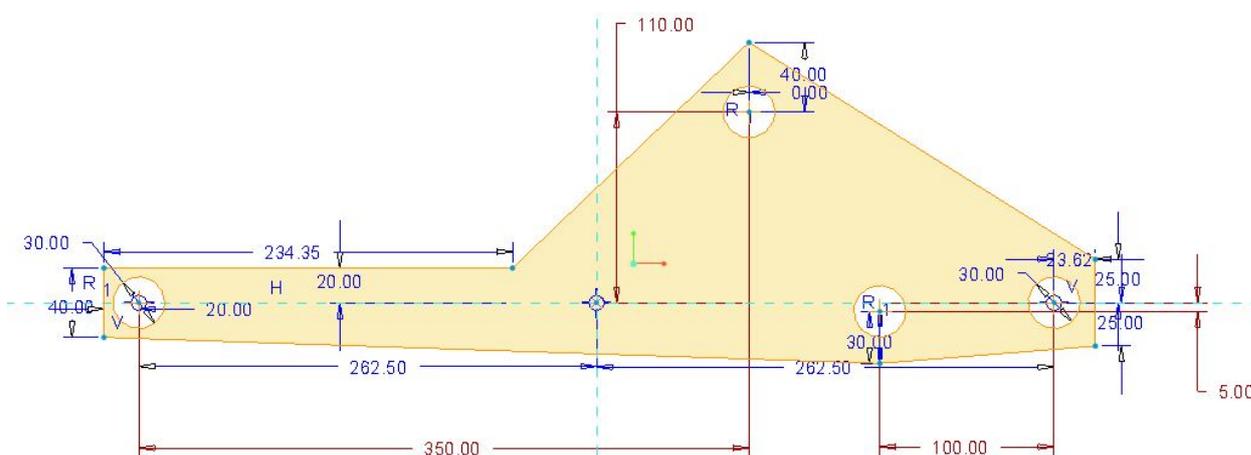


Figura 5.1.13. Cotas del basculante del anteúltimo diseño del mecanismo.

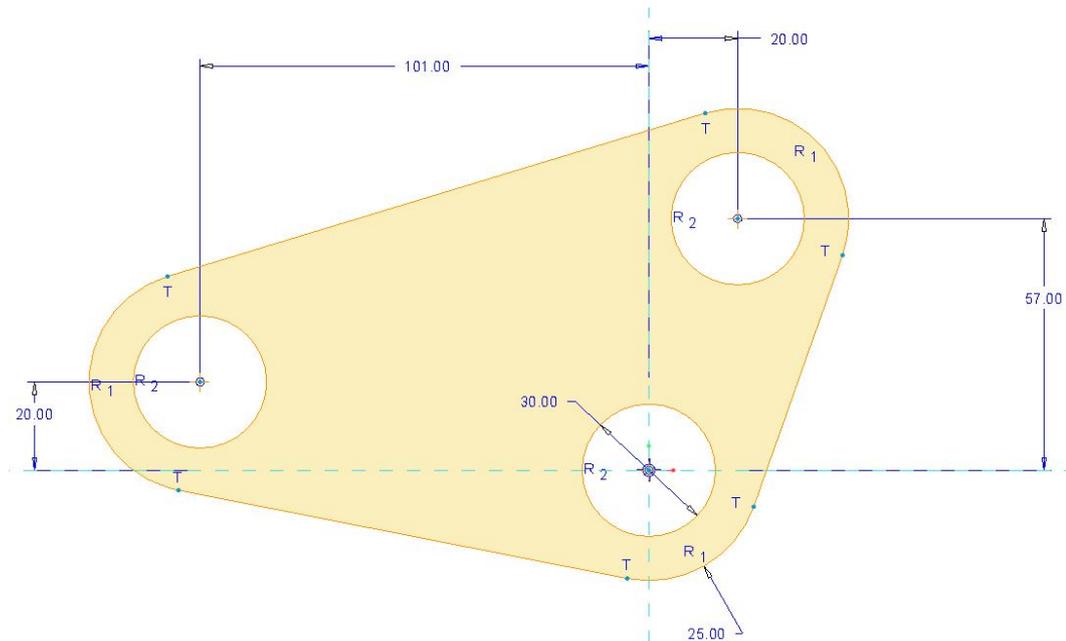


Figura 5.1.16. Cotas del balancín del último diseño del mecanismo.

Se debe tener en cuenta que el límite máximo de los gráficos está definido por el límite de compresión del amortiguador, es decir, en el punto de inicio de los gráficos la distancia entre los puntos de unión del amortiguador es de 268mm, y cuando el valor de esa distancia llega a los 218mm se ha fijado el límite de los gráficos, ya que el elemento se habrá comprimido los 50mm útiles de los que dispone.

5.1.9.2 Rigidez reducida

Al cambiar de la anteúltima opción (Denominada como Opcion1 en los gráficos de debajo) a la opción definitiva (Opcion2) se ha observado un decrecimiento de la rigidez reducida en la rueda además de una mayor progresividad al final y un mayor recorrido vertical de la rueda.

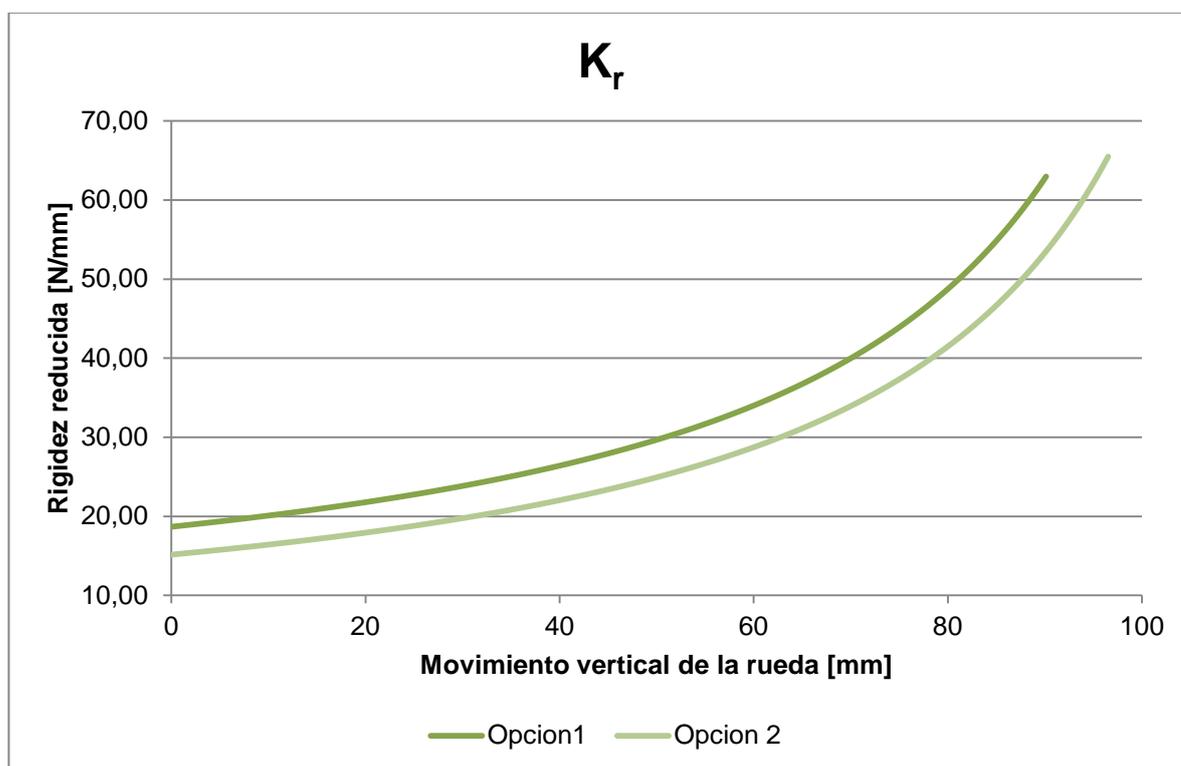


Figura 5.1.17. Grafico comparativo de la Rigidez Reducida

5.1.9.3 Fuerzas

El valor de la fuerza vertical en la rueda también se ha vuelto más progresivo en la opción definitiva, y se puede observar que el valor máximo es mayor, siendo de casi 4000N para la anteúltima opción (Opcion1) mientras que para la opción definitiva (Opcion2) su valor asciende a los 4100N. Aunque es un dato interesante también es cierto que el valor de la fuerza máxima que se prevé para la situación más desfavorable es de 2500N, valor que se sitúa a 1600N por debajo de los que serían necesarios para llegar al tope. A continuación se puede observar el comportamiento de ambas opciones:

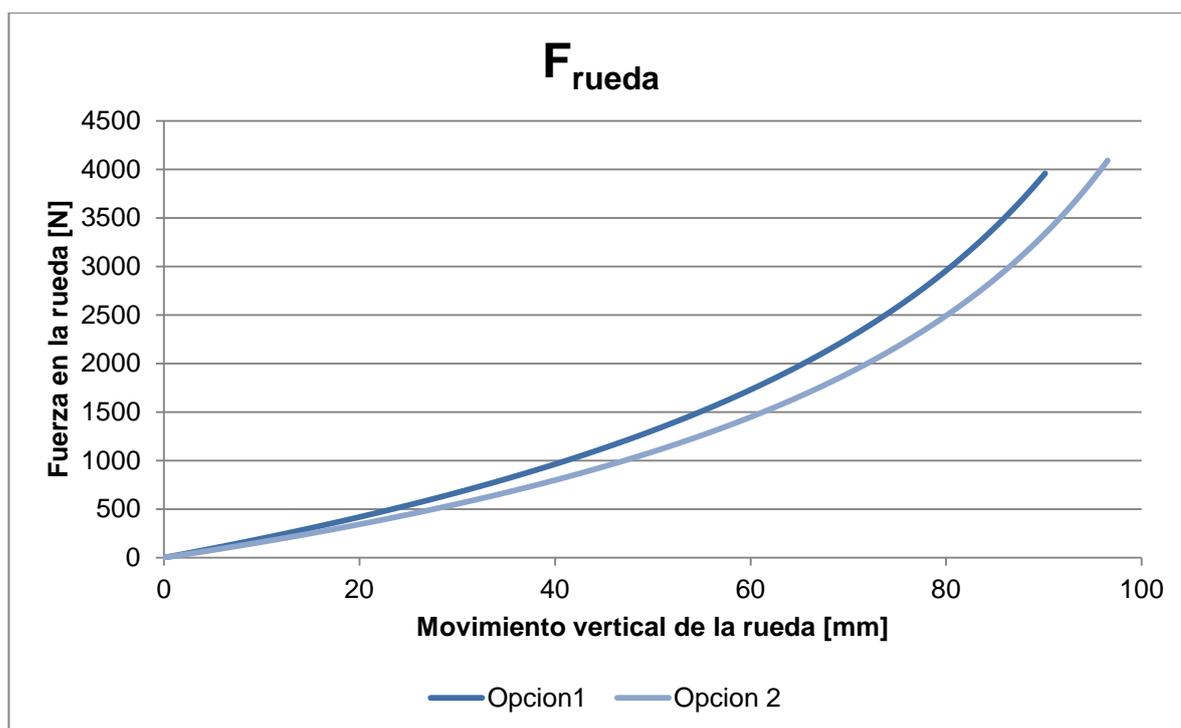


Figura 5.1.18. Grafico comparativo de la fuerza vertical en la rueda trasera

Otro punto a tener en cuenta es que al cambiar de una opción a otra las sollicitaciones en las demás partes también cambian, porque se modifican las distancias entre los puntos de unión. A continuación se puede observar el efecto que supone en la bieleta el cambio de la Opcion1 a la Opcion2:

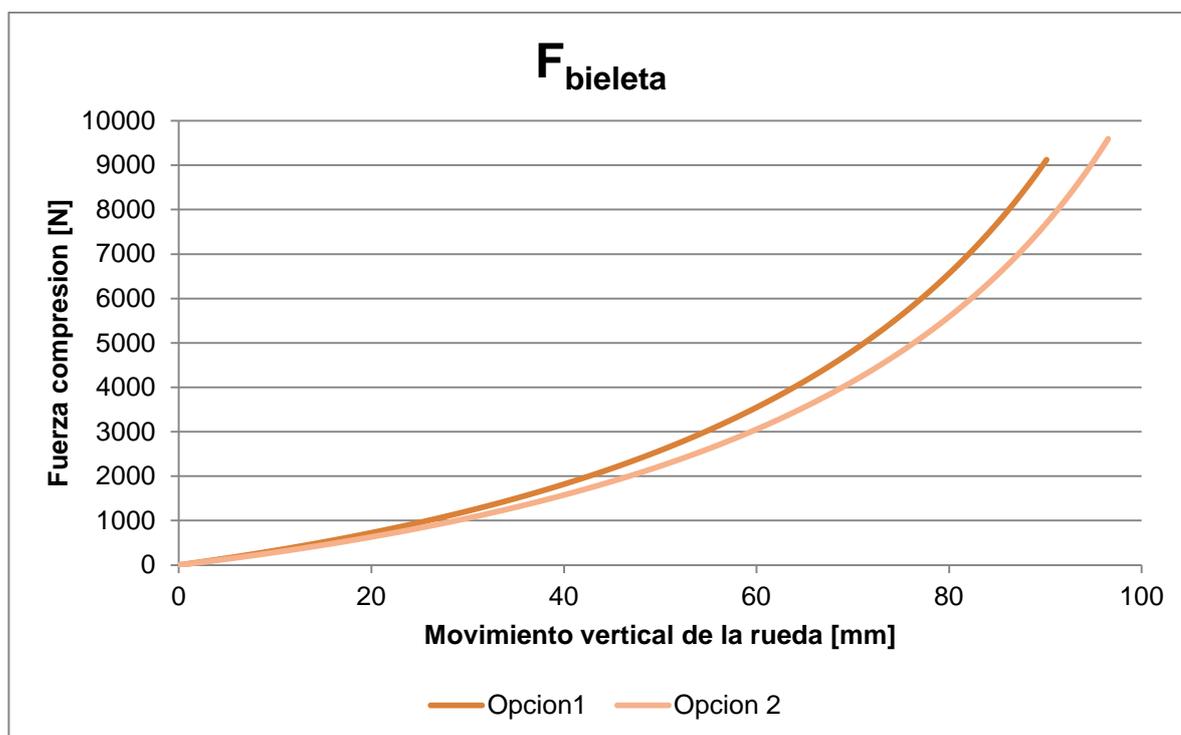


Figura 5.1.19. Grafico comparativo de las sollicitaciones en la bieleta.

5.1.9.4 Compresión del muelle

Tal y como ya se ha observado en los gráficos anteriores, para la opción definitiva, el recorrido vertical de la rueda es mayor para el mismo recorrido. Para demostrar esto se incluye el gráfico inferior en el cual se puede observar cómo disminuye la distancia entre los puntos de unión del amortiguador a medida que el movimiento vertical de la rueda aumenta:

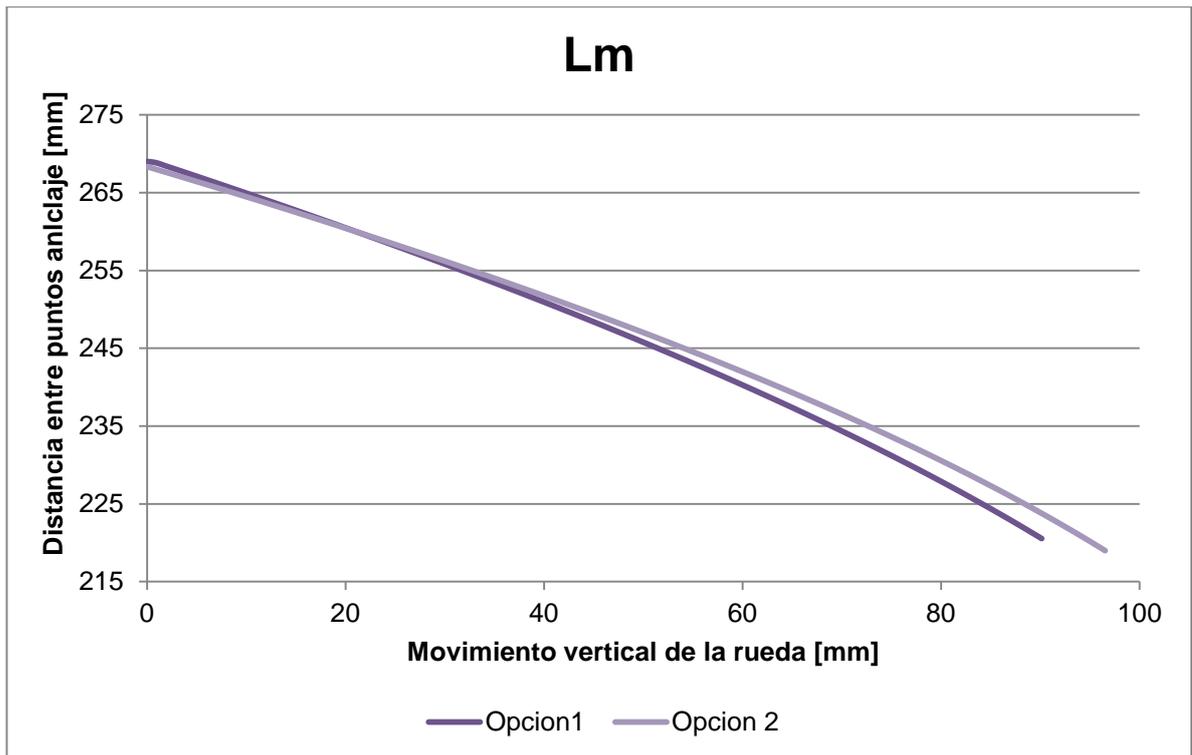


Figura 5.1.20. Gráfico comparativo de la compresión del resorte en función del movimiento vertical de la rueda trasera.

5.1.10 Resultados de los análisis por MEF

En este apartado se muestran los resultados de los distintos análisis realizados para las piezas, y se puede observar el desarrollo desde el primer diseño de las piezas hasta el definitivo, los cuales también se pueden ver en el apartado de Resultados y conclusiones de la Memoria del estudio.

De todas las piezas analizadas la que más investigación y cambios ha requerido ha sido el basculante. La razón de ello radica en que al intentar que cumpliera con los valores de rigidez lateral que se requieren, no se obtenían los valores de rigidez torsional necesarios, así que se han realizado hasta 9 cambios desde el diseño inicial hasta el final. Hay que recordar que el diseño del basculante es preliminar, porque no se han tenido en cuenta otros condicionantes como puede ser la cadena o el tipo de unión con el chasis.

Se ha escogido como material el Aluminio 6061-T6 para todas las piezas salvo para el tensor de la bieleta, cuyo material es el Acero S235, por lo que el límite del límite elástico para el balancín, horquilla y basculante tiene un valor de $\sigma_e = 270MPa$. En el caso del tensor de la bieleta el material tiene un límite del límite elástico de $\sigma_e = 235MPa$. Estos valores del límite elástico se establecen como límite superior en los análisis de MEF que se pueden observar ordenadamente a continuación.

Los valores de las cargas que se han aplicado en las piezas a veces se han importado el modulo "Mecanismo" del PTC-Creo, aunque otras veces se han introducido manualmente, como en el caso del balancín para distintos valores de solicitaciones en el eje de la rueda. Los valores de las cargas radiales en las uniones figuran en la tabla siguiente, de las cuales las que más se han usado corresponden a las de la última columna, ya que es el valor de la carga para la situación más desfavorable:

F_{Rueda}	800N	2135N	4200N	2500N
$F_{Resorte}$	1743,76N	3602,55N	5246,23N	3971,85N
$F_{Bieleta-Balancin}$	1576,37N	4694,86N	9864,78N	5590,23N
$F_{Chasis-Balancin}$	3319,68N	8297,29N	15101,05N	9561,42N
$F_{Bieleta-Basculante}$	1576,37N	4694,86N	9864,78N	5590,23N
$F_{Chasis-Basculante}$	-	-	-	7084,79N

Tabla 5.1.17. Cargas en las uniones entre las piezas.

5.1.10.1 Balancín

A continuación se muestran las tensiones obtenidas de los análisis de las distintas versiones del Balancín.

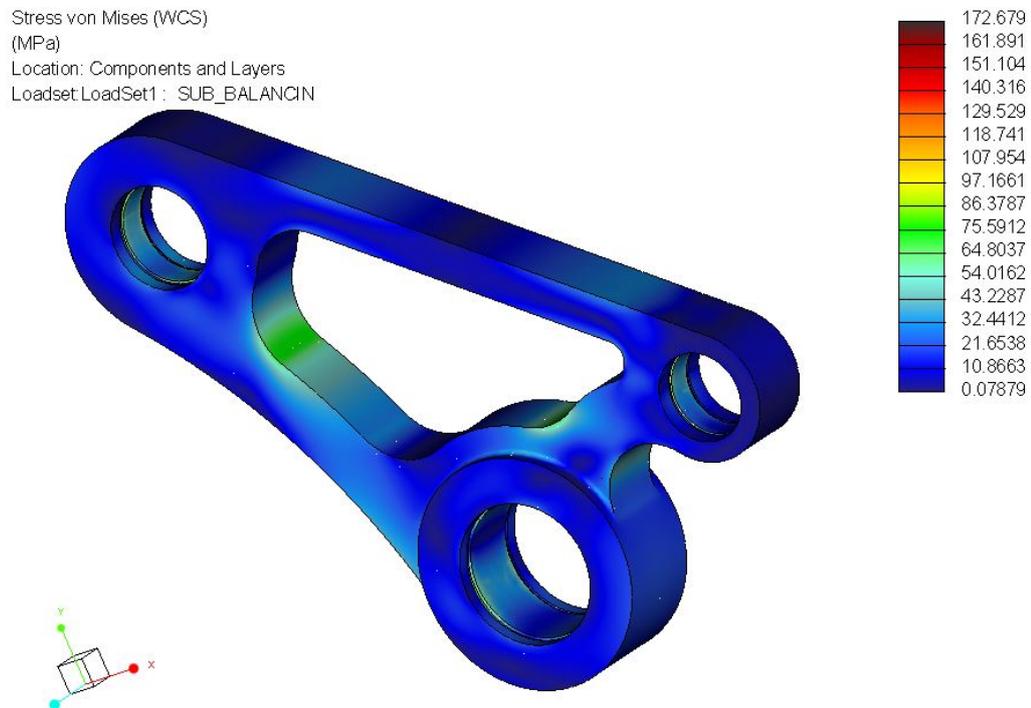


Figura 5.1.21. Tensiones en la versión inicial.

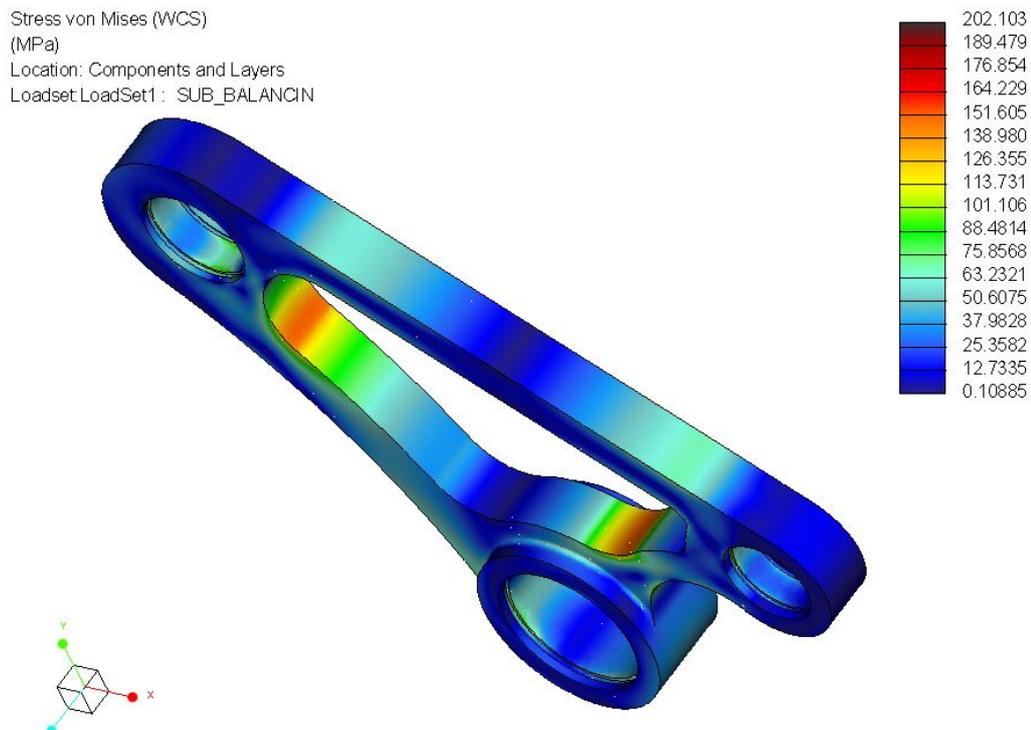


Figura 5.1.22. Tensiones en la segunda versión.

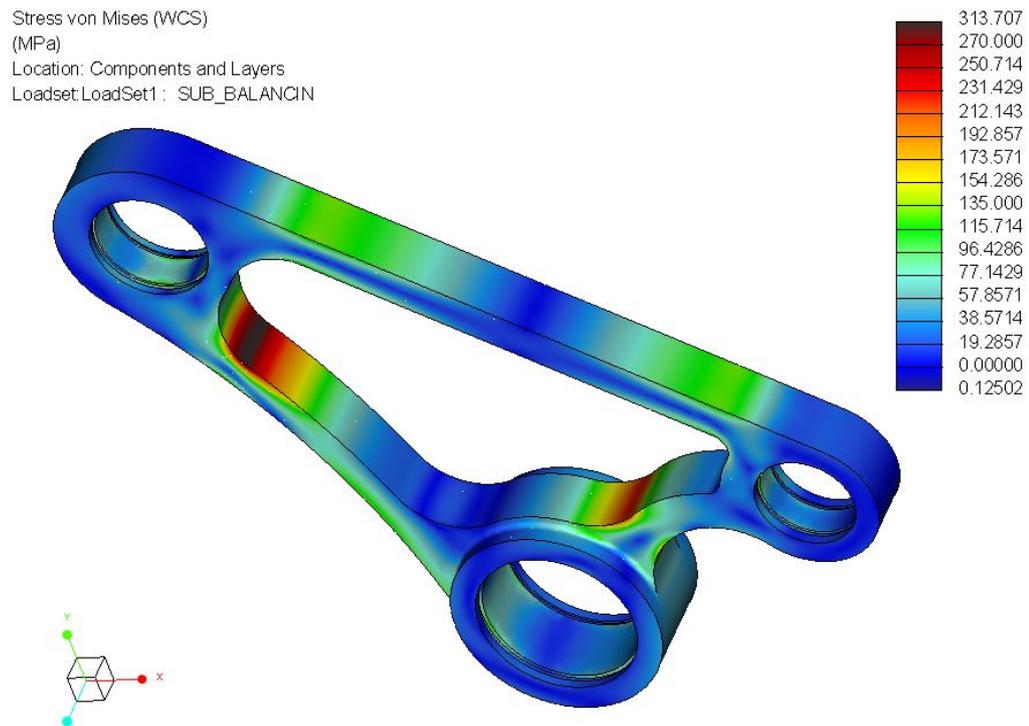


Figura 5.1.23. Tensiones en la tercera versión.

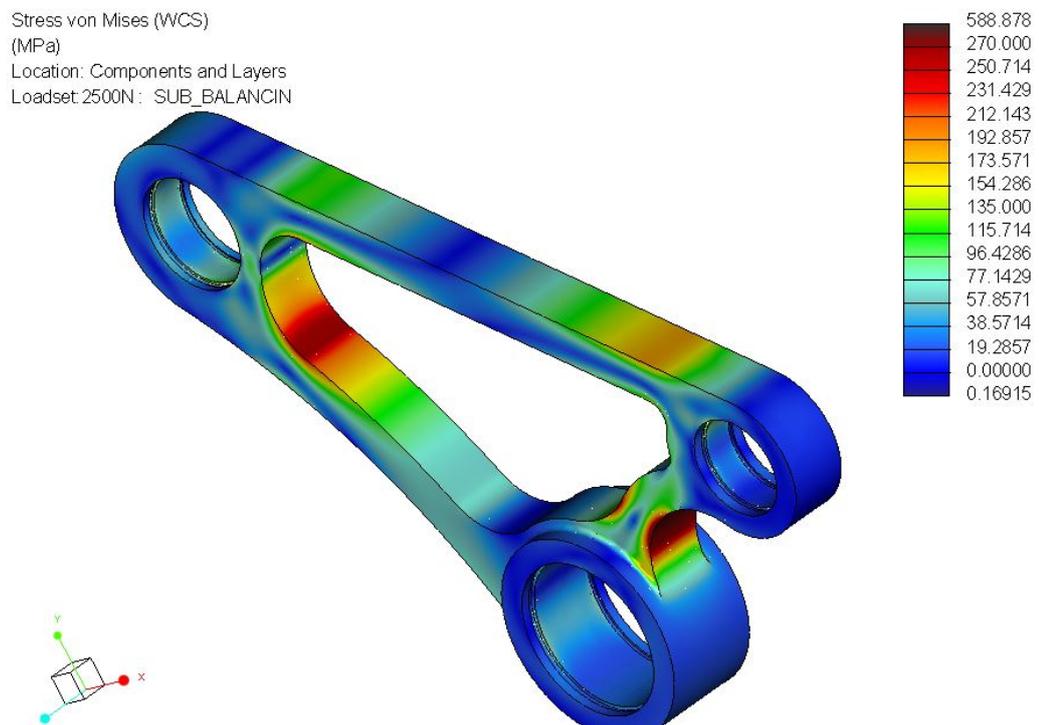


Figura 5.1.24. Tensiones en la cuarta versión.

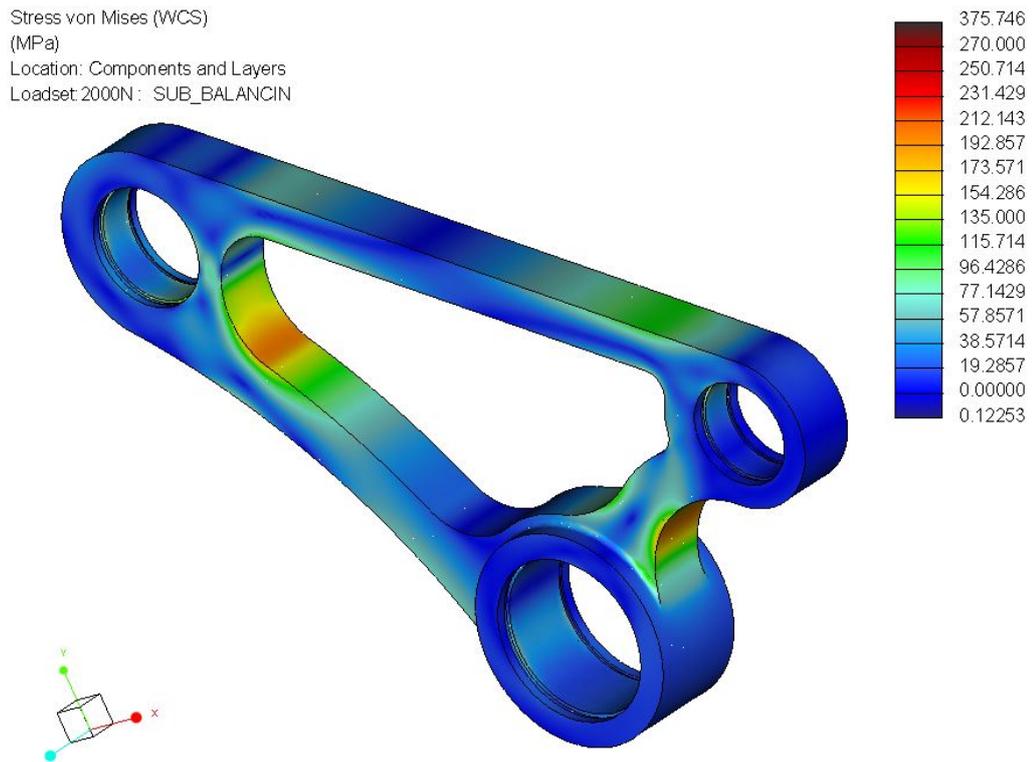


Figura 5.1.25. Tensiones en la quinta y última versión. Carga de 2000N en la rueda.

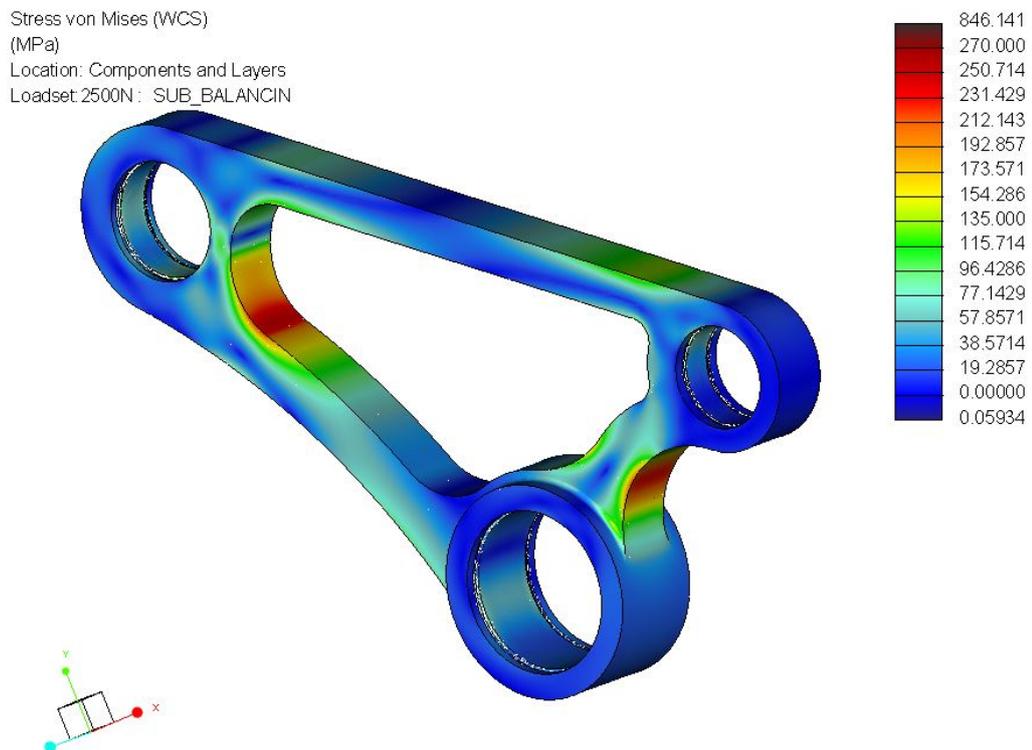


Figura 5.1.26. Tensiones en la quinta versión. Carga de 2500N en la rueda.

La malla que se ha establecido para el balancín tiene un tamaño máximo de 5mm asignado para toda la pieza y un tamaño máximo de 1.5mm para las zonas en las que se ha pensado que habría una mayor concentración de tensiones. En la siguiente figura se puede observar el aspecto de la malla, que también incluye la malla de los anillos que se han insertado para realizar los análisis:

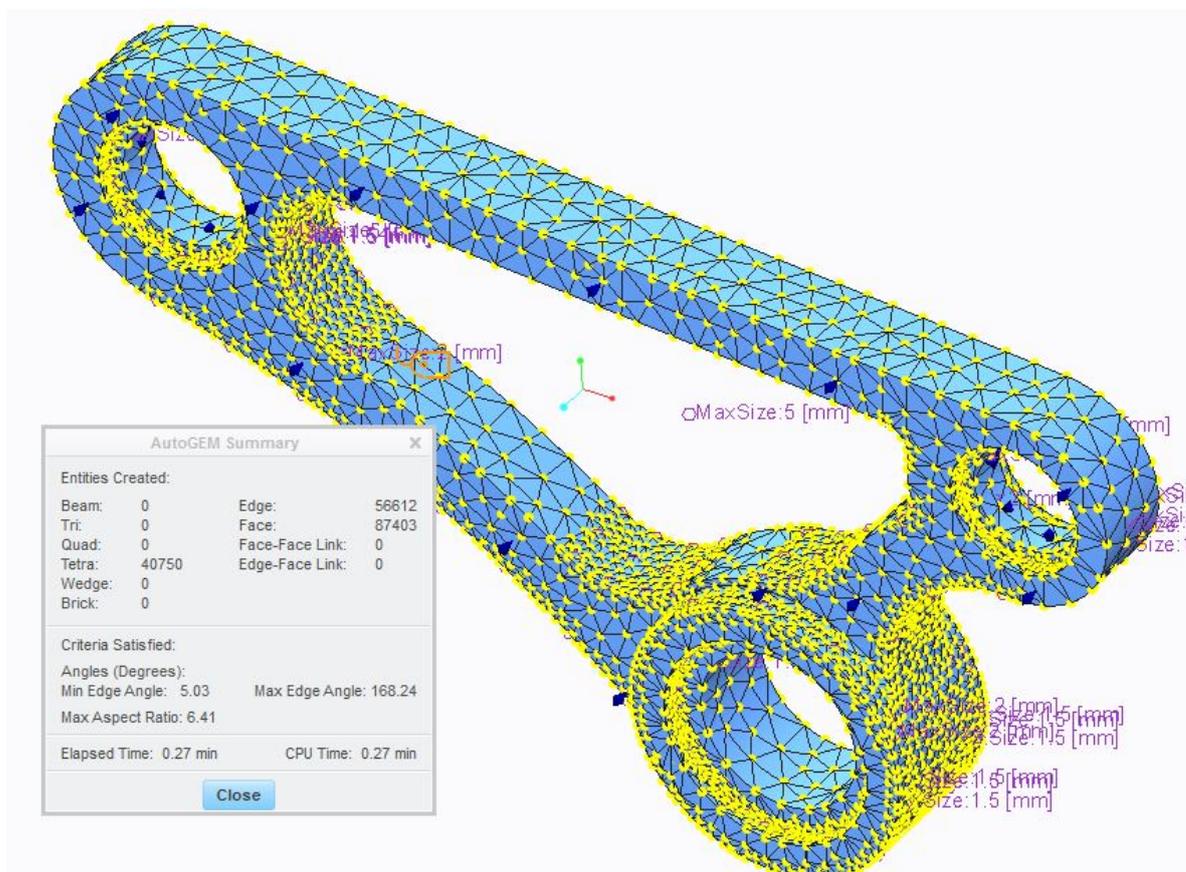


Figura 5.1.27. Malla del balancín.

5.1.10.2 Horquilla de la Bieleta

En el caso de la horquilla de la bieleta, la mayor restricción la marca el análisis de pandeo. Con el espesor mínimo de 3mm para una anchura de la cara de 20mm los resultados de los análisis son elocuentes. Para trabajar con un margen de seguridad se ha impuesto un espesor de 4mm en las orejas de la horquilla, y los análisis dan los siguientes resultados:

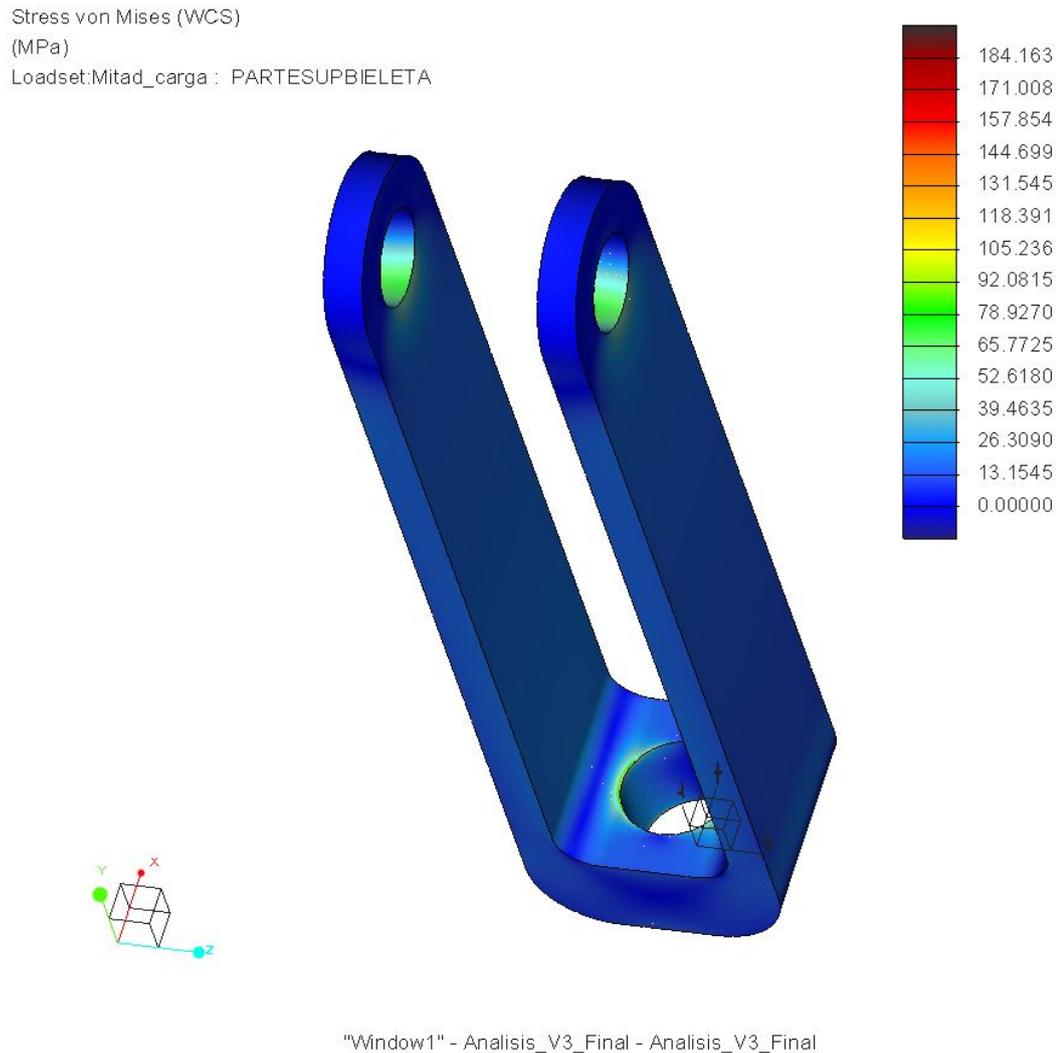


Figura 5.1.28. Tensiones en la versión definitiva del diseño de la horquilla.

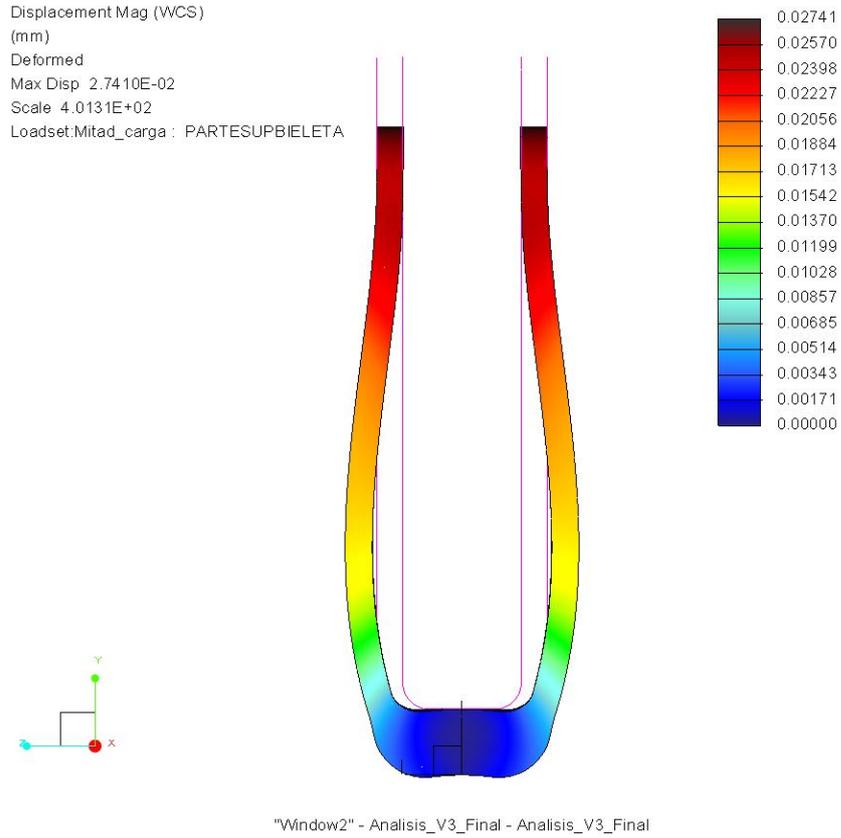


Figura 5.1.29. Vista frontal de la deformación en la horquilla para el diseño definitivo.

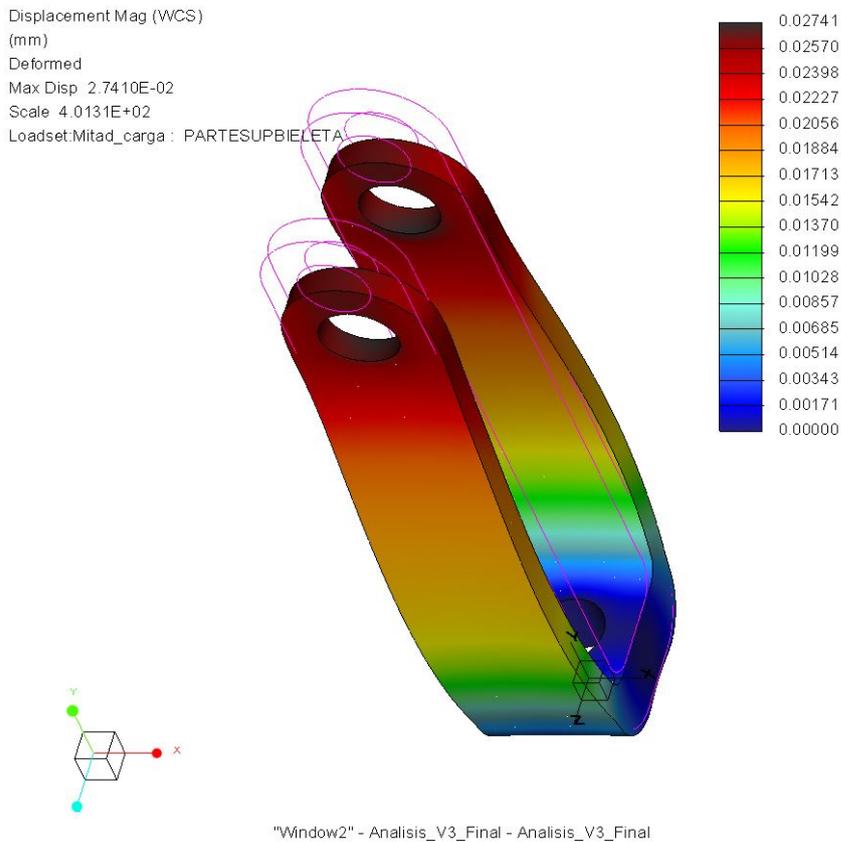


Figura 5.1.30. Deformaciones en la horquilla para el diseño definitivo.

El tamaño máximo de elemento que se le ha asignado a la horquilla es de 5mm

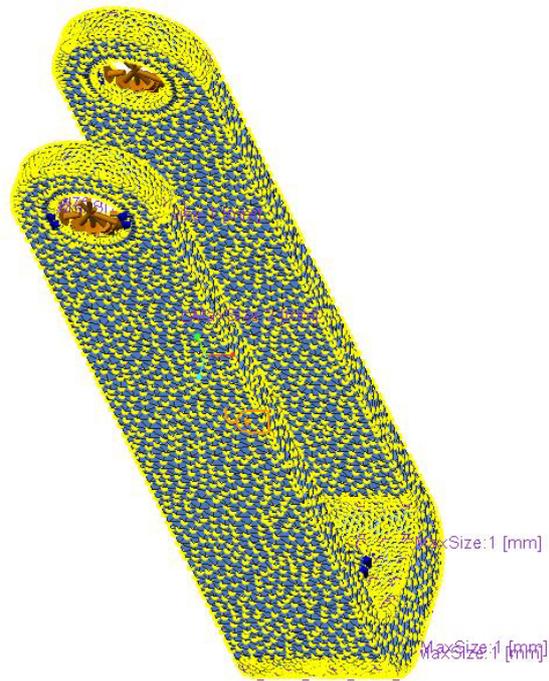
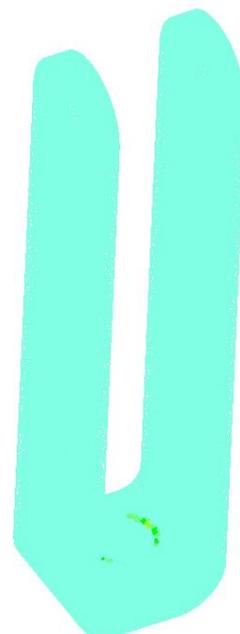
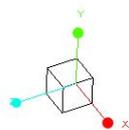


Figura 5.1.31

P-Level
Max P-Level 6

- P = 9
- P = 8
- P = 7
- P = 6
- P = 5
- P = 4
- P = 3
- P = 2
- P = 1



"Window2" - Analisis_V3_Final - Analisis_V3_Final

Figura 5.1.32. P-Level o el orden de los elementos de la malla para la versión definitiva.

5.1.10.3 Tensor de la bieleta

Al contrario que el balancín o el basculante, el tensor no precisa de muchos análisis para refinarlo, ya que al ser una pieza relativamente pequeña y tener rosca interna es una pieza muy ligera. Además de esto es importante recordar que el tensor es el encargado de conectar la horquilla y la rótula para formar la bieleta, por lo que es una pieza de suma importancia y conviene que este sobredimensionada. Se han realizado tres diseños, sin muchos cambios entre ellos, ya que entre el primero y el segundo solo varia el chaflán que se ha hecho en el borde, y el tercero, que es el definitivo, es más largo y permite una mayor regulación de la suspensión.

- **Versión 1:**

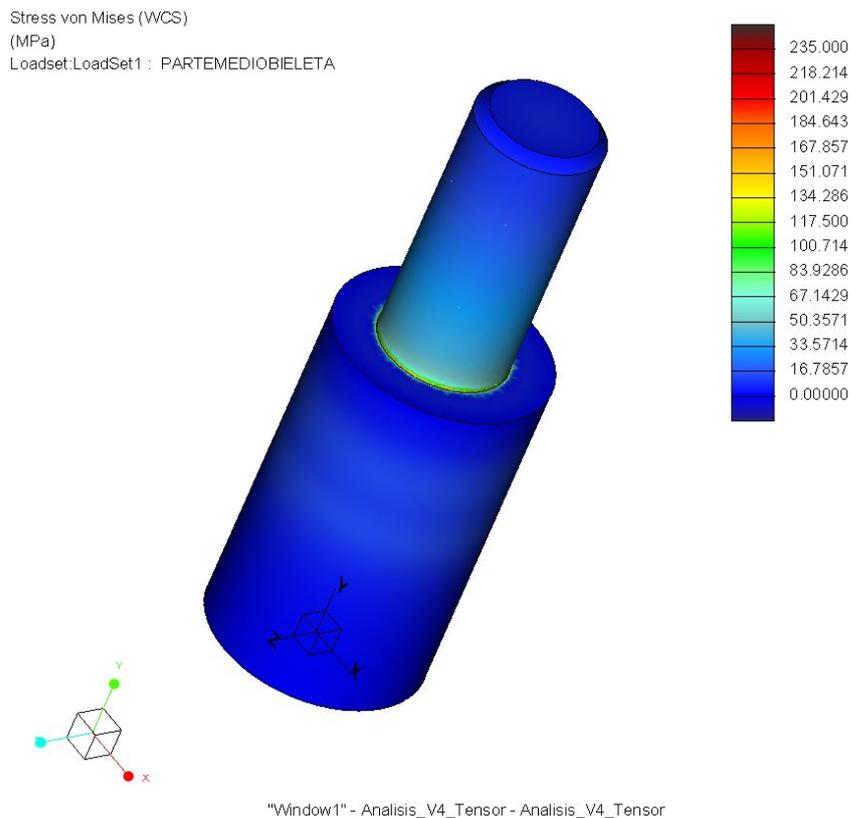


Figura 5.1.33. Tensiones en la primera versión del tensor.

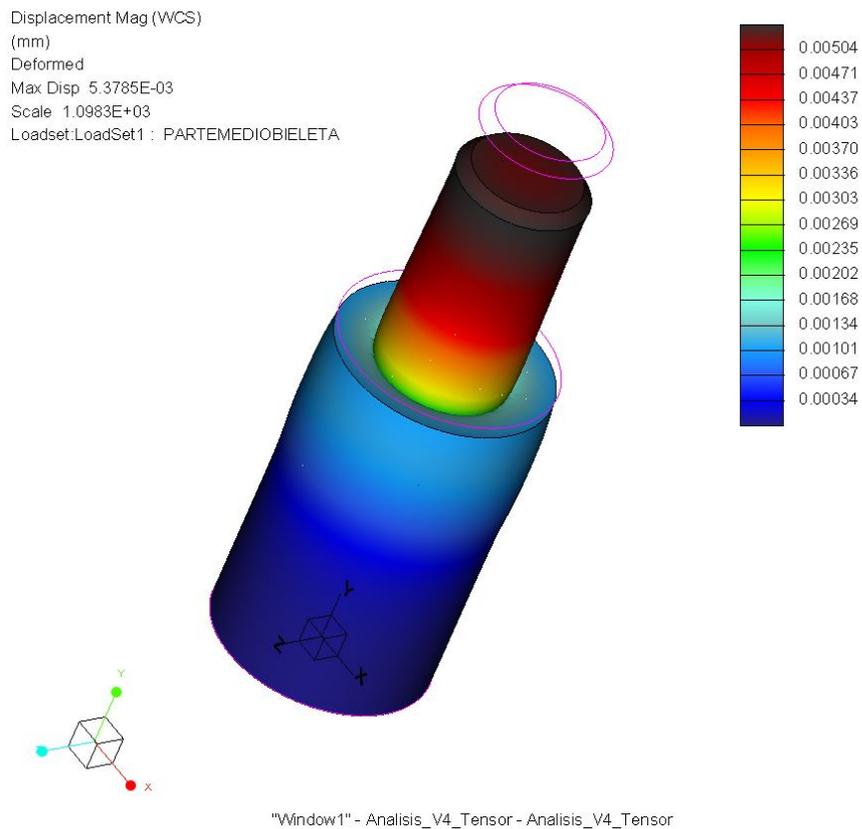


Figura 5.1.34. Deformación de la primera versión del tensor.

- **Versión 2:**

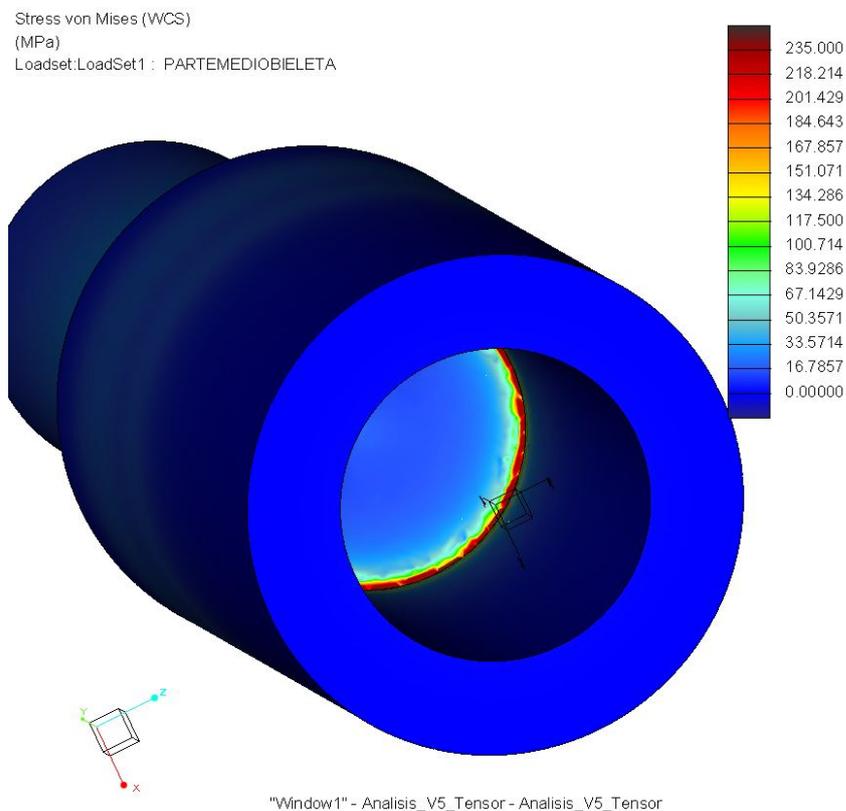


Figura 5.1.35. Vista en detalle de la concentración de tensiones en la segunda versión.

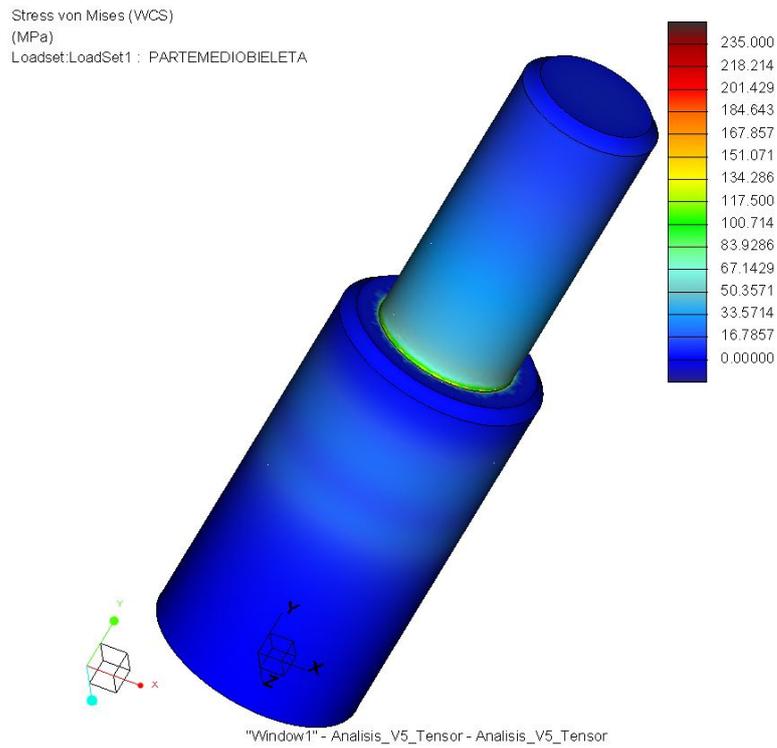


Figura 5.1.36. Tensiones en la segunda versión del tensor.

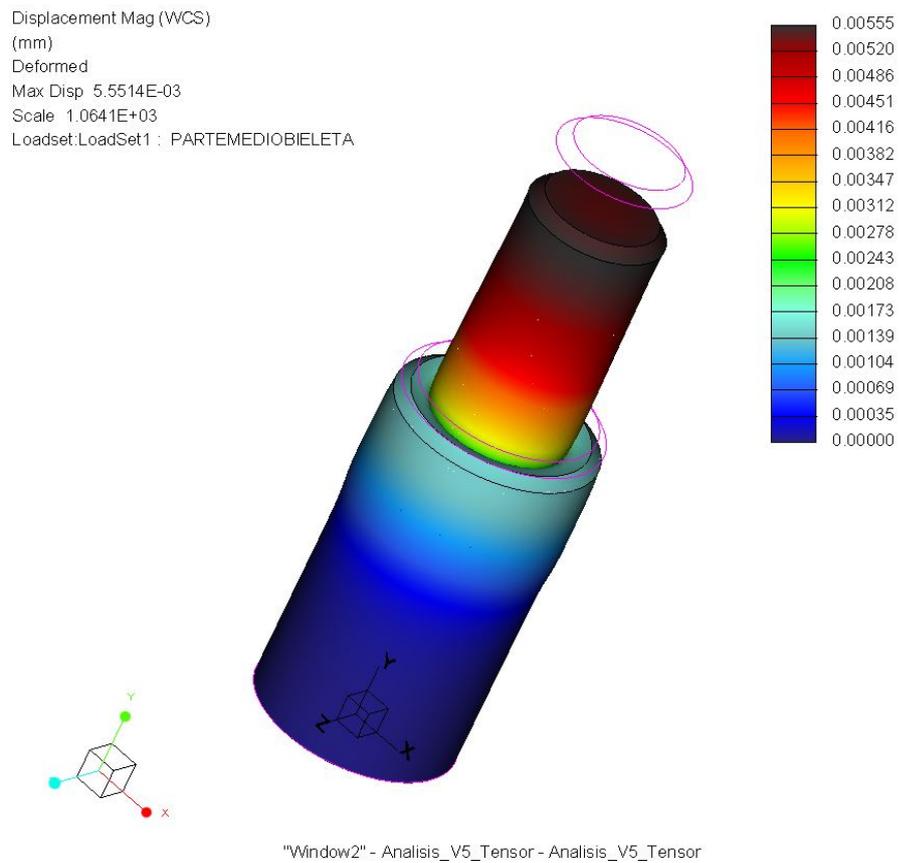


Figura 5.1.37. Deformación de la segunda versión del tensor.

- **Versión 3 (V. definitiva):**

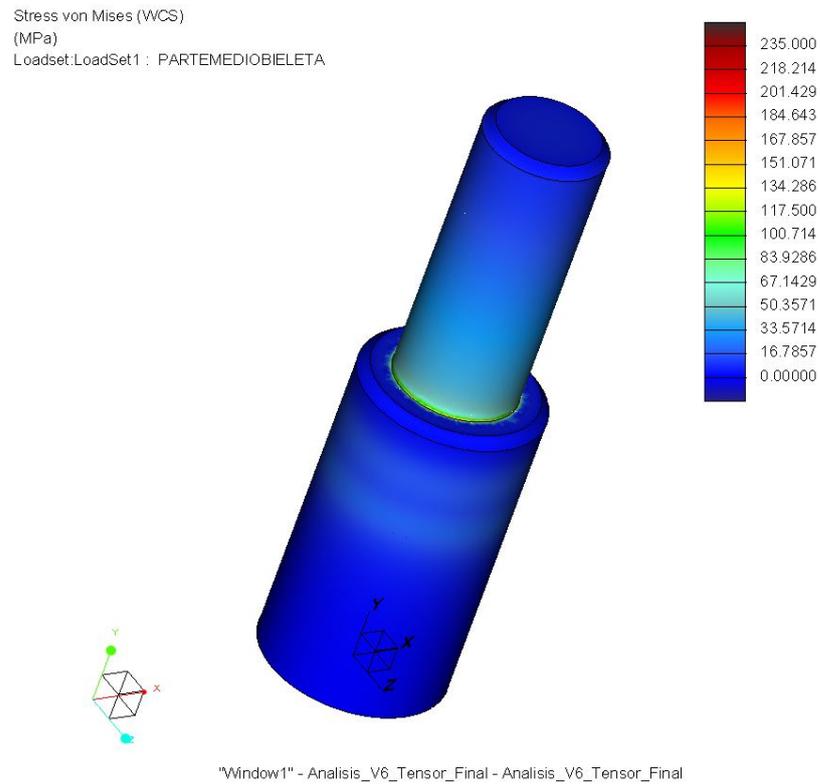


Figura 5.1.38. Tensiones en la tercera y definitiva versión del tensor.

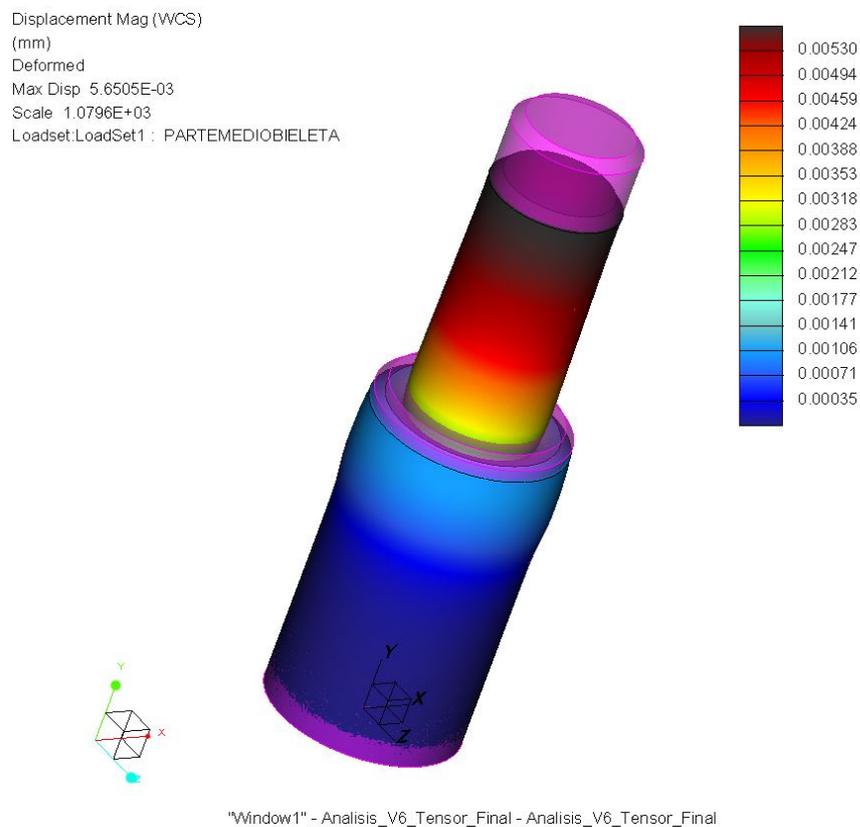


Figura 5.1.39. Deformación de la tercera versión del tensor.

La malla que le corresponde a la horquilla de la bieleta tiene un tamaño máximo de 1mm. Ese tamaño tan reducido se ha aplicado debido a que en los primeros resultados el valor de las tensiones que se ha obtenido no era del todo convincente. En cualquier otro caso realizar una malla con un tamaño máximo de 1mm no es posible debido al alto coste computacional que supondría, sin embargo, como la pieza es pequeña, en este caso ha sido posible usar dicho tamaño de la malla.

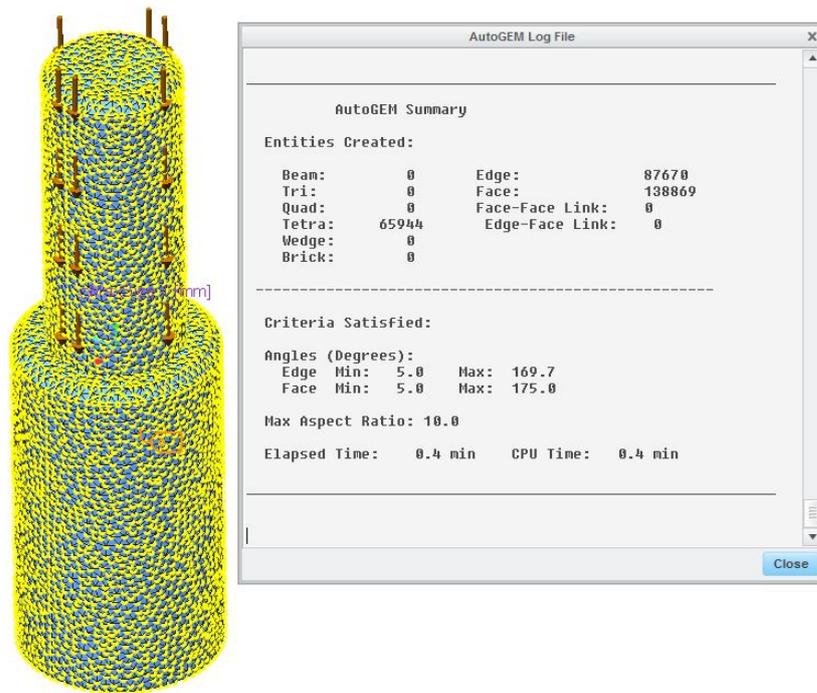


Figura 5.1.40. Propiedades de la malla del tensor.

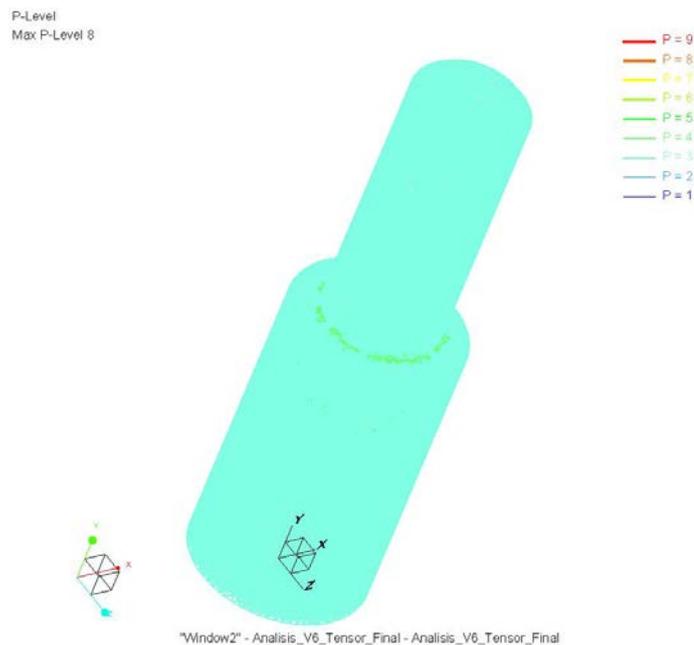


Figura 5.1.41. P-Level o orden de los elementos de la malla.

5.1.10.4 Basculante

A continuación se muestran los resultados de los análisis realizados en las distintas versiones del Basculante. Tal y como se puede observar, en la mayoría de ellas no se incluyen todos los análisis, ya que como la rigidez lateral y a torsión son las más restrictivas, primero se han realizado los análisis para comprobar ambas rigideces y cuando en una de las dos no se ha cumplido alguna de las rigideces el modelo se ha desechado y se han realizado otros cambios para realizar posteriormente otro análisis, y siempre intentando que la masa del basculante no supere los 5kg.

- **Versión 1:**

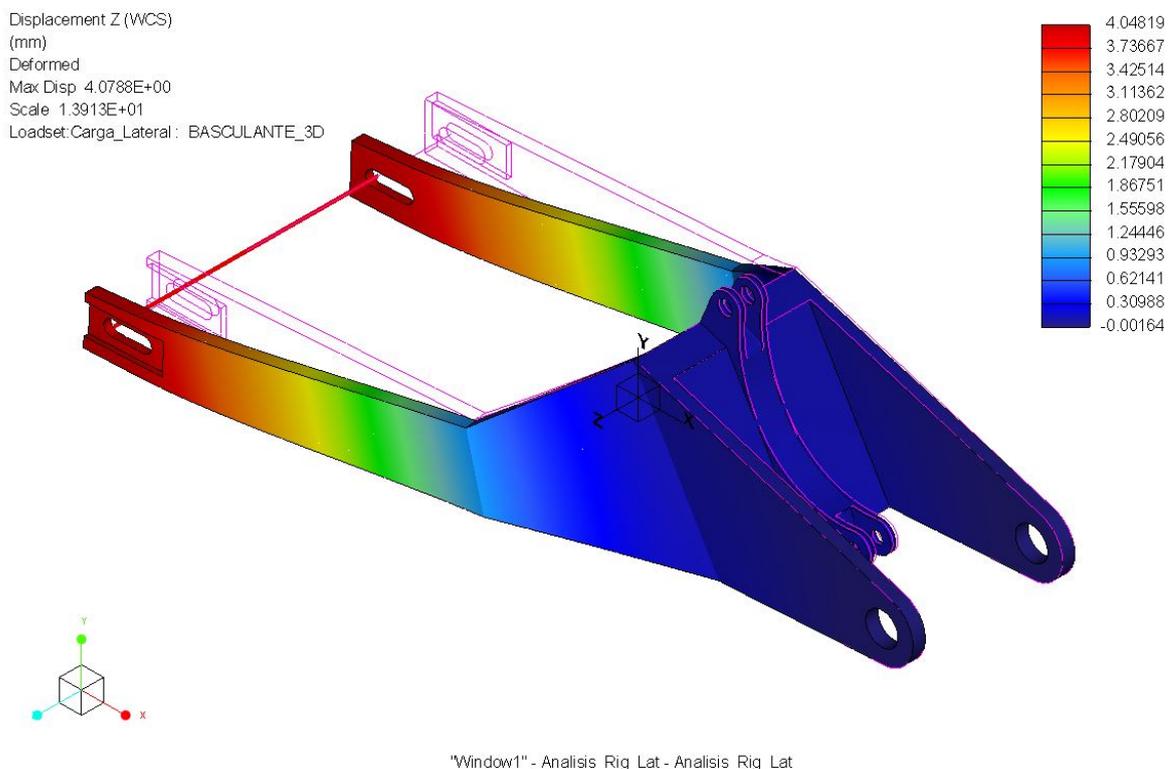


Figura 5.1.42. Deformación horizontal del basculante V1 para calcular la rigidez lateral.

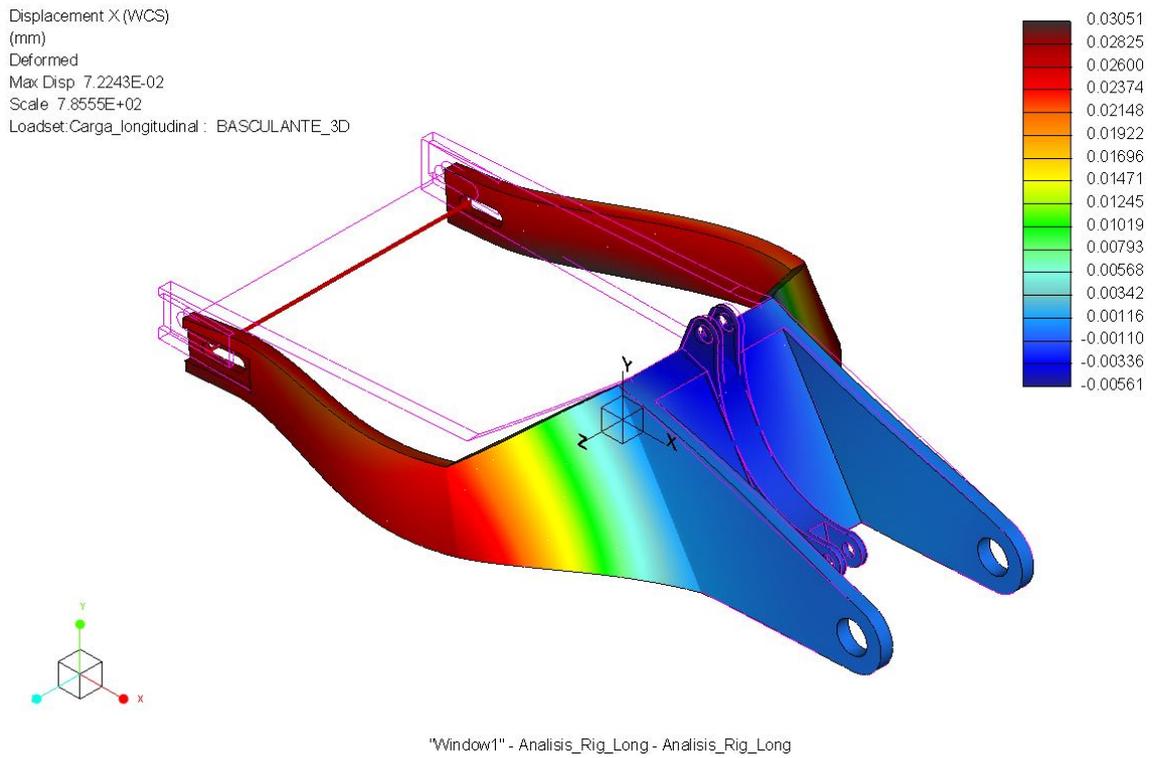


Figura 5.1.43. Deformación longitudinal del basculante V1 para calcular la rigidez longitudinal.

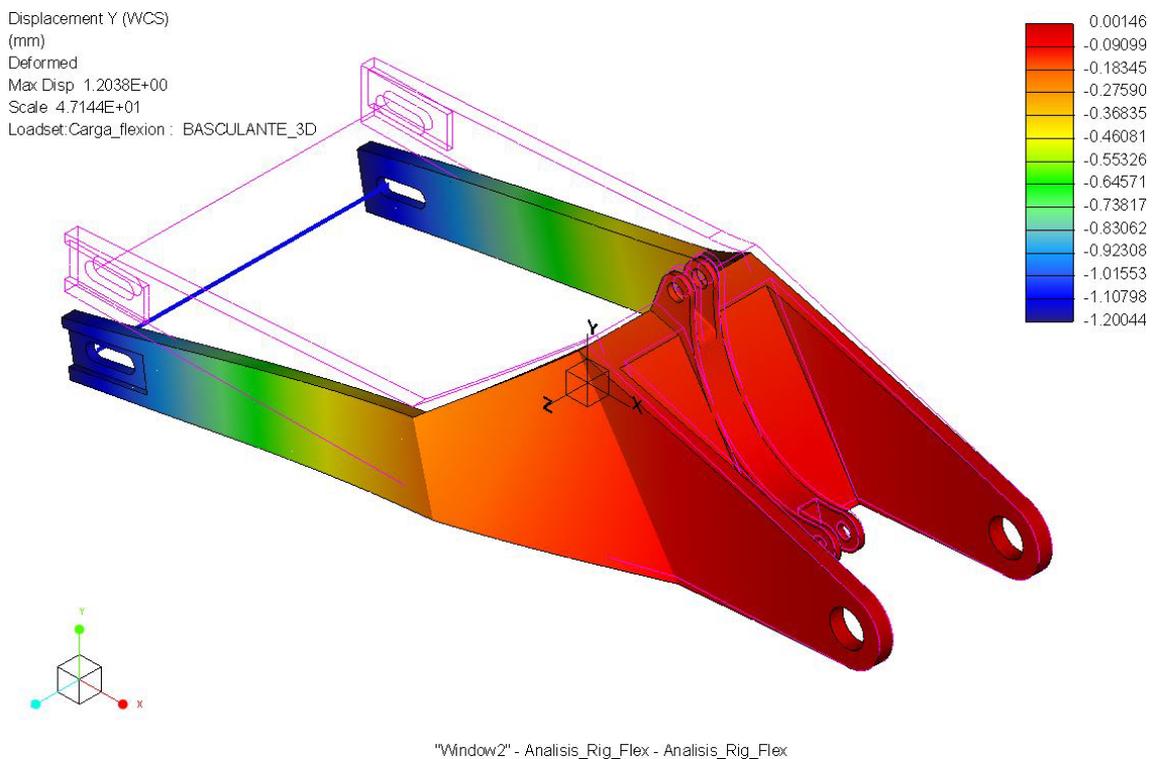


Figura 5.1.44. Deformación vertical del basculante V1 para calcular la rigidez a flexión.

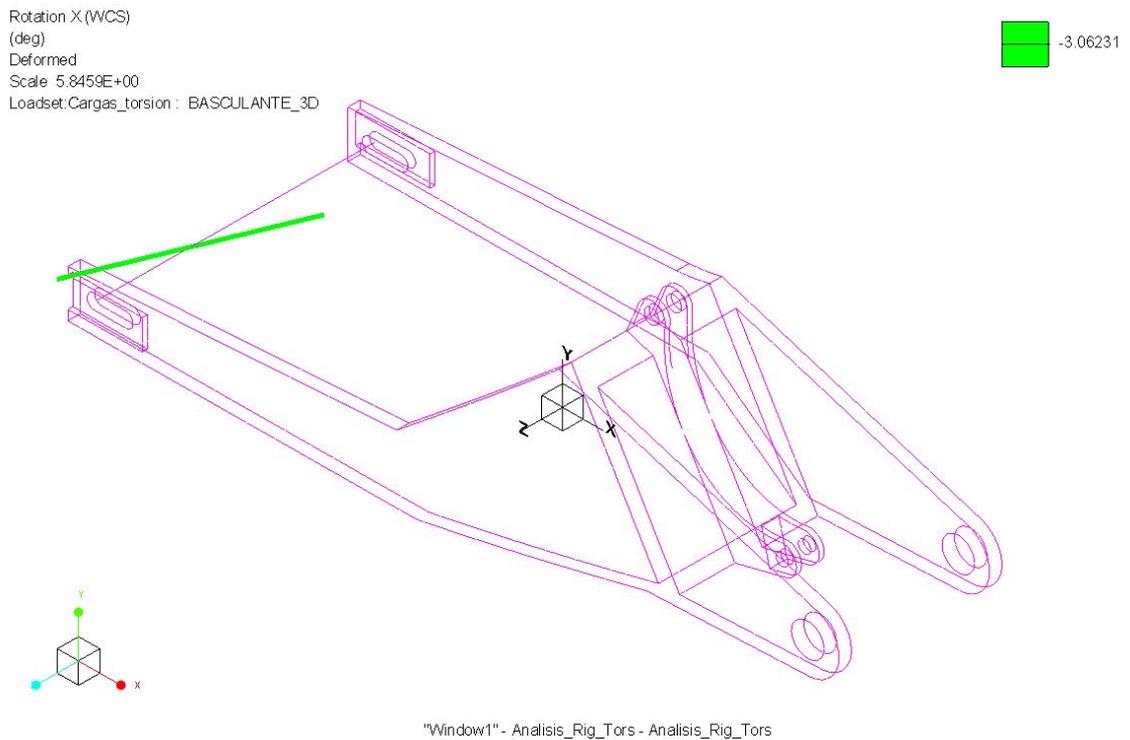


Figura 5.1.45. Angulo girado por el eje del basculante V1 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 2:**

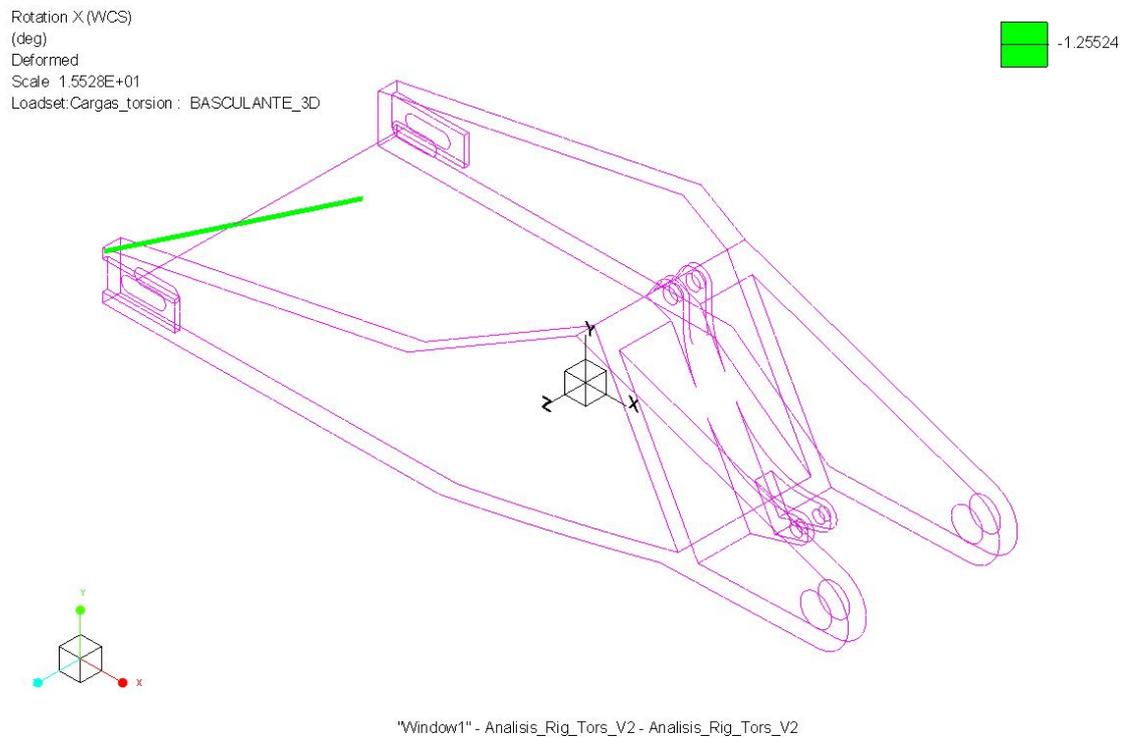


Figura 5.1.46. Angulo girado por el eje del basculante V2 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 3:**

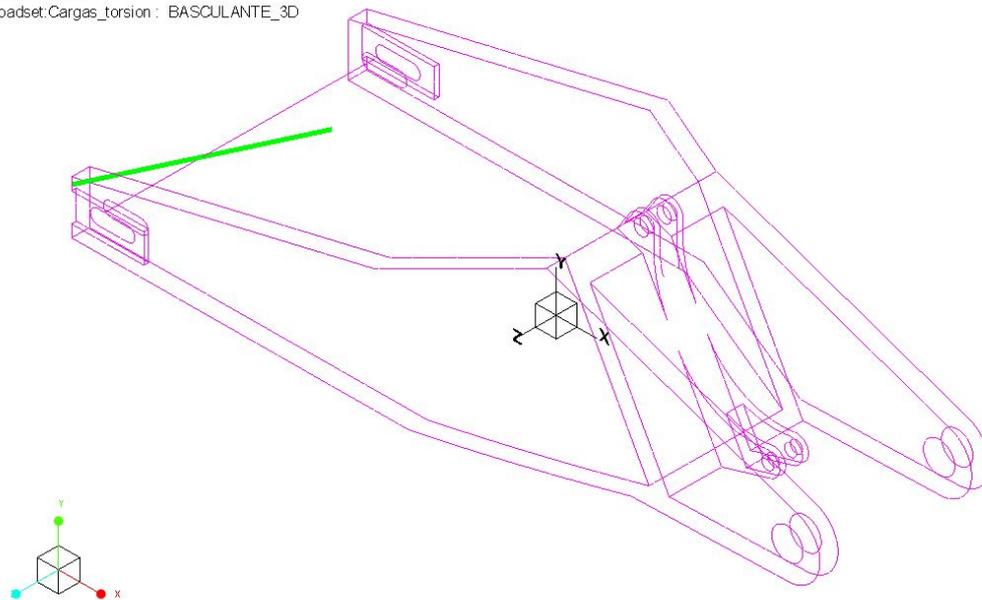
Rotation X (WCS)
(deg)

Deformed

Scale 1.6419E+01

Loadset: Cargas_torsion : BASCULANTE_3D

-1.16729



"Window1" - Analisis_Rig_Tors_V3 - Analisis_Rig_Tors_V3

Figura 5.1.47. Angulo girado por el eje del basculante V3 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 4:**

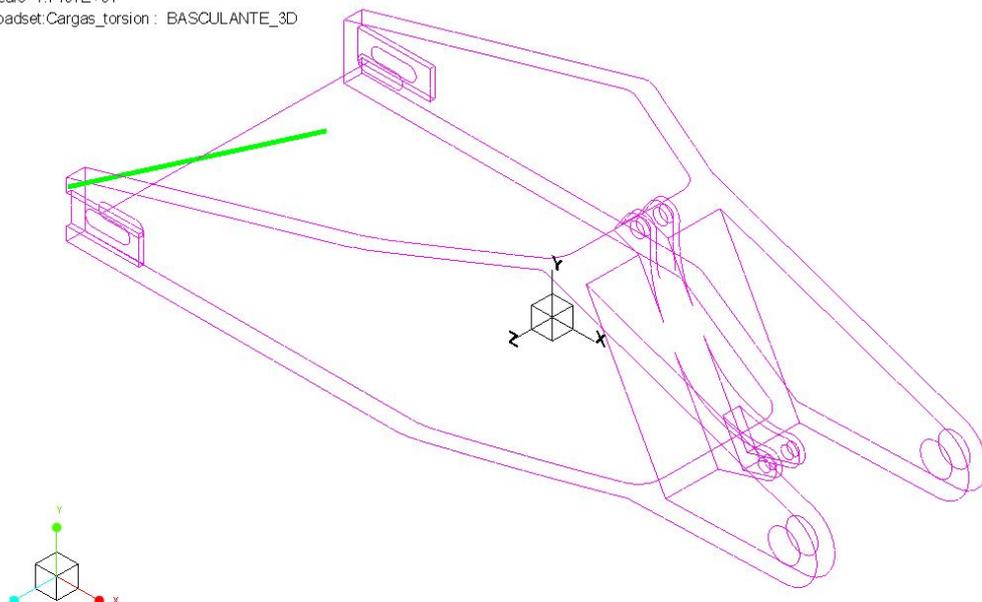
Rotation X (WCS)
(deg)

Deformed

Scale 1.7407E+01

Loadset: Cargas_torsion : BASCULANTE_3D

-1.09047



"Window1" - Analisis_Rig_Tors_V4 - Analisis_Rig_Tors_V4

Figura 5.1.48. Angulo girado por el eje del basculante V4 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 5:**

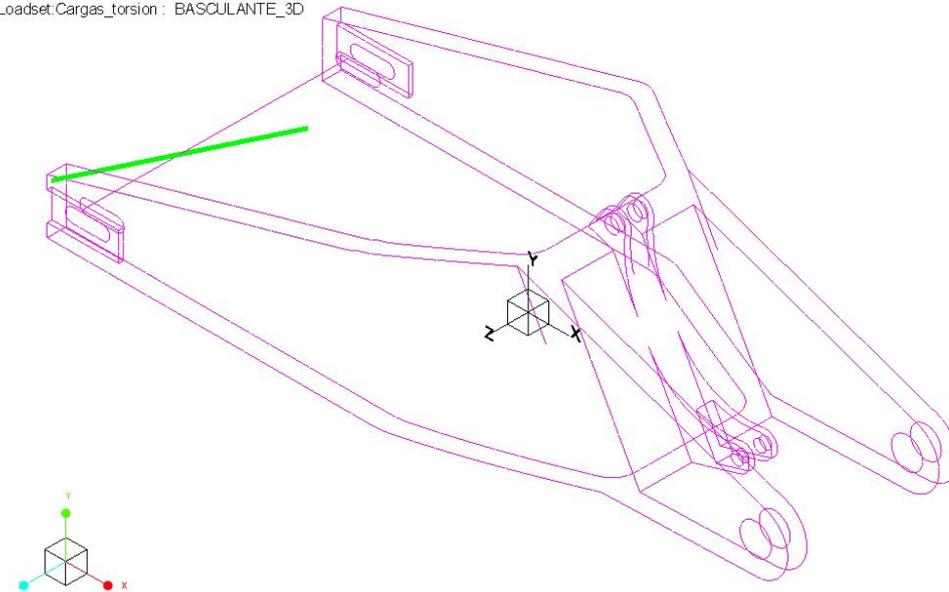
Rotation X (WCS)
(deg)

Deformed

Scale: 1.9801E+01

Loadset: Cargas_torsion : BASCULANTE_3D

-0.98624



"Window1" - Analisis_Rig_Tors_V5 - Analisis_Rig_Tors_V5

Figura 5.1.49. Angulo girado por el eje del basculante V5 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 6:**

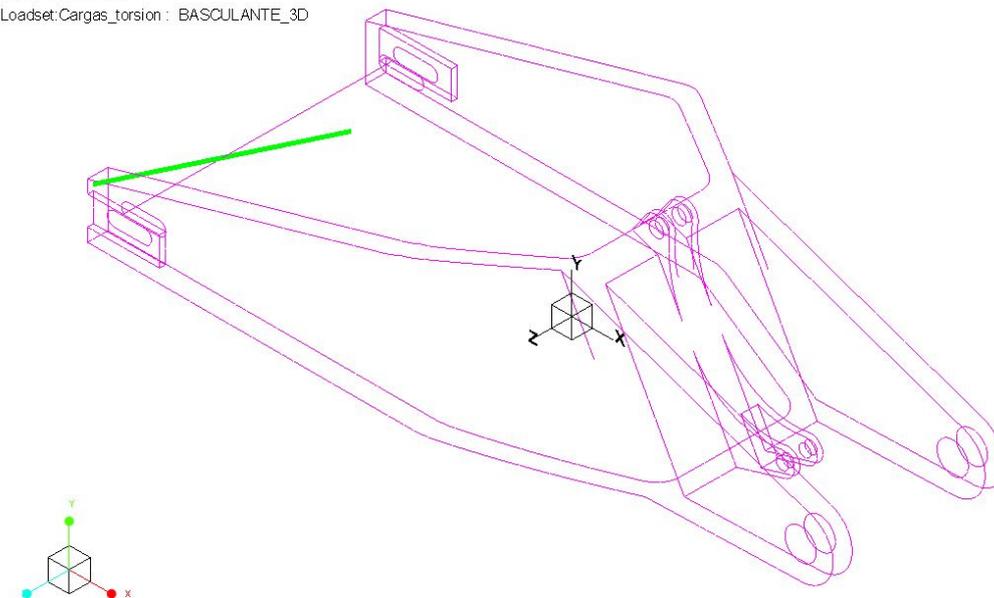
Rotation X (WCS)
(deg)

Deformed

Scale: 2.0348E+01

Loadset: Cargas_torsion : BASCULANTE_3D

-0.95639



"Window1" - Analisis_Rig_Tors_V6 - Analisis_Rig_Tors_V6

Figura 5.1.50. Angulo girado por el eje del basculante V6 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 7:**

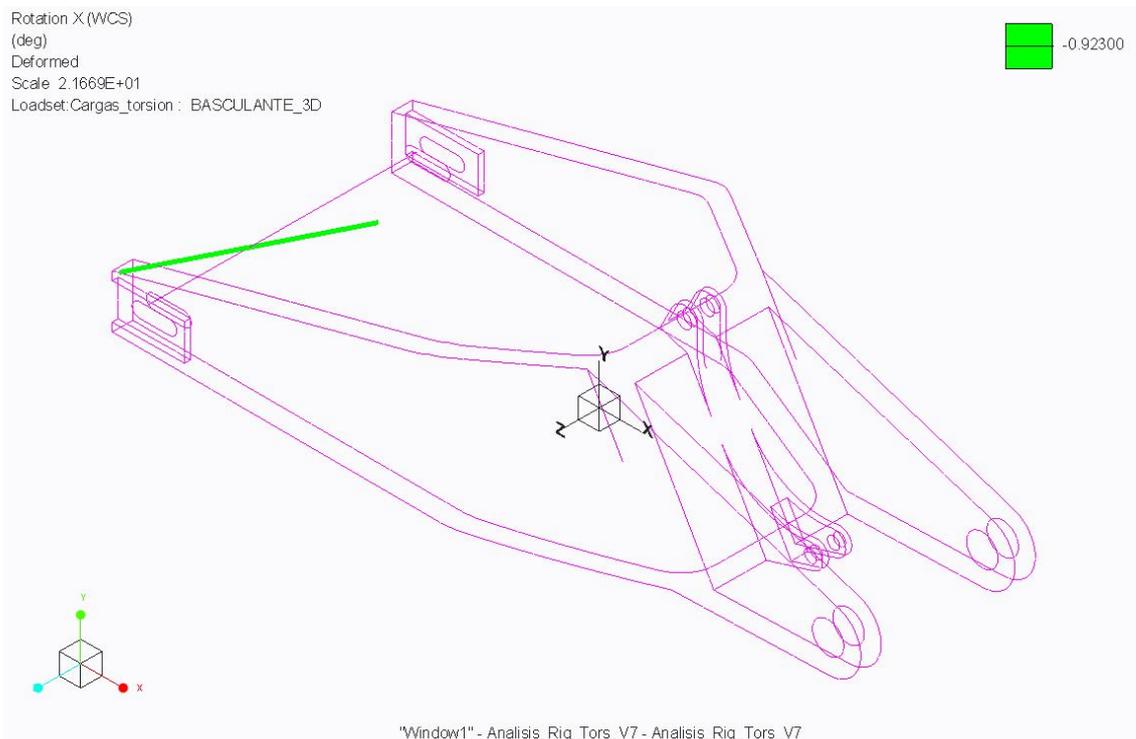


Figura 5.1.51. Angulo girado por el eje del basculante V7 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 8:**

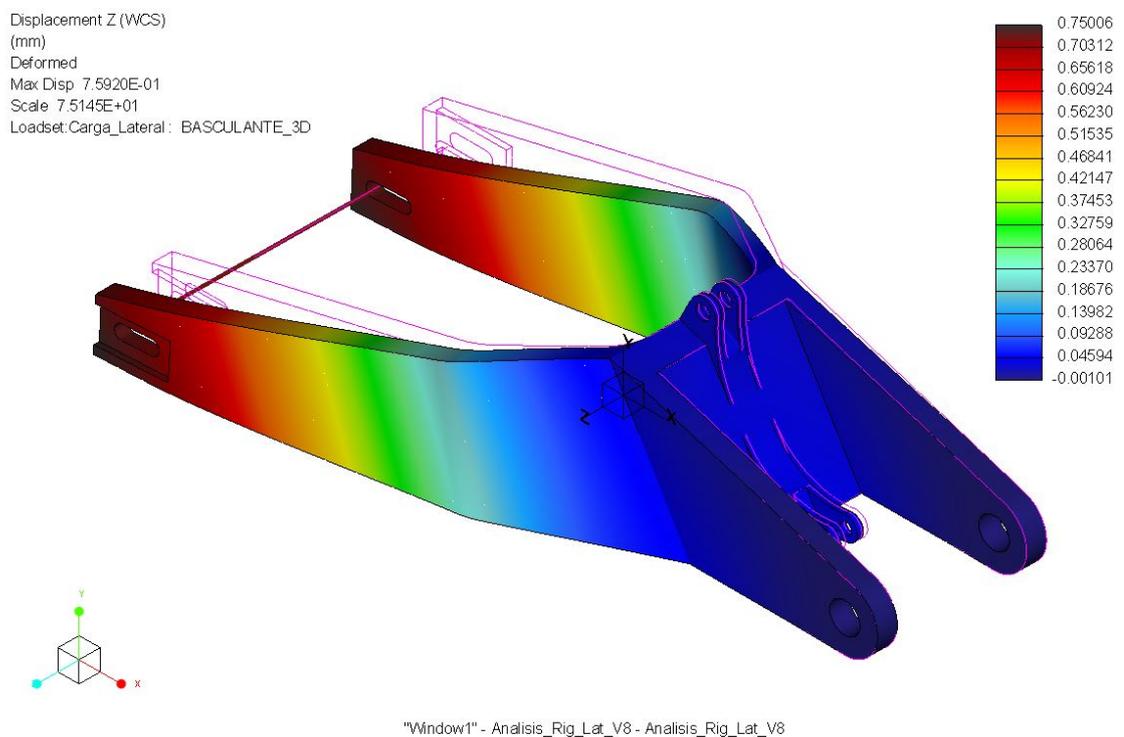


Figura 5.1.52. Deformación lateral del basculante V8 para calcular la rigidez lateral.

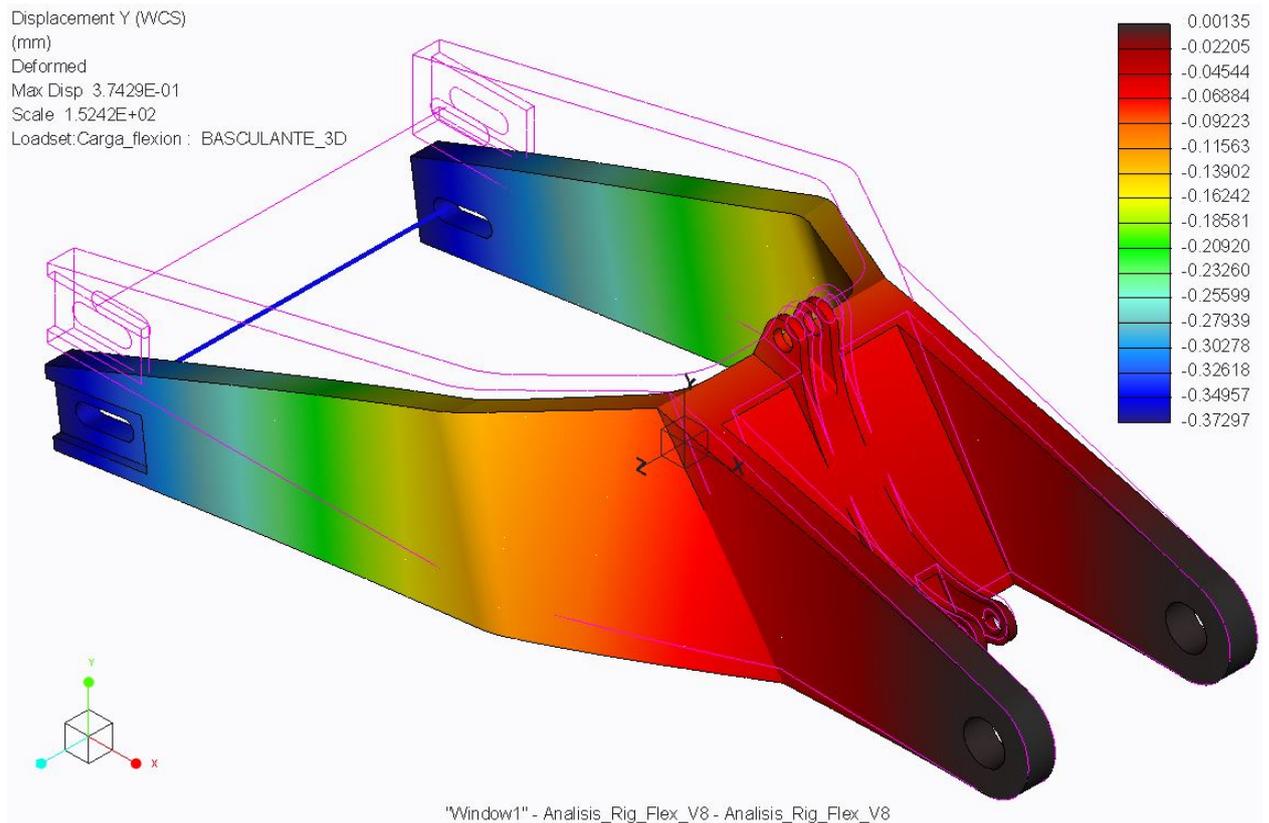


Figura 5.1.53. Deformación vertical del basculante V8 para calcular la rigidez a flexión.

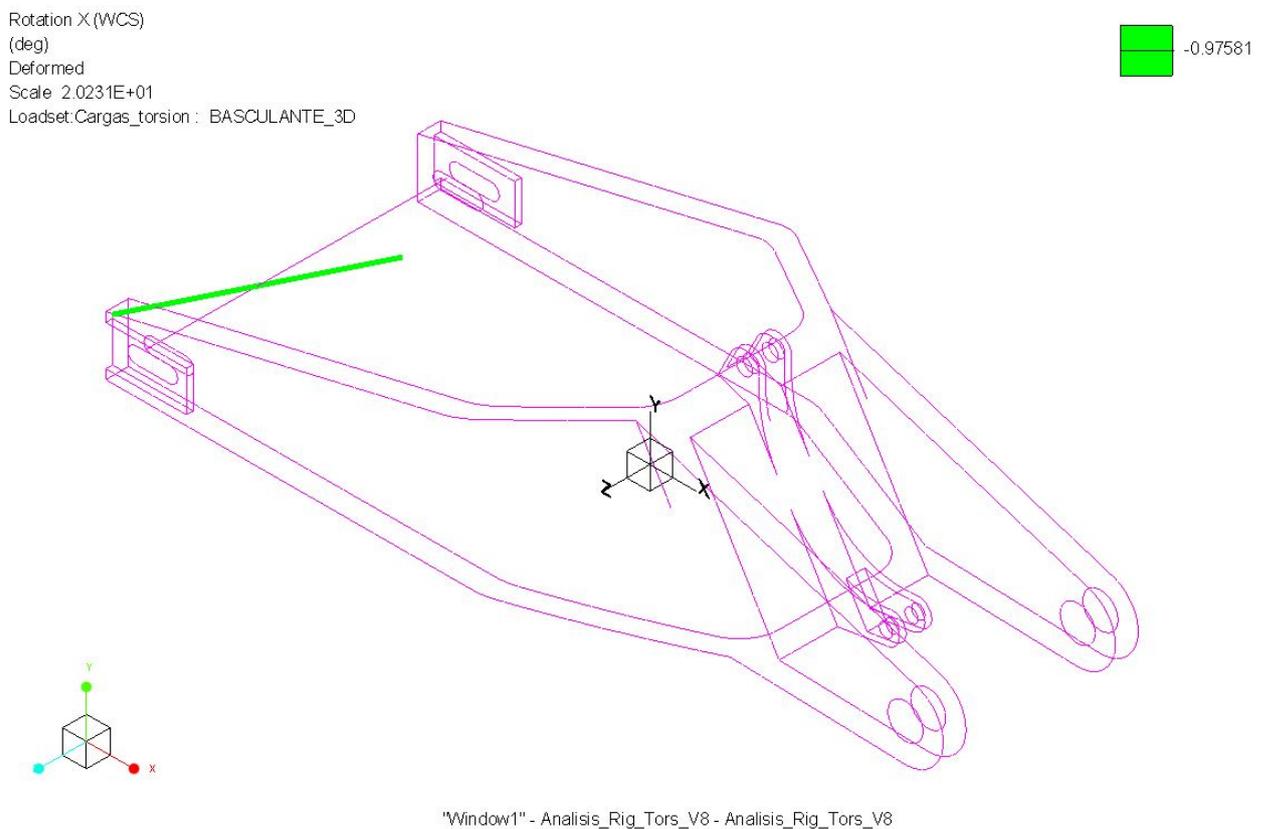


Figura 5.1.54 Angulo girado por el eje del basculante V8 para calcular la rigidez a torsión.

- **Versión 9 (V. definitiva):**

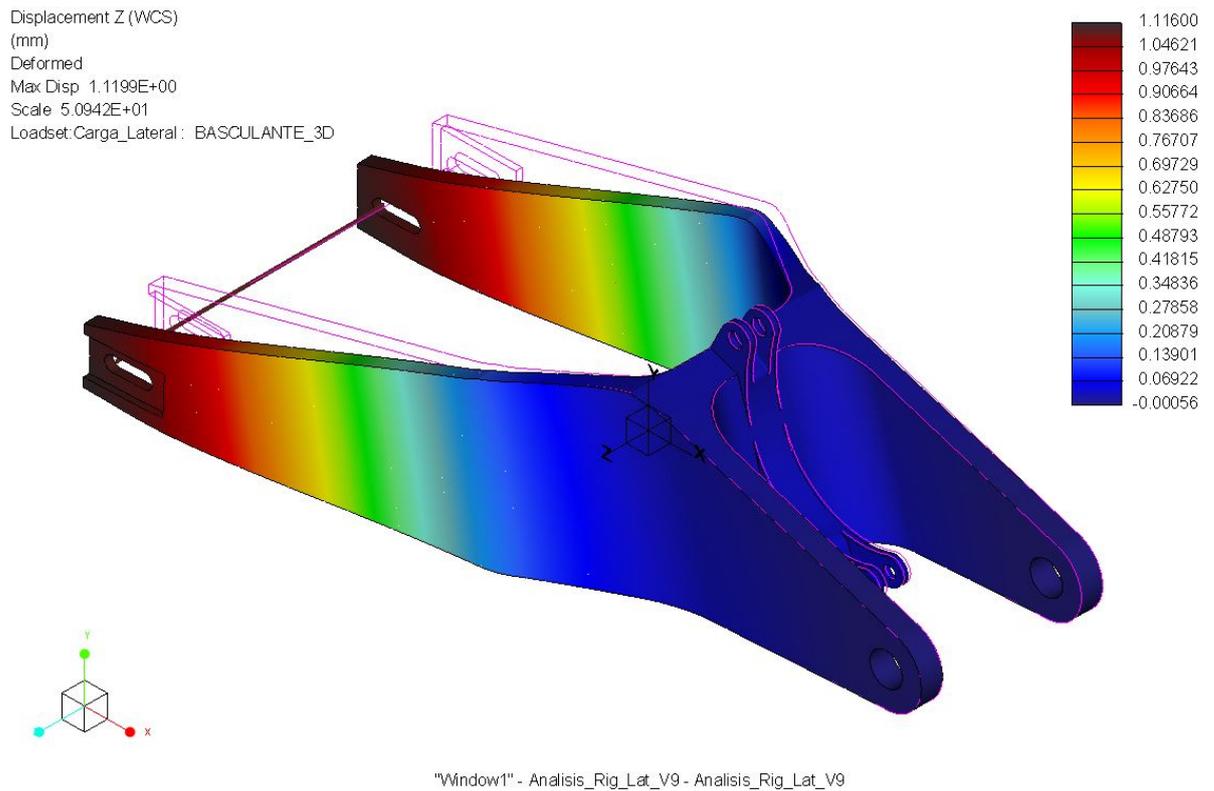


Figura 5.1.55. Deformación lateral del basculante V9 para calcular la rigidez lateral.

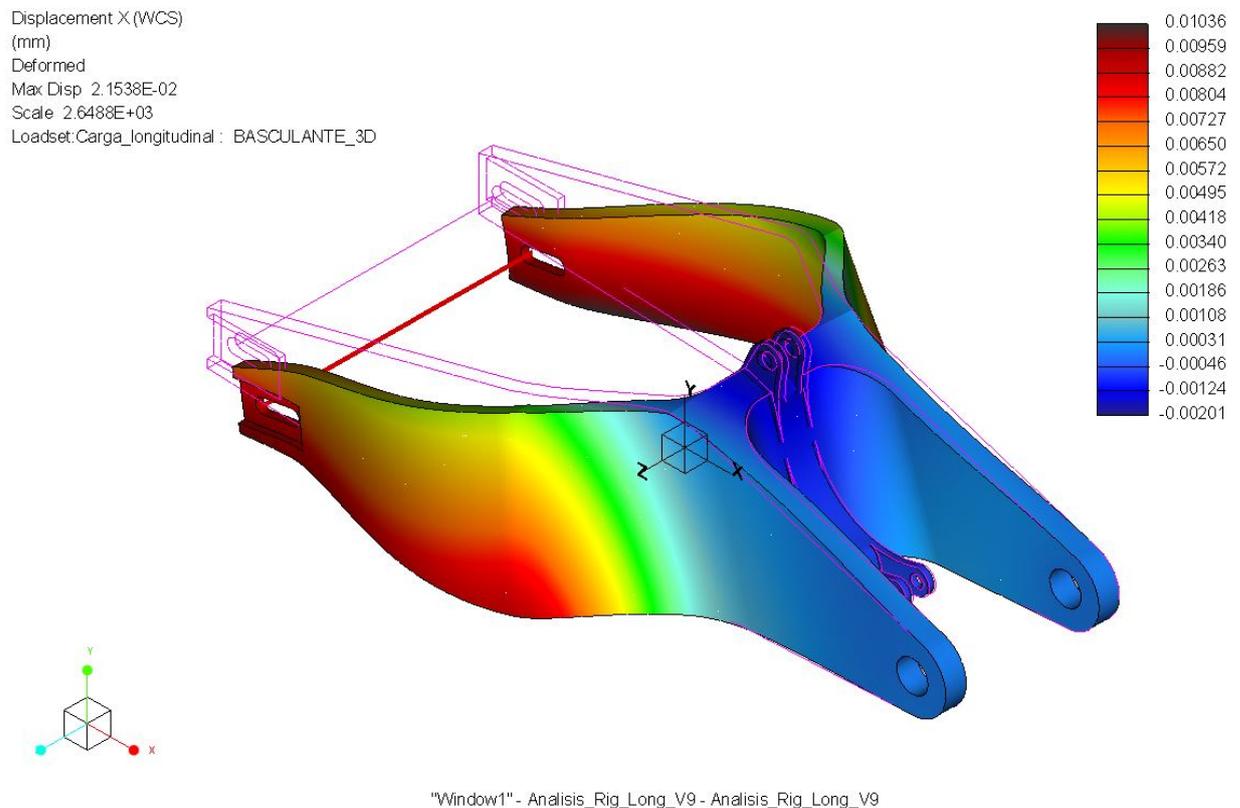
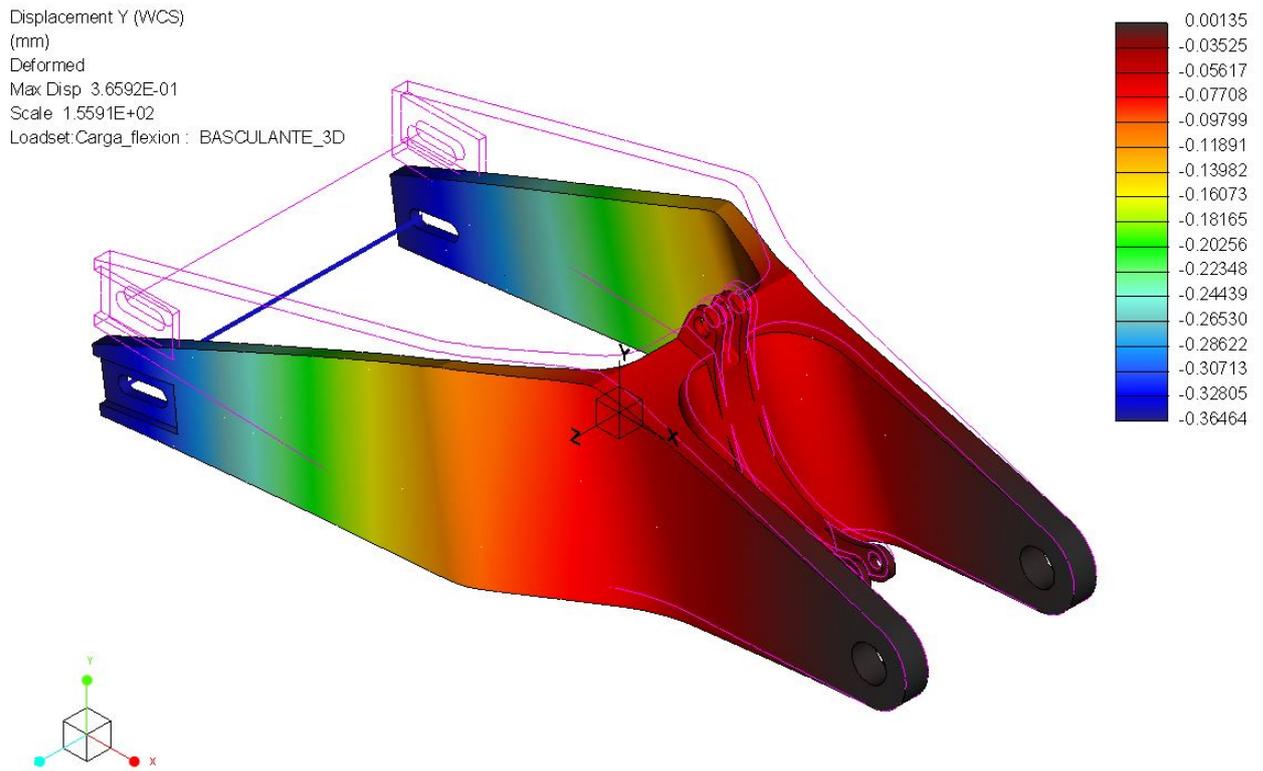
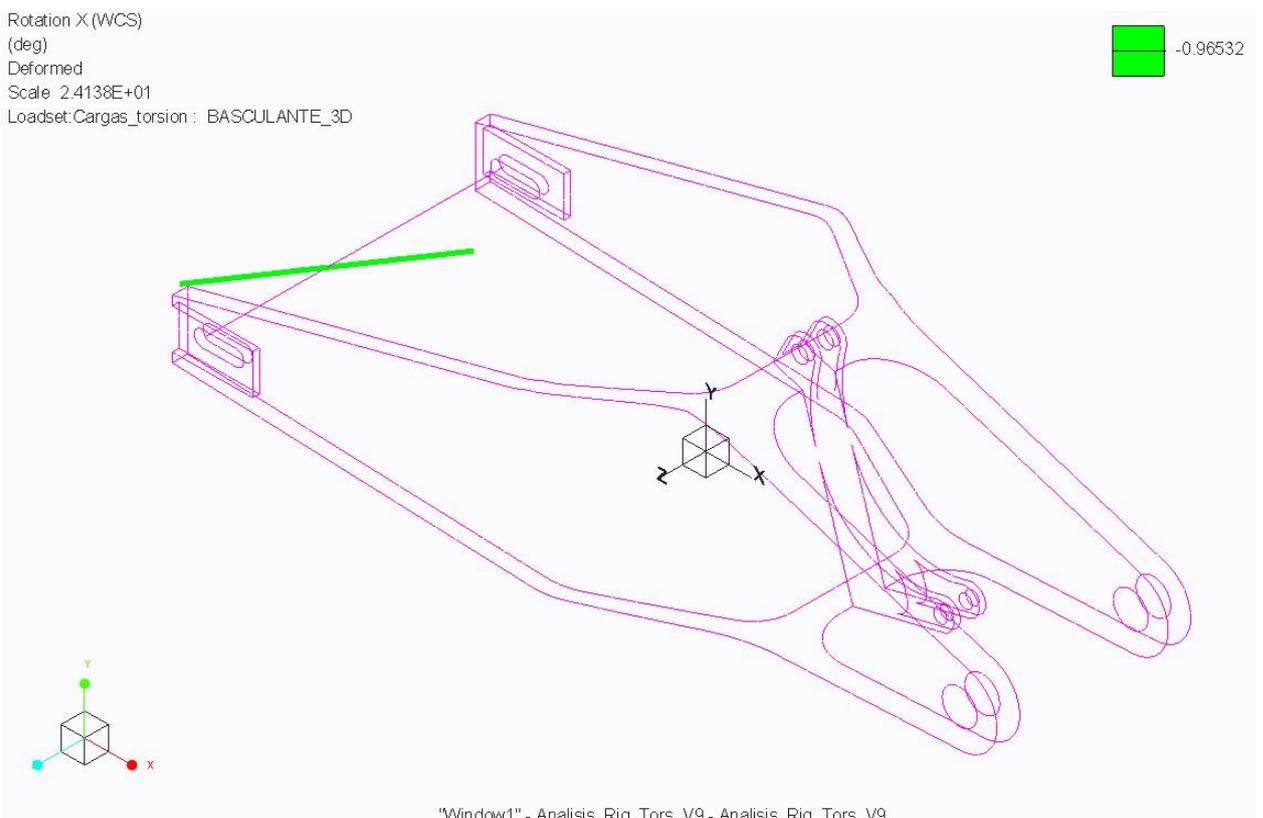


Figura 5.1.56. Deformación longitudinal del basculante V9 para calcular la rigidez longitudinal.



"Window1" - Analisis_Rig_Flex_V9 - Analisis_Rig_Flex_V9

Figura 5.1.57. Deformación vertical del basculante V9 para calcular la rigidez a flexión.



"Window1" - Analisis_Rig_Tors_V9 - Analisis_Rig_Tors_V9

Figura 5.1.58 Angulo girado por el eje del basculante V9 para calcular la rigidez a torsión.

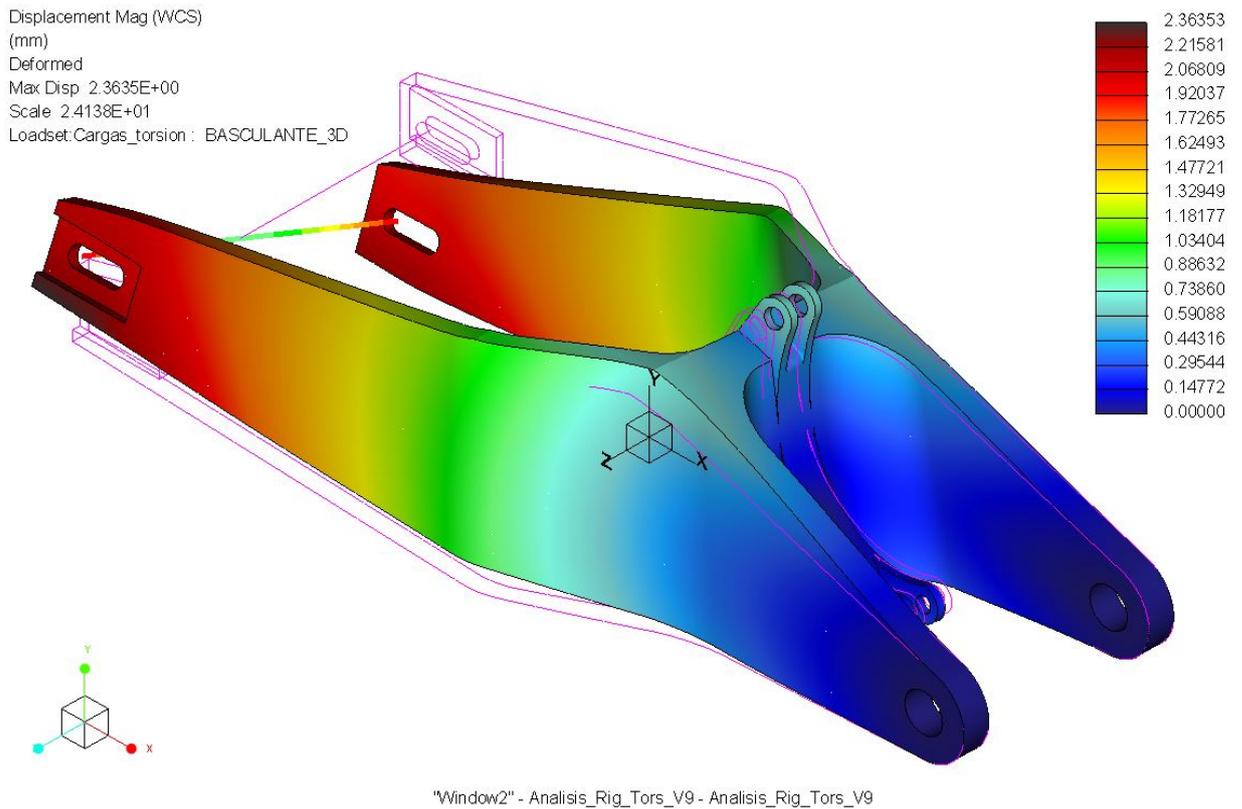


Figura 5.1.59. Deformación del basculante V9 al aplicar las cargas para el cálculo de la rigidez a torsión.

- **Análisis de los anclajes con la bieleta y el resorte en la Versión 9**

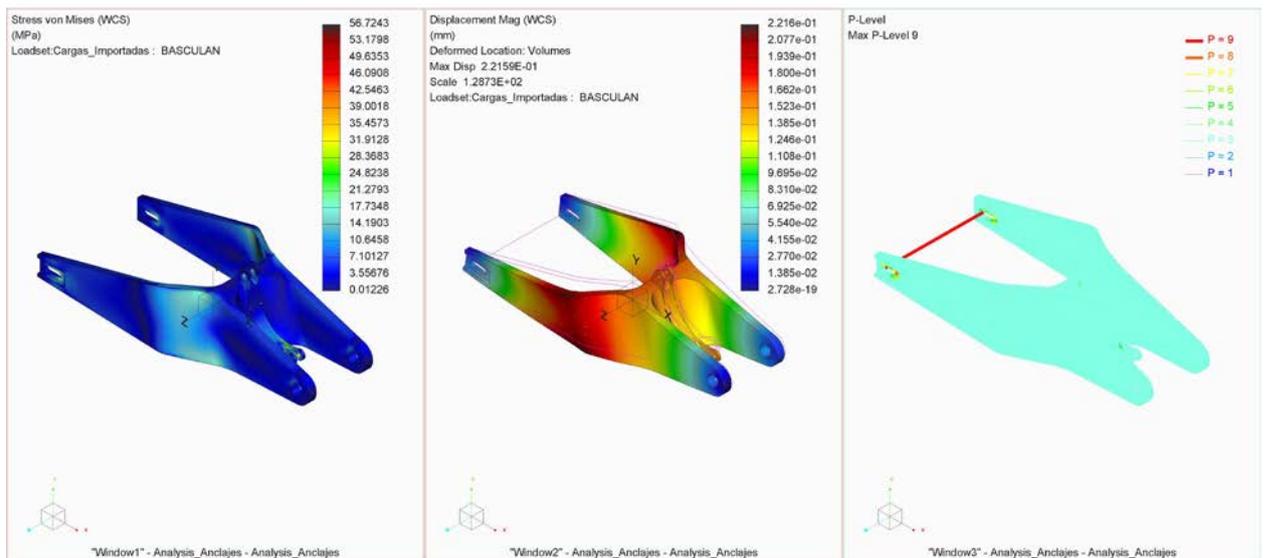


Figura 5.1.60. Resultados del análisis con todas las solicitaciones.

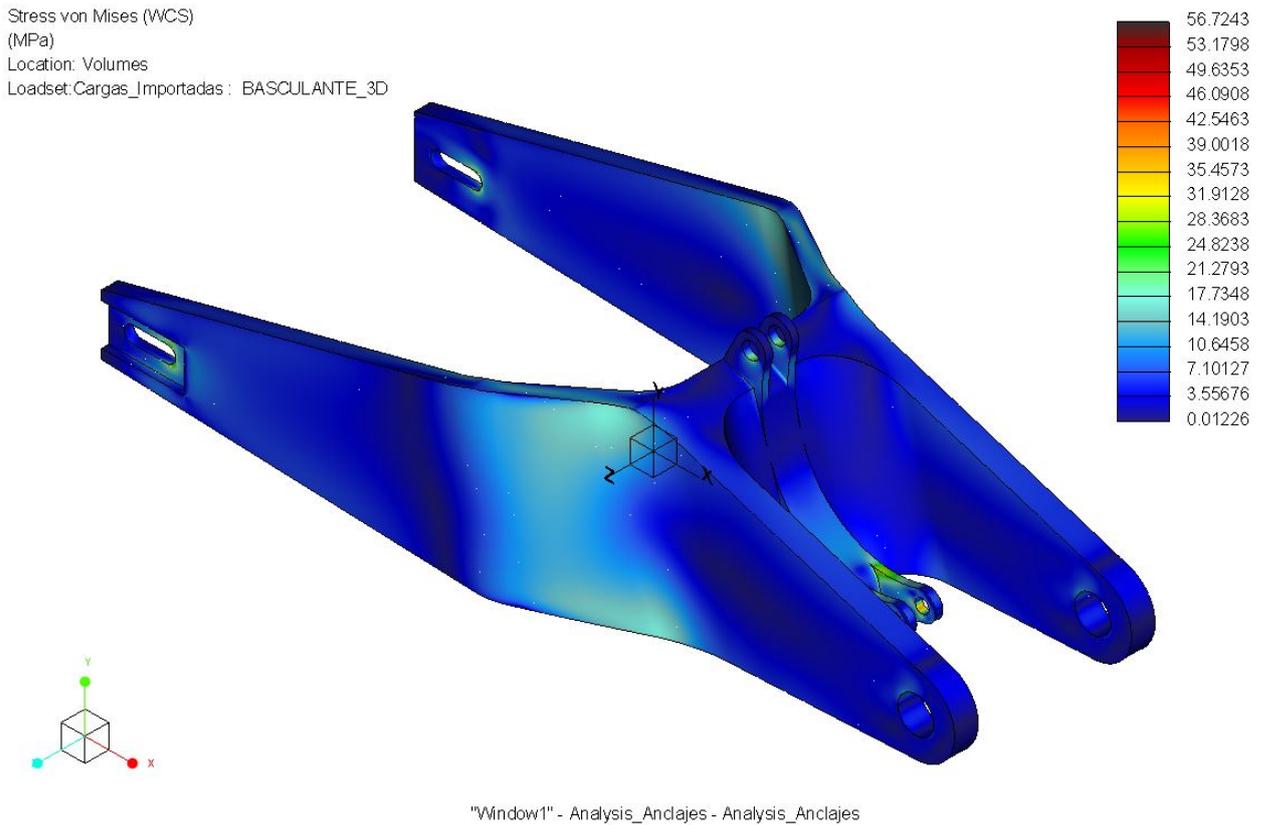


Figura 5.1.61. Tensiones en el basculante.

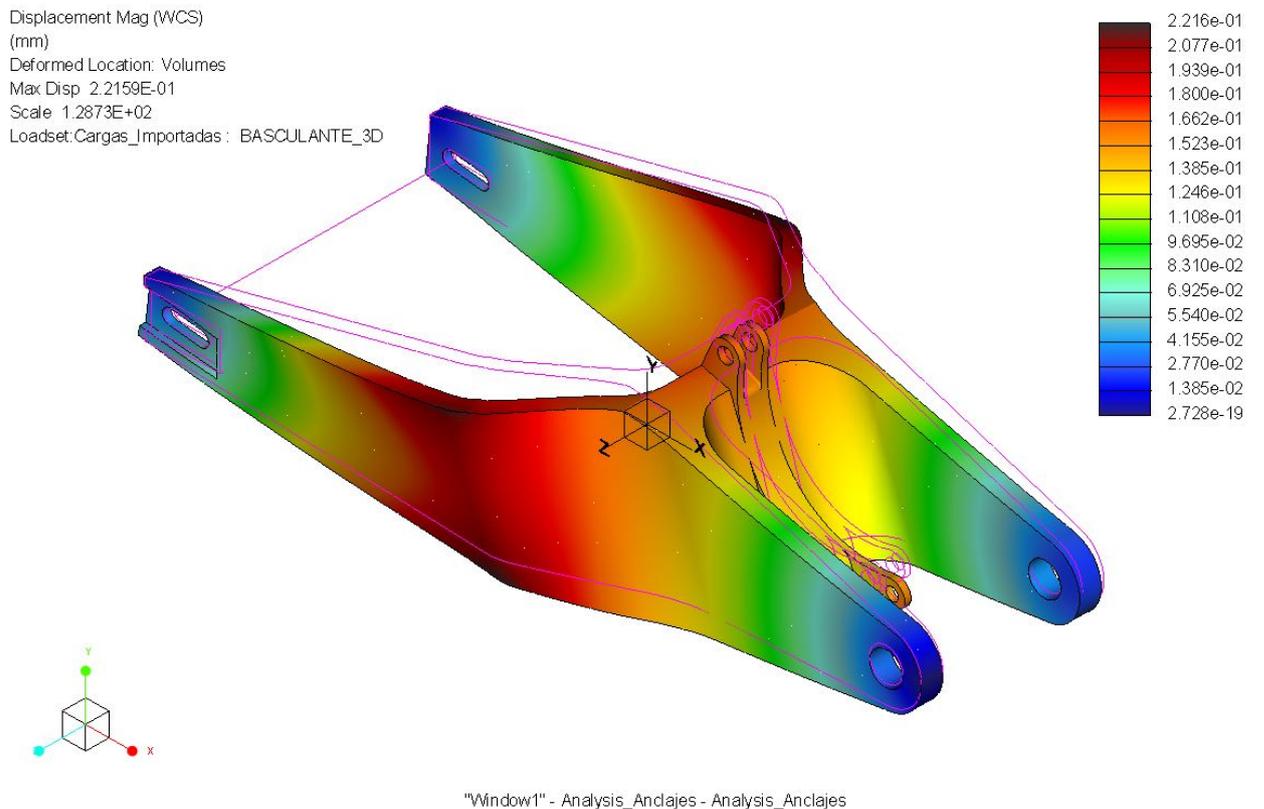


Figura 5.1.62. Deformación sobredimensionada del basculante.

La malla que se ha especificado para el basculante tiene un tamaño máximo de 5mm, además, tal y como se puede ver en la Figura 5.1.64 el orden de los elementos de la malla es 3, lo que será suficiente para este elemento.

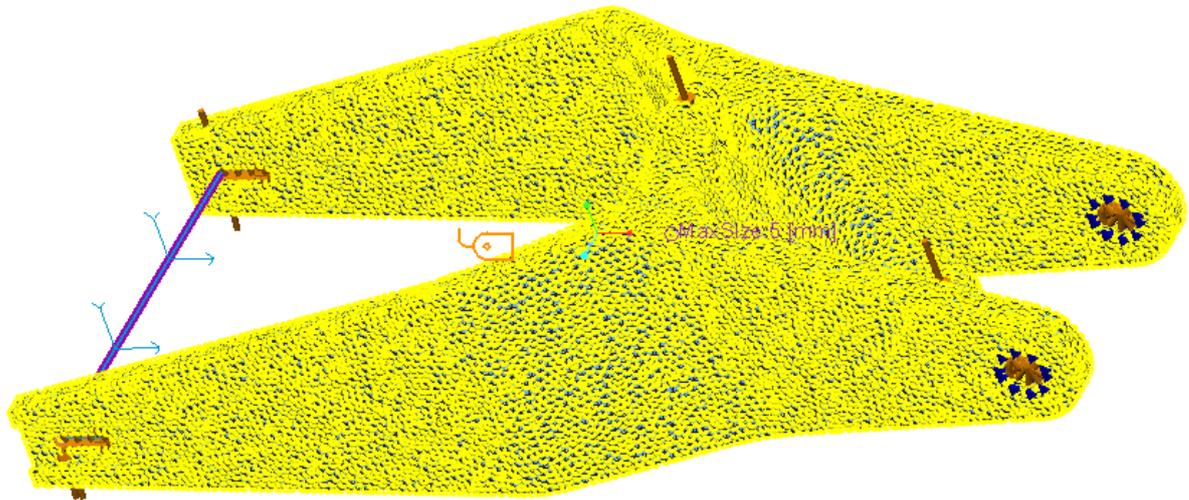
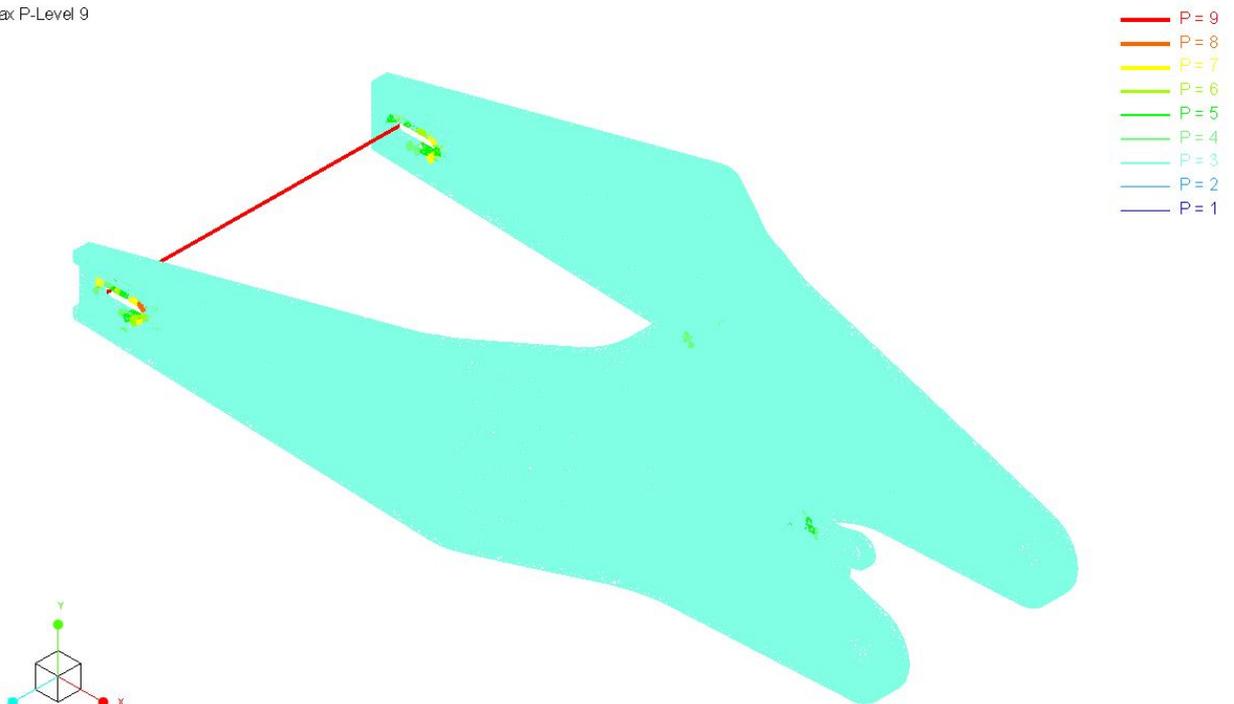


Figura 5.1.63. Malla del basculante. Tamaño máximo 5mm.

P-Level
Max P-Level 9



"Window1" - Analysis_Anclajes - Analysis_Anclajes

Figura 5.1.64. P-Level, para indicar el orden de los elementos de la malla.



*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE
COMPETICIÓN: ALTERNATIVA FULL-FLOATER*

DOCUMENTO 5.2: PLANIFICACIÓN

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ALVARO

APELLIDOS: QUERENDEZ FERNANDEZ

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

Documento 5.2: Planificación

Índice de la Planificación

5.2.1	Planificación	4
-------	---------------------	---

5.2.1 Planificación

A continuación se presenta un diagrama de Gantt en el cual se indica de forma esquemática la trayectoria que se ha seguido para la realización del proyecto:

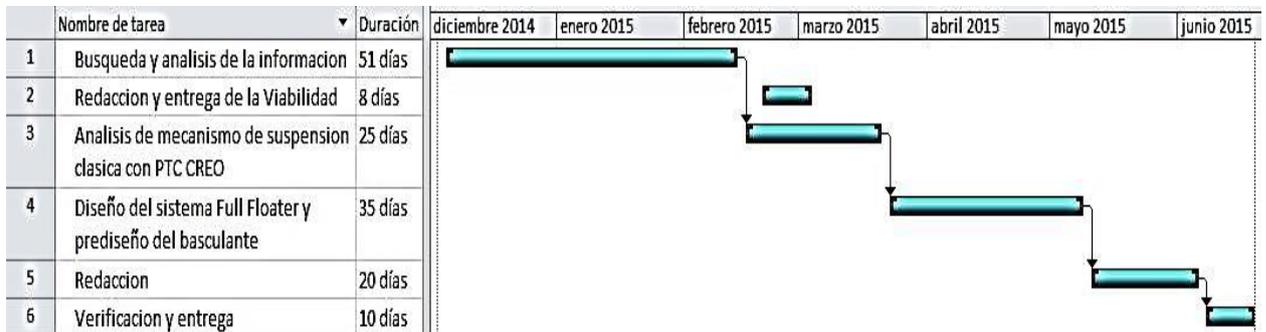


Figura 5.2.1. Diagrama de Gantt.

En el proceso de realización del proyecto se han diferenciado las etapas, las cuales se describen a continuación:

1. Antes de iniciarse en el tema del estudio, se ha realizado un análisis de los elementos relacionadas con la suspensión, lo cual ha llevado un par de meses, compaginando con el calendario lectivo.
2. Posteriormente se ha realizado la Viabilidad, lo cual no ha requerido demasiado tiempo, así que ha sido posible llevarlo a cabo junto a la obtención de los datos necesarios que figuran en el apartado 3.3 de la Memoria del estudio.
3. Mientras se realizaba el Análisis de los datos iniciales y requerimientos técnicos se ha procedido con la familiarización con la herramienta PTC Creo, que ha supuesto una de las mayores complicaciones, por no poseer conocimientos previos de la misma.
4. En el transcurso del periodo de familiarización de la herramienta, se ha procedido con el análisis del sistema: Rigidez Reducida y Fuerzas.
5. Una vez dominado el modulo "Mecanismo" del PTC Creo, se ha realizado el estudio, definición y validación del mecanismo propuesto. Los últimos tres puntos han requerido un mes aproximadamente, con dedicación parcial diaria, ya que hubiese sido imposible proseguir con el estudio sin el conocimiento previo de la herramienta.

6. Tras validar las curvas de rigidez reducida y fuerza vertical sobre la rueda, se ha realizado una investigación sobre las uniones entre las piezas y la selección de los elementos de dichas uniones, los cuales han sido rotulas y rodamientos de bolas para permitir el giro, siendo todas las uniones perneadas. A la vez se ha hecho un análisis de los grados de libertad del sistema para poder confirmar la necesidad de instalar rotulas en determinadas uniones entre piezas.
7. Dado que se barajaban varias hipótesis sobre la manera en la que el PTC Creo interpretaba las cargas en los orificios de una pieza discontinua (como pasa en los orificios de las orejas de la horquilla, la cual forma parte de la bieleta, por ejemplo), se ha realizado un análisis para dilucidar la manera en la que interpreta dichas cargas. En resumen, se ha realizado un análisis de las solicitaciones para los análisis por MEF.
8. Durante el mes empleado en la cuarta actividad del diagrama de Gantt, se realizaron todos los análisis y pruebas oportunas para calcular las piezas, con el programa se han realizado los análisis por MEF, sin embargo, otros análisis como la longitud mínima roscada que debe tener la bieleta y la comprobación de pandeo de las orejas de la horquilla, entre otros, se han tenido que realizar manualmente.
9. A la vez que estaban dando los últimos pasos del estudio, con su correspondiente validación, se realizó el montaje virtual de todo el sistema en el programa Autodesk Inventor Professional 2014, con los modelos definitivos y demás elementos necesarios de las uniones, lo cual ha requerido dos días, debido a la experiencia previa que se tenía con dicho programa, además de que dicha herramienta permitía importar las piezas creadas por el PTC Creo.
10. Para dar por finalizado el diseño se ha procedido a realizar la comprobación final, y la obtención de todas las capturas necesarias para completar la documentación.
11. Para finalizar con el Trabajo de Fin de Grado, tras validar el último diseño configurado, se han completado todos los documentos, que ha resultado la parte más “administrativa” del TFG.



*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE
COMPETICIÓN: ALTERNATIVA FULL-FLOATER*

DOCUMENTO 5.3: PLANOS

DATOS DE LA ALUMNA O DEL ALUMNO

NOMBRE: ALVARO

APELLIDOS: QUERENDEZ FERNANDEZ

FDO.:

FECHA: 18/06/2015

DATOS DEL DIRECTOR O DE LA DIRECTORA

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

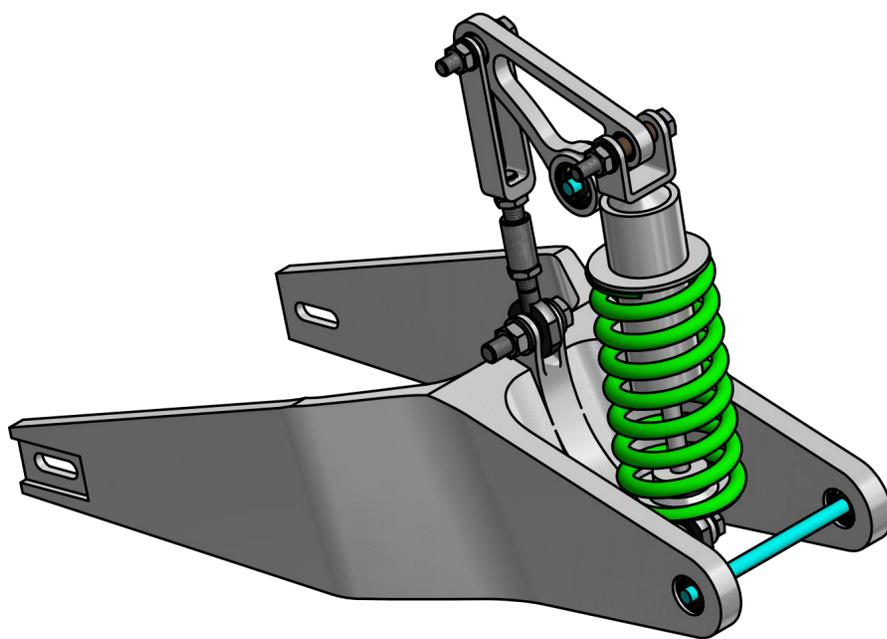
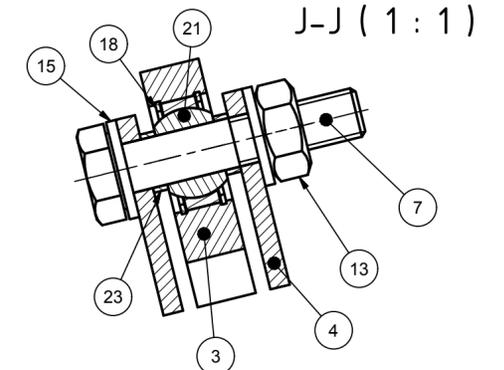
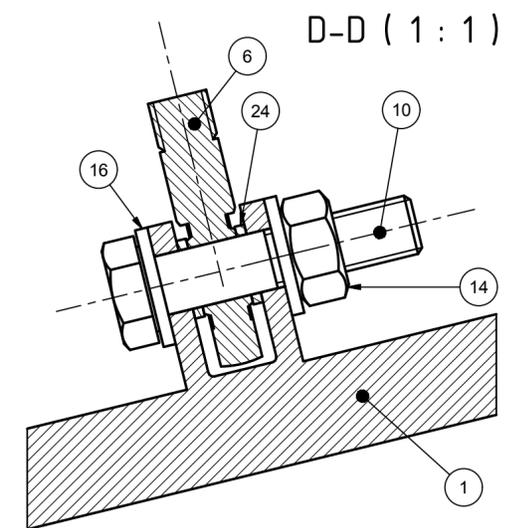
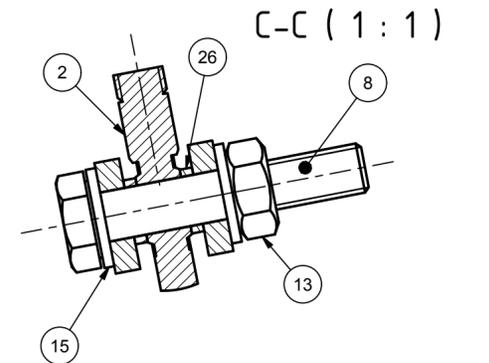
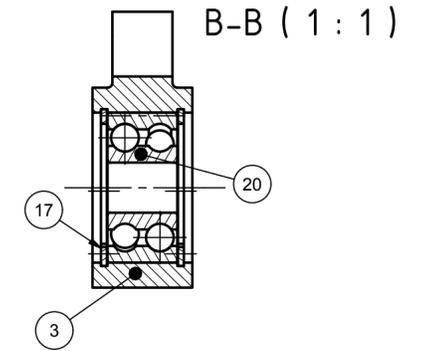
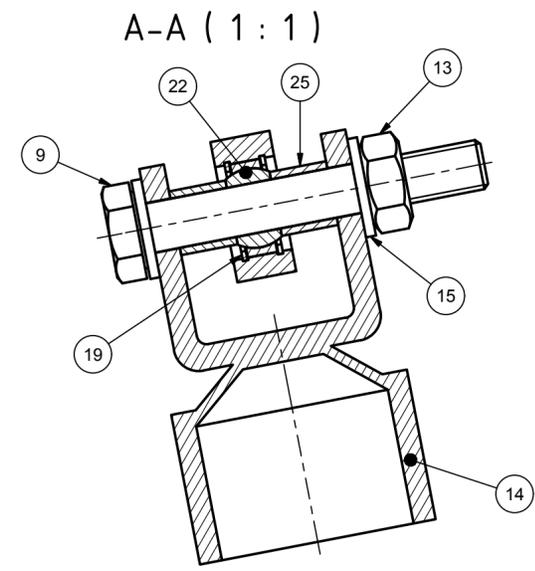
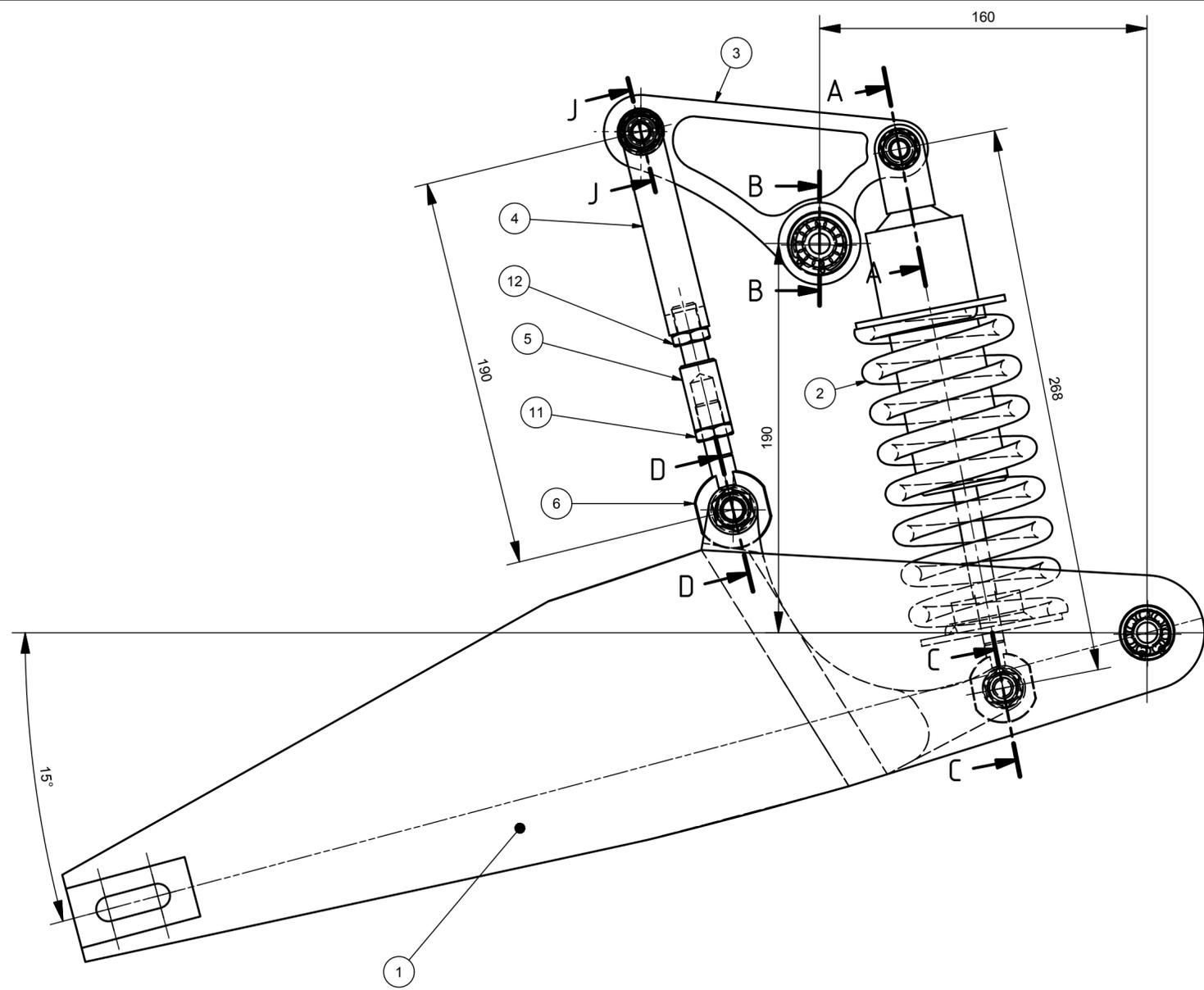
FDO.:

FECHA: 18/06/2015

Documento 5.3: Planos

Índice de Planos

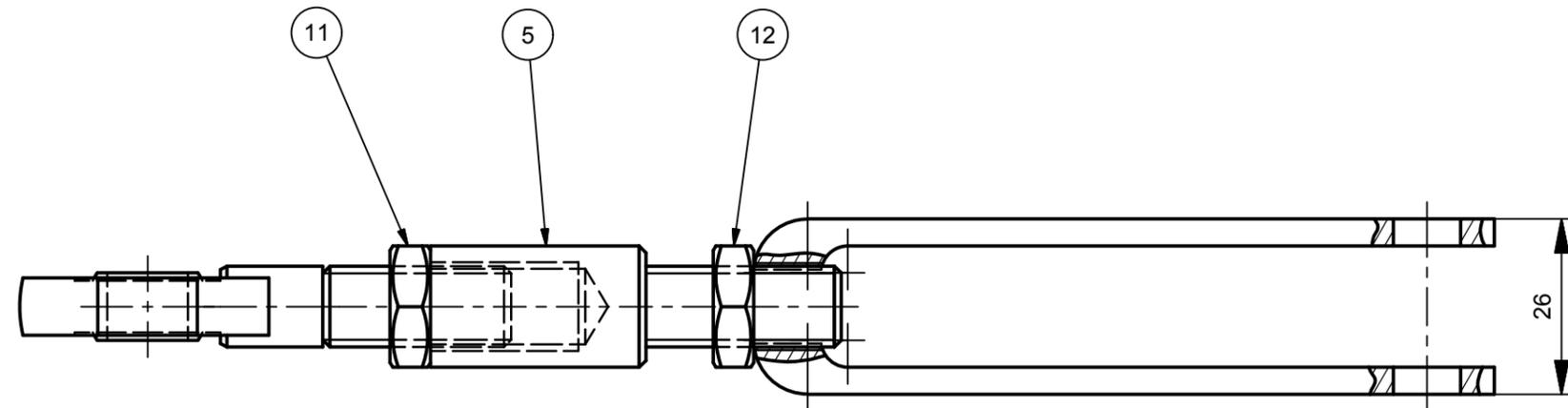
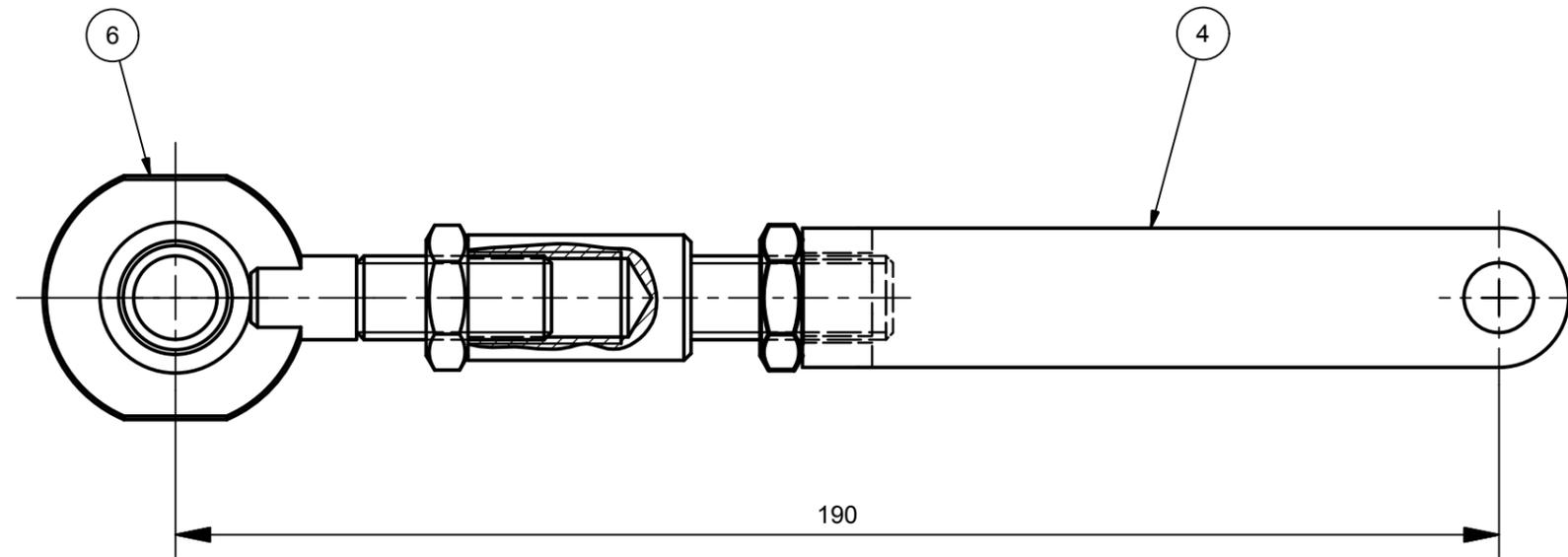
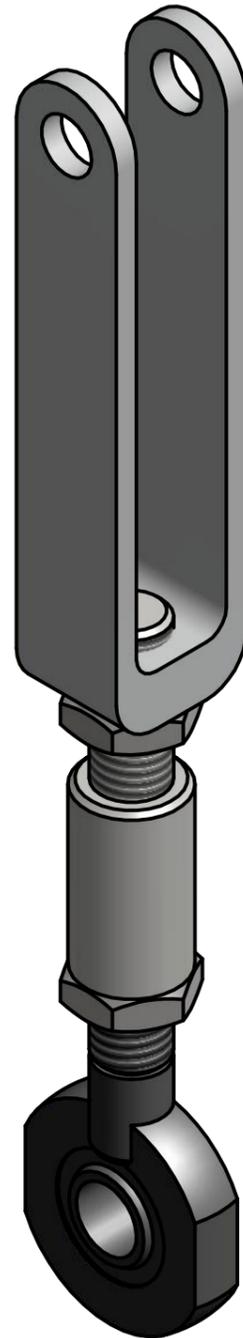
Nº Plano	Denominación	Formato
1	CONJUNTO	A2
2	SUBCONJUNTO DE LA BIELETA	A3
3	HORQUILLA Y TENSOR DE LA BIELETA	A3
4	BALANCÍN	A3
5	CASQUILLOS DE SEPARACIÓN	A3



1	Tuerca DIN 934 - M12	14	DIN 934	Acero, suave	0,018 kg
6	Arandela DIN 125 - A 10,5	15	DIN 125	Acero, suave	0,004 kg
2	Arandela DIN 125 - A 13	16	DIN 125	Acero, suave	0,006 kg
2	Anillo de retención RotorClip DHO -30 x 1,2	17	DIN 472	Acero, suave	0,002 kg
2	Anillo de retención Smalley FH-022	18		Acero, carbono	0,001 kg
2	Anillo de retención Smalley FH-019	19		Acero, carbono	0,001 kg
1	Rodamiento de dos hileras SKF 4200 ATN9	20			0,006 kg
1	Rotula SKF GEH 10 C	21			0,003 kg
1	Rotula SKF GE 10 C	22			0,001 kg
2	Casquillo 10x3mm	23		Bronce, estaño suave	0,001 kg
2	Casquillo 12x2mm	24		Bronce, estaño suave	0,002 kg
2	Casquillo 10x11.5mm	25		Bronce, estaño suave	0,006 kg
2	Casquillo 10x2.5mm	26		Bronce, estaño suave	0,001 kg
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Peso

1	Basculante	1		Aluminio 6061	4,988 kg
1	Amortiguador	2			
1	Balancín	3		Aluminio 6061	0,127 kg
1	Hoquilla de la bieleta	4		Aluminio 6061	0,061 kg
1	Tensor de la bieleta	5		Acero	0,070 kg
1	Cabeza de articulación SKF SA 12 C	6			0,012 kg
1	Tornillo hexagonal DIN 931-1 - M10 x 50	7	DIN 931-1	Acero, suave	0,043 kg
1	Tornillo hexagonal DIN 931-1 - M10 x 55	8	DIN 931-1	Acero, suave	0,046 kg
1	Tornillo hexagonal DIN 931-1 - M10 x 70	9	DIN 931-1	Acero, suave	0,055 kg
1	Tornillo hexagonal DIN 931-1 - M12 x 55	10	DIN 931-1	Acero, suave	0,067 kg
1	Tuerca ISO 4035 - M12	11	ISO 4035	Acero inoxidable, 440C	0,009 kg
1	Tuerca ISO 4035 - M12 LH	12	ISO 4035	Acero inoxidable, 440C	0,009 kg
3	Tuerca DIN 934 - M10	13	DIN 934	Acero, suave	0,012 kg
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Peso

Dibujado :	23/05/2015	Alvaro Q. F.	Firma	
Comprobado :	01/06/2015	Mikel Abasoto		
Escala	1:2 (1:1)			CONJUNTO
Tol. gen.	ISO 2768-m			
				SUSPENSION TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICION. ALTERNATIVA FULL-FLOATER
				Plano Nº. 1
				Nº Planos. 1 / 5



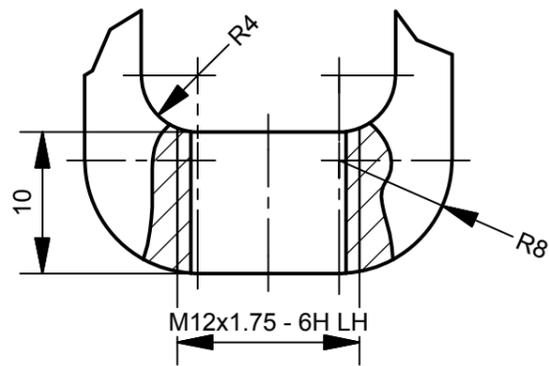
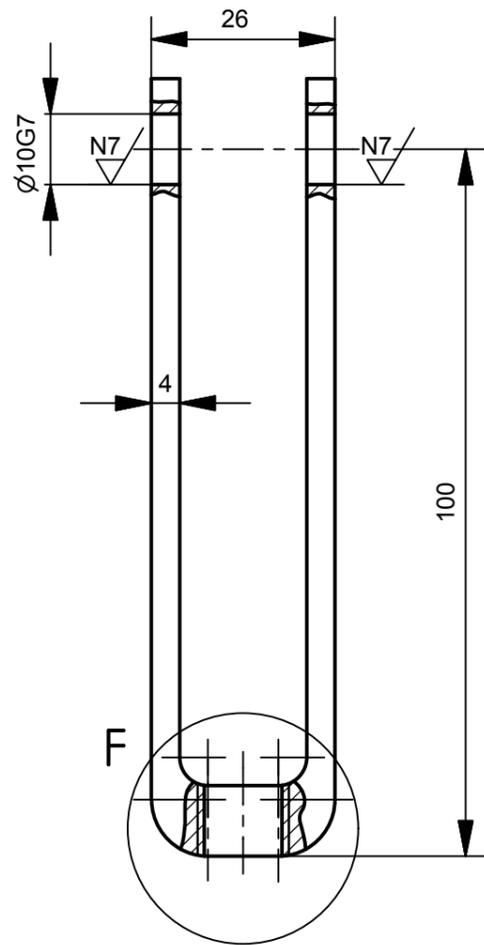
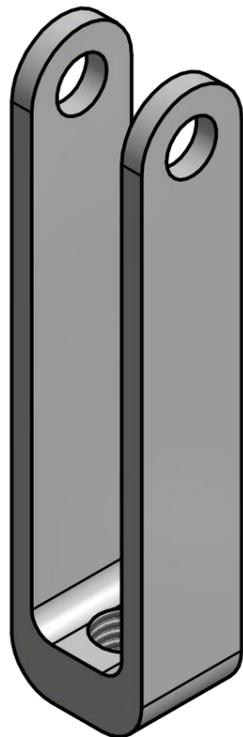
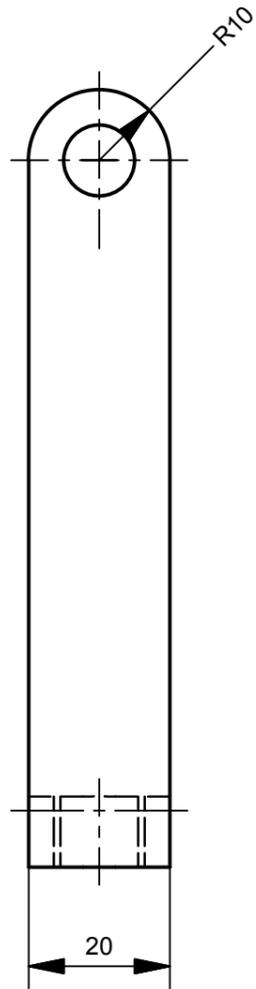
1	Hoquilla de la bieleta	4		Aluminio 6061	0,061 kg
1	Tensor de la bieleta	5		Acero	0,070 kg
1	Cabeza de articulacion SKF SA 12 C	6			0,012 kg
1	Tuerca ISO 4035 - M12	11	ISO 4035	Acero inoxidable, 440C	0,009 kg
1	Tuerca ISO 4035 - M12 LH	12	ISO 4035	Acero inoxidable, 440C	0,009 kg
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Peso

	Fecha	Nombre	Firma
Dibujado :	23/05/2015	Alvaro Q. F	
Comprobado :	01/06/2015	Mikel Abasolo	



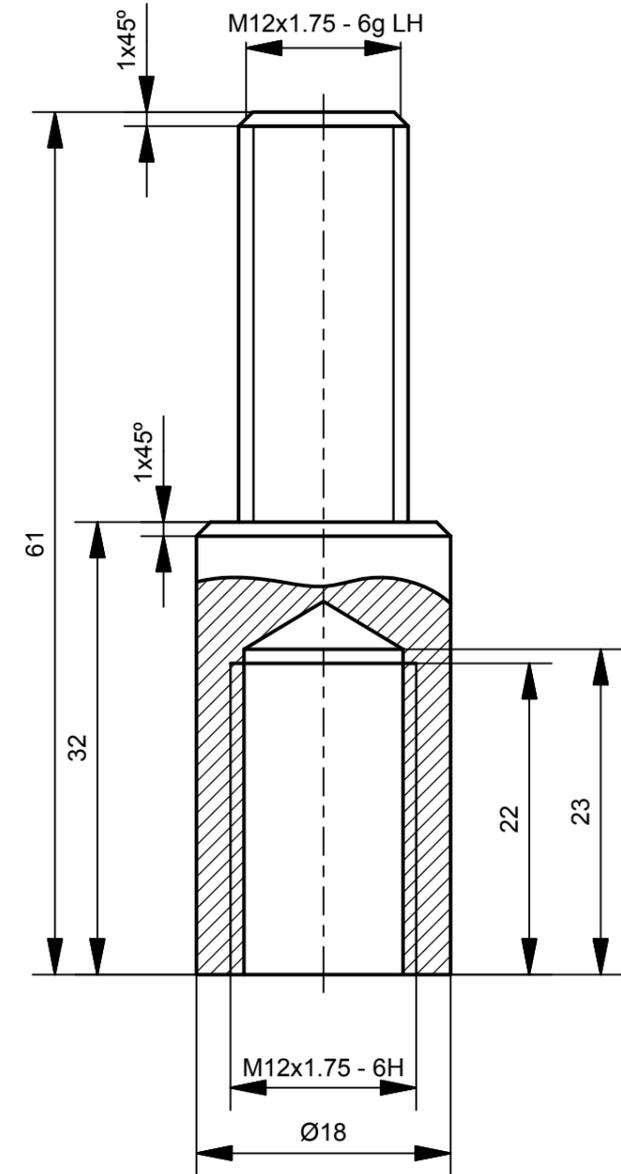
	Escala 1:1	SUBCONJUNTO DE LA BIELETA	SUSPENSION TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICION. ALTERNATIVA FULL-FLOATER
Tol. gen.			Plano Nº. 2
ISO 2768-m			Nº Planos. 2 / 5

4 ∇_{N9} / (∇_{N7})



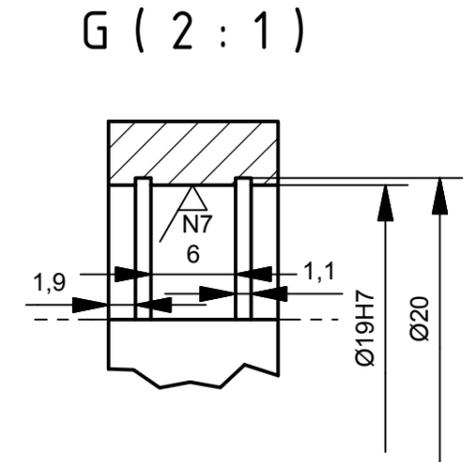
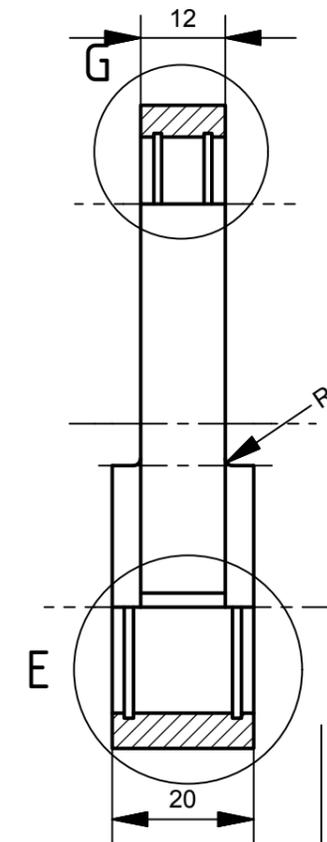
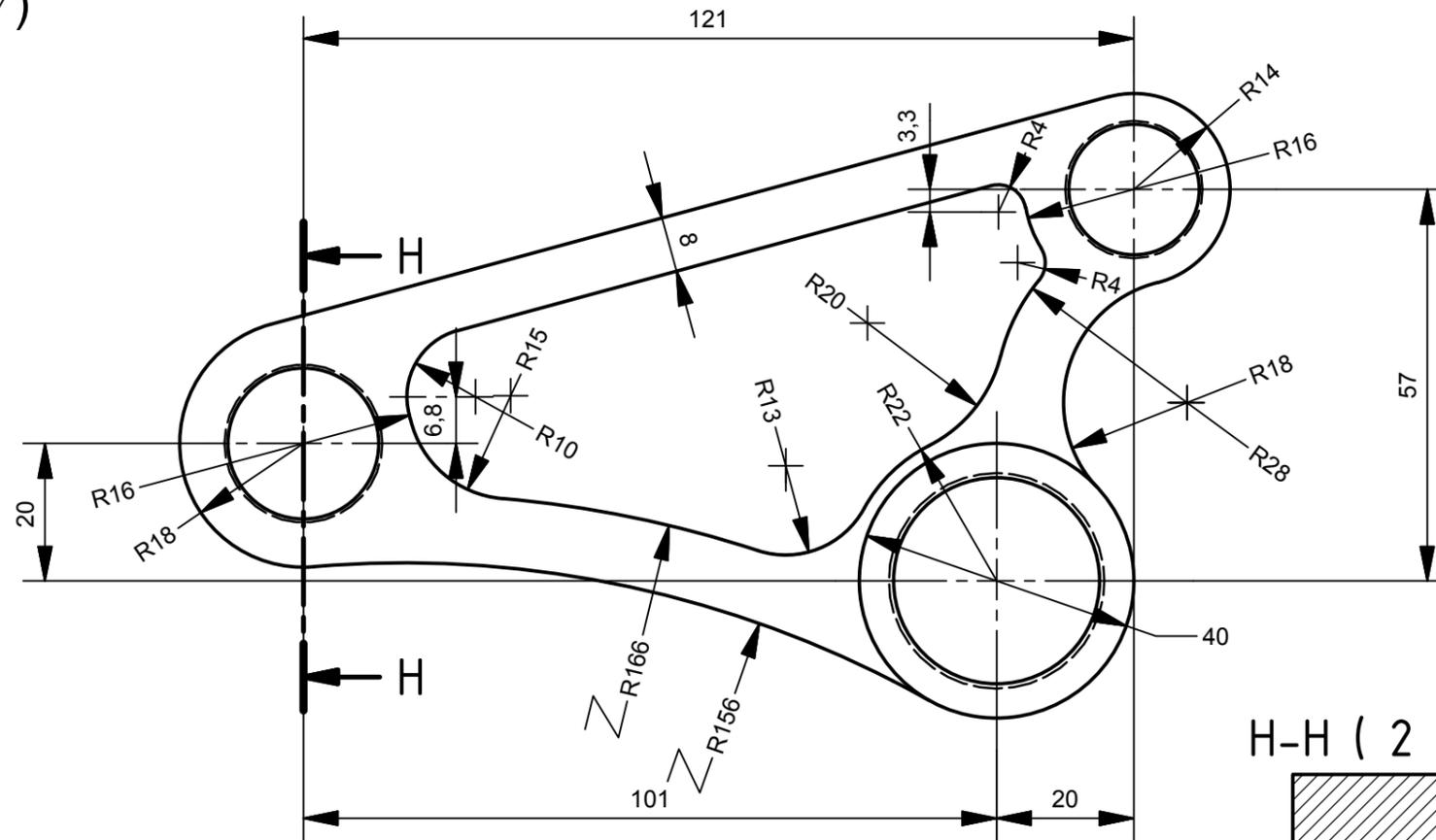
F (2 : 1)

5 (2:1) ∇_{N9}

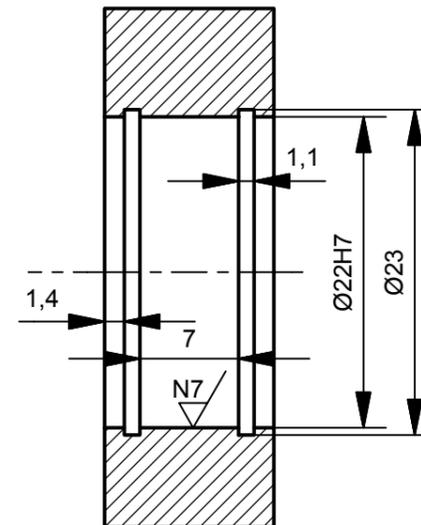


1	Horquilla de la bieleta	4		Aluminio 6061	0,061 kg	
1	Tensor de la bieleta	5		Acero	0,070 kg	
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO 		
Dibujado :	23/05/2015	Alvaro Q. F				
Comprobado :	01/06/2015	Mikel Abasolo				
	Escala	HORQUILLA Y TENSOR DE LA BIELETA			SUSPENSION TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICION. ALTERNATIVA FULL-FLOATER	
Tol. gen.	1:1				Plano Nº.	3
ISO 2768-m	(2:1)				Nº Planos.	3 / 5

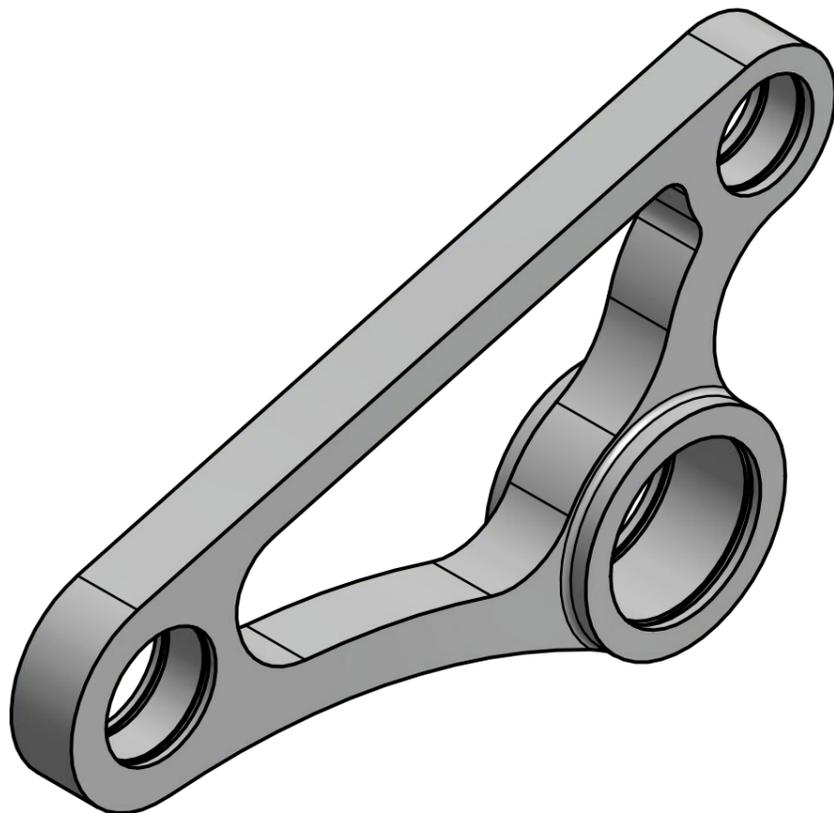
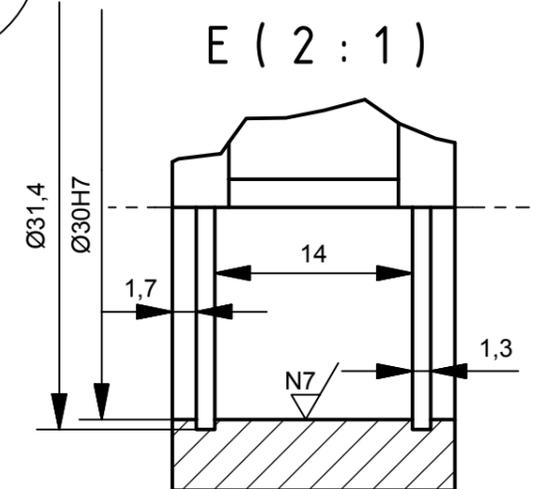
3 N9/(N7/)



H-H (2:1)

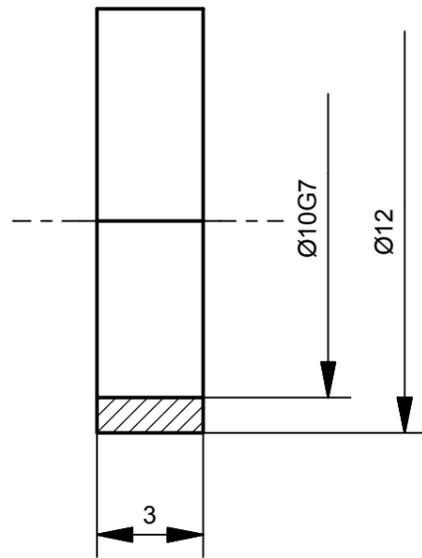


E (2:1)

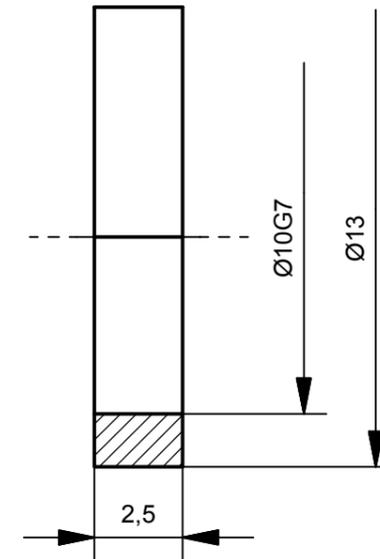


1	Balancin	3		Aluminio 6061	0.127 kg
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Peso
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO	
Dibujado :	23/05/2015	Alvaro Q. F			
Comprobado :	01/06/2015	Mikel Abasolo			
	Escala	BALANCIN			SUSPENSION TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICION. ALTERNATIVA FULL-FLOATER
Tol. gen.	1:1				
ISO 2768-m	(2:1)				
				Plano Nº.	4
				Nº Planos.	4 / 5

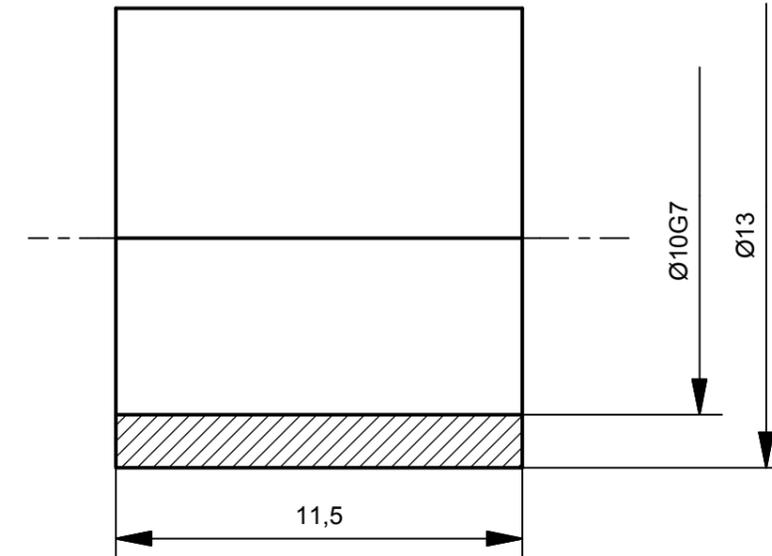
23 ∇ N7



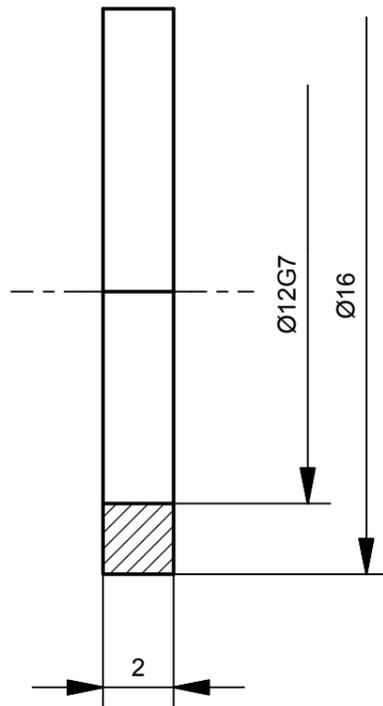
26 ∇ N7



25 ∇ N7



24 ∇ N7



2	Casquillo 10x3mm	23		Bronce, estaño suave	0,001 kg
2	Casquillo 10x2mm	24		Bronce, estaño suave	0,002 kg
2	Casquillo 10x11.5mm	25		Bronce, estaño suave	0,006 kg
2	Casquillo 10x2.5mm	26		Bronce, estaño suave	0,001 kg

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Peso
-----------	------------------------------	-------	-------------	----------	------

	Fecha	Nombre	Firma		
Dibujado :	23/05/2015	Alvaro Q. F		UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL. BILBAO	
Comprobado :	01/06/2015	Mikel Abasolo			

Escala Tol. gen. ISO 2768-m	5:1	CASQUILLOS DE SEPARACION	SUSPENSION TRASERA REGULABLE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICION. ALTERNATIVA FULL-FLOATER	
			Plano Nº.	5
			Nº Planos.	5 / 5

