



**ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA
INDUSTRIAL DE BILBAO**



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

2013 / 2014

*SUSPENSIÓN TRASERA REGULABLE DE UNA MOTO DE COMPETICIÓN:
ALTERNATIVA UNI-TRACK*

DOCUMENTO Nº 3: MEMORIA

DATOS DEL ALUMNO

NOMBRE: LEIRE

APELLIDOS: ESPINACO DÍAZ

FDO.:

FECHA: 2 DE JULIO DE 2014

DATOS DEL DIRECTOR

NOMBRE: MIKEL

APELLIDOS: ABASOLO BILBAO

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA

FDO.:

FECHA: 2 DE JULIO DE 2014

ÍNDICE

1. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS.....	6
2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	9
3. ALCANCE	11
4. ANTECEDENTES	14
5. REQUISITOS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	15
6. PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA SUSPENSIÓN	18
6.1. PARÁMETROS PRINCIPALES	18
6.1.1. MUELLE.....	18
6.1.2. AMORTIGUACIÓN	20
6.1.3. MASA SUSPENDIDA Y MASA NO SUSPENDIDA	22
6.2. FRECUENCIA DE LA SUSPENSIÓN.....	23
6.3. MODELOS DE SUSPENSIÓN: MODELO DE 4 GDL.....	25
7. PRINCIPIOS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA	27
7.1. INTRODUCCIÓN	27
7.2. CURVAS PROGRESIVAS DEL MUELLE Y EL AMORTIGUADOR	28
7.3. “MOTION RATIO” O RELACIÓN DE VELOCIDADES	32
8. TIPOS DE SUSPENSIÓN TRASERA.....	34
8.1. CONEXIÓN DIRECTA	34
8.2. SISTEMA DE BIELETAS	36
8.2.1. SISTEMA DE BIELETAS: UNI-TRACK	37

8.2.2.	SISTEMA DE BIELETAS: PRO-LINK.....	40
8.2.3.	SISTEMA DE BIELETAS: FULL-FLOATER.....	41
8.2.4.	SOLUCIÓN ADOPTADA.....	42
9.	ESTUDIOS Y VARIACIONES DE LOS PARÁMETROS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA.....	43
9.1.	SUSPENSIÓN TRASERA TRADICIONAL.....	43
9.1.1.	ESTUDIOS CINEMÁTICOS Y DEMOSTRACIÓN DE LA OBTENCIÓN DEL PARÁMETRO MR43.....	
9.1.2.	VERIFICACIÓN COMPUTACIONAL.....	50
9.2.	SUSPENSIÓN UNI-TRACK.....	62
9.2.1.	ESTUDIO CINEMÁTICO DE LA SUSPENSIÓN UNI-TRACK.....	62
9.2.2.	VERIFICACIÓN COMPUTACIONAL.....	69
9.2.3.	VARIACIONES DE LA GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN TRASERA UNI-TRACK.....	78
9.2.3.1.	BIELETA.....	78
9.2.3.2.	TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN.....	82
9.2.3.3.	BASCULANTE.....	86
9.2.3.4.	INCLINACIÓN DEL RESORTE.....	87
9.2.3.5.	ALTERNATIVA ADOPTADA PARA OBTENER UNA SUSPENSIÓN REGULABLE.....	90
10.	DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN TRASERA UNI-TRACK.....	91
10.1.	ESFUERZOS SOBRE LA SUSPENSIÓN.....	91
10.1.1.	INTRODUCCIÓN DE CARGAS SOBRE EL MECANISMO.....	91
10.1.2.	CÁLCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD.....	94
10.1.3.	CÁLCULO DE CARGAS EN LA SITUACIÓN MÁS DESFAVORABLE.....	99
10.2.	CONFIGURACIÓN DEL CONJUNTO.....	104
10.2.1.	CRITERIOS DE DISEÑO.....	104
10.2.1.1.	PRIMERA ALTERNATIVA.....	108
10.2.1.2.	SEGUNDA ALTERNATIVA.....	112

10.2.1.3. TERCERA ALTERNATIVA.....	116
10.3. CÁLCULO Y COMPROBACIÓN DE LAS REACCIONES.....	121
10.3.1. REACCIONES EN EL TRIÁNGULO.....	122
10.3.2. REACCIONES EN LA BIELETA.....	126
10.3.3. REACCIONES EN EL BASCULANTE.....	126
10.4. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN.....	130
10.5. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS.....	140
10.5.1. CRITERIOS Y VALORACIONES PARA EL DISEÑO MEDIANTE MEF.....	140
10.5.1.1. DISEÑO DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN.....	145
10.5.1.2. DISEÑO DEL TIRANTE REGULABLE.....	150
10.5.2. MONTAJE Y ENSAMBLAJE DE LOS ELEMENTOS.....	159
10.5.2.1. ELEMENTOS DE UNIÓN EN EL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN.....	159
10.5.2.2. ELEMENTOS DE UNIÓN EN LA BIELETA.....	161
10.5.2.3. UNIONES ENTRE ELEMENTOS.....	162
10.5.3. COMPROBACIONES DE DISEÑO.....	166
10.5.3.1. LONGITUD DE ROSCA MÍNIMA.....	166
10.5.3.2. RESISTENCIA DE LOS EJES E LAS UNIONES.....	171
11. DISEÑO PRELIMINAR DEL BASCULANTE.....	173
11.1. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DEL BASCULANTE.....	173
11.1.1. TIPOS DE BASCULANTE.....	173
11.1.1.1. BASCULANTE MONOBRAZO.....	173
11.1.1.2. BASCULANTE DOBLE BRAZO.....	174
11.1.2. MATERIAL.....	175
11.1.2.1. ACERO.....	176
11.1.2.2. ALUMINIO.....	176
11.2. TIPOS DE DISEÑO.....	178

11.2.1.	DISEÑO EN FUNCIÓN DE LA RIGIDEZ DEL ELEMENTO	178
11.2.1.1.	RIGIDEZ LONGITUDINAL	179
11.2.1.2.	RIGIDEZ TORSIONAL	179
11.2.1.3.	RIGIDEZ A FLEXIÓN	182
11.2.1.4.	RIGIDEZ LATERAL	183
11.2.2.	DISEÑO DETALLADO	183
11.3.	DISEÑO PRELIMINAR DEL BASCULANTE	184
11.3.1.	ELECCIÓN DEL TIPO DE BASCULANTE	184
11.3.2.	ESTUDIO DE LAS RIGIDECES	185
11.3.3.	OPTIMIZACIÓN DEL BASCULANTE	192
11.3.3.	UNIÓN DEL BASCULANTE	194
12.	PROCESOS DE PRODUCCIÓN	199
12.1.	INTRODUCCIÓN	199
12.1.1.	MECANIZADO POR ARRANQUE DE VIRUTA	199
12.1.1.1.	TORNEADO	200
12.1.1.2.	FRESADO	201
12.1.1.3.	TALADRADO	202
12.1.2.	MECANIZADO POR CORTE	203
12.1.2.1.	CORTE POR PLASMA	203
12.1.2.2.	CORTE POR CHORRO DE AGUA	204
12.1.2.3.	CORTE POR LÁSER	205
12.1.3.	SOLDADURA POR ARCO	206
12.1.3.1.	SOLDADURA POR ARCO TIG (Tungsten Inert Gas)	206
12.2.	FABRICACIÓN DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN	208
12.3.	FABRICACIÓN DEL TENSOR	209
12.4.	FABRICACIÓN DE LA HORQUILLA	211

12.5.	FABRICACIÓN DE LOS SEPARADORES	212
12.6.	FABRICACIÓN DEL BASCULANTE	212
12.7.	FABRICACIÓN DE LAS OREJAS DE UNIÓN DEL BASCULANTE	213
13.	ILUSTRACIÓN FINAL DE LA SUSPENSIÓN	214
14.	PLANIFICACIÓN.....	220
14.1.	FASE 1: FAMILIARIZACIÓN CON EL PROBLEMA A TRATAR.....	220
14.2.	FASE 2: FAMILIARIZACIÓN CON LAS HERRAMIENTAS A UTILIZAR	220
14.2.1.	ESTUDIOS DEL COMPORTAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN CLÁSICA	220
14.2.2.	ANÁLISIS DE MECANISMOS PARA LA SUSPENSIÓN CLÁSICA.....	221
14.3.	FASE 3: ANÁLISIS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA UNI-TRACK	221
14.4.	FASE 4: DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN UNI-TRACK	222
14.4.1.	DISEÑO DE LA CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DEL SISTEMA.....	222
14.4.2.	SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE UNIÓN	222
14.4.3.	DISEÑO DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN	222
14.4.4.	DISEÑO DE LA BIELETA REGULABLE.....	223
14.4.5.	MONTAJE Y DISEÑO DE LAS UNIONES	223
14.5.	FASE 5: DISEÑAR EL BASCULANTE.....	223
14.6.	FASE 6: DEFINIR EL PROCESO DE FABRICACIÓN.....	224
14.7.	DIAGRAMA DE GANT	224
15.	VALORACIONES GENERALES Y LÍNEAS FUTURAS	225

1. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

Parámetros geométricos

L_m	Longitud del amortiguador.
L_{mo}	Longitud inicial del amortiguador.

- *Sistema de suspensión tradicional*

Punto C	Punto de unión del basculante a la rueda.
Punto T	Punto de unión del amortiguador al chasis.
Punto P	Punto de unión del amortiguador al basculante.
L_1	Distancia del unto de anclaje del chasis al amortiguador.
L_2	Distancia del punto de anclaje del amortiguador al eje de la rueda.
L	Distancia total.

- *Sistema de suspensión Uni-track*

L_1	Distancia del punto de anclaje del triángulo de suspensión al chasis, y el punto de anclaje del amortiguador al triángulo de suspensión, paralela a la dirección del amortiguador.
L_2	Distancia del punto de anclaje del triángulo de suspensión al chasis, y el punto de anclaje de la biela al triangulo paralela a la biela.
L_l	Distancia del amortiguador a la biela paralela a la dirección biela.
L_w	Longitud de la proyección horizontal del basculante.
X	Longitud total de la biela.
L	Distancia horizontal entre el punto de anclaje del triángulo biela con el punto de anclaje de triángulo de suspensión con el amortiguador.
H	Distancia entre el chasis y el punto de anclaje del amortiguador.
P	Distancia entre los ejes de las ruedas
B	Distancia del centro de gravedad al eje de la rueda trasera

Ángulos

θ	Ángulo de rotación del basculante con respecto a la horizontal.
β	Ángulo entre el basculante y la perpendicular al resorte.
α	Pendiente de la pista

Fuerzas

F	Fuerza que ejerce la rueda sobre el basculante (fuerza vertical)
$F_e=F_m$	Fuerza elástica del muelle
F_B	Fuerza sobre la biela
F_D	Resistencia aerodinámica
F_L	Fuerza de empuje
N_{sf}	Reacciones normales rueda delantera
N_{sr}	Reacciones normales rueda trasera
F_t	Fuerza de reacción
F_{wd}	Fuerza de resistencia a la rodadura delantera
F_{wt}	Fuerza de resistencia a la rodadura trasera

Velocidades

\dot{Y}_c	Velocidad del punto C, en su dirección vertical
\dot{L}_m	Velocidad de compresión del amortiguador
$\dot{\theta}$	Velocidad angular del sistema

CdG	Centro de gravedad
Cdp	Centro de presiones

Variables de la suspensión trasera

k_r	Rigidez reducida del sistema
K	Relación de velocidades
MR= τ	“Motion ratio” o relación de velocidades

2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El problema u objeto a resolver en el presente trabajo es el diseño de la suspensión trasera de una moto de competición, la cual participará en la competición de MotoStudent (se trata de una competición en la que toman parte distintas universidades con el objetivo de que los alumnos apliquen los conocimientos obtenidos a lo largo de su carrera). Además, el diseño se realizará ciñéndonos a un reglamento establecido por dicha organización, así como, uno una serie de parámetros que o bien ya están definidos o en su defecto condicionados (materiales, dimensiones, esfuerzos,...).



Figura 1. Competición de Motostudent

El sistema de suspensión empleado en la motocicleta y más concretamente en la suspensión trasera influirá tanto en el comportamiento de la moto como en el diseño del basculante.

Desde el punto de vista del confort sería apropiado disponer de una suspensión blanda, sin embargo, esto provocaría grandes variaciones en la altura de la motocicleta debida a las cargas variables que actúan sobre ella. Por otro lado, una suspensión excesivamente rígida provocaría una reducción drástica del confort, además de provocar problemas de adherencia en el tren trasero a la hora de acelerar.

Para evitar estos problemas la mejor opción es la de recurrir a un sistema de suspensión progresivo. El funcionamiento de una suspensión conviene que sea más suave en un principio y más firme según se va aumentando el recorrido de la rueda. Los sistemas elásticos empleados tienen una curva de funcionamiento prácticamente recta, es decir, a una compresión del muelle le corresponde una fuerza determinada, independientemente de cuál sea el punto inicial.

Para obtener dicha progresividad, se presenta como objetivo diseñar un sistema de suspensión de bieletas, con la particularidad de que pueda ser regulable, pudiendo adoptar las características necesarias para cada situación.

Se deberán de realizar una serie de estudios para concretar que parte de la suspensión podrá ser regulada, se deberá de obtener un diseño óptimo del conjunto y finalmente se deberá de diseñar los elementos (triángulo de suspensión, tirante, uniones entre los elementos y si procede se realizará un prediseño del basculante).

3. ALCANCE

El alcance del proyecto se fija básicamente en diseñar una parte muy concreta de la moto, el sistema de suspensión trasera, el cual se encuentra compuesto por un triángulo de suspensión, una bieleta y un basculante.



Figura 2. Suspensión trasera con sistema de bieletas

El sistema se diseñará en base a las especificaciones y requisitos establecidos por la organización encargada de gestionar la competición.

Por ello, en el proyecto a desarrollar se pretende diseñar un sistema de suspensión que a través del cual se consiga un comportamiento de la suspensión progresivo variando diferentes parámetros geométricos, de manera que la suspensión se endurezca al final.

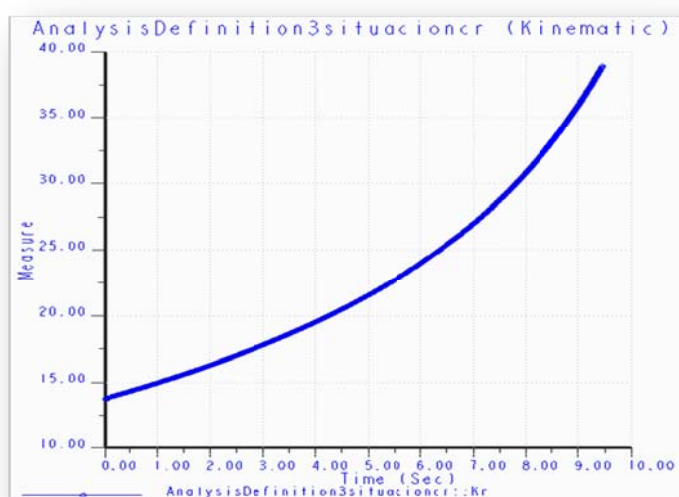


Figura 3. Comportamiento de un sistema progresivo.

Para ello lo habitual es dotar al sistema de unas bieletas de forma y posición variable, que hacen que el recorrido de compresión del amortiguador no se corresponda con el de la rueda.

Existen diferentes tipos de sistemas de bieletas, los cuales presentan sus ventajas y desventajas en un ámbito u otro. En el proyecto presente se desarrolla un único modelo.



Figura 4. Diferentes alternativas de suspensión trasera.

Se pretende comprender el comportamiento que sigue el mecanismo, para ello se realizan estudios cinemáticos, ya que las fuerzas que actúan sobre el sistema están íntimamente ligadas a la geometría de sus componentes y a la velocidad de movimiento de los mismos. Dichos estudios se demostrarán a posteriori con una serie de simulaciones con un sistema informáticos.

Debido a que es conocido como se debe de comportar en cuanto a rigidez se refiere, una suspensión para obtener las mejores prestaciones de servicio, se diseñará la configuración de todos sus elementos en función de dicho parámetros. Además, de obtener las dimensiones de los mismos, se estudiarán las posibles variabilidades para obtener una suspensión regulable.

Para la realización del conjunto es necesario diseñar los elementos que los conformarán. En este aspecto, se deberá de obtener la mejor relación posible entre peso/resistencia. En la suspensión trasera de una moto de competición resulta interesante que esta ofrezca el menor peso posible, cumpliendo su servicio de forma óptima. Cuanto más ligero sea el mecanismo, más ventajas presentará frente a sus competidores. Es por ello que se diseñan cada uno de los elementos que componen la suspensión en función de cómo trabajan cuando se encuentran sometidos a las mayores cargas que vayan a soportar. Para realizar estos análisis se recurren a herramientas de elementos finitos, a través de los cuales se estudia las zonas de los elementos que se ven sometidos a mayores tensiones, y las zonas las cuales no trabajan a lo largo del proceso y que por consiguiente se reducen para aligerar peso. Se realizará el diseño del tirante, el cual debido a que debe de ser

variable estará compuesto de una horquilla y un tensor que deberán de ser diseñados de forma individual. También se realizará el diseño del triángulo de suspensión.

También resulta de carácter importante, para garantizar un funcionamiento eficiente de la suspensión a lo largo de su función, realizar una selección apropiada de los elementos de unión apropiados de forma que se garantiza que no se produzca el fallo en el mecanismo a lo largo de su funcionamiento.

Finalmente, se realiza un diseño superficial del basculante. La función principal del basculante es la de unir la rueda trasera con el chasis, permitiendo un giro circular alrededor del punto de anclaje del basculante con el chasis. El basculante debe ser muy robusto, ya que debe de soportar todos los esfuerzos de flexión y torsión a los que le somete la rueda trasera, siendo una de las funciones principales de la estructura chasis-basculante la de mantener siempre alineadas las ruedas en todo momento.

Adicionalmente, se indicarán los procesos que se podrían llevar a cabo para la producción de estos elementos y el montaje.



Figura 5. Diferentes modelos de basculante.

Se realizará una valoración de los diferentes tipos de basculantes posibles, seleccionando la mejor alternativa para la situación en cuestión. Una vez seleccionado se realizará un diseño del mismo de forma preliminar, en el que se pretende emplear nuevamente la herramienta de elementos finitos para garantizar que presenta la suficiente rigidez como para cumplir con la función para la que ha sido diseñada, para un posible desarrollo en líneas futuras.

4. ANTECEDENTES

El proyecto que se va a desarrollar se ubica en el entorno de la universidad, promovido por la participación de la misma en la competición de MotoStudent. Dicho proyecto se desarrolla con el fin de que en líneas futuras pueda ser fabricado, y puesto en funcionamiento.

El origen del proyecto se desencadena cuando se plantea el problema de diseñar una suspensión trasera regulable para una moto. El problema a tratar es el de conseguir un sistema capaz de absorber las vibraciones generadas por el paso del neumático sobre las diferentes variantes del pavimento. Se plantearon alternativas diferentes por parte del coordinador del equipo las cuales deberían de ser desarrolladas y llevadas a cabo por los estudiantes.

Se trata de una pequeña parte de un conjunto mayor, que sería el diseño completo de la motocicleta, la cual participará en la competición.

Se parte de un diseño primitivo, basándose en lo conocido hasta el momento en dicho campo ya que no existe una amplia cantidad de información acerca del tema seleccionado, simplemente nociones básicas y diferentes alternativas al problema presente que deberán de ser desarrolladas.

En cuanto a los datos de rigidez que se valoran, estos se basan en la experiencia del equipo de la ETSI, los cuales ya presentan un cierto conocimiento en el campo y valoran cuales son los parámetros más óptimos en cuanto a rigidez se refiere, en los que se basará el proyecto para su desarrollo.

5. REQUISITOS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

La organización de MotoStudent, establece una serie de requisitos y especificaciones previas que deberán de ser cumplidas por todos los equipos a la hora del diseño de la motocicleta.

Dichos requisitos tienen una gran implicación a la hora del diseño de la suspensión trasera y se deberán de cumplir estrictamente.

En lo referente al peso de la moto se establece que el peso mínimo de la motocicleta incluido el depósito, gasolina y líquidos no deberá ser inferior a 95 kg en cualquier instante de la prueba.

En cuanto a lo referente a las dimensiones:

- Los neumáticos deberán de estar dispuestos a una distancia mínima de 15mm con cualquier elemento de la suspensión, en toda posición de la misma.
- La distancia libre entre el pavimento y la motocicleta en posición vertical deberá de ser como mínimo de 100mm en cualquier situación de compresión de suspensiones.

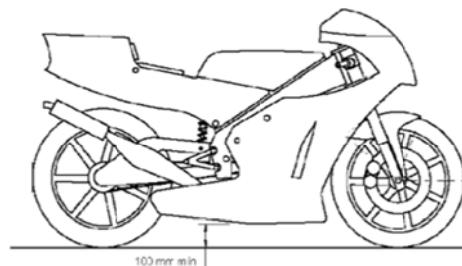


Figura 6. Distancia mínima entre la moto y el pavimento.

- Ningún elemento que componga la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

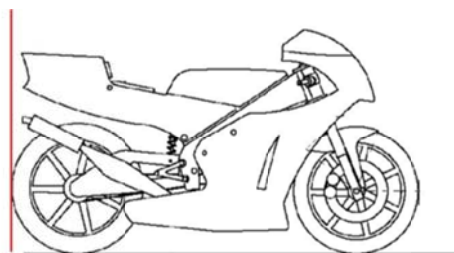


Figura 7. Restricción trasera de los elementos

En cuanto a lo referente con la suspensión trasera de la moto de competición se deberá de cumplir:

- Todo los sistemas de suspensión activos o semi-activos y /o controles electrónicos de cualquier aspecto de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura no serán permitidos.
- Los reglajes de suspensión y sistemas de los amortiguadores de dirección sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos/hidráulicos.
- Los sistemas de suspensión serán convencionales de tipo mecánico. Los muelles deberán estar hechos de aleaciones de acero.
- En el caso de uso de amortiguador en la composición de la suspensión trasera se deberá de utilizar el proporcionado por la organización. Las características del mismo se muestran a continuación:

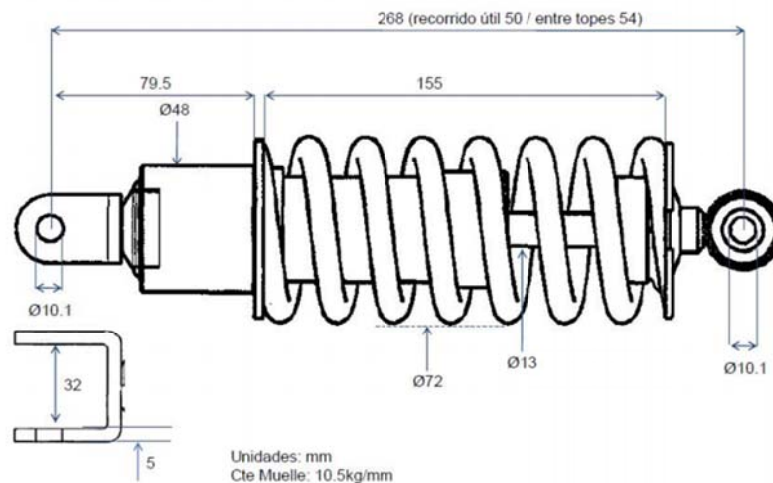


Figura 8. Dimensiones del amortiguador suministrado por la organización

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

En lo que respecta al diseño del basculante, este deberá de cumplir:

- La longitud total del basculante, entre el punto de anclaje al chasis, y el eje de rotación de la llanta deberá de ser de 525 mm.

6. PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA SUSPENSIÓN

La suspensión es el conjunto de elementos mecánicos de la moto que tienen la misión de:

- Permitir que las ruedas sigan el perfil de la carretera sin que las vibraciones afecten excesivamente al piloto, es decir, aislar al piloto y al cuerpo principal de la moto de las posibles vibraciones.
- Proporcionar un buen agarre en el plano de la carretera para transmitir las fuerzas necesarias de tracción, frenada y fuerzas laterales.
- Asegurar un buen comportamiento de la motocicleta ante distintas condiciones en marcha.

En el diseño de la suspensión trasera existen cuatro parámetros principales que afectan al comportamiento de la suspensión trasera:

1. Muelle
2. Amortiguamiento
3. Masa suspendida y masa no suspendida
4. Las características del neumático.

6.1. PARÁMETROS PRINCIPALES

6.1.1. MUELLE

La característica más importante, para nuestro fin, será la constante elástica. Dicha constante nos indica la rigidez que presenta el muelle en cuestión, y se determina midiendo la fuerza necesaria para comprimir una pequeña distancia. Se pueden dar dos casos, el primero, que dicha constante no varíe a lo largo del recorrido útil del muelle, por lo que la constante será lineal. El segundo caso, es el que se emplea para las motos, y la constante aumenta a medida que aumenta la carga por lo que la progresión será positiva.

La carga será la fuerza total que soporta el muelle, mientras que la constante es la fuerza necesaria para comprimir el muelle una cantidad dada.

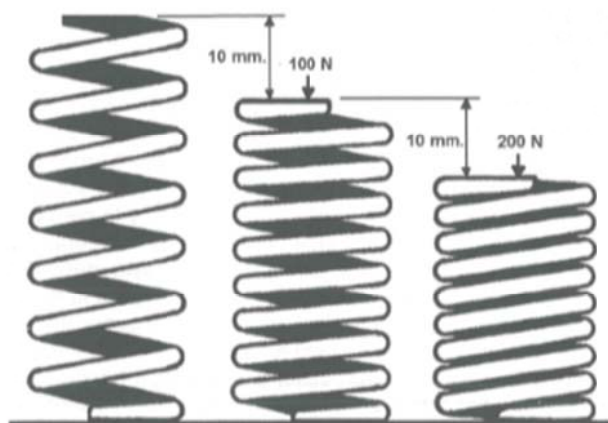


Figura 10. Aclaración de la constante del muelle

Existen diferentes tipos, que se muestran a continuación:

Muelles helicoidales:

Los más comunes son de acero, aunque el titanio es un material mucho más atractivo, pero su elevado costo hace que se use para casos excepcionales. Un muelle helicoidal es simplemente una barra de torsión enrollada, de esta forma el muelle se encuentra sometido a cargas de flexión y concentraciones de tensión que la barra de torsión evita. Hay diferentes variantes, pueden ser de paso fijo cuya constante es lineal, o bien paso variable que proporciona constante progresiva.

Muelles goma:

Una propuesta de diseño fue pegando la goma en unos cojinetes muy grandes que servían tanto de elementos de giro como de sistema de muelle en sus suspensiones delanteras por “rueda empujada”. Se trata de un material muy versátil, aunque es más complicada la puesta a punto si se compara con los muelles helicoidales.

Muelles de gas:

Debido al aire o los gases se produce de forma automática una constante progresiva. La carga que soportan depende de la presión interna, la cual es inversamente proporcional al volumen, como establece la Ley de Boyle. Es decir que si el volumen interno se reduce a la mitad la presión se duplicará tal y como se muestra en la figura.

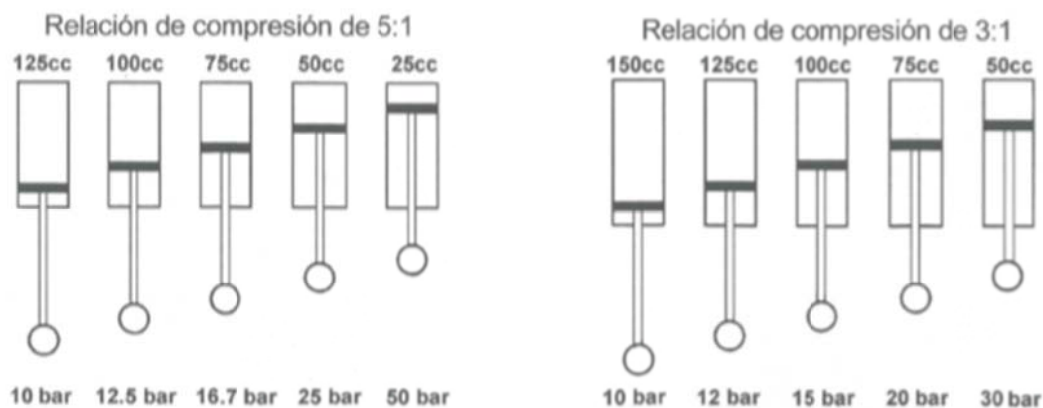


Figura 11. Ejemplo relaciones de compresión

Además presentan la ventaja de poder realizar ajustes sencillos, en función de las distintas cargas que tenga la moto. En el caso de los muelles helicoidales solo se pueden realizar ajustes de precarga que únicamente afecta a la capacidad inicial de carga y tiende más a hundirse a medida que aumentamos la carga, problema que se puede evitar mediante el uso de suspensiones neumáticas.

La desventaja que presenta este sistema, es que es difícilmente ajustable para casos específicos o para una aplicación determinada.

6.1.2. AMORTIGUACIÓN

Un amortiguador es el elemento encargado de disipar la energía, el movimiento del amortiguador produce resistencia mecánica que absorbe la energía generada. Gracias a la amortiguación podemos controlar los movimientos de la suspensión.

Supongamos que no emplearíamos ningún tipo de amortiguación, el muelle absorbería toda la energía potencial. A medida que este vuelva a su longitud inicial liberaría la energía, dando lugar a movimientos incontrolados, ya que se extendería más allá de su posición inicial. Gracias a los amortiguadores absorberemos parte de dicha energía por lo que no se darán grandes oscilaciones.

Con anterioridad a la aparición de los amortiguadores hidráulicos, los amortiguadores eran de fricción. La fuerza de rozamiento era muy elevada pero una vez que el amortiguador ejercía algún tipo de movimiento esta disminuía, por lo que se necesitaba un gran rozamiento que implicaba que se necesitaba una fuerza inicial muy elevada. Por otro lado, los amortiguadores hidráulicos comienzan a moverse con una fuerza muy leve de forma que presentan resistencia a los

movimientos pequeños y sin embargo también proporcionan grandes fuerzas de amortiguación conforme la velocidad del amortiguador aumenta.

Actualmente los amortiguadores hidráulicos son los más empleados, y dentro de este tipo se destacan los dos siguientes tipo:

El **amortiguamiento viscoso**, surge de la cortadura que sufre el fluido y la fuerza que produce es proporcional a la velocidad del movimiento del amortiguador. Este tipo de amortiguador se ajusta de forma más precisa.

El **amortiguamiento hidrodinámico** que es proporcional al cuadrado de la velocidad del amortiguador y se debe a la transferencia de masa del fluido que tiene lugar dentro del amortiguador y que causa turbulencias. Este tipo de amortiguación es la que se utiliza en mayor proporción, a pesar de que puede dar lugar a efectos no deseados, como puede ser que circulando a una velocidad baja y pasando a través de baches pequeños, la amortiguación resulte demasiado rígida, mientras que pasando por baches de mayor tamaño y a mayor velocidad esta resulte excesiva. Para solventar este problema, se realizan unos orificios, o se introducen unas válvulas de control de caudal con el fin de que no se reduzca excesivamente la amortiguación a bajas velocidades (los orificios se agrandarían) ni que sea excesiva a altas velocidades (los orificios disminuirían).

Lo ideal sería conseguir una respuesta lo más parecida a la que proporciona el amortiguamiento viscoso. Es por ello que se realizan diversas modificaciones hasta aproximarnos a dicha curva

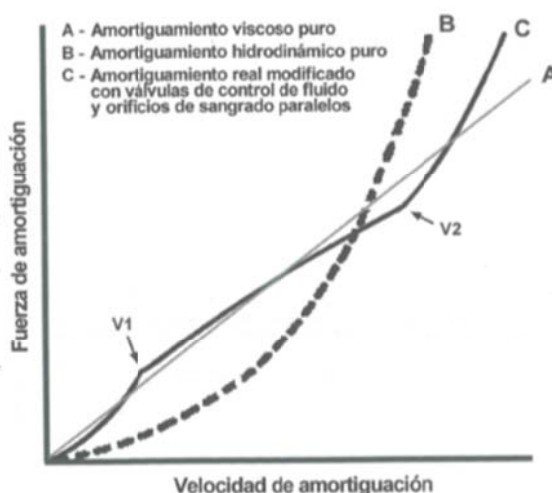


Figura 12. Curvas características de diferentes tipos de amortiguamientos

6.1.3. MASA SUSPENDIDA Y MASA NO SUSPENDIDA

Resulta importante definir los conceptos de masa suspendida y masa no suspendida para una correcta distribución de las cargas.

Se conoce a la masa suspendida como la parte que se encuentra apoyada en la zona superior de la suspensión. En nuestro caso sería toda la moto, a excepción de las ruedas, frenos y parte de los componentes de la suspensión trasera. Por el contrario, la masa no suspendida estará formada por la masa total menos la masa suspendida.

Hay factores que no son tan previsibles y dan lugar a muchas confusiones, como puede ser el caso de los muelles. Claramente la parte superior del muelle está unida a la masa suspendida, mientras que la parte inferior estará unida a la masa no suspendida. Es por ello, que su masa dinámica equivalente para un muelle de paso constante será $1/3$ de la masa del muelle. En el caso de los muelles progresivos o con varias constantes añaden otra complicación más al asunto, de todas formas la masa no suspendida de los muelles no supone una gran parte del total.

Otra cuestión que se puede plantear es la correcta asignación de la masa suspendida al tren trasero o al tren delantero de la moto. Básicamente, se reparte la masa en la misma relación que la distribución de pesos estática. Obviamente, esta repartición da pie a un serie de defectos en el planteamiento, ya que si la moto está haciendo un caballito, la suspensión delantera no está activa y por lo tanto la suspensión trasera deberá de soportar todo el peso, así la masa suspendida referente al tren trasero debe ser toda la masa suspendida, aunque también deberemos añadir lo que normalmente consideramos como masa no suspendida del tren delantero.

6.2. FRECUENCIA DE LA SUSPENSIÓN

Como se ha indicado anteriormente, la suspensión se diseña con el fin de aumentar el confort del piloto, impidiendo en su justa medida la transferencia de movimiento al piloto y a la masa suspendida.

La suspensión trasera se incorporó posteriormente ya que su utilidad no era tan evidente como lo podía ser la delantera. Existen diferentes tipos de planteamientos del modelo de suspensión, pero inicialmente es necesario conocer que vibraciones son las que realmente resultan intolerantes a los seres humanos, para tratar de eliminarlas o al menos reducirlas.

En la siguiente tabla se muestran las diferentes consecuencias que generan las perturbaciones con diferentes frecuencias.

Frecuencia (c/s, Hz)	Comentarios
0.5 -> 1.0	Tiende a producir mareos.
1.0 ->2.0	Generalmente está considerada la más cómoda.
2.0->5.0	Se suele percibir que la conducción es dura o áspera.
5.0->20	Estas frecuencias tienen varios efectos incómodos y a veces dañinos en diversas partes del cuerpo.

Tabla 1. Tabla de frecuencias

Analizando la tabla se puede concluir que la suspensión diseñada deberá de filtrar las perturbaciones que se encuentren fuera del rango de 1.0 y 2.0 Hz.

A continuación se muestra un ejemplo muy simple formado por una masa, un muelle y un amortiguador. Si al extremo inferior aplicamos una perturbación continua, la cual actuaría a modo de rueda moviéndose, se transmitiría cierta fuerza a la masa que está en el extremo contrario. Como consecuencia de la presencia del amortiguador, dicha oscilación ira desapareciendo. Por el contrario, si no existiese amortiguador habrá un estrecho rango en el que el movimiento de la masa es realmente mucho mayor que el que se ha aplicado. Este fenómeno se conoce como resonancia y para conseguir eliminar dicho fenómeno es necesario la presencia del amortiguador.

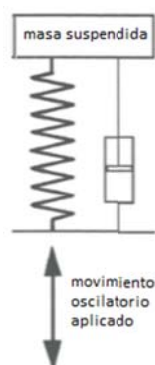


Figura 13. Sistema masa-muelle-amortiguador

En la gráfica que se muestra a continuación se puede observar un concepto importante. En su análisis se puede ver que con frecuencias inferiores a 1.4 la relación de transmisión va decreciendo a medida que aumenta el amortiguamiento. Esto implica que siempre que nos encontremos en un rango superior la función de la suspensión en la moto es nula.

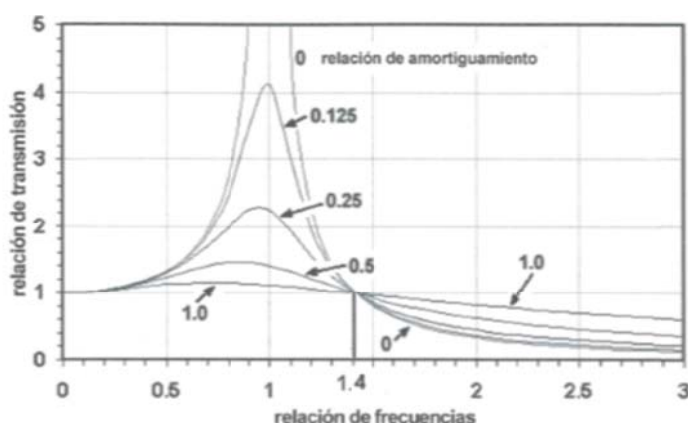


Figura 14. Resultado del sistema tras la aplicación de una oscilación

Como conclusión, se deben de obtener una suspensión con una frecuencia natural baja lo que requiere muelles blandos. Por ejemplo, en una relación de frecuencias de 3 sin amortiguamiento la relación de transmisión es de 0.125, pero aumenta a 0.608 para el amortiguamiento crítico. Esto resulta lógico porque las frecuencias de perturbación mayores con el mismo desplazamiento generan mayores velocidades de la rueda y las fuerzas de amortiguación aumentan con la velocidad, y por eso pasa más fuerza a la masa suspendida.

El cálculo de una suspensión sin amortiguamiento se puede realizar a través de:

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

Ecuación 3

6.3. MODELOS DE SUSPENSIÓN: MODELO DE 4 GDL

Una vez detectadas las perturbaciones a eliminar, se estudiarían los posibles modelos que se pueden realizar a la hora del análisis de la suspensión, en su conjunto (tanto suspensión delantera como suspensión trasera).

Si las frecuencias de la suspensión trasera son mayores que las frecuencias de la suspensión delantera entonces se consigue suavizar el efecto de las perturbaciones sobre el piloto. En el modelo se deben de considerar ambas ruedas, la masa no suspendida, así como la rigidez de ambas ruedas.

El hecho de separar las frecuencias de la suspensión delantera de la trasera implica poder dividir la masa suspendida en dos, situadas cada una encima de la correspondiente rueda. De esta forma lo que sucede en la parte trasera será completamente independiente de lo que suceda en la parte trasera. Otro modelo podría ser concentrar toda la masa en el CdG, de esta forma dejan de ser independientes las suspensiones. Ambos modelos presentan sus ventajas y desventajas, pero no se debe de olvidar de que ambas se tratan de aproximaciones.

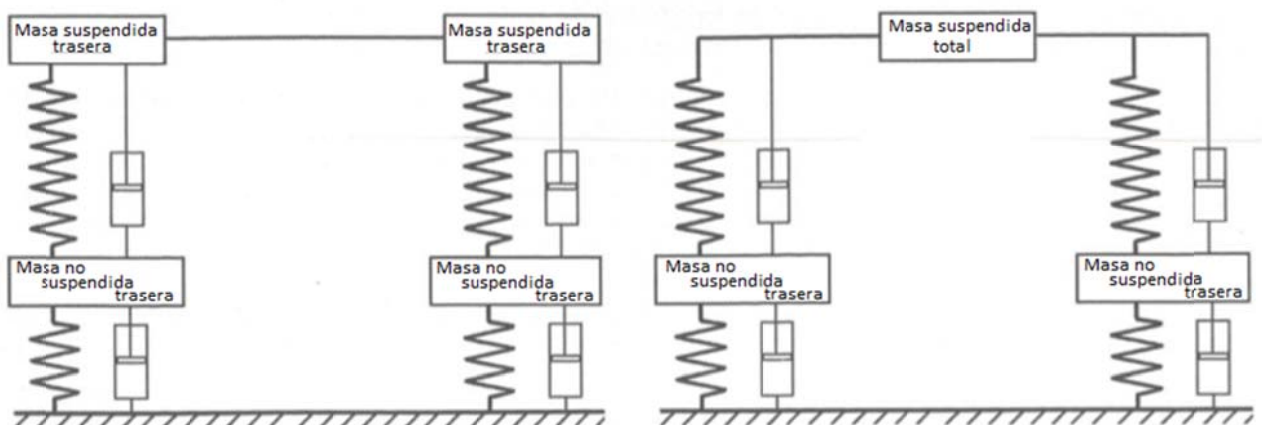


Figura 16. Modelos de sistemas de suspensión. La primera la masa se encuentra separada en dos partes, y en el segundo se agrupa alrededor del centro de gravedad

En la siguiente figura se muestra el modelo más preciso, en el que se considera que toda la masa está concentrada en el CdG y además se añade un momento de inercia.

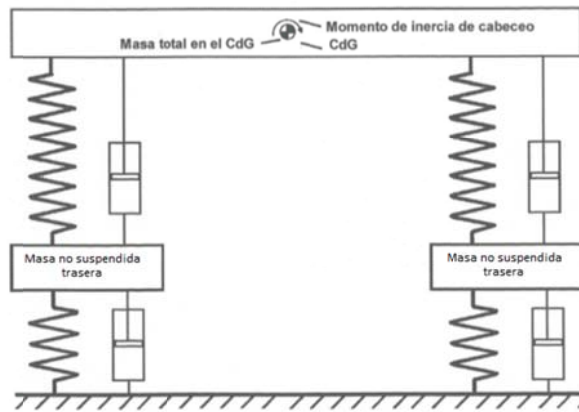


Figura 17. Modelo del sistema de suspensión más preciso

Sin embargo, la ventaja primordial que presenta tratar las suspensiones de forma independiente es que se pueden ajustar los parámetros de la suspensión hasta conseguir el equilibrio más óptimo entre el confort y agarre a la carretera.

7. PRINCIPIOS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA

7.1. INTRODUCCIÓN

Con el paso del tiempo las motos fueron introduciendo en su configuración de suspensión la suspensión trasera.

El primer intento de suspensión trasera se conoce como Sistema Plunger, este sistema era muy sencillo de adaptar a los chasis que se creaban en ese momento pero se encontraba lejos de la perfección. Presentaba el inconveniente de que cada lateral de la rueda podía flexar independientemente creando una torsión que llegaba a romper el chasis.

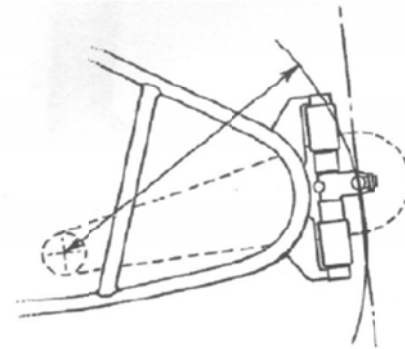


Figura 18. Sistema Plunger

Finalmente el elemento conocido como basculante se impuso rápidamente como una alternativa en el sistema de suspensión trasera. Presentaba ciertos inconvenientes pero no se obtuvo una alternativa mejor. Normalmente el basculante tenía una clara carencia de rigidez y es por ello que se debían de usar dos amortiguadores. Con el objetivo de aumentar la relación entre la rigidez y peso se comenzó a triangular el basculante.

Posteriormente, se fueron desarrollando diferentes modelos entre las compañías, ajustando las suspensiones a sus necesidades. Más recientemente ha habido una tendencia hacia los sistemas de suspensión trasera con bieletas, dando lugar a los modelos Uni-Track, Pro-Link y Full-Floater.

Los diferentes tipos que se muestran en la siguiente figura serán explicados con mayor detalle en el apartado “9. Tipos de suspensión trasera”.

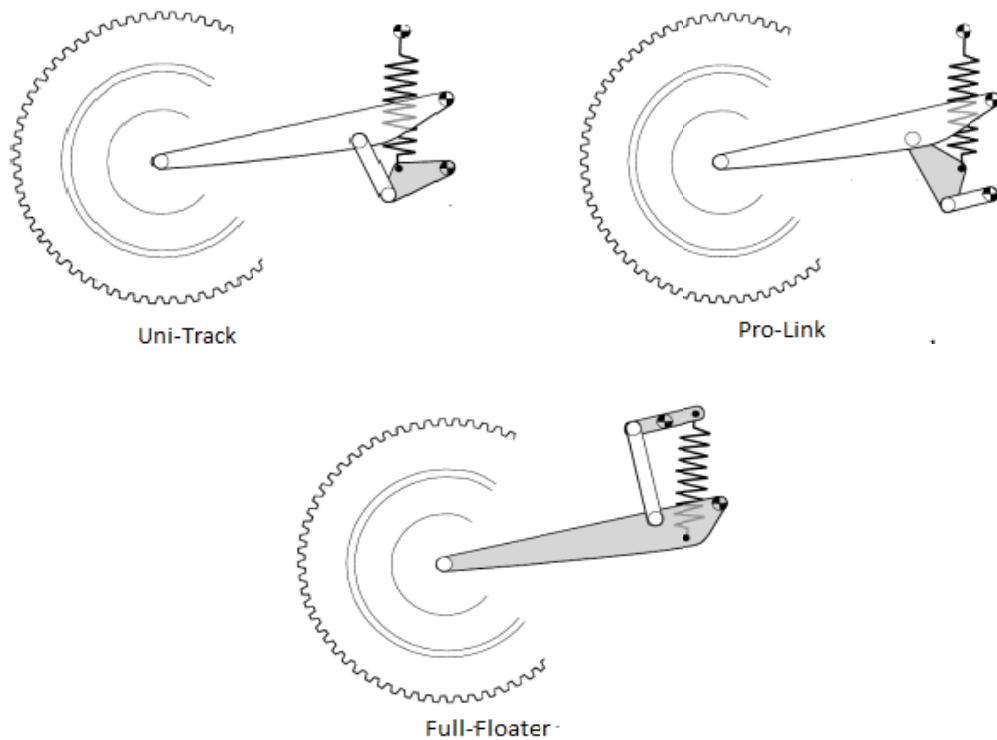


Figura 19. Modelos de suspensión trasera

7.2. CURVAS PROGRESIVAS DEL MUELLE Y EL AMORTIGUADOR

La curva que representa la fuerza elástica contra el desplazamiento vertical de la rueda puede tener una función lineal, o una progresivamente creciente o decreciente. Todos estos diseños comparten un mismo objetivo que consiste en obtener una constante del muelle y de amortiguamiento progresiva.

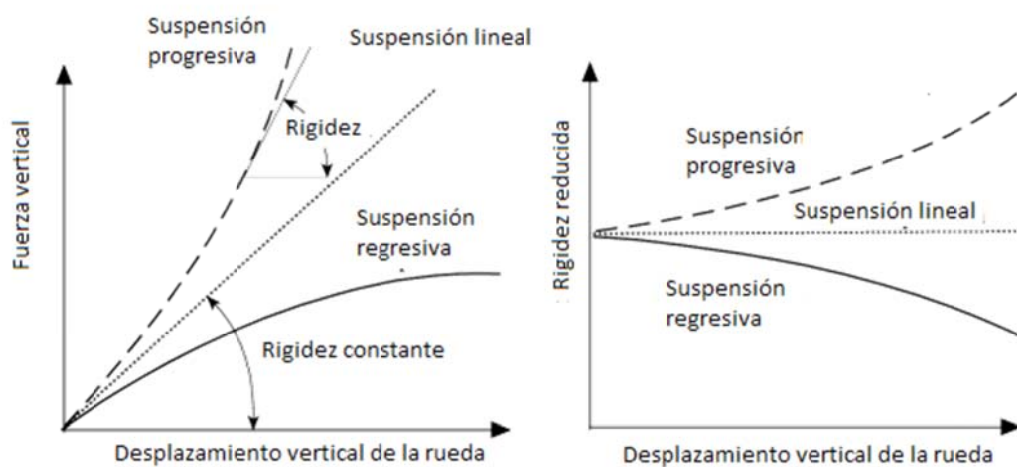


Figura 20. Curvas características de fuerza y rigidez

En cuanto a la cuestión de comodidad en movimiento, sería apropiado que la rigidez fuera tan baja como fuera posible (se conseguiría con una suspensión regresiva), de esta forma se conseguiría minimizar las frecuencias naturales, comparadas con las frecuencias de excitación del movimiento generadas por las irregularidades que se dan en las carreteras. Sin embargo, atendiendo a esta cuestión, si los resortes son excesivamente blandos se generarán grandes variaciones en la altura de la moto, así como variaciones significativas en el ajuste, y durante el frenado y aceleración.

Por el contrario, si se recurren a resortes excesivamente duros, se reducirá el confort del piloto y se producirá una pérdida de adherencia de la rueda con el asfalto.

Por estos motivos es necesario diseñar una suspensión progresiva, que no aumente su rigidez excesivamente con las deformaciones sino que se produzca progresivamente. Las ventajas principales que presentan este tipo de suspensión son:

- Se genera un aumento en la rigidez, junto con un aumento en la deformación, que permite mantener más o menos constante la frecuencia de los modos de vibración en el plano a medida que aumenta la masa del vehículo (un aumento causado, por ejemplo, por el pasajero o el equipaje).
- La suspensión es suave en el caso de que el piloto se encuentre con pequeños baches, que provocarían un corto recorrido de la rueda, mientras que adquiere rigidez en el caso de que el desplazamiento de la rueda sea mayor. Esto se traduce en un mayor confort.

Veamos un pequeño ejemplo de cómo se comporta una suspensión lineal frente a una progresiva, para comprender las ventajas que se han mostrado.

En la siguiente tabla se muestran dos suspensiones cuyas características iniciales son idénticas (en cuanto a precarga se refiere) y para un recorrido de la rueda de 130 mm.

	Rigidez inicial	Rigidez final	Fuerza final	Igualdad de rigidez a	Igualdad de fuerza a
Lineal	49 N/mm	49 N/mm	6,201 N	62 mm	96 mm
Progresiva	15 N/mm	292 N/mm	10,621 N	62 mm	96 mm

Tabla 2. Ejemplo de una suspensión lineal vs progresiva.

Podemos comprobar como al principio para un desplazamiento de la rueda pequeño la rigidez en el sistema lineal es cerca de tres veces la del sistema progresivo (un desplazamiento pequeño implica que la moto está pasando por una pequeña variación de pendiente en la pista). Cuando se alcance 62 mm del desplazamiento total de la rueda, se produce la igualdad de rigidez de ambas suspensiones, por lo tanto hasta este punto la rigidez del sistema progresivo será menor que el lineal.

Pero más importante que la igualdad de la rigidez puede ser el momento en el que se igualan las fuerzas de la rueda. Esto ocurre cerca de las tres cuartas partes del desplazamiento completo. Por encima de ese punto, la fuerza crece considerablemente en el sistema progresivo transfiriendo una mayor carga a la moto y el piloto. Todo esto se traduce en ventajas en cuanto al confort y rendimiento de la suspensión, ya que cuanto mayor sea la variación de la pista más carga se producirá y más fácil será compensarla con un sistema progresivo.

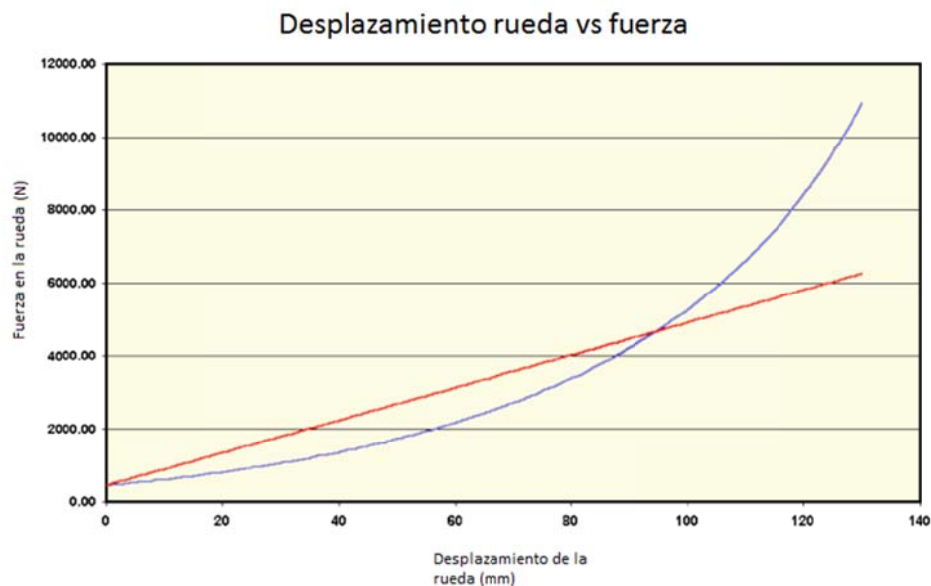


Figura 21. Gráfica suspensión lineal vs suspensión progresiva

Cabe mencionar que se trata de un análisis cinemático en el que no se tienen en cuenta otros factores dinámicos importantes. Sin embargo, la ausencia de estos factores no es determinante para poder hacernos una idea del comportamiento de este tipo de suspensiones y las características que presentan.

También es importante indicar que existen otros diversos factores que influyen en el desarrollo de una curva, tal es el caso, que dependiendo de cada tipo de situación, o cada tipo de moto de competición puede producirse la situación en la que una curva regresiva a porte más ventajas al mecanismo en su conjunto que una progresiva.

Debido al deseo de obtener dicha curva progresiva, actualmente existe una generalización en el uso de sistemas de bieletas (se exponen posteriormente), pero también es posible conseguir características regresivas o progresivas recurriendo a la variación de la geometría en los sistemas más tradicionales.

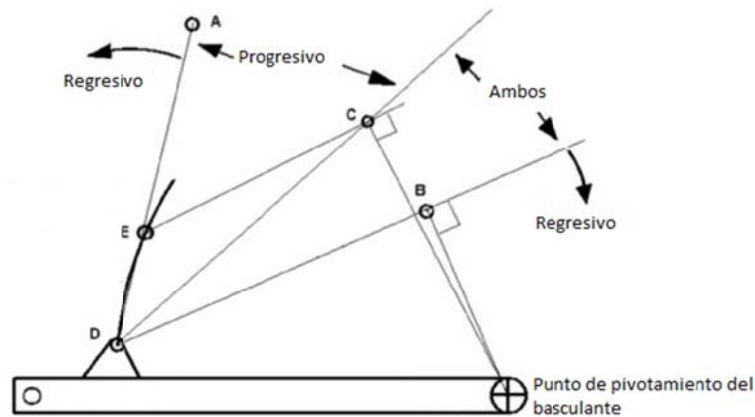


Figura 22. Diferentes configuraciones de un mismo sistema de suspensión

En el sistema mostrado, cuando la suspensión se encuentra comprimida, la línea de la fuerza se encuentra a una distancia mayor del eje de giro del basculante (por la que la relación de velocidad reducirá) y por lo tanto tiene un mayor efecto sobre el movimiento de la rueda.

Otro aspecto interesante es la inclinación del amortiguador. Una excesiva inclinación del mismo puede provocar una curva característica regresiva. Para conseguir obtener una acción progresiva el amortiguador deberá de estar situado en un rango de inclinaciones determinado.

En la figura se muestran tres diferentes situaciones de un amortiguador de igual longitud. Los puntos A, B y C representarían el anclaje del extremo superior del amortiguador. La recta DE representaría el recorrido del extremo inferior del amortiguador realizado. La recta AD representaría el amortiguador alineado de la forma más próxima posible del arco que describe el movimiento del punto inferior de anclaje. En este caso, se reduce cualquier posible variación geométrica. En el caso en el que el amortiguador se encuentre situado en la posición BD cualquier movimiento de la suspensión reduciría la longitud del brazo y por lo tanto tendríamos una acción de carácter regresivo. Cuando el amortiguador se encuentra entre B y C tendremos una acción mixta que comenzara siendo progresiva y finalizara siendo regresiva.

7.3. “MOTION RATIO” O RELACIÓN DE VELOCIDADES

Hasta la actualidad, en el desarrollo del diseño de la suspensión trasera se han producido muchas más variaciones en comparación con el diseño de la suspensión delantera. Básicamente se trata de variaciones en la geometría del basculante (ya que pueden ser monobrazo o de dos brazos), en la configuración del sistema de bieletas y la incorporación de sistemas de transmisión por cardan frente a otros que tienen que soportar el tirón de la transmisión por cadena. Realmente, el aspecto importante de cualquier sistema de suspensión son las fuerzas que deberá de soportar, provocadas por el desplazamiento vertical de la rueda y la velocidad con la que se produce.

Dichos desplazamientos se pueden relacionar con las fuerzas a través de la relación de velocidad (MR). La relación de velocidad entre la velocidad de desplazamiento de la rueda y la de velocidad de tracción/compresión del resorte, cuando hay un ángulo de inclinación, será la distancia entre el eje del amortiguador y el eje de giro del basculante respecto de la distancia horizontal entre el eje de la rueda y el del basculante.

Esta relación es aplicable a todas las formas de suspensión existentes. Esta proporción varía en función de la geometría y el sistema empleado. De esta forma se pueden realizar diferentes diseños para obtener una curva característica progresiva o regresiva.

A continuación se muestra un sistema de suspensión muy simple en el que es aplicable dicho concepto y con el cual se pretenden definir los parámetros empleados para los estudios presentados posteriormente.

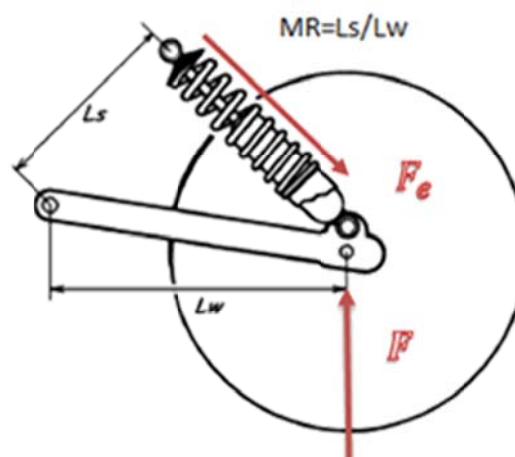


Figura 23. Sistema de amortiguación simple

Donde,

- F , define la fuerza ejercida por la rueda sobre el basculante debido al desplazamiento vertical producido en ese punto.
- F_e , la fuerza ejercida por el resorte sobre el basculante.
- L_w , será la proyección horizontal de la longitud del basculante.
- L_s , distancia desde el muelle al basculante en la dirección perpendicular a la dirección del resorte.

Una vez definido el parámetro MR , veremos cómo podemos relacionar dichos parámetros a través de él.

Sabemos que la velocidad de desplazamiento de la rueda (que siempre será vertical) y la velocidad de compresión/tracción del resorte quedan relacionadas a través de la MR :

$$\dot{Y}_c = \dot{L}_m \cdot MR \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde,

- \dot{Y}_c , la velocidad de la rueda.
- \dot{L}_m , velocidad de compresión/ tracción del resorte

Pero lo que realmente interesa a la hora de realizar un diseño de este tipo son las fuerzas que actúan sobre el sistema. Para todo tipo de suspensiones se deberá de cumplir que:

$$F = F_e \cdot MR \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde,

- F , representa la fuerza ejercida sobre la rueda.
- F_e , representa la fuerza ejercida en el resorte.

Estas relaciones y expresiones se demostrarán más adelante, tanto en el apartado “9.1.1. Estudios cinemáticos y demostración de la obtención del parámetro MR ”.

8. TIPOS DE SUSPENSIÓN TRASERA

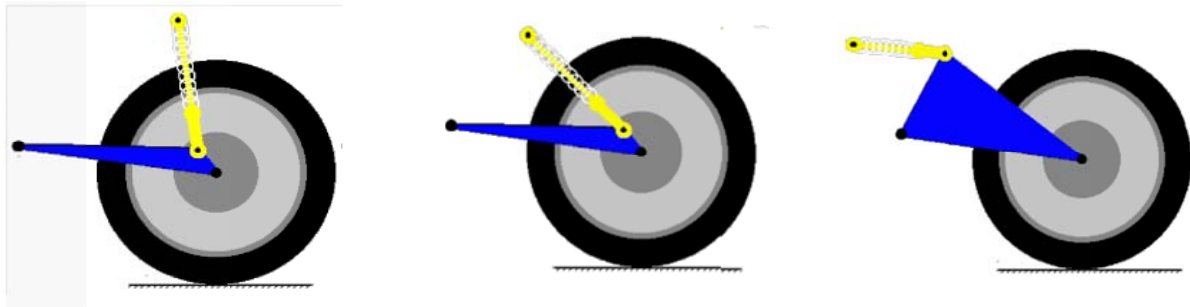
Los tipos de suspensiones traseras se pueden clasificar en dos grupos.

- Suspensión de conexión directa al basculante
- Sistema de bieletas
 - Suspensión básica de bieletas. El balancín pivota respecto de un eje fijo al chasis de la moto y la biela es el elemento de unión de entre el balancín y el basculante, este sistema se le conoce como Uni-track.
 - Suspensión básica, alternativa de bieletas. En este caso el balancín va unido directamente al basculante y la biela es la que pivota respecto de un eje fijo unido al chasis, y sirve de elemento de unión del balancín al chasis, este tipo de configuración es conocida como Pro-link.
 - Suspensión variante de bieletas. Es un nuevo diseño desarrollado recientemente presenta la característica de que el amortiguador se encuentra anclado directamente al basculante en vez de al chasis, como ocurría en los anteriores, esta suspensión es conocida como Full-Floater.

8.1. CONEXIÓN DIRECTA

Básicamente, este tipo de conexiones son las que sustituían al antiguo sistema de suspensión formado por dos amortiguadores.

En esta clase se pueden distinguir tres tipos de suspensiones, suspensión de conexión directa, suspensión con ángulo de inclinación y la suspensión cantiléver.



Suspensión estándar

Suspensión con ángulo de inclinación

Suspensión Cantiléver

Figura 24. Modelos de suspensión clásica

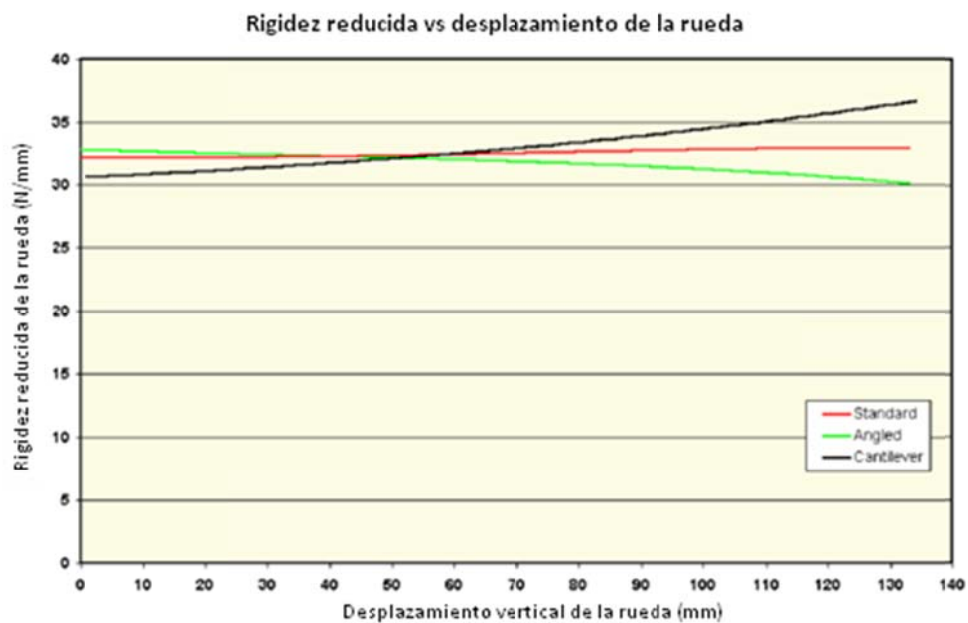


Figura 25. Gráfica de rigidez reducida vs desplazamiento de la rueda para los tres modelos anteriores

En la gráfica se presenta nuevamente la rigidez frente al desplazamiento que se produce en los tres tipos. Se puede observar que apenas se producen variaciones, y las variaciones más relevantes son aquellas que se producen al final del desplazamiento de la rueda.

Además cabe destacar que una curva presenta un carácter regresivo, esta es la perteneciente al modelo de la suspensión con ángulo de inclinación. Podemos observar que el modelo con mayor tendencia a la progresividad es la suspensión cantiléver, aunque esta progresividad no sea muy pronunciada.

Con esto se quiere mostrar como a pesar de poder conseguirse pequeños ajustes variando la geometría de los modelos, no se trata de modelos de suspensión que varíen un amplio intervalo cuando se encuentran en servicio, son suspensiones prácticamente lineales.

8.2. SISTEMA DE BIELETAS

Como ya se ha comentado en cuanto al sistema de suspensión trasera se produjo un gran desarrollo en un espacio de tiempo muy reducido. Se comenzó a desarrollar aquellos sistemas de suspensión que incluían un tipo de palanca en el amortiguador para reducir el movimiento longitudinal. Al introducirse el sistema monoshock con un basculante triangulado se produjo una amplia variedad de sistemas de bieletas. Existen infinitos tipos de bieletas y balancines, y con todos se puede conseguir un funcionamiento óptimo, por lo tanto la decantación por un sistema u otro se basa fundamentalmente en el espacio que se dispone (entre otros factores).

La elección del sistema deseado se antoja complicada, no hay una fórmula exacta que nos diga cuál es la mejor solución para esta situación. La suspensión trasera no presenta una única función, sino que intervienen un interminable número de factores y funciones que deberá de suplir, desde aislar la moto y el piloto de los baches hasta garantizar una adherencia adecuada del neumático trasero al pavimento,... etc. Todo estos factores también tienen muchas otras demandas como pueden ser garantizar el correcto funcionamiento de la suspensión en las condiciones más críticas cuando hay una transferencia de carga a la parte delantera o trasera debido a una frenada o aceleración brusca.

A la hora del diseño la constante más importante que se deberá de tener en cuenta es la constante de rigidez reducida de la rueda, que es el parámetro que refleja el comportamiento de la suspensión y de la moto a la hora de tomar un bache, o lo que es lo mismo, a la hora de recibir la fuerza que transmite la rueda trasera al mecanismo.

Esta configuración permite un gran control sobre las propiedades de la constante del muelle, en otras palabras, implica un mayor margen en la obtención de la progresividad de las curvas características. De forma general, con una bieleta corta girando un gran ángulo se puede obtener una gran progresividad de la constante del muelle. Como se ha explicado anteriormente, es importante ajustar la suspensión para obtener unos valores entorno a 18-20 N/mm en los primeros instantes del desplazamiento del neumático incrementando su valor progresivamente.

Debido a este factor se decide realizar un diseño basado en este tipo de suspensión, ya que nos otorga la posibilidad de manipular los valores de la rigidez, ajustándolos a las necesidades establecidas.

Como bien se ha indicado anteriormente, los sistemas más comunes son tres, y se encuentran claramente diferenciados. Las suspensiones presentan una gran similitud, las únicas diferencias que presentan se basan en la disposición de sus elementos. Los elementos que componen un sistema de suspensión trasera de bieletas son: el triángulo de suspensión (también conocido como balancín), la bieleta o bieletas en su defecto y el basculante.

8.2.1. SISTEMA DE BIELETAS: UNI-TRACK

Como bien se ha indicado anteriormente el sistema de bieletas consta del basculante, la biela, el balancín o triángulo de suspensión y el resorte.

Este tipo de configuración es conocida como sistema de suspensión trasera, Uni-Track. La característica principal que presenta este sistema es que el triángulo de suspensión o balancín se encuentra ligado al chasis, usando como elemento de unión al basculante una biela.

Este modelo cuenta con tres puntos de anclaje al chasis, tal y como se muestra en la figura.

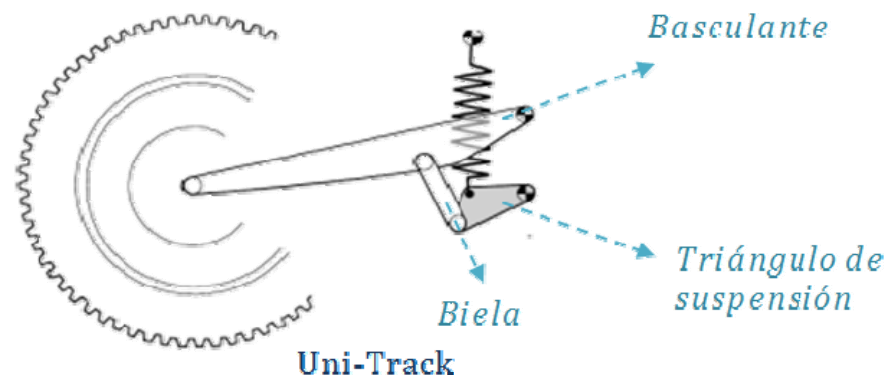


Figura 26. La diferencia respecto a otro modelo es el tercer punto de anclaje al chasis, en el primero se encuentra en el triángulo de suspensión, mientras que el segundo lo tiene en la biela.

Este sistema puede tener infinitas disposiciones de sus elementos, así como variaciones geométricas en todos ellos hasta obtener los requerimientos apropiados. Los diferentes variantes dan características semejantes, es decir, que con dos configuraciones diferentes se pueden obtener prácticamente los mismos resultados. Es cierto, que dependiendo de las características de la curva que nos interesa nos podremos beneficiar más o menos de una configuración u otra.

A continuación se muestran para un mismo tipo de suspensión tres disposiciones diferentes de sus elementos.

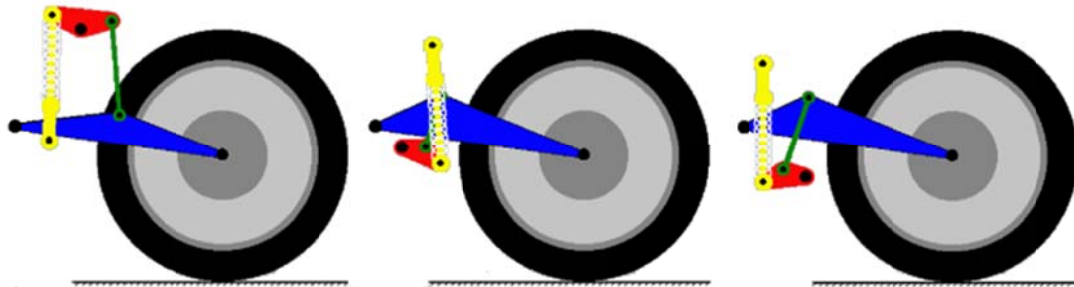


Figura 27. Variaciones en un mismo sistema de suspensión. El sistema de suspensión presente contiene el triángulo de suspensión anclado al chasis, pero de igual manera ocurre si fuera la biela la que se encuentra anclada al chasis

En el primer esquema sería la configuración básica, en la segunda la longitud de la biela se reduce y además el punto de anclaje del triángulo de suspensión se modifica (véase que ya no es el punto intermedio) lo que provoca que este solo pueda girar en el sentido anti horario y en la tercera representación el triángulo de suspensión se dispone de tal forma que únicamente se permite su giro en sentido horario.

En la gráfica podemos observar el comportamiento de los diferentes sistemas, todos comienzan con las mismas condiciones iniciales. La gráfica esta vez presenta la fuerza vertical frente al desplazamiento.

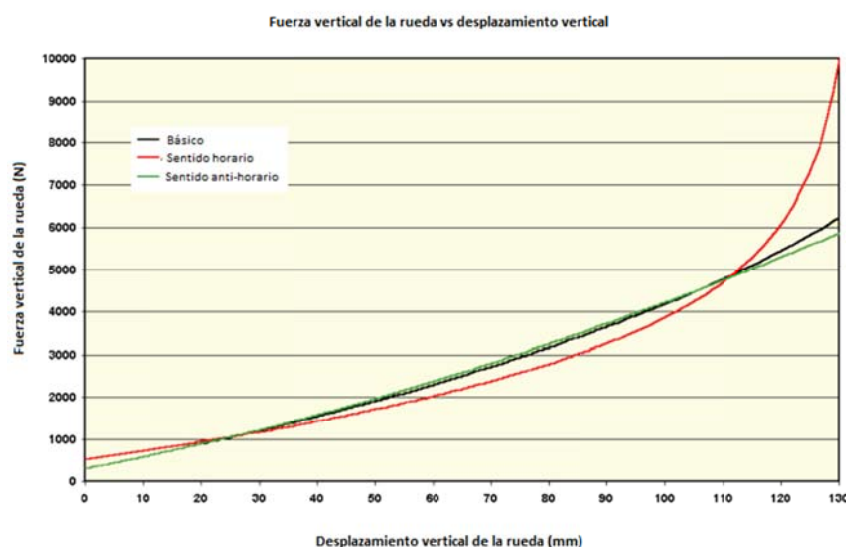


Figura 28. Curvas de las diferentes posiciones.

Como podemos comprobar en la gráfica, el segundo esquema presenta una gran progresividad a partir de los 90 mm. Cabe destacar que aunque la alineación de los elementos ha sido modificada más bruscamente en el tercer esquema la variación que se produce respecto del estándar es casi nula.

A continuación se muestra la causa que hace que varíe tanto la progresividad en el giro anti horario.

En la figura se muestra como en la segunda configuración L2 disminuye al contrario que ocurre con la relación de longitudes. Si el resorte continua comprimiéndose se llegara al punto en el que L2 sea nula, y provocará que el valor de la relación sea infinita. Esto ocurre porque la biela y el balancín se encuentran alineados, es decir, se encuentran bloqueados, esta es la situación más crítica que se puede obtener, y la cual se deberá de evitar en cualquier situación.

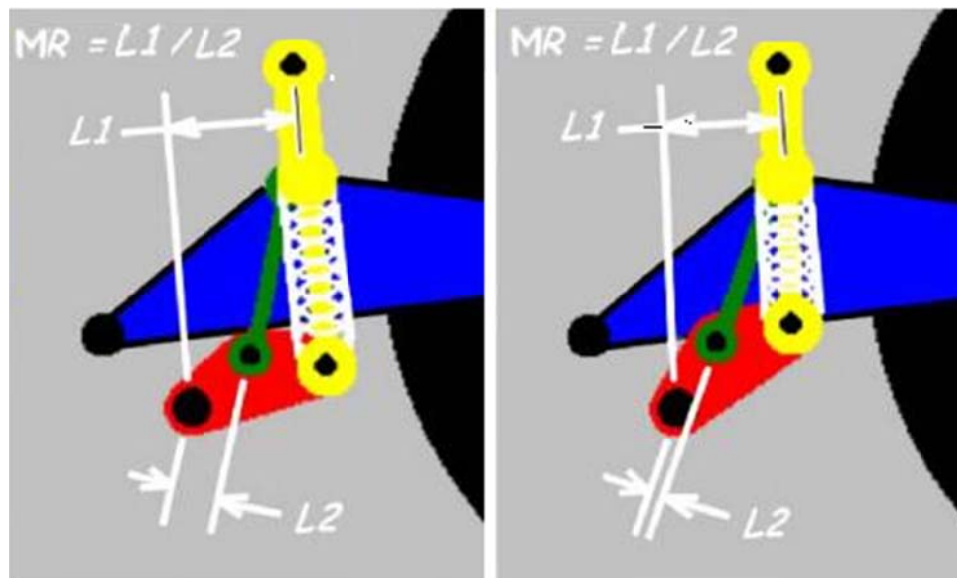


Figura 29. Diferentes posiciones en las que se produce el bloqueo del sistema.

Una de las ventajas que puede presentar este tipo de sistema es que el elemento de tres puntos de unión se encuentra anclado a un sistema fijo, por lo que puede tenerse una mejor referencia del movimiento que describirá el mecanismo. Este aspecto tampoco presenta una gran ventaja frente al resto de sistemas, ya que no afecta al diseño que se va a realizar.

8.2.3. SISTEMA DE BIELETAS: FULL-FLOATER

Este sistema de bieletas se caracteriza debido a que el extremo del amortiguador se encuentra directamente anclado al basculante. Hasta ahora, las suspensiones presentadas hasta el momento, el amortiguador se encontraba anclada al chasis de la moto. Esto puede resultar beneficioso en algunos aspectos y perjudicial en otros. Este tipo de sistema se le conoce como Full-Floater.

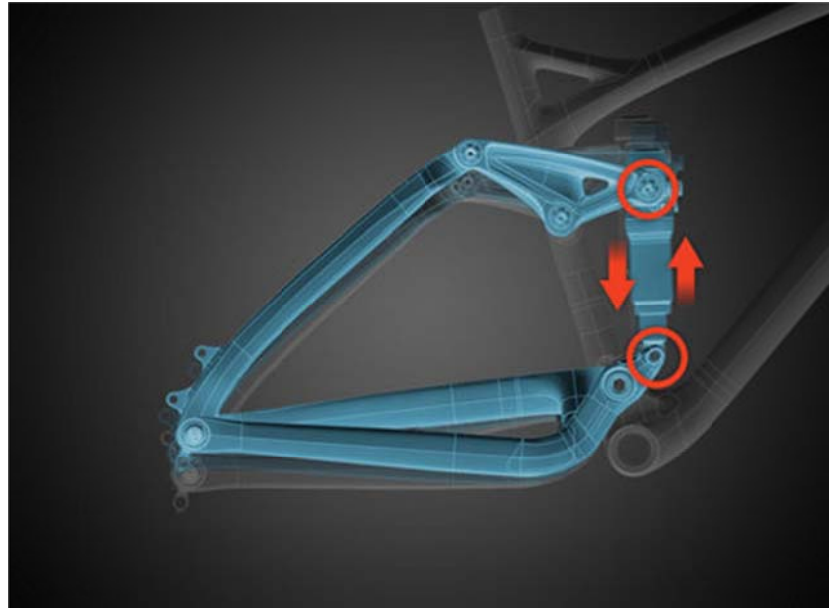


Figura 32. En esta suspensión se muestra como el amortiguador se encuentra anclado por un extremo al basculante y por su extremo opuesto al balancín

En este tipo de suspensión es interesante ajustar el amortiguador ya que no solo soporta la compresión por parte del basculante sino que también la fuerza que ejerce el balancín sobre el mismo. Por lo tanto el desplazamiento de la rueda se verá reducido pero se incrementará la fuerza que se ejerza sobre él.

Además, también es necesario un estudio del pandeo de la biela ya que el elemento podrá verse sometido a fuerzas de compresión que deberá de soportar.

Se trata de un tipo de suspensión poco generalizada en el ámbito de las motocicletas, ya que su uso es mucho mayor en las bicis de montaña debido a las prestaciones que presenta.

8.2.4. SOLUCIÓN ADOPTADA

Como se viene indicando, ninguna propuesta presenta una mayor ventaja frente a las demás. Por lo que se asignó a cada alumno un tipo de suspensión. En todas ellas se realizarán los estudios del comportamiento adecuado, se diseñará la configuración de sus elementos para garantizar el funcionamiento más óptimo, se estudiarán las variaciones que se pueden producir y se diseñarán los componentes, indicando los elementos de unión que serán necesarios emplear, y los procesos de fabricación que se deberán de llevar a cabo.

El alumno José Ramón Olaizola, será el encargado de desarrollar el diseño y estudio de la segunda alternativa propuesta, suspensión trasera Pro-link.

Finalmente, Andoni Jurado será el alumno encargado del diseño y estudio de la tercera alternativa, la suspensión trasera Full-floater.

Las tres suspensiones presentan comportamientos semejantes, a pesar de diferir a la hora de obtener la configuración de la suspensión en función de las características impuestas. En ese punto se obtendrán diferentes diseños ya que los parámetros que afectan a cada una de ellas son diferentes y por lo tanto darán lugar a diferentes modelos.

9. ESTUDIOS Y VARIACIONES DE LOS PARÁMETROS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA

En esta sección se realizarán una serie de estudios de dos modelos de suspensión (suspensión de conexión directa o tradicional y suspensión de bieletas, Uni-track), con el fin de comprender las variables que afectan al comportamiento de una suspensión. En este apartado se pretende conocer que variaciones se pueden producir variando la geometría de los elementos para posteriormente diseñar una suspensión variable en función de la variación de un componente que constituya la suspensión.

9.1. SUSPENSIÓN TRASERA TRADICIONAL

9.1.1. ESTUDIOS CINEMÁTICOS Y DEMOSTRACIÓN DE LA OBTENCIÓN DEL PARÁMETRO MR

El primer estudio que se va a realizar es el cálculo de los parámetros del sistema de suspensión clásico, cuando lo sustituimos por un sistema equivalente constituido por un muelle vertical unido al eje de la rueda.

Dicho estudio se realiza para conocer el funcionamiento del sistema de forma más precisa y todos los parámetros que actúan sobre él, así como la relación que existe entre unos parámetros y otros.

Con el fin de que el análisis sea lo más sencillo posible, se recurre a un modelo reducido (ver figura 33), el cual presenta una mayor simplicidad, sin alterar los resultados finales.

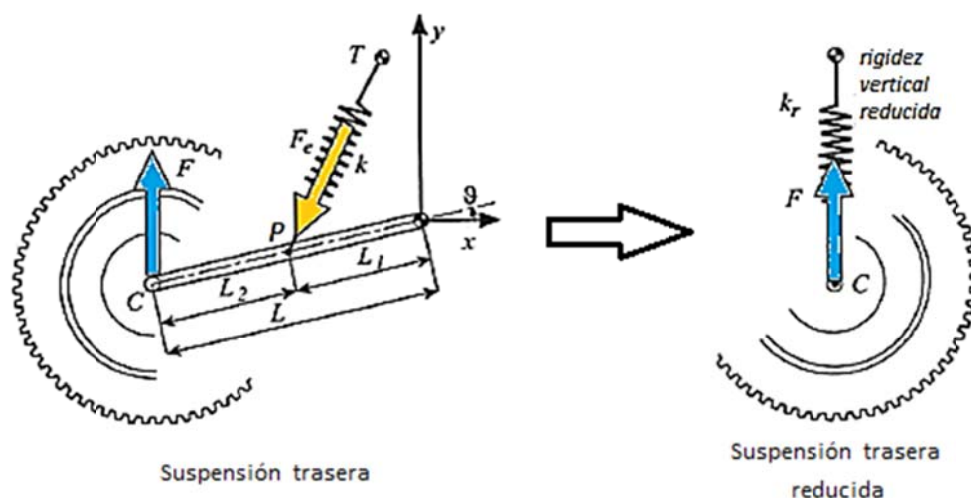


Figura 33. Sistemas de suspensión clásica equivalentes.

A continuación se muestra el estudio realizado para obtener dicho modelo reducido.

Comenzamos definiendo las velocidades de los puntos C y P al ser los únicos que tendrán movimiento, ya que T y O son punto ligados al chasis.

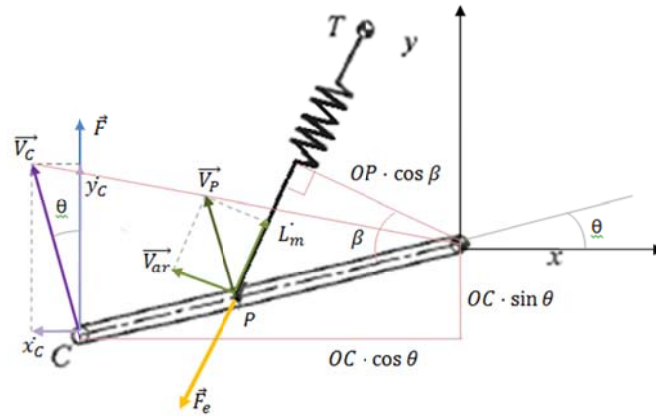


Figura 34. Velocidades de los puntos de la suspensión tradicional.

Se trata de una barra con fuerzas aplicadas que generaran los momentos correspondientes por lo que se realiza sumatorio de momentos respecto de O , considerando la aceleración angular nula. De esta manera obtenemos la expresión que define la fuerza.

$$\sum \overline{M}_O = I \cdot \ddot{\alpha} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$- OC \cdot \cos \theta \cdot F + F_e \cdot OP \cdot \cos \beta = 0 \quad \text{Ecuación 5}$$

$$F = F_e \cdot \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} \quad \text{Ecuación 6}$$

Estudiamos las velocidades de los puntos C y P respecto del punto fijo O .

C por pertenecer a OC

$$\overline{V}_C = \dot{\theta} \cdot \overline{OC}$$

P por pertenecer a la barra OP

$$\overline{V}_P = \dot{\theta} \cdot \overline{OP}$$

Relacionando las dos velocidades:

$$\frac{V_P}{V_C} = \frac{\dot{\theta} \cdot \overline{OP}}{\dot{\theta} \cdot \overline{OC}} = \frac{\overline{OP}}{\overline{OC}} = \frac{L_1}{L} \quad \text{Ecuación 7}$$

Los valores de las velocidades serán:

$$y_C = V_C \cdot \cos \theta \quad \rightarrow \quad V_C = \frac{y_C}{\cos \theta} \quad \text{Ecuación 8}$$

$$\dot{L}_m = V_P \cdot \cos \beta \quad \rightarrow \quad V_P = \frac{\dot{L}_m}{\cos \beta} \quad \text{Ecuación 9}$$

Luego entonces:

$$\frac{V_P}{V_C} = \frac{\frac{\dot{L}_m}{\cos \beta}}{\frac{y_C}{\cos \theta}} = \frac{OP}{OC} \quad \rightarrow \quad \frac{\dot{L}_m \cdot \cos \theta}{y_C \cdot \cos \beta} = \frac{OP}{OC} \quad \text{Ecuación 10}$$

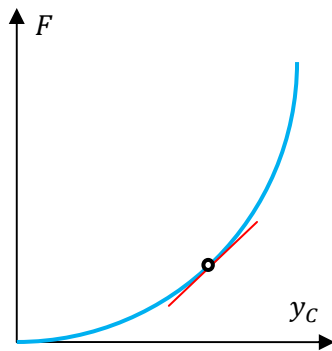
De esta forma queda definida la “Motion ratio” MR , relación entre la velocidad de la deformación del resorte (que es obviamente igual a la velocidad del amortiguador), L_m y la velocidad vertical de la rueda, y_C :

$$\frac{\dot{L}_m}{y_C} = \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} = MR \quad \text{Ecuación 11}$$

Y por tanto, sustituyendo en la fórmula de equilibrio obtenemos que la fuerza reducida en el punto C es igual a al producto de la fuerza elástica ejercida por el muelle y la relación de velocidad MR :

$$F = F_e \cdot \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} = F_e \cdot MR \quad \text{Ecuación 12}$$

En el sistema equivalente:



Al no ser la rigidez vertical reducida k_r constante a lo largo de y_c , la rigidez vertical reducida (será la pendiente de la curva que se representa en el gráfico) es igual a la derivada de la fuerza vertical aplicada al eje de la rueda con respecto al desplazamiento vertical de la rueda:

Figura 35. Pendiente de la función define la fuerza del mecanismo.

Por definición, la rigidez será la derivada de la fuerza, o lo que es lo mismo la pendiente de la función que define la fuerza del mecanismo

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} \quad \text{Ecuación 13}$$

$$F = F_e \cdot MR \quad \rightarrow \quad \frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot \tau + F_e \cdot \frac{dMR}{dy_c} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde el segundo término, según el Cossalter, se puede considerar como despreciable frente al primero, en una primera aproximación. Posteriormente, en el apartado “9.1.2. Verificación computacional”, se demuestra las variaciones que se producen al no tener en cuenta dicho término.

La fuerza elástica es proporcional a la deformación del resorte:

$$F_e = k \cdot (L_m - L_{m0}) \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde,

- k , es la rigidez del resorte;
- L_{m0} , es la longitud inicial del muelle;
- L_m , es la longitud de deformación del muelle (es función del ángulo de inclinación del basculante).

Por tanto, según la ecuación superior y siendo 0 el término L_{m0} , ya que se trata del desplazamiento inicial, se obtiene:

$$k_r = \frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot MR = \frac{d[k \cdot (L_m - L_{m0})]}{dy_c} \cdot MR = k \cdot \frac{dL_m}{dy_c} \cdot MR \quad \text{Ecuación 16}$$

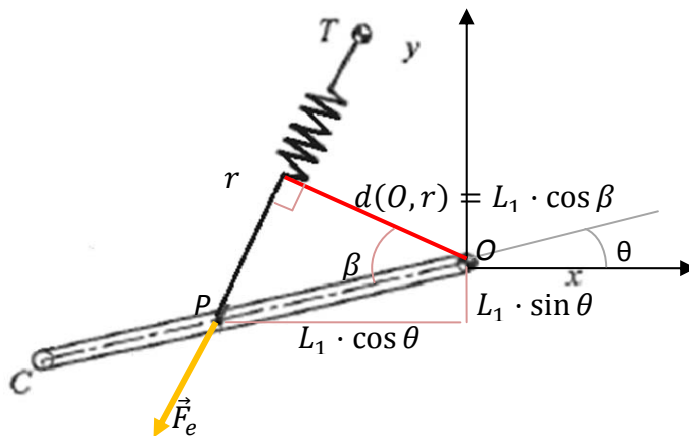
Derivando respecto del tiempo la expresión anterior, se obtiene que la rigidez reducida k_r del resorte es igual al producto de la constante de rigidez k y el cuadrado de la relación de velocidades MR^2 :

$$k_r = k \cdot \frac{dL_m/dt}{dy_c/dt} \cdot MR = k \cdot \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_c} \cdot MR \quad \text{Ecuación 17}$$

$$k_r = k \cdot MR^2 \quad \text{Ecuación 18}$$

A continuación, se procede a realizar el análisis para la obtención del valor de MR .

La relación de velocidad MR depende de las características geométricas del mecanismo de suspensión trasera y varía con el desplazamiento vertical de la rueda.



Se sabe que la distancia entre la recta TP y el punto O es $L_1 \cdot \cos \beta$. Aun así, vamos a obtener esta distancia por otro método y al igualar las dos expresiones se obtendrá el valor de MR .

Figura 36. Distancias en el mecanismo.

Geoméricamente, la distancia entre un punto $O (X_0, Y_0)$ y una recta $r: Ax + By + C = 0$ es:

$$d(O, r) = \frac{|Ax_0 + By_0 + C|}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad \text{Ecuación 19}$$

Para aplicar esta fórmula, es necesario primero determinar la recta r . Tenemos dos puntos de la recta conocidos, T y P. Conociendo los dos puntos y sabiendo que la ecuación para obtener la recta mediante dos puntos es:

$$\frac{y-Y_1}{x-x_1} = \frac{y_2-y_1}{x_2-x_1} \quad \text{Ecuación 20}$$

$$\begin{cases} T(X_T, Y_T) \\ P(-L_1 \cdot \cos \theta, -L_1 \text{sen } \theta) \end{cases} \rightarrow \frac{y-Y_T}{x-X_T} = \frac{-L_1 \text{sen } \theta - Y_T}{-L_1 \cdot \cos \theta - X_T} \quad \text{Ecuación 21}$$

Despejando la ecuación queda:

$$x \cdot (Y_T + L_1 \text{sen } \theta) - y \cdot (X_T + L_1 \cdot \cos \theta) + L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \text{sen } \theta) = 0 \quad \text{Ecuación 22}$$

Una vez que tenemos la ecuación de la recta, obtenemos la distancia entre la recta r y el punto $O(0,0)$.

$$d(O, r) = \frac{|Ax_0 + By_0 + C|}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad \text{Ecuación 23}$$

$$d(O, r) = \frac{|0 \cdot (Y_T + L_1 \text{sen } \theta) + 0 \cdot (X_T + L_1 \cdot \cos \theta) + L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \text{sen } \theta)|}{\sqrt{(Y_T + L_1 \text{sen } \theta)^2 + (X_T + L_1 \cdot \cos \theta)^2}}$$

$$d(O, r) = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \text{sen } \theta)|}{\sqrt{Y_T^2 + (L_1 \text{sen } \theta)^2 + 2Y_T L_1 \text{sen } \theta + X_T^2 + (L_1 \cdot \cos \theta)^2 + 2X_T L_1 \cdot \cos \theta}}$$

Aplicando trigonometría, $\text{sen}^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$

$$d(O, r) = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \text{sen } \theta)|}{\sqrt{L_1^2 + 2L_1(Y_T \text{sen } \theta + X_T \cos \theta) + X_T^2 + Y_T^2}} = L_1 \cdot \cos \beta \quad \text{Ecuación 24}$$

Recurriendo a la relación de velocidades anterior:

$$\frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C} = \frac{OP \cdot \cos \beta}{OC \cdot \cos \theta} = MR \quad \text{Ecuación 25}$$

Sustituyendo:

$$OP \cdot \cos \beta = L_1 \cdot \cos \beta = \frac{L_m}{y_c} \cdot L \cdot \cos \theta = MR \cdot L \cdot \cos \theta \quad \text{Ecuación 26}$$

Y finalmente obtenemos la relación de velocidades MR :

$$MR = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \sin \theta)|}{\sqrt{L_1^2 + 2L_1(Y_T \sin \theta + X_T \cos \theta) + X_T^2 + Y_T^2}} \cdot \frac{1}{L \cos \theta}$$

Ecuación 27

9.1.2. VERIFICACIÓN COMPUTACIONAL

Una vez realizado el estudio procedemos a verificar si en la práctica se cumple lo desarrollado anteriormente. Para ello se realiza una simulación en el creo de donde se obtendrán diversos datos en un rango de movimiento de la suspensión que abarca desde $\theta = 30^\circ$ hasta $\theta = 0^\circ$.

Se realizarán dos estudios uno para verificar que la expresión matemática obtenida de la relación de movimiento (MR) es la correcta, y un segundo estudio de fuerzas para comprender la relación que existe entre fuerzas y geometría.

La geometría introducida se ha seleccionado de forma aleatoria y provisional, ya que este estudio solo se realiza para posteriormente poder obtener un diseño óptimo del modelo de suspensión trasera Uni-track. El modelo geométrico es el que se muestra en la figura.

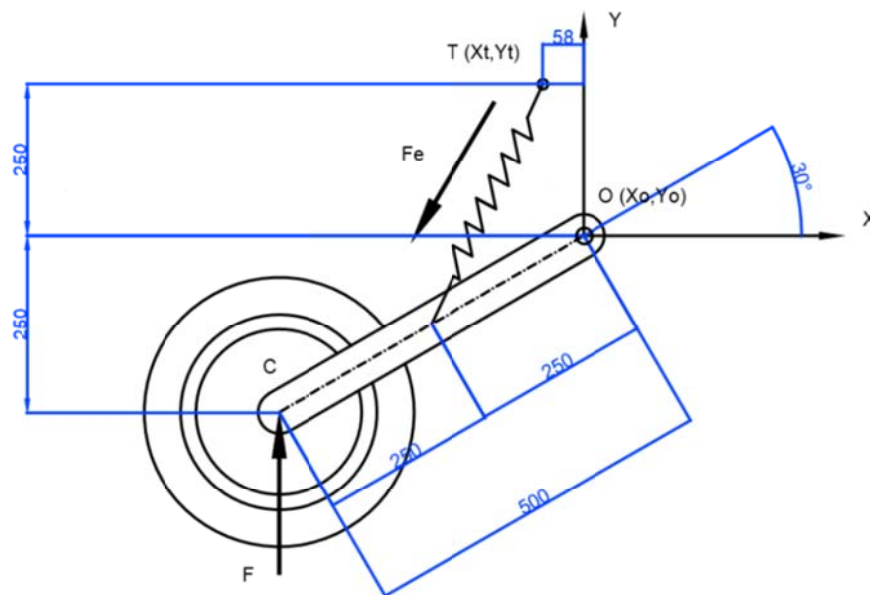


Figura 37. Geometría de la suspensión tradicional.

En la siguiente figura se puede ver el modelo introducido y preparado para la simulación. Además se muestran tanto la posición inicial, desde donde se comenzara el estudio y la posición final. El movimiento abarcará un rango de 30°

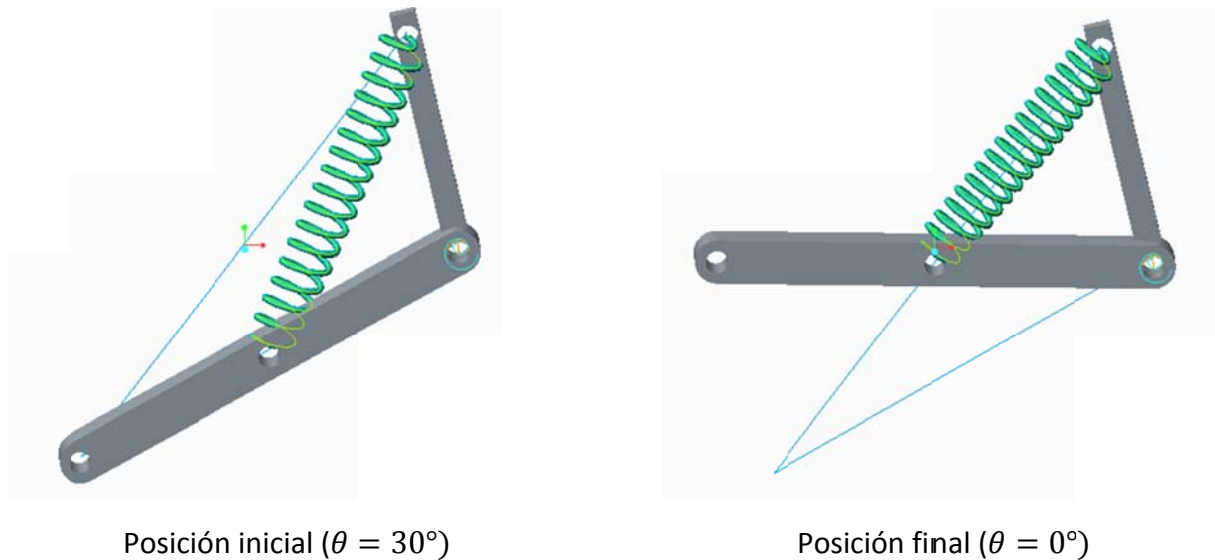


Figura 38. Suspensión tradicional en el programa informático. Se muestra la posición inicial y la posición final del mecanismo.

Estudio del parámetro MR

Inicialmente se realiza un primer análisis, en el que se procede a verificar si los valores obtenidos del MR a través del programa concuerdan con los obtenidos analíticamente, a través de la expresión matemática.

Se deberá de cumplir que los datos del parámetro MR obtenidos a través de la ecuación 25, deben de ser semejantes a los obtenidos con la ecuación 27 :

$$MR = \frac{\dot{L}_m}{\dot{y}_C} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde,

1. \dot{L}_m representa la velocidad relativa entre los puntos de anclaje del muelle.
2. \dot{y}_C representa la velocidad del punto C.

$$MR = \frac{|L_1 \cdot (Y_T \cos \theta - X_T \sin \theta)|}{\sqrt{L_1^2 + 2L_1(Y_T \sin \theta + X_T \cos \theta) + X_T^2 + Y_T^2}} \cdot \frac{1}{L \cos \theta} \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde,

- $0^\circ < \theta < 30^\circ$, el ángulo variará en ese intervalo de valores.
- $L_1 = 250 \text{ mm}$, longitud desde el punto O hasta el punto intermedio del basculante.
- $X_T = -58 \text{ mm}, Y_T = 250 \text{ mm}$, coordenadas del punto T.
- $L = 500 \text{ mm}$, longitud total del basculante.

Una vez definidos los parámetros necesarios, se procede a introducir el modelo en el programa Creo 2.0.

Para ver el proceso de definición del análisis de una forma más detallada se recomienda consultar el “Documento 5.3: Anexo: Herramientas informáticas”, donde se describe completamente el proceso realizado. A continuación se muestran los pasos más representativos llevados a cabo.

El elemento verde representa el chasis. Se trata de un elemento con uniones rígidas, es decir con restricción de todos los posibles movimientos. El elemento magenta representara el basculante, el cual se encuentra unido al chasis a través de una unión Pin, la cual permite el giro, pero restringe las traslaciones. En el “Documento 5.3.Anexo Herramientas informáticas” se puede consultar las características de todas las uniones que se pueden definir en el programa.

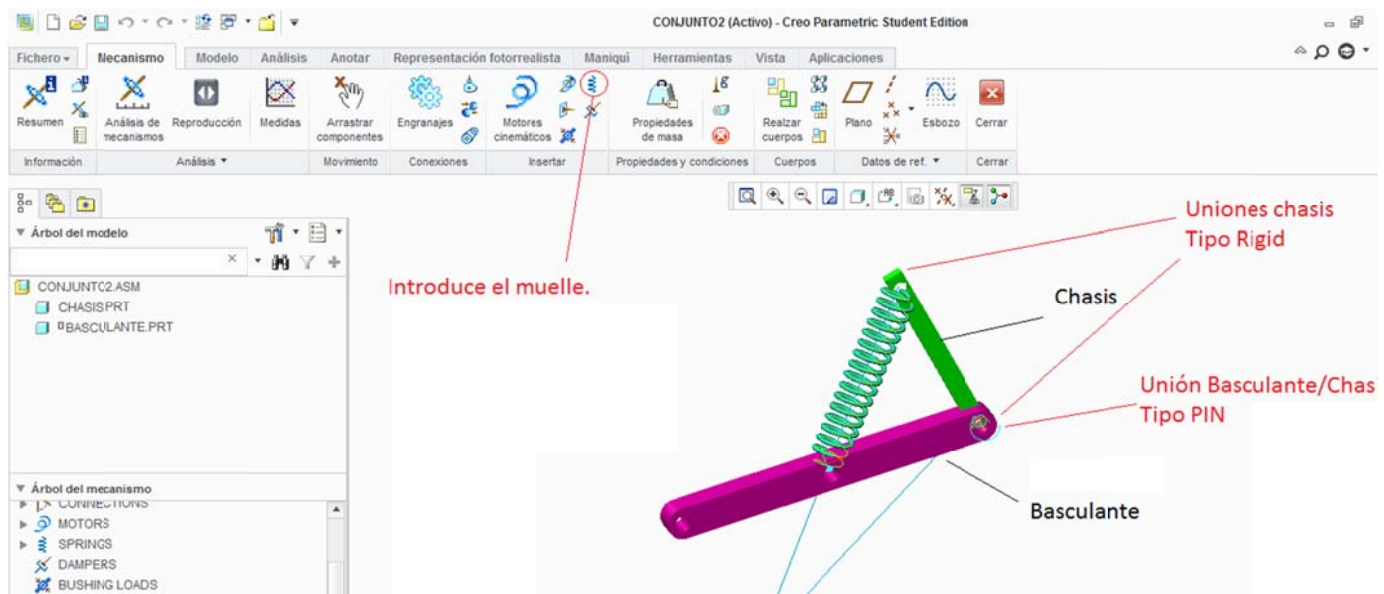


Figura 39. Definición del mecanismo en el programa informático.

Por último, se introduce el resorte y se definen las características del mismo.

La constante elástica empleada es de 10 N/mm y la longitud del muelle será de 406,411 mm (este último parámetro se define por la geometría del sistema).

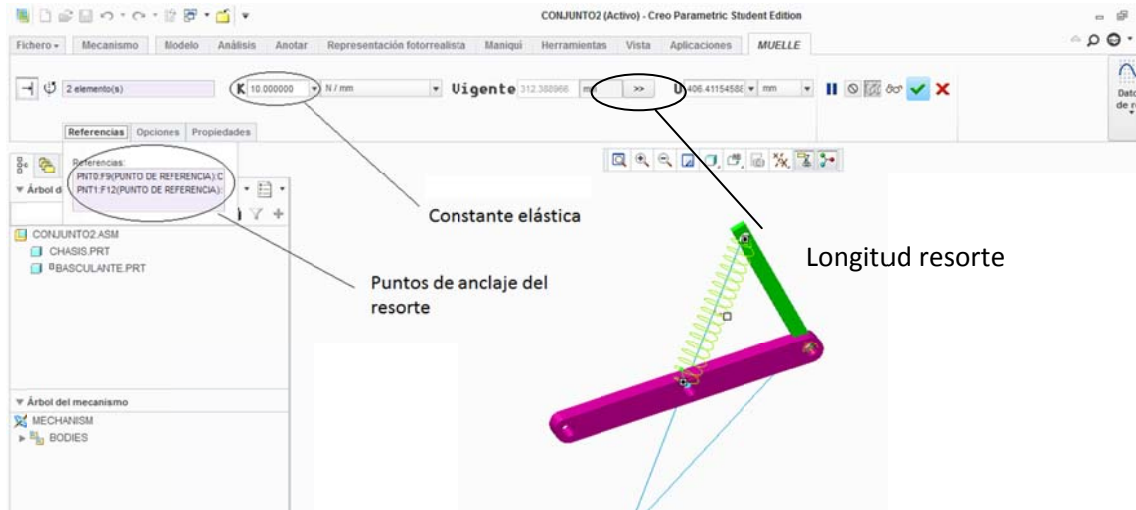


Figura 40. Definición de las características del resorte para la suspensión trasera tradicional.

A continuación, se introduce un Servo-motor en la unión basculante-chasis, el cual provocara una rotación con una velocidad de 1 rad/s. De esta forma se podrán recoger las velocidades necesarias, para cada valor de θ .

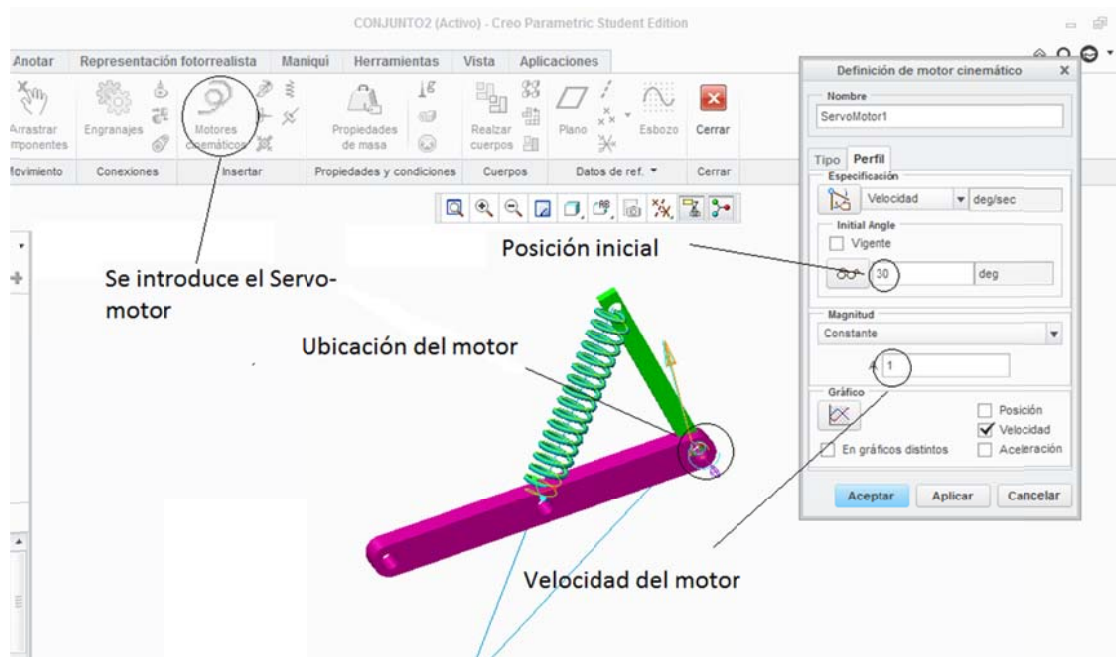


Figura 41. Definición del motor cinemático.

Posteriormente se realiza el análisis del mecanismo. Se trata de un análisis cinemático, del cual se quieren obtener los valores de los parámetros de la velocidad relativa del muelle y la velocidad del punto C para cada valor de θ . Es por ello que el análisis se realiza en un intervalo de tiempo de 30 segundos (ya que el motor se mueve a un rad/s).

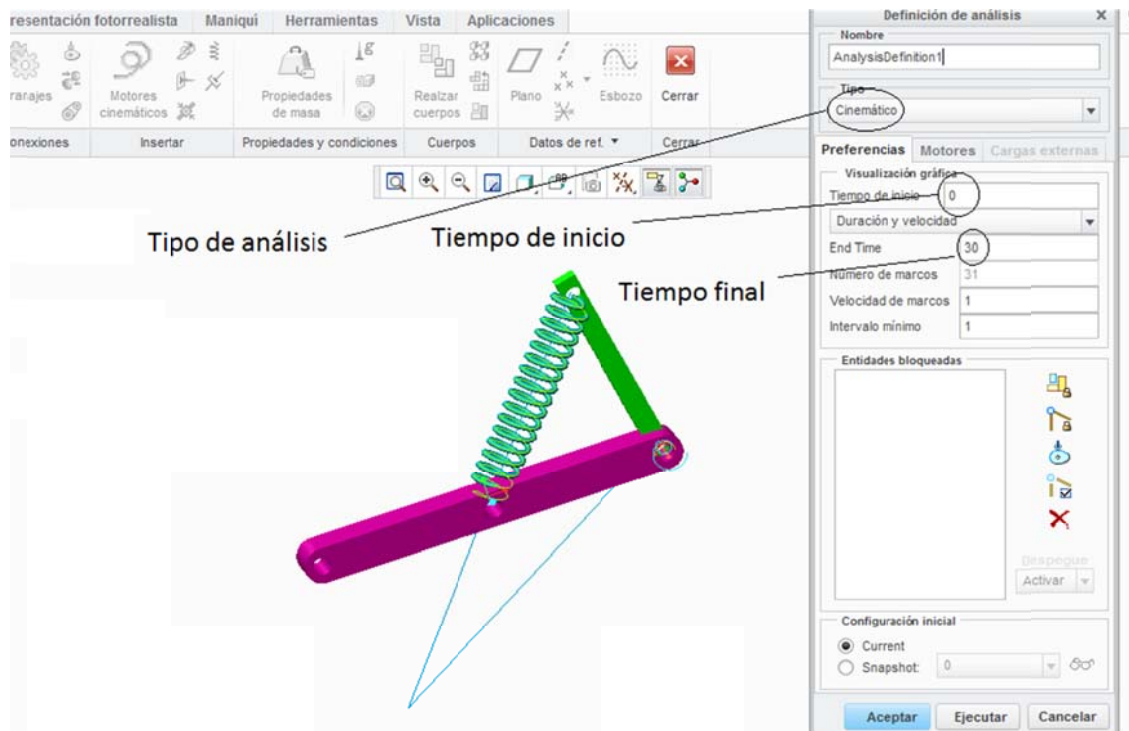


Figura 42. Definición del análisis cinemático.

Tras definir el tipo de análisis y los parámetros que intervienen se procede a obtener los valores necesarios, que serán exportados a una hoja de cálculo para facilitar las operaciones.

Para ver como se introducen los parámetros se recomienda consultar el “Documento 5.3:Anexo Herramientas informáticas”, donde se detalla el método de definición de todos los parámetros que se necesitan obtener. A continuación se muestra de forma simplificada y muy breve cómo se pueden obtener.

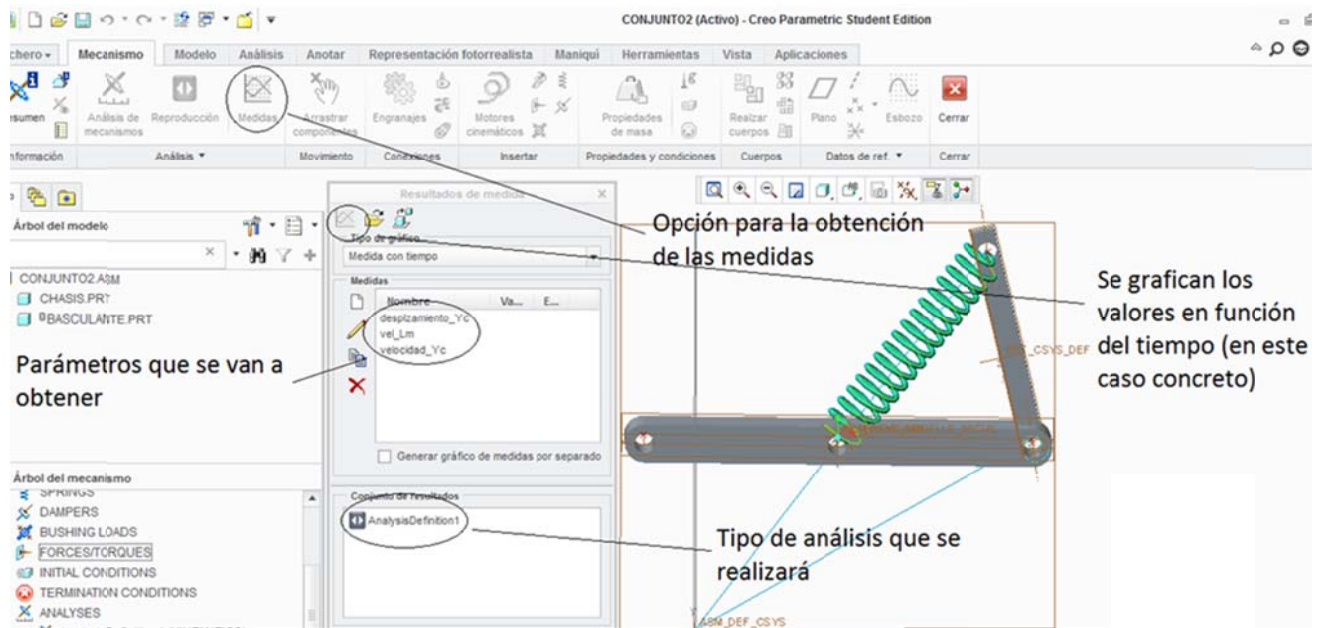


Figura 43. Modo de obtención de los parámetros.

A continuación exportamos los datos (Fichero>Exportar) a una tabla Excel con el fin de facilitar los cálculos.

Podemos observar como la velocidad relativa del resorte es negativa, esto se debe a que el resorte está comprimiéndose, y los dos puntos del elemento se aproximan mutuamente, en función del tiempo.

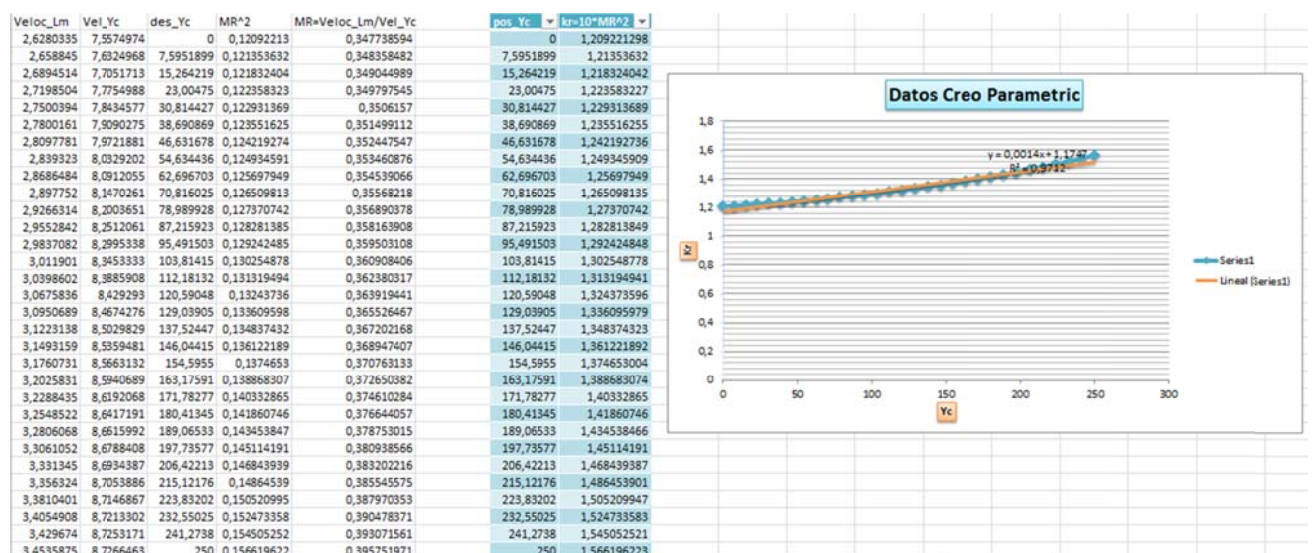


Tabla 3. Resultados del cálculo de la MR a través de los datos obtenidos del Creo 2.0.

En la tabla se muestra como se han calculado en columnas adyacentes a los valores obtenidos, el valor de MR y el valor correspondiente a la potencia cuadrática del mismo, así como la curva de la rigidez reducida.

Se grafica el ultimo valor obtenido en función del desplazamiento vertical del punto C.

Realizando un breve estudio de la función, comprobamos que se trata de una curva progresiva, a medida que aumenta el desplazamiento del punto C aumenta el valor de la rigidez. Se trata de un aspecto interesante, ya que en una suspensión trasera siempre interesa que la curva de rigidez presenta esta característica.

Con el fin de verificar que efectivamente los datos obtenidos con el Creo 2.0. Corresponden con los que se obtendría a través de la expresión desarrollada en el estudio cinemático se introducen los valores X_t , Y_t , θ , L_1 y L , definidos anteriormente.

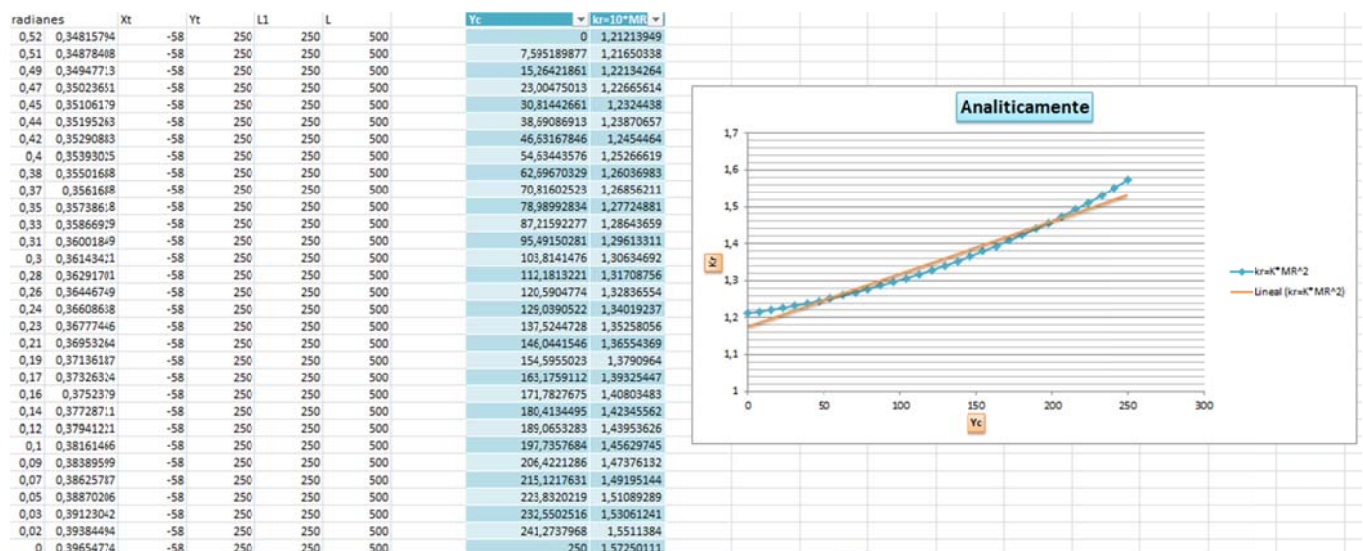


Tabla 4. Resultado de los valores de la MR calculados analíticamente.

Comprobamos, finalmente, que los datos obtenidos son prácticamente idénticos. Además, se visualiza que la expresión matemática de ambas líneas de tendencia contiene un error prácticamente nulo. De esta forma se verifica la expresión matemática, definida como ecuación 27, obtenida en el estudio cinemático.

Estudio de las fuerzas en el sistema

A continuación, si recordamos lo desarrollado anteriormente las fuerzas ejercidas sobre el basculante del elemento también quedan definidas y relacionadas a través del parámetro “Motion ratio”.

$$F = F_e \cdot MR \quad \rightarrow \quad \frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot MR + F_e \cdot \frac{dMR}{dy_c} \quad \text{Ecuación 14}$$

Se conoce que la fuerza ejercida por un resorte es la derivada de la rigidez en cualquier punto de la función que define, (expresado de otra forma sería la pendiente de la curva de rigidez en cualquier punto de la función), con lo que se obtendrá como resultado el valor de la fuerza ejercida sobre el basculante para esa posición concreta (el parámetro conocido como F). Para valores concretos, (con los cuales se está trabajando) se deberá de cumplir:

$$\frac{\Delta F}{\Delta y_c} = \frac{\Delta F_e}{\Delta y_c} \cdot MR + F_e \cdot \frac{\Delta MR}{\Delta y_c} \quad \text{Ecuación 28}$$

El programa informático Creo 2.0 nos da la opción de obtener dichos valores de fuerzas para las diferentes posiciones, realizando un análisis de equilibrio de fuerzas. Para consultar como se define un análisis de equilibrio de fuerzas se recomienda consultar el “Documento 5.3 Anexo Herramientas informáticas”.

Una vez introducida la fuerza se clicca en ejecutar, y el programa directamente nos facilita el valor de la fuerza para esa posición. Bastará con ir variando la posición del mecanismo radian a radian, hasta obtener los 30 diferentes valores.



Figura 44. Valores de las fuerzas para cada posición.

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas para cada una de las posiciones, se procede a calcular el primer término de la expresión que se quiere verificar. Los valores de los desplazamientos del punto C ya se habían obtenido para el estudio anterior.

$$\frac{\Delta F}{\Delta y_c} = \frac{F_i - F_{i-1}}{y_{c_i} - y_{c_{i-1}}} \quad \text{Ecuación 29}$$

Nuevamente graficamos los valores para obtener una visualización óptima de los mismos.

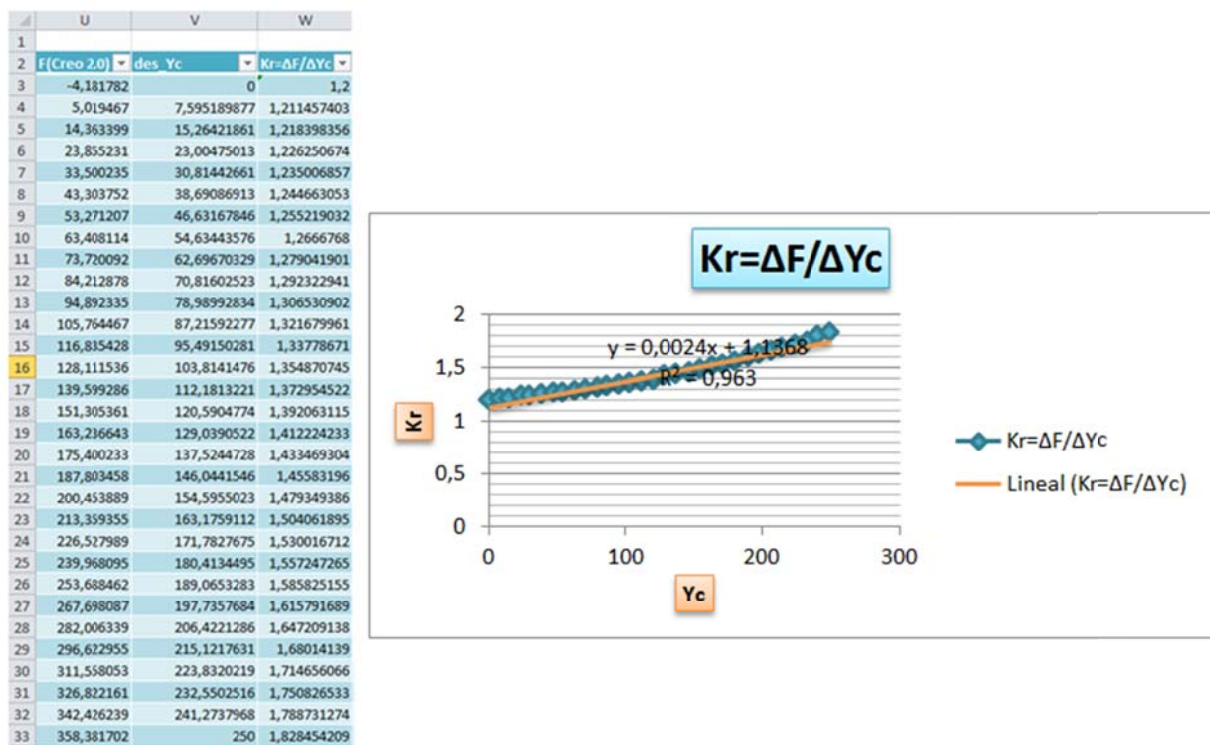


Tabla 5. Obtención de la rigidez a través de la derivada de la fuerza.

Para determinar los valores de la segunda parte de la expresión (y comprobar que se cumple la igualdad establecida en la Ecuación 28) recurrimos a los valores de las velocidades obtenidos anteriormente.

Realizando una gran variedad de ensayos se percibieron pequeños inconvenientes.

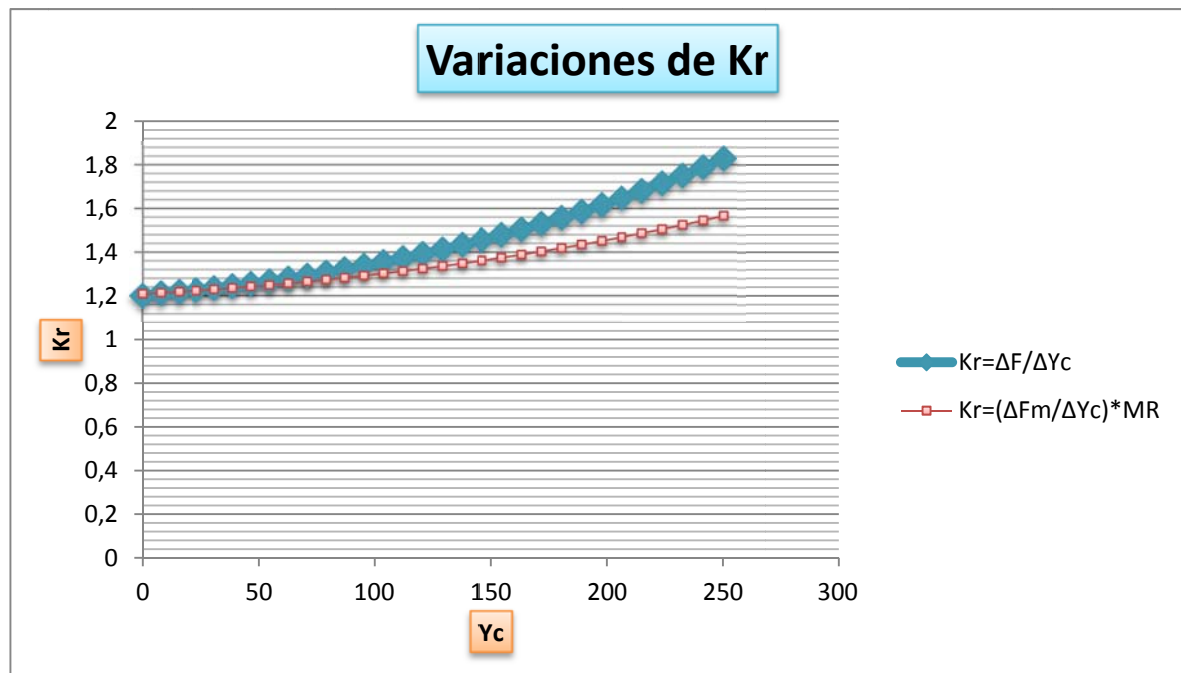
Basándonos en la información obtenida a través de la fuente de información del Cossalter se nos indica que el término final de la ecuación se puede considerar despreciable:

$$\frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot MR + F_e \cdot \frac{dMR}{dy_c} \quad \text{Ecuación 14}$$

Para valores muy pequeños de fuerzas, la aproximación mostrada no es del todo cierta (se producen pequeñas variaciones como se muestran a continuación)

$$\frac{dF}{dy_c} = \frac{dF_e}{dy_c} \cdot MR \quad \text{Ecuación 30}$$

Obteniendo los valores de la expresión anterior y comparándolos obtenemos las siguientes variaciones:



Gráfica 1. Variaciones que se producen en el cálculo de la rigidez mediante dos expresiones matemáticas diferentes.

Haciendo un análisis de los resultados obtenemos que los valores obtenidos de kr usando únicamente la aproximación expresada en la ecuación 14, son inferiores a la derivada de la fuerza respecto al desplazamiento.

Por este motivo, a continuación obtenemos el valor de la rigidez reducida, pero esta vez haremos uso del segundo término de la ecuación.

Fuerza elástica del muelle

	Veloc [m]	Vel Yc	des Yc	MR:Vel Lm/Vel Yc	AMR/ΔYc	Lm	Fe=K*Δlm	MR+Fe*AMR/ΔYc	Kr=(ΔFe/ΔYc)*MR+Fe*AMR/ΔYc
1									
2	2,628013504	7,55749735	0	0,347738594		407,614111	0		1,2
3	2,658844998	7,6324968	7,59518988	0,348358482	8,16159E-05	404,970655	26,43456238	3,4804347	1,214596428
4	2,689451433	7,70517131	15,2642186	0,349044989	8,95168E-05	402,296489	53,17621643	3,48696751	1,2218687
5	2,719850377	7,77549875	23,0047501	0,349797545	9,72228E-05	399,591821	80,2228994	3,49416353	1,230049325
6	2,7503941	7,8434577	30,8144266	0,3506157	0,000104762	396,856858	107,5725243	3,50201765	1,239131842
7	2,780016126	7,90902746	38,4908691	0,351499112	0,000112159	394,091813	135,2229799	3,51052592	1,249113181
8	2,809778126	7,97218805	46,6316785	0,352447547	0,000119438	391,296898	163,1721311	3,51968546	1,259993491
9	2,839332024	8,03292024	54,4344358	0,353460876	0,000126622	388,472329	191,4178187	3,52949448	1,271776
10	2,868648444	8,09120552	62,6967033	0,354539066	0,000133733	385,618325	219,9578599	3,53995214	1,284466905
11	2,897752021	8,14702614	70,8160252	0,35568218	0,000140789	382,735106	248,7900481	3,55105862	1,298075286
12	2,9266314	8,20036509	78,9899283	0,356890378	0,000147812	379,822895	277,912153	3,56281504	1,312613047
13	2,955294236	8,25120614	87,2159228	0,358163908	0,000154818	376,881919	307,321921	3,57522342	1,328094869
14	2,983708195	8,29953379	95,4915028	0,359503108	0,000161826	373,912403	337,0170748	3,58828671	1,344538202
15	3,01190951	8,34533332	103,814148	0,360908406	0,000168852	370,914579	366,9953142	3,60200874	1,361963257
16	3,039860187	8,38859078	112,181322	0,362380317	0,000175915	367,888679	397,2543154	3,61639421	1,380393027
17	3,067533597	8,429293	120,590477	0,363919441	0,00018303	364,834938	427,7917318	3,63144871	1,399853325
18	3,095068882	8,46742757	129,039052	0,365526467	0,000190213	361,753591	458,6051936	3,64717869	1,420372838
19	3,12231375	8,50298288	137,524473	0,367202168	0,00019748	358,64488	489,6923081	3,66359145	1,441983199
20	3,149315919	8,5359481	146,044155	0,368947407	0,000204848	355,509045	521,0506596	3,68069517	1,464719073
21	3,176073112	8,56631319	154,595502	0,370763133	0,000212332	352,34633	552,6778099	3,69849891	1,488618269
22	3,202583059	8,59406889	163,175911	0,372650382	0,000219949	349,156981	584,5712977	3,7170126	1,513721861
23	3,228843495	8,61920676	171,782767	0,374610284	0,000227714	345,941247	616,7286394	3,73624706	1,540074333
24	3,254852216	8,64171914	180,41345	0,376644057	0,000235645	342,699378	649,1473284	3,75621404	1,567723739
25	3,280606799	8,66159916	189,065328	0,378753015	0,000243757	339,431627	681,8248358	3,77692618	1,59672189
26	3,30610516	8,67884078	197,735768	0,380938566	0,000252069	336,13825	714,7586101	3,79839709	1,627124555
27	3,331344992	8,69343874	206,422129	0,383202216	0,000260598	332,819503	747,9460772	3,82064134	1,658991689
28	3,356324046	8,70538859	215,121763	0,385545575	0,000269363	329,475647	781,3846407	3,84367452	1,692387684
29	3,381040072	8,71468669	223,832022	0,387970353	0,000278382	326,106943	815,0716814	3,8675132	1,727381647
30	3,405490819	8,72133022	232,550252	0,390478371	0,000287675	322,713655	849,0045579	3,89217506	1,764047704
31	3,429674033	8,72531715	241,273797	0,393071561	0,000297263	319,29605	883,180606	3,91767884	1,802465338
32	3,453587455	8,72664626	250	0,395751971	0,000307168	315,854397	917,5971392	3,94404443	1,842719752

Tabla 6. Cálculo de la rigidez reducida sin despreciar el último término de la ecuación X.

Si comparamos los valores obtenidos de Kr (los correspondientes a la última columna) con los valores de la derivada de la fuerza en dicho punto podemos comprobar cómo se cumple la igualdad con una mayor exactitud. A continuación se muestran los dos ensayos.

Plasmando en un gráfico comprobamos como las dos curvas se solapan con una exactitud completa, sin que se produzcan ningún tipo de variación.

$Kr=(\Delta Fe/\Delta Yc)*MR+Fe*\Delta MR/\Delta Yc$	$Kr=\Delta F/\Delta Yc$
1,2	1,2
1,214596428	1,211457403
1,2218687	1,218398356
1,230049325	1,226250674
1,239131842	1,235006857
1,249113181	1,244663053
1,259993491	1,255219032
1,271776	1,2666768
1,284466905	1,279041901
1,298075286	1,292322941
1,312613047	1,306530902
1,328094869	1,321679961
1,344538202	1,33778671
1,361963257	1,354870745
1,380393027	1,372954522
1,399853325	1,392063115
1,420372838	1,412224233
1,441983199	1,433469304
1,464719073	1,45583196
1,488618269	1,479349386
1,513721861	1,504061895
1,540074333	1,530016712
1,567723739	1,557247265
1,59672189	1,585825155
1,627124555	1,615791689
1,658991689	1,647209138
1,692387684	1,68014139
1,727381647	1,714656066
1,764047704	1,750826533
1,802465338	1,788731274
1,842719752	1,828454209

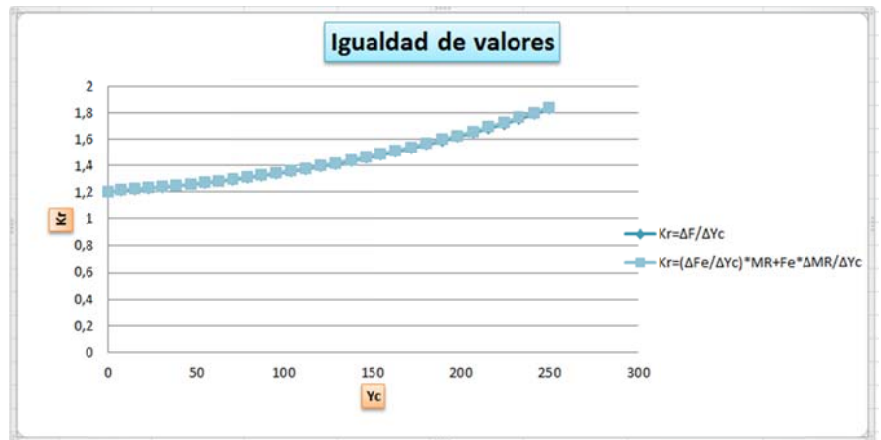
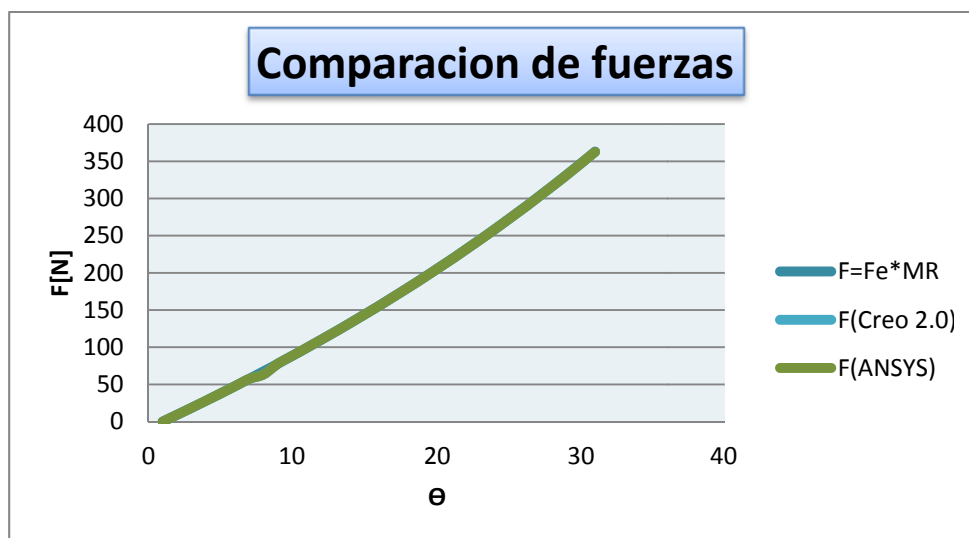


Tabla 7. Comprobación de que sin despreciar el último término de la ecuación X se obtienen resultados similares a los de la derivada de la fuerza.

Finalmente, para completar el estudio de este modelo de mecanismo, se realizó un estudio con las fuerzas. En dicho estudio se obtuvieron los valores de las fuerzas manualmente, a través del Creo 2.0., a través del programa informático ANSYS y finalmente se comprobó que se cumplía la expresión que relaciona las fuerzas a través del MR.



Gráfica 2. Valores de las fuerzas obtenidos a través de diferentes métodos

9.2. SUSPENSIÓN UNI-TRACK

9.2.1. ESTUDIO CINEMÁTICO DE LA SUSPENSIÓN UNI-TRACK

El estudio que se va a realizar es el cálculo de los parámetros del sistema de suspensión conocido como Uni-Track, el cual se trata de un sistema de suspensión clasificado como un sistema de bieletas.

La suspensión trasera basada en el formato Uni-Track, está compuesta por cuatro elementos en su forma más general. Estos son, el basculante, el resorte, el triángulo de suspensión, y una biela. Además, contiene 3 puntos fijos, los cuales irían directamente ligados al chasis. A continuación se muestra un esquema orientativo de cómo quedaría definido el mecanismo.

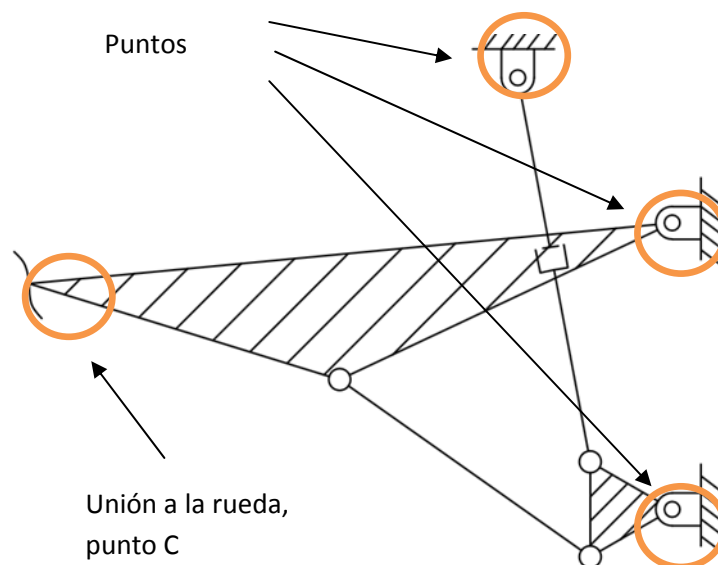


Figura 45. Representación del mecanismo.

Como consecuencia del desplazamiento de la rueda, provocado por un cambio brusco de la superficie de la carretera o algún otro motivo semejante, en el punto C aparece una fuerza (denominada F) que será la causante de que el sistema trabaje. Además, debido a la presencia de un resorte, este provocará una fuerza sobre el triángulo de suspensión que por equilibrio de fuerzas se transmitirá al basculante, ya que se trata de un sólido-rígido y todas las fuerzas que actúan sobre él se deberán de encontrar en equilibrio.

A continuación se realiza un estudio de fuerzas para comprobar la relación que existe entre la fuerza provocada por la rueda y la fuerza generada por el muelle. La geometría es la que se muestra en la figura 46. Es importante conocer los parámetros geométricos que se definen en la figura ya que posteriormente se realizarán las modificaciones geométricas en función de los mismos.

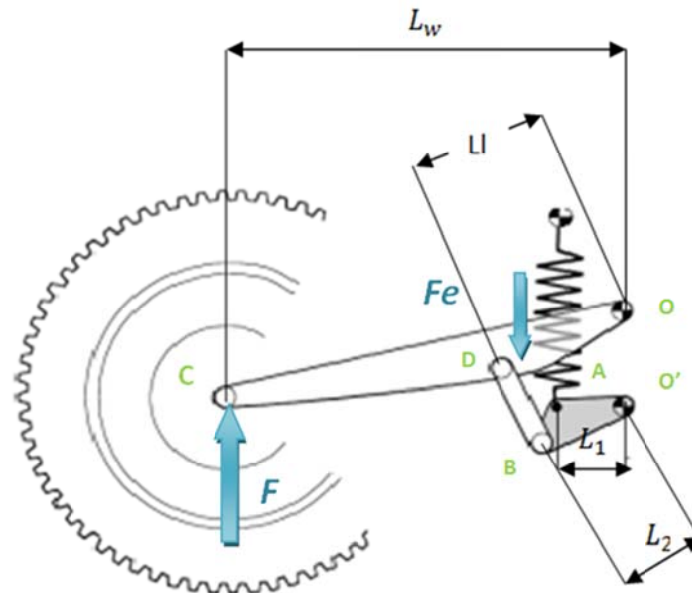


Figura 46. Fuerzas y dimensiones geométricas para la suspensión trasera Uni-Track.

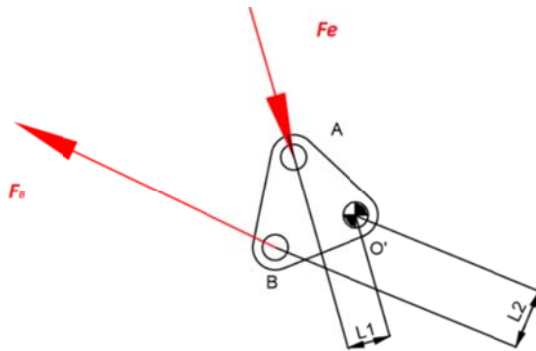
Donde,

- L_1 , es la distancia perpendicular al amortiguador desde el punto de anclaje del triángulo al chasis y el del amortiguamiento al triángulo.
- L_2 , es la distancia, perpendicular a la biela, entre la unión biela-triángulo y el chasis-triángulo.
- L_l , es la distancia, perpendicular a la dirección de la biela, que une el punto de amarre de la biela al basculante con el punto de anclaje del basculante al chasis.
- L_w , será la proyección horizontal del basculante.

Una vez definidos todos los parámetros que se van a manejar, se procede a realizar el estudio.

Se plantea el equilibrio de fuerzas en los componentes de la suspensión. Se considera que los elementos no tienen masa, por lo tanto no existirá el término de la inercia, ya que este parámetro está directamente vinculado a la masa de los elementos.

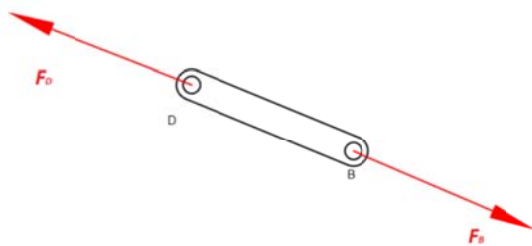
Elemento 3: Triángulo de suspensión



$$\sum M_{O'} = 0 \quad \text{Ecuación 31}$$

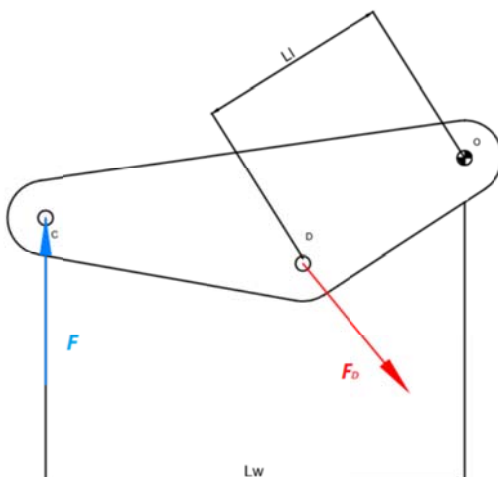
$$F_e \cdot L_1 = F_B \cdot L_2 \rightarrow F_B = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2} \quad \text{Ecuación 32}$$

Elemento 2: Biela



$$F_B = F_D \quad \text{Ecuación 33}$$

Elemento 1: Basculante



$$\sum M_O = 0 \quad \text{Ecuación 33}$$

$$F \cdot L_w = F_D \cdot L_l \rightarrow F = F_D \cdot \frac{L_l}{L_w} \quad \text{Ecuación 35}$$

Finalmente, introduciendo el valor de la fuerza en el punto D se obtiene la siguiente relación.

$$F = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_l}{L_w} \rightarrow \{MR = \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_l}{L_w}\} \quad \text{Ecuación 36}$$

Por lo que, la fuerza que ejerce el muelle será proporcional a la fuerza ejercida por la rueda entre el parámetro definido como “Motion Ratio”.

$$F = F_e \cdot MR \quad \text{Ecuación 12}$$

De la misma forma, si se realiza un análisis cinemático del mecanismo se puede llegar a la misma conclusión.

Por definición y como se indicaba en el caso anterior a este (suspensión trasera sencilla), de mayor sencillez el parámetro MR es:

$$MR = \frac{\dot{L}_m}{\dot{Y}_c} \quad \text{Ecuación 25}$$

Siendo,

- \dot{L}_m → La velocidad relativa del muelle.
- \dot{Y}_c → La velocidad del desplazamiento vertical del punto C.

Por lo tanto, a continuación se realiza un estudio de las velocidades de los puntos que componen el sistema.

Se trata de un análisis cinemático del mecanismo. Las velocidades expresadas gráficamente se muestran en la siguiente figura.

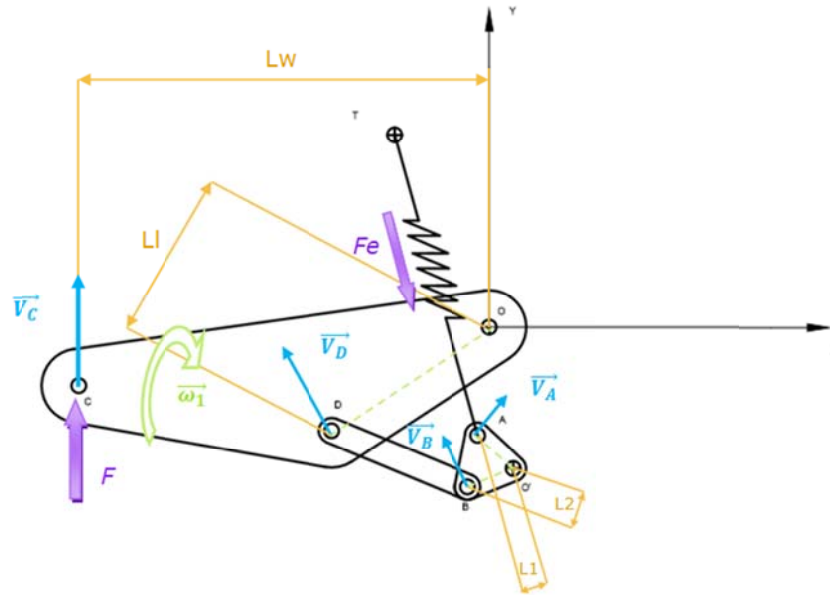


Figura 47. Velocidades de los puntos que componen la suspensión Uni-Track.

Punto C

$$\vec{V}_C = \vec{V}_O + \frac{\omega_1 \cdot \overline{OC}}{\perp \overline{OC}} \rightarrow \vec{V}_C = \omega_1 \cdot \overline{OC} \quad \text{Ecuación 37}$$

Como la velocidad del punto C es perfectamente conocida (su dirección será únicamente vertical, y el módulo dependerá de la magnitud de la fuerza) se puede obtener el único parámetro desconocido de la ecuación, ω_1 .

Punto D

$$\vec{V}_D = \frac{\omega_1 \cdot \overline{OD}}{\perp \overline{OD}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Punto B

$$\frac{\omega_3 \cdot \overline{O'B}}{\perp \overline{O'B}} = \frac{\omega_1 \cdot \overline{OD}}{\perp \overline{OD}} + \frac{\omega_2 \cdot \overline{DB}}{\perp \overline{DB}} \quad \text{Ecuación 39}$$

A continuación se muestra la ecuación expresada gráficamente.

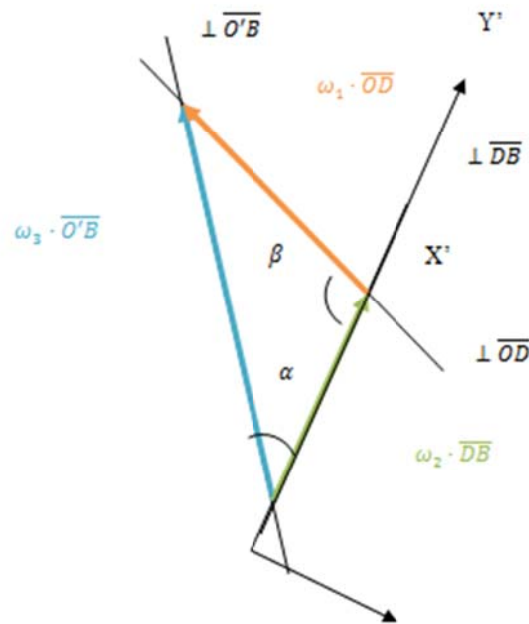


Figura 48. Suma de velocidades del punto B.

Con el fin de simplificar cálculos y evitar calcular la velocidad de rotación del elemento 2 (dato indispensable para el estudio) se plantean las ecuaciones en función del sistema de coordenadas X'Y'.

$$\omega_3 \cdot \overline{O'B} \cdot \sin \alpha = \omega_1 \cdot \overline{OD} \cdot \sin \beta \rightarrow \begin{cases} \overline{OD} \cdot \sin \beta = L_1 \\ \overline{O'B} \cdot \sin \alpha = L_2 \end{cases} \rightarrow \omega_3 = \omega_1 \cdot \frac{L_1}{L_2} \quad \text{Ecuación 40}$$

Punto A

$$\omega_3 \cdot \overline{O'A} \cdot \perp \overline{O'A} = \omega_4 \cdot \overline{AT} \cdot \perp \overline{AT} + \dot{Lm} \cdot \parallel \overline{AT} \quad \text{Ecuación 41}$$

Siendo en este caso desconocidas la velocidad de variación de la longitud del muelle y la velocidad angular del elemento 4.

Nuevamente, se expresa la ecuación gráficamente.

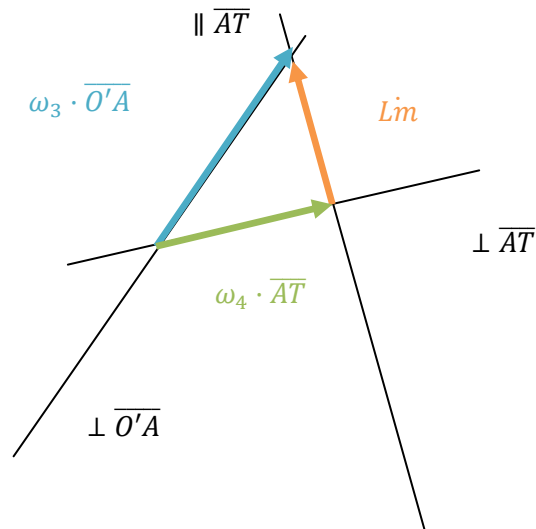


Figura 49. Suma vectorial de velocidades del punto A.

Siguiendo la táctica anterior, se descomponen las velocidades en el sistema de coordenadas X'' Y'', de esta forma evitamos tener que calcular el parámetro ω_4 .

$$Lim = \omega_3 \cdot \overline{O'A} \cdot \sin \gamma = \omega_1 \cdot \frac{Ll}{L_2} \cdot L_1 \quad \text{Ecuación 42}$$

Finalmente, relacionamos las velocidades Lim (velocidad de compresión del resorte) e \dot{Y}_c (velocidad de desplazamiento del punto C) obteniendo finalmente el "Motion ratio".

$$\vec{V}_c = \dot{Y}_c = \omega_1 \cdot \overline{OC}$$

Observando la geometría del mecanismo, comprobamos que el segmento \overline{OC} corresponde con el valor definido gráficamente como Lw . Por lo tanto:

$$MR = \frac{Lim}{\dot{Y}_c} = \frac{\omega_1 \cdot \frac{Ll}{L_2} \cdot L_1}{\omega_1 \cdot Lw}$$

$$MR = \frac{Ll \cdot L_1}{Lw \cdot L_2} \quad \text{Ecuación 43}$$

9.2.2. VERIFICACIÓN COMPUTACIONAL

A continuación se realizará un estudio para obtener una serie de datos, introduciendo el mecanismo en el programa informático Creo 2.0, cuyo objetivo será verificar que efectivamente se cumplen las dos expresiones desarrolladas anteriormente para este modelo de suspensión, la verificación será semejante a la que se realizó para el caso tradicional.

Las dos comprobaciones serán:

- **Comprobación de la obtención de la MR**

Este apartado es muy semejante al del caso de la suspensión sencilla, básicamente consiste en obtener una serie de datos geométricos a través de la simulación en el software, para posteriormente calcular el valor de la relación de velocidades según la expresión deducida en el apartado anterior y que se muestra a continuación.

$$MR = \frac{Ll \cdot L_1}{Lw \cdot L_2} \quad \text{Ecuación 43}$$

Los parámetros geométricos son los que se muestran en la figura 47, del anterior.

Por lo tanto a través del programa informático se obtendrán los valores de las longitudes, posteriormente se realizarán las operaciones que fuesen necesarias.

Una vez obtenido los valores se compararán con los que nos ofrece el sistema informático.

- **Comprobación de la rigidez reducida.**

En este apartado lo que se pretende demostrar es que la rigidez reducida es básicamente la derivada de la fuerza, para cualquier caso o tipo de suspensión. Para la obtención de la fuerza nos basaremos en la expresión obtenida anteriormente:

$$F = Fe \cdot MR \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde la fuerza elástica del muelle, F_e , se puede obtener a través del recorrido del muelle y la relación de velocidades, MR , se obtendrá a través de la relación entre la velocidad del punto C y la de compresión del resorte.

$$MR = \frac{L\dot{m}}{Y_c} \quad \text{Ecuación 25}$$

Para ello se obtendrán del Creo 2.0. Los valores de la velocidad del punto C y el recorrido del resorte, realizando un análisis cinemático.

- **Comprobación de la obtención de la MR**

Al igual que en el caso de la suspensión sencilla, se introduce las piezas que formarán parte del conjunto final. En este apartado y al tratarse una verificación computacional, no es necesario que se cumpla ningún requisito, la configuración del sistema de suspensión Uni-track puede ser aleatoria. No obstante, se realizó la verificación con el modelo que se muestra a continuación:

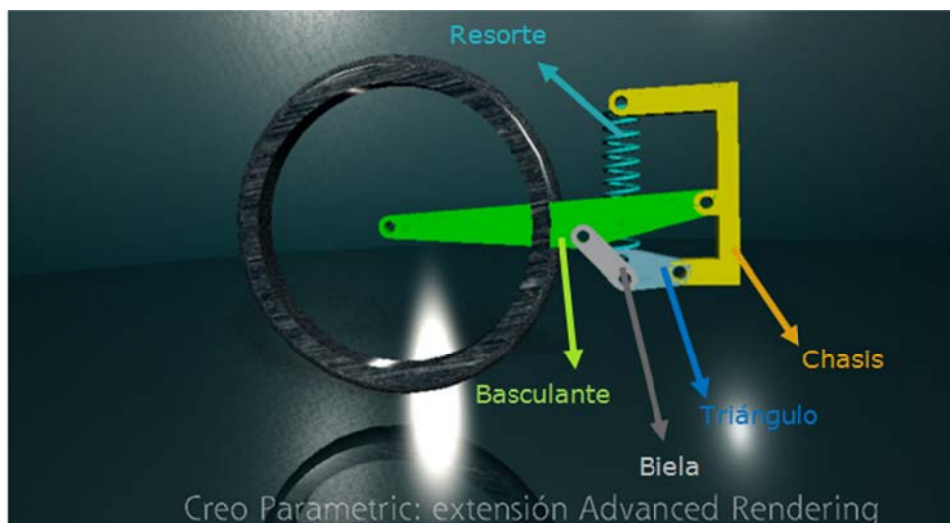


Figura 50. Suspensión trasera Uni-Track.

Como se puede observar en la figura, el chasis sería el elemento rígido, mientras que el triángulo de suspensión se encuentra unido a través de una unión pin, la cual permitía al elemento rotar sobre ese punto, del mismo modo ocurre en el caso de la unión del basculante al chasis. El resto de uniones, que son las que implican al elemento biela, simplemente se realizan mediante restricciones de los ejes.

Se introduce un motor cinemático en la unión basculante-chasis, cuya velocidad será de 1 rd/s, al igual que en el ejemplo de la suspensión sencilla.

Posteriormente se define el mecanismo, para ello se introduce un resorte cuya rigidez será de 105 N/mm, y su longitud inicial será de 267 mm, dichas condiciones son impuestas por la organización de MotoStudent.

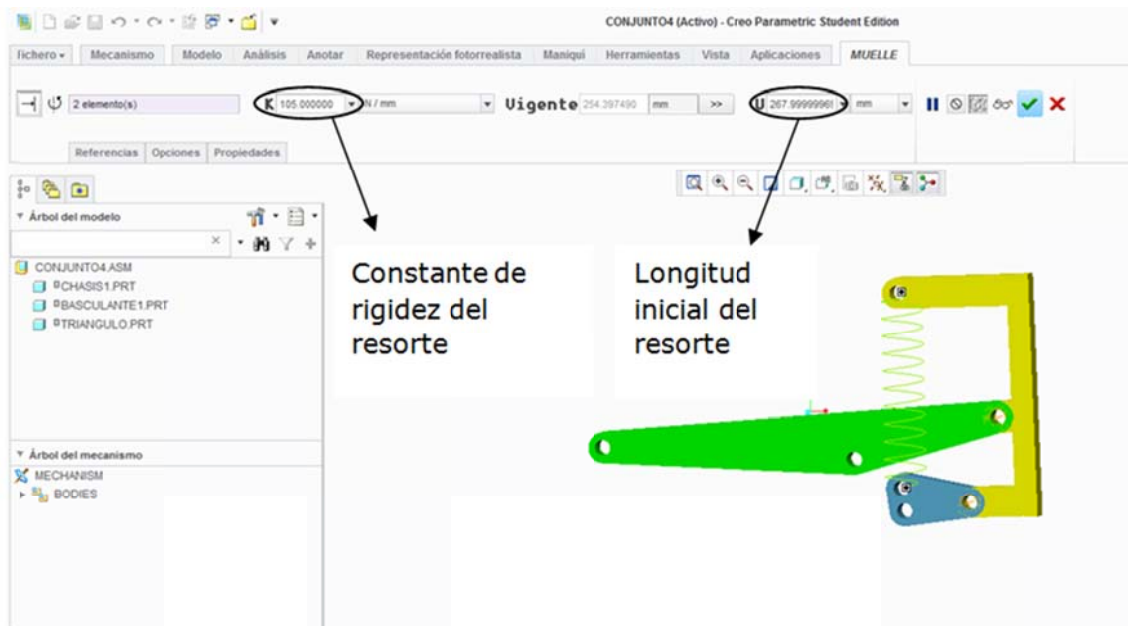


Figura 51. Definición del resorte.

Una vez definido todas estas condiciones se introducirán un elemento adicional. Este elemento será una barra simple, que tendrá la dirección del muelle para los diferentes instantes de tiempo.

El ejemplo se muestra en la siguiente figura. El objetivo es encontrar un eje de referencia que se rote en función del movimiento que tenga el resorte, para poder obtener las medidas perpendiculares al mismo de una forma correcta, esto solo se consigue con elementos, ya que los propios elementos al ensamblarlos en un conjunto contienen su propio sistema de referencia que se desplaza y rota en función de objeto. Por ello para poder obtener los valores de L1 (recordemos que L1 era la longitud perpendicular al resorte desde la unión amortiguador-triángulo a triángulo-chasis) es necesario introducir un elemento que contenga un sistema de referencia que nos permita tomar distancias con respecto al mismo.

En la figura siguiente se muestran los diferentes sistemas de referencia de los elementos para una mejor comprensión.

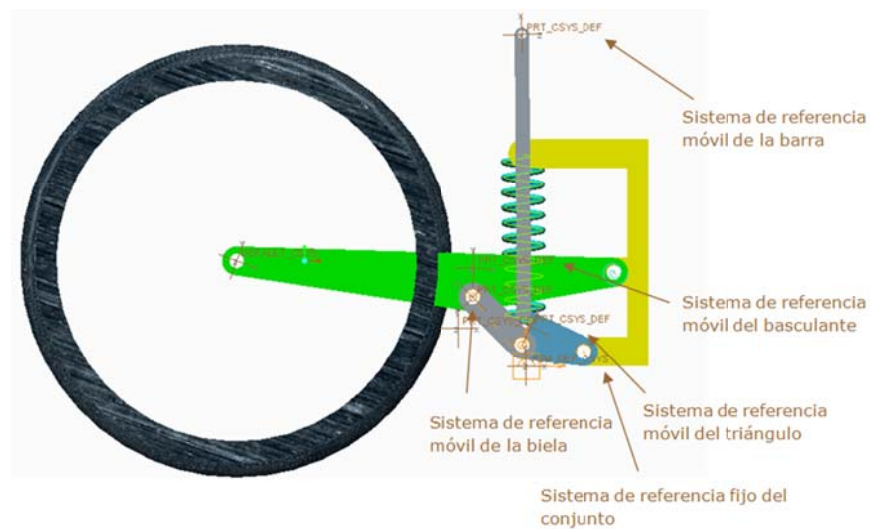


Figura 52. Mecanismo con barra de referencia acoplada.

Posteriormente, se realiza el análisis. Recordemos de que se trata de un análisis cinemático, de donde se querrán obtener los valores de las velocidades del punto C y del muelle para calcular el valor de MR (eso se realizara en el propio programa definiendo un parámetro por el usuario) y los valores de las longitudes.

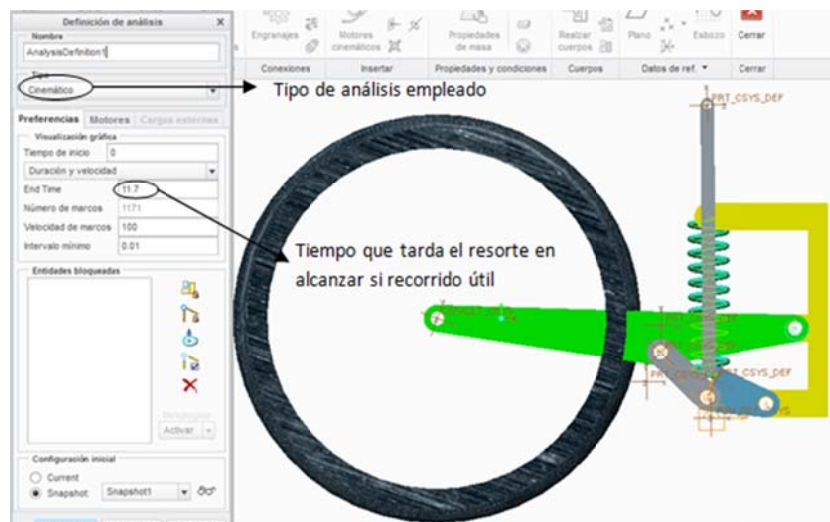


Figura 53. Selección del tipo de análisis a realizar.

Tras indicar el tipo de análisis, se procede a definir los parámetros que se recogerán.

1. Vel_Yc, representará la velocidad del punto C, su obtención se realiza mediante la selección de velocidad, y seleccionando el punto y la dirección del vector velocidad que se deba obtener. En este caso la dirección Y.
2. Vel_Lm, Representará la velocidad de compresión, al tratarse de un resorte, la forma óptima de realizar la medición es seleccionan la opción separación y seleccionando los puntos entre los cuales se quiere tomar medidas.
3. Ll,L2,Lw, son longitudes que se obtienen seleccionando la opción posición e indicando el punto fijo sobre el que pivota el elemento, seguidamente se indica el sistema de referencia frente al cual se quieren realizar las mediciones. En el caso de Ll y L2 como son medidas perpendiculares a la biela se tomará el sistema de referencia de la misma, para Lw bastará con el general.
4. L1, la realización de la medición es muy semejante, ya que se emplea las mismas opciones que en el caso anterior, pero esta vez el sistema de referencia seleccionado será el correspondiente al elemento barra que se introdujo anteriormente.

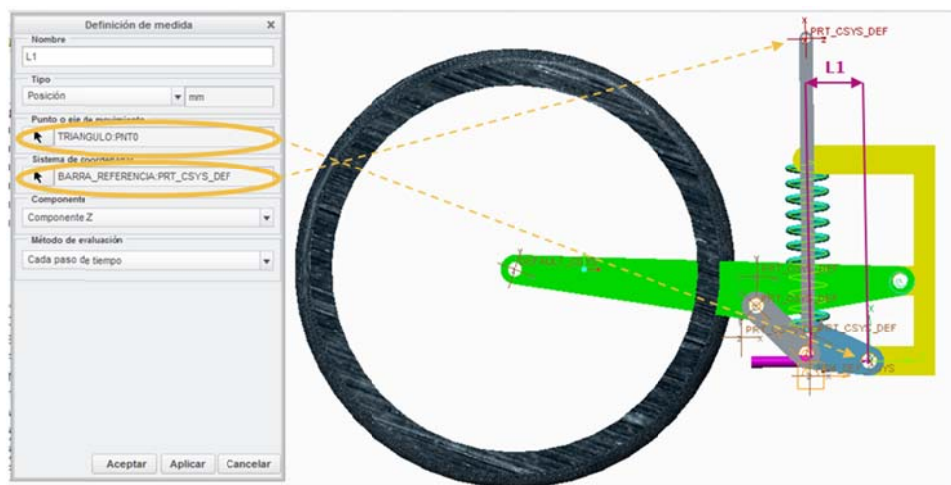


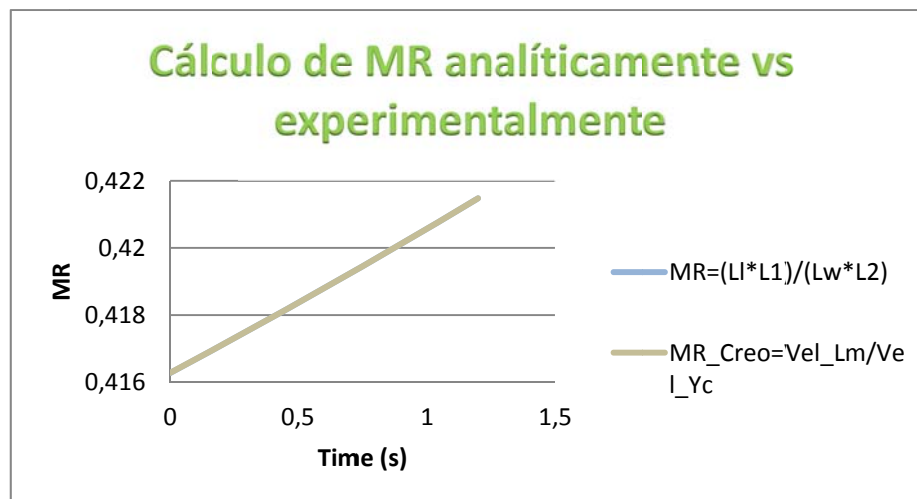
Figura 54. Definición de la longitud L1.

Una vez obtenidos los valores se exportan a un Excel donde se obtienen los siguientes resultados (por cuestiones de longitud solo se muestra un pequeño intervalo, pero en la gráfica se visualizan la totalidad de los resultados):

L1	L2	Lw	LI	MR=(LI*L1)/(Lw*L2)	Time	MR_Creo=Vel_Lm/Vel_Yc
91,874304	-76,813137	521,87536	-181,63091	0,416276158	0	0,416282702
91,87374	-76,795604	521,88533	-181,6147	0,416323508	0,01	0,416323501
91,871707	-76,778041	521,89529	-181,59846	0,416364351	0,02	0,416364344
91,869657	-76,760456	521,90523	-181,5822	0,416405232	0,03	0,416405225
91,86759	-76,742851	521,91516	-181,56593	0,416446151	0,04	0,416446144
91,865507	-76,725224	521,92507	-181,54965	0,416487109	0,05	0,416487102
91,863406	-76,707576	521,93496	-181,53335	0,416528104	0,06	0,416528097
91,861289	-76,689906	521,94484	-181,51703	0,416569138	0,07	0,416569131
91,859155	-76,672216	521,9547	-181,50069	0,41661021	0,08	0,416610203
91,857004	-76,654504	521,96455	-181,48435	0,41665132	0,09	0,416651313
91,854836	-76,63677	521,97438	-181,46798	0,416692469	0,1	0,416692462
91,852652	-76,619016	521,9842	-181,4516	0,416733657	0,11	0,416733649
91,85045	-76,601239	521,994	-181,4352	0,416774883	0,12	0,416774876
91,848231	-76,583442	522,00378	-181,41879	0,416816148	0,13	0,416816141
91,845996	-76,565623	522,01355	-181,40236	0,416857451	0,14	0,416857444
91,843743	-76,547783	522,0233	-181,38592	0,416898794	0,15	0,416898787
91,841473	-76,529921	522,03304	-181,36946	0,416940176	0,16	0,416940169
91,839187	-76,512038	522,04276	-181,35298	0,416981597	0,17	0,41698159
91,836883	-76,494133	522,05246	-181,33649	0,417023057	0,18	0,41702305
91,834562	-76,476207	522,06215	-181,31998	0,417064557	0,19	0,41706455
91,832225	-76,45826	522,07182	-181,30346	0,417106096	0,2	0,417106089
91,82987	-76,44029	522,08148	-181,28692	0,417147675	0,21	0,417147667
91,827498	-76,4223	522,09112	-181,27036	0,417189293	0,22	0,417189286
91,825109	-76,404287	522,10074	-181,25379	0,417230951	0,23	0,417230943
91,822703	-76,386253	522,11035	-181,2372	0,417272648	0,24	0,417272641
91,82028	-76,368197	522,11994	-181,2206	0,417314386	0,25	0,417314379
91,817839	-76,35012	522,12952	-181,20398	0,417356164	0,26	0,417356156
91,815382	-76,332021	522,13908	-181,18734	0,417397981	0,27	0,417397974
91,812907	-76,3139	522,14862	-181,17069	0,417439839	0,28	0,417439832
91,810415	-76,295758	522,15815	-181,15402	0,417481737	0,29	0,41748173
91,807906	-76,277594	522,16767	-181,13734	0,417523676	0,3	0,417523669

Tabla 8. Tabla de resultados de relación de velocidades.

A continuación se muestran los resultados graficados:



Gráfica 3. Gráfica de resultados analíticos frente a los obtenidos en el programa.

Como se puede comprobar los valores que se obtienen son prácticamente idénticos a los obtenidos por el programa, por lo que se puede concluir que para un tipo de suspensión Uni-track la relación de velocidades se puede expresar como se ha definido en el estudio cinemático del apartado anterior.

1. Comprobación de la rigidez reducida.

A continuación se realizará el estudio de la rigidez reducida mediante los dos métodos que se mostraron con anterioridad. Los pasos a seguir son semejantes que los realizados en la verificación para una suspensión sencilla. Para ello bastará con realizar un análisis cinemático, de donde se obtendrán las velocidades del resorte y la del punto C.

Una vez obtenido dichos valores, se conoce que se debe de cumplir:

$$kr = k \cdot MR^2$$

Ecuación 18

Donde,

- La relación de velocidades(MR) se obtuvo en el apartado anterior
- El valor de K es conocido, 105 N/mm, en este caso.

Si exportamos los datos a un Excel, se obtienen los siguientes valores:

Tiempo	V_Lm	V_Yc	Yc	MR=V_Lm/V_Yc	Kr=K*(MR)^2
0	3,7916874	9,1084432	0	0,416282702	18,19558526
0,01	3,7921314	9,1086173	0,091085303	0,416323501	18,199152
0,02	3,7925758	9,1087911	0,182172345	0,416364344	18,20272303
0,03	3,7930205	9,1089647	0,273261125	0,416405225	18,20629772
0,04	3,7934654	9,1091379	0,364351638	0,416446144	18,20987608
0,05	3,7939105	9,1093109	0,455443882	0,416487102	18,21345812
0,06	3,7943559	9,1094836	0,546537854	0,416528097	18,21704385
0,07	3,7948015	9,109656	0,637633552	0,416569131	18,22063327
0,08	3,7952473	9,1098281	0,728730973	0,416610203	18,22422641
0,09	3,7956935	9,11	0,819830114	0,416651313	18,22782326
0,1	3,7961398	9,1101716	0,910930972	0,416692462	18,23142383
0,11	3,7965864	9,1103429	1,002033545	0,416733649	18,23502813
0,12	3,7970333	9,1105139	1,093137829	0,416774876	18,23863618
0,13	3,7974804	9,1106847	1,184243822	0,416816141	18,24224798
0,14	3,7979278	9,1108552	1,275351522	0,416857444	18,24586354
0,15	3,7983754	9,1110253	1,366460924	0,416898787	18,24948287
0,16	3,7988233	9,1111953	1,457572028	0,416940169	18,25310598
0,17	3,7992714	9,1113649	1,548684829	0,41698159	18,25673287
0,18	3,7997198	9,1115343	1,639799325	0,41702305	18,26036357
0,19	3,8001685	9,1117034	1,730915513	0,41706455	18,26399807
0,2	3,8006174	9,1118722	1,822033391	0,417106089	18,26763638
0,21	3,8010665	9,1120407	1,913152956	0,417147667	18,27127853
0,22	3,8015159	9,112209	2,004274205	0,417189286	18,2749245
0,23	3,8019656	9,1123769	2,095397134	0,417230943	18,27857432
0,24	3,8024156	9,1125446	2,186521743	0,417272641	18,28222799
0,25	3,8028658	9,1127121	2,277648026	0,417314379	18,28588553
0,26	3,8033162	9,1128792	2,368775983	0,417356156	18,28954693
0,27	3,803767	9,1130461	2,45990561	0,417397974	18,29321222
0,28	3,804218	9,1132127	2,551036904	0,417439832	18,2968814
0,29	3,8046692	9,113379	2,642169862	0,41748173	18,30055448
0,3	3,8051207	9,113545	2,733304482	0,417523669	18,30423147

Tabla 9. Cálculo de los valores de la rigidez reducida.

A modo de recordatorio, se conoce que la derivada de la fuerza deberá de ser la rigidez reducida, por ello a continuación se calculan las fuerzas, sabiendo que:

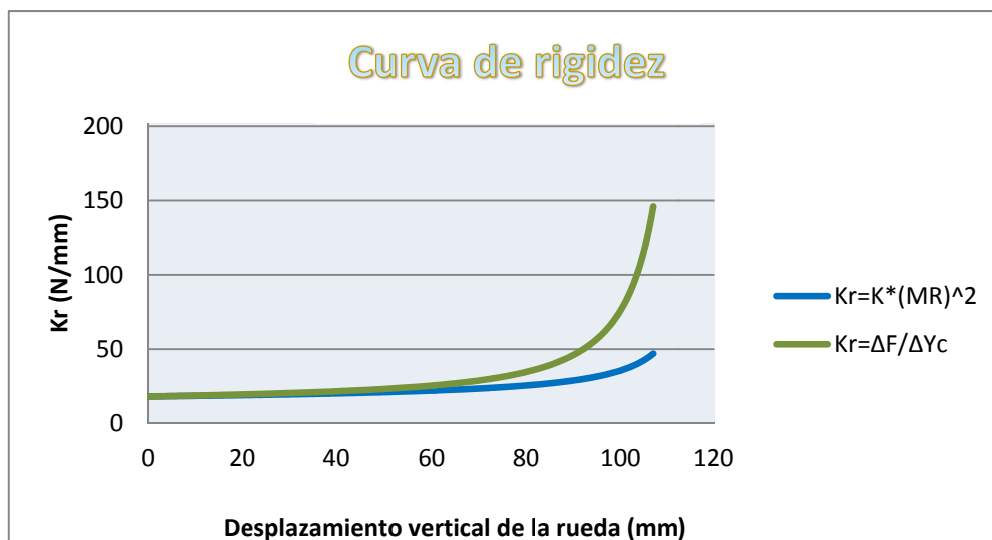
$$F_e = K \cdot (L_m - L_{m0}) \rightarrow F = F_e \cdot MR \quad \text{Ecuación 24}$$

Como se muestra es necesario obtener los valores de compresión del muelle, Lm. Una vez obtenidas las fuerzas se sabe que la derivada de la fuerza con respecto al desplazamiento es igual a la rigidez reducida. A continuación se muestra la tabla donde se visualizan los valores de las fuerzas así como de la rigidez reducida, en un intervalo determinado.

Time (Sec)	Lm	MR	Yc	Fm=K(Lmo-Lm)	F=Fm*MR	Kr=ΔF/ΔYc
0	268	0,4162827	0	0,00000	9,387E-07	
0,01	267,96208	0,4163235	0,091085303	3,98123	1,6574798	18,196995
0,02	267,92416	0,4163643	0,182172345	7,96320	3,315593	18,203613
0,03	267,88623	0,4164052	0,273261125	11,94564	4,9742264	18,208976
0,04	267,8483	0,4164461	0,364351638	15,92854	6,6333805	18,214346
0,05	267,81036	0,4164871	0,455443882	19,91192	8,2930559	18,219722
0,06	267,77242	0,4165281	0,546537854	23,89575	9,9532532	18,225106
0,07	267,73448	0,4165691	0,637633552	27,88006	11,613973	18,230497
0,08	267,69653	0,4166102	0,728730973	31,86484	13,275216	18,235896
0,09	267,65857	0,4166513	0,819830114	35,85008	14,936983	18,241302
0,1	267,62061	0,4166925	0,910930972	39,83579	16,599274	18,246714
0,11	267,58265	0,4167336	1,002033545	43,82197	18,262091	18,252135
0,12	267,54468	0,4167749	1,093137829	47,80862	19,925433	18,257562
0,13	267,50671	0,4168161	1,184243822	51,79574	21,589301	18,262997
0,14	267,46873	0,4168574	1,275351522	55,78333	23,253697	18,268439
0,15	267,43075	0,4168988	1,366460924	59,77139	24,91862	18,273889
0,16	267,39276	0,4169402	1,457572028	63,75992	26,584071	18,279346
0,17	267,35477	0,4169816	1,548684829	67,74892	28,250052	18,28481
0,18	267,31678	0,4170231	1,639799325	71,73839	29,916561	18,290282
0,19	267,27878	0,4170645	1,730915513	75,72833	31,583601	18,295761
0,2	267,24077	0,4171061	1,822033391	79,71874	33,251172	18,301248
0,21	267,20277	0,4171477	1,913152956	83,70962	34,919275	18,306742
0,22	267,16475	0,4171893	2,004274205	87,70098	36,587909	18,312244
0,23	267,12674	0,4172309	2,095397134	91,69281	38,257077	18,317753
0,24	267,08871	0,4172726	2,186521743	95,68511	39,926777	18,32327
0,25	267,05069	0,4173144	2,277648026	99,67788	41,597012	18,328795
0,26	267,01266	0,4173562	2,368775983	103,67112	43,267782	18,334327
0,27	266,97462	0,417398	2,45990561	107,66484	44,939087	18,339866
0,28	266,93658	0,4174398	2,551036904	111,65903	46,610928	18,345414
0,29	266,89854	0,4174817	2,642169862	115,65370	48,283307	18,350969
0,3	266,86049	0,4175237	2,733304482	119,64884	49,956222	18,356532

Tabla 10. Valores de la rigidez obtenida a través de las fuerzas sobre el mecanismo.

Para una mejor comparación se presentan la totalidad de los valores de los dos casos graficados.



Gráfica 4. Valores de la rigidez reducida.

En este caso se puede comprobar cómo a medida que los valores aumentan se produce una variación que incrementa con el incremento de los mismos. Esto se debe a que la primera expresión de la rigidez se trata de una aproximación, tal y como se demostró en el apartado “9.1.2 Verificación computacional” del sistema tradicional.

9.2.3. VARIACIONES DE LA GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN TRASERA UNI-TRACK

En este apartado se realizará un análisis de los diferentes parámetros geométricos que afectan al diseño de una suspensión trasera óptima. En cuanto al concepto de una suspensión trasera optima, no existe una respuesta definitiva, ya que para cada ocasión se requieren unas características u otras dependiendo de las necesidades o circunstancias. En el caso de las motos de competición la comodidad pasa a un plano secundario siendo primordial conseguir un agarre de los neumáticos al asfalto efectivo, así como evitar que se transmitan fuerzas de valores muy elevados a los elementos que conforman la suspensión. De esta forma se busca una suspensión lo más estable posible.

A continuación se muestra el estudio realizado de como varían los valores de la curva de rigidez en función de ciertos parámetros y se verifica que se cumple el análisis cinemático de la suspensión trasera Uni-Track que se expresó en el apartado “9.2.1. Estudio cinemático de la suspensión trasera Uni-Track”.

El diseño de la suspensión utilizado para dicho estudio es aleatorio, es decir, el mecanismo que se presenta no es el definitivo, sino que la finalidad del estudio es determinar que parámetro es el más asequible para regular la rigidez de la suspensión. Se realizan los estudios variando diferentes componentes para finalmente seleccionar que componente será el que se diseñe regulable y como su regulación afectara a la rigidez de la suspensión.

Este estudio se realiza con el objetivo de determinar que elemento se puede diseñar para que sea regulable y que características ofrecería la variación del mismo a la rigidez del mecanismo.

9.2.3.1. BIELETA

Una de las características principales de este tipo de suspensiones (las cuales están constituidas por una biela, un balancín y el basculante) es que la longitud de la bieleta es un factor determinante para obtener una curva de rigidez progresiva.

Se conoce que a medida que se reduce dicha longitud la curva de rigidez adquiere cada vez un carácter más progresivo. Con bieletas de tamaño medio, la curva de rigidez que se presenta es más lineal, mientras que con bieletas extremadamente largas, puede llegar a adquirir un carácter regresivo.

Este aspecto se tuvo en cuenta a la hora del diseño de la suspensión, se realizaron diferentes pruebas recogiendo los datos correspondientes para verificar que efectivamente se cumplía el concepto expuesto. A continuación se muestra la influencia que tiene la longitud de la biela sobre la curva de rigidez. La geometría inicial de la biela es la que se muestra a continuación:

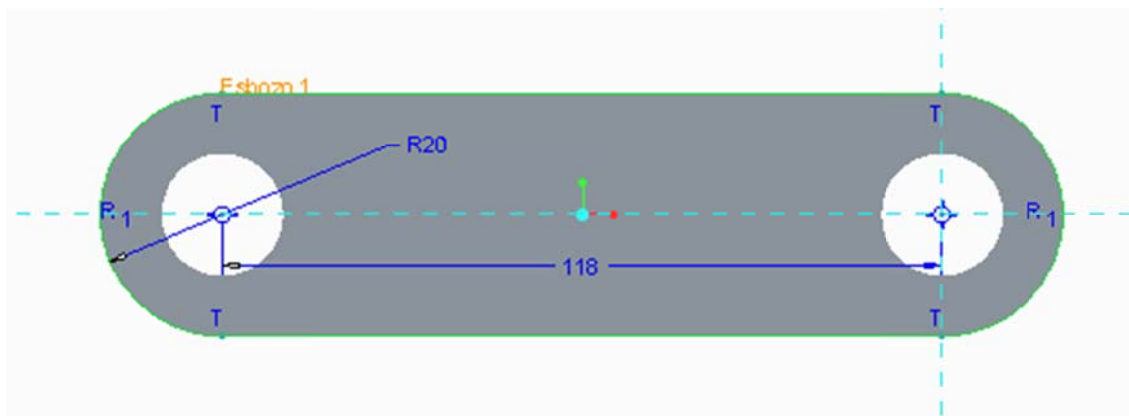
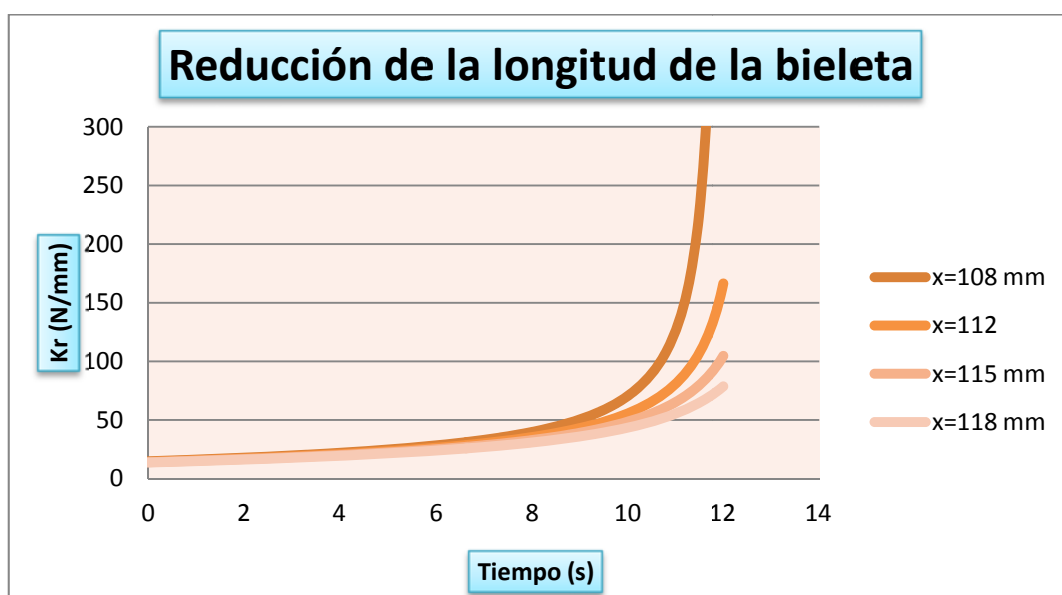


Figura 55. Geometría inicial de la biela. Se comienza con un valor de longitud $x=118$ mm.

Posteriormente se procedió a realizar pruebas reduciendo la longitud de la misma (reduciendo el parámetro x) y se obtuvieron los siguientes resultados:



Gráfica 5. Visualización de la variación de la curva de rigidez en función de la reducción de la longitud de la biela.

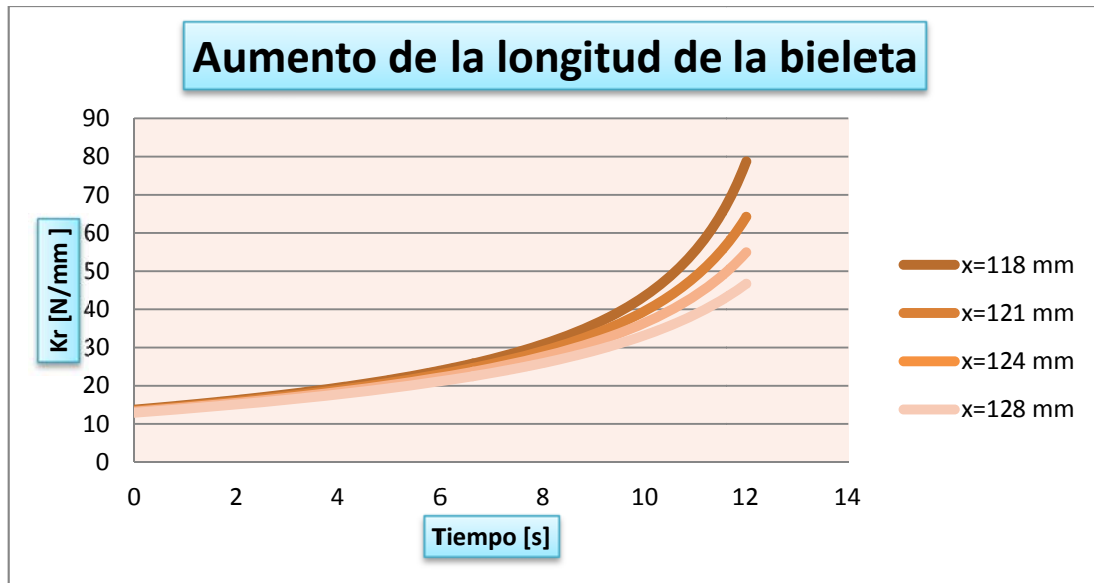
Se verifica como efectivamente la rigidez aumenta en función de la longitud de la bieleta.

Parece obvio que por consiguiente siempre se va a buscar una longitud mínima de bieleta pero este aspecto no resulta tan beneficioso, ya que la rigidez aumenta en intervalos de tiempo menores. En otras palabras, en el punto en el que interesa cumplir con una rigidez de 20 N/mm (cuando el piloto esta sobre la motocicleta y la fuerza ejercida por la rueda es de 800N) aumentara su valor. En la siguiente tabla se muestra los valores que adquiere la rigidez en dicho punto.

Time	x=118 mm			x=115 mm			x=112			x=108 mm		
	Fe	F	Kr=K*(MR)^2	Fe	F	Kr=K*(MR)^2	Fe	F	Kr=K*(MR)^2	Fe	F	Kr=K*(MR)^2
4,3	1642,93278	718,586541	20,0866665	1664,42721	740,74565	20,79686645	1687,31074	765,180771	21,59370937	1720,29033	801,953117	22,81832505
4,31	1647,14154	720,779109	20,10628518	1668,71008	743,032152	20,81817872	1691,67377	767,573251	21,61701535	1724,77149	804,51006	22,84489301
4,32	1651,35236	722,974776	20,12593602	1672,99515	745,322064	20,83952864	1696,03917	769,969511	21,64036583	1729,25529	807,071396	22,87151755
4,33	1655,56522	725,173548	20,1456191	1677,28242	747,615395	20,86091632	1700,40695	772,36956	21,66376095	1733,74175	809,637136	22,89819889
4,34	1659,78013	727,375432	20,16533454	1681,57189	749,912152	20,88234188	1704,77711	774,773408	21,68720087	1738,23086	812,207293	22,92493723
4,35	1663,9971	729,580434	20,18508241	1685,86357	752,212342	20,90380545	1709,14965	777,181065	21,71068575	1742,72263	814,781879	22,95173278
4,36	1668,21612	731,788561	20,20486283	1690,15746	754,515974	20,92530714	1713,52457	779,592539	21,73421573	1747,21707	817,360906	22,97858576
4,37	1672,4372	733,99982	20,22467588	1694,45357	756,823055	20,94684707	1717,90189	782,00784	21,75779096	1751,71417	819,944387	23,00549639
4,38	1676,66033	736,214217	20,24452166	1698,75188	759,133593	20,96842537	1722,28159	784,426978	21,7814116	1756,21394	822,532334	23,03246487
4,39	1680,88553	738,431759	20,26440028	1703,05242	761,447597	20,99004216	1726,66369	786,849962	21,80507781	1760,71639	825,124759	23,05949142
4,4	1685,11279	740,652453	20,28431182	1707,35517	763,765074	21,01169756	1731,04819	789,276801	21,82878974	1765,22151	827,721675	23,08657626
4,41	1689,34212	742,876305	20,30425639	1711,66015	766,086032	21,03339169	1735,43509	791,707506	21,85254754	1769,72932	830,323094	23,11371961
4,42	1693,57352	745,103321	20,32423408	1715,96735	768,410479	21,05512467	1739,8244	794,142085	21,87635137	1774,23982	832,929029	23,14092169
4,43	1697,80699	747,33351	20,344245	1720,27678	770,738423	21,07689664	1744,21611	796,58055	21,90020138	1778,753	835,539492	23,16818271
4,44	1702,04253	749,566877	20,36428925	1724,58844	773,069872	21,09870771	1748,61023	799,022908	21,92409775	1783,26889	838,154497	23,19550291
4,45	1706,28015	751,803429	20,38436692	1728,90233	775,404835	21,12055801	1753,00677	801,469171	21,94804062	1787,78747	840,774056	23,22288249
4,46	1710,51984	754,043173	20,40447811	1733,21846	777,743319	21,14244767	1757,40572	803,919347	21,97203015	1792,30876	843,398181	23,2503217
4,47	1714,76162	756,286116	20,42462293	1737,53683	780,085333	21,16437681	1761,8071	806,373447	21,99606665	1796,83275	846,026886	23,27782074
4,48	1719,00547	758,532265	20,44480148	1741,85744	782,430885	21,18634556	1766,2109	808,831481	22,02014984	1801,35945	848,660183	23,30537984
4,49	1723,25141	760,781627	20,46501386	1746,1803	784,779983	21,20835405	1770,61713	811,293458	22,04428033	1805,88888	851,298086	23,33299925
4,5	1727,49944	763,034208	20,48526017	1750,5054	787,132635	21,2304024	1775,02578	813,759388	22,06845813	1810,42102	853,940607	23,36067917
4,51	1731,74956	765,290016	20,50554052	1754,83276	789,48885	21,25249074	1779,43688	816,229282	22,09268339	1814,95588	856,58776	23,38841984
4,52	1736,00177	767,549058	20,525855	1759,16236	791,848636	21,27461921	1783,8504	818,70315	22,11695629	1819,49348	859,239557	23,4162215
4,53	1740,25608	769,81134	20,54620372	1763,49422	794,212001	21,29678792	1788,26637	821,181001	22,14127699	1824,03381	861,896012	23,44408437
4,54	1744,51248	772,07687	20,56658679	1767,82835	796,578954	21,31899702	1792,68479	823,662846	22,16564566	1828,57687	864,557139	23,472100869
4,55	1748,77098	774,345654	20,5870043	1772,16473	798,949503	21,34124663	1797,10564	826,148695	22,19006246	1833,12268	867,22295	23,49999469
4,56	1753,03158	776,6177	20,60745637	1776,50337	801,323656	21,36353689	1801,52895	828,638558	22,21452755	1837,67123	869,893459	23,52804261
4,57	1757,29428	778,893014	20,6279431	1780,84428	803,701423	21,38586791	1805,95472	831,132445	22,23904112	1842,22253	872,56868	23,55615269
4,58	1761,55909	781,171605	20,64846459	1785,18747	806,082811	21,40823985	1810,38294	833,630367	22,26360331	1846,77659	875,248625	23,58432515
4,59	1765,82601	783,453478	20,66902095	1789,53292	808,46783	21,43065283	1814,81362	836,132334	22,28821431	1851,3334	877,933309	23,61256025
4,6	1770,09504	785,738642	20,68961229	1793,88065	810,856487	21,45310698	1819,24677	838,638356	22,31287429	1855,89298	880,622745	23,64085821
4,61	1774,36618	788,027104	20,71023871	1798,23066	813,248791	21,47560245	1823,68238	841,148444	22,33758341	1860,45532	883,316946	23,66921929
4,62	1778,63944	790,31887	20,73090032	1802,58295	815,644751	21,49813935	1828,12046	843,662609	22,36234184	1865,02044	886,015927	23,69764373
4,63	1782,91482	792,613947	20,75159723	1806,93752	818,044377	21,52071784	1832,56102	846,18086	22,38714977	1869,58833	888,719702	23,72613177
4,64	1787,19232	794,912344	20,77232955	1811,29438	820,447675	21,54333804	1837,00406	848,703209	22,41200735	1874,159	891,428284	23,75468366
4,65	1791,47194	797,214068	20,79309738	1815,65353	822,854656	21,56600009	1841,44957	851,229665	22,43691478	1878,73246	894,141687	23,78329964
4,66	1795,75368	799,519125	20,81390084	1820,01497	825,265327	21,58870413	1845,89757	853,76024	22,46187221	1883,30871	896,859925	23,81197996
4,67	1800,03756	801,827524	20,83474603	1824,37871	827,679699	21,6114503	1850,34806	856,294945	22,48687984	1887,88775	899,583013	23,84072487
4,68	1804,32356	804,139271	20,85561506	1828,74475	830,097779	21,63423874	1854,80104	858,833789	22,51193782	1892,46958	902,310964	23,86953462

Tabla 11. Valores de rigidez para el instante F=800N

Si suponemos el caso contrario, en el que la longitud de la bieleta aumenta se produce el caso completamente opuesto. Nuevamente y para poder realizar una mejor comparación se parte de una longitud de la bieleta de $x=118\text{mm}$. Los resultados obtenidos son los que se muestran a continuación:



Gráfica 6. En dicho grafico se refleja como a medida que se aumenta la longitud los valores de rigidez obtenidos para un mismo intervalo de tiempo son menores. A su vez el valor de rigidez de partida disminuye notablemente.

Nuevamente si se analizan las fuerzas se comprueba que se produce el caso contrario al anterior.

Time	x=118 mm			x=121 mm			x=124 mm			x=128 mm		
	Fe	F	Kr=K*(MR)^2	Fe	F	Kr=K*(MR)^2	Fe	F	Kr=K*(MR)^2	Fe	F	Kr=K*(MR)^2
4,67	1800,03756	801,827524	20,83474903	1777,10636	778,338938	20,1418784	1755,4144	756,897463	19,52109091	1728,17419	731,052825	18,78935143
4,68	1804,32356	804,139271	20,85561506	1781,31824	780,556309	20,16112433	1759,55723	759,030493	19,53893792	1732,23174	733,086431	18,805621
4,69	1808,6117	806,454374	20,87652605	1785,53209	782,77673	20,18040102	1763,70191	761,166314	19,55681149	1736,29098	735,122535	18,82191265
4,7	1812,90197	808,772841	20,89747311	1789,74793	785,000209	20,19970858	1767,84844	763,304931	19,57471169	1740,35192	737,161143	18,83822642
4,71	1817,19438	811,094678	20,91845634	1793,96577	787,226751	20,21904709	1771,99684	765,44635	19,59263858	1744,41457	739,202258	18,85456238
4,72	1821,48893	813,419894	20,93947586	1798,18559	789,456363	20,23841664	1776,14709	767,590575	19,61059226	1748,47892	741,245885	18,87092058
4,73	1825,78562	815,748496	20,96053178	1802,40741	791,689051	20,25781731	1780,2992	769,737612	19,62857277	1752,54498	743,292028	18,88730108
4,74	1830,08446	818,080491	20,98162422	1806,63122	793,924821	20,27724921	1784,45317	771,887466	19,64658021	1756,61274	745,340692	18,90370393
4,75	1834,38545	820,415888	21,00275328	1810,85703	796,16368	20,29671242	1788,60901	774,040143	19,66461465	1760,68221	747,391881	18,92012919
4,76	1838,68858	822,754693	21,02391908	1815,08483	798,405635	20,31620704	1792,76671	776,195648	19,68267615	1764,75339	749,4456	18,93657691
4,77	1842,99387	825,096914	21,04512174	1819,31464	800,65069	20,33573334	1796,92628	778,353987	19,70076479	1768,82628	751,501852	18,95304717
4,78	1847,30132	827,44256	21,06636137	1823,54646	802,898854	20,35529084	1801,08772	780,515164	19,71888066	1772,90089	753,560643	18,96954
4,79	1851,61092	829,791637	21,08763809	1827,78027	805,150132	20,37488022	1805,25103	782,679187	19,73702381	1776,97721	755,621976	18,98605548
4,8	1855,92268	832,144154	21,108952	1832,0161	807,404531	20,39450136	1809,41622	784,846059	19,75519434	1781,05524	757,685857	19,00259365
4,81	1860,23661	834,500117	21,13030324	1836,25394	809,662058	20,41415438	1813,58328	787,015787	19,77339231	1785,13499	759,752289	19,01915457
4,82	1864,5527	836,859536	21,1516919	1840,49379	811,922718	20,43383935	1817,75221	789,188376	19,79161779	1789,21646	761,821277	19,03573832
4,83	1868,87096	839,222418	21,17311812	1844,73565	814,186519	20,45355637	1821,92303	791,363832	19,80987088	1793,29965	763,892826	19,05234493
4,84	1873,19139	841,58877	21,19458201	1848,97953	816,453468	20,47323054	1826,09572	793,542159	19,82815163	1797,38456	765,96694	19,06897447
4,85	1877,514	843,9586	21,21608368	1853,22543	818,72357	20,49308696	1830,2703	795,723365	19,84646014	1801,47119	768,043624	19,085627
4,86	1881,83878	846,331917	21,23762326	1857,47335	820,996832	20,51290071	1834,44676	797,907454	19,86479647	1805,55955	770,122882	19,10230259
4,87	1886,16573	848,708729	21,25920087	1861,7233	823,273261	20,53274689	1838,62511	800,094432	19,8831607	1809,64963	772,204718	19,11900127
4,88	1890,49487	851,089042	21,28081662	1865,97527	825,552864	20,5526256	1842,80534	802,284305	19,90155291	1813,74145	774,289138	19,13572313
4,89	1894,8262	853,472866	21,30247063	1870,22926	827,835648	20,57253693	1846,98747	804,477078	19,91997318	1817,83499	776,376146	19,15246821
4,9	1899,15971	855,860208	21,32416303	1874,48529	830,121618	20,59248099	1851,17149	806,672756	19,93842159	1821,93026	778,465746	19,16923658
4,91	1903,49541	858,251077	21,34589394	1878,74335	832,410782	20,61245786	1855,3574	808,871347	19,95689822	1826,02726	780,557943	19,1860283
4,92	1907,8333	860,64548	21,36766348	1883,00344	834,703147	20,63246765	1859,5452	811,072855	19,97540313	1830,126	782,652742	19,20284342
4,93	1912,17338	863,043425	21,38947176	1887,26557	836,99872	20,65251045	1863,73491	813,277286	19,99393642	1834,22647	784,750147	19,21968201
4,94	1916,51566	865,444921	21,41131892	1891,52974	839,297506	20,67258637	1867,92651	815,484646	20,01249816	1838,32868	786,850164	19,23654412
4,95	1920,86014	867,849976	21,43320508	1895,79595	841,599514	20,69269549	1872,12001	817,694941	20,03108844	1842,43263	788,952795	19,25342983
4,96	1925,20683	870,258598	21,45513036	1900,06421	843,904749	20,71283792	1876,31542	819,908176	20,04970732	1846,53831	791,058047	19,27033919
4,97	1929,55572	872,670795	21,47709489	1904,33451	846,21322	20,73301376	1880,51273	822,124357	20,0683549	1850,64574	793,165924	19,28727225
4,98	1933,90681	875,086576	21,49909878	1908,60686	848,524932	20,75322311	1884,71195	824,343491	20,08703125	1854,75491	795,276431	19,30422909
4,99	1938,26012	877,505949	21,52114217	1912,88125	850,839892	20,77346606	1888,91308	826,565583	20,10573645	1858,86583	797,389572	19,32120977
5	1942,61564	879,928922	21,54322519	1917,1577	853,158109	20,79374273	1893,11612	828,790638	20,12447058	1862,97849	799,505353	19,33821434
5,01	1946,97338	882,355503	21,56534795	1921,43621	855,479587	20,8140532	1897,32107	831,018663	20,14323374	1867,0929	801,623777	19,35524287

Gráfica 7. Se muestra como para mismos valores de fuerza ejercida sobre el basculante se produce una reducción de la rigidez reducida.

9.2.3.2. TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN

En este apartado se estudia como varían las curvas en función de los parámetros geométricos que definen el triángulo de suspensión. Para una mejor comprensión de cómo afectan dichas variaciones, se muestra a continuación la relación de fuerzas en función de las longitudes (obtenida en el apartado “9.2.1. Estudio cinemático de la suspensión trasera Uni-Track”).

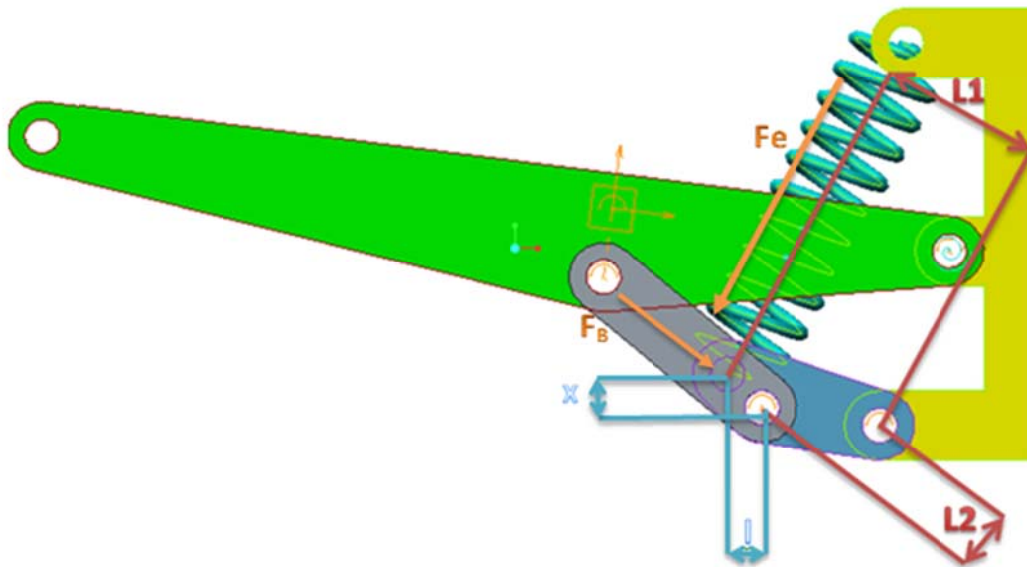


Figura 56. Se representan las longitudes a través de las cuales se relacionaban las fuerzas que actúan sobre el triángulo y los parámetros geométricos del triángulo que se variarán.

Comenzaremos reduciendo el valor de x . Como se aprecia en la figura, si se reduce dicho valor la longitud $L2$ se reducirá en mayor escala que la longitud $L1$ que apenas sufrirá alteraciones. Debido a que la rigidez reducida es proporcional al cuadrado de la MR , una disminución del valor de x provocará un aumento de dicha variable que implicará el aumento cuadrático de la rigidez reducida.

$$MR \uparrow = \frac{Ll \cdot L_1}{Lw \cdot L_2 \downarrow} \rightarrow k_r \uparrow = K \cdot (MR \uparrow)^2 \quad \text{Ecuación 43}$$

Al igual que en los casos anteriores, partimos de un valor determinado, en este caso x será 20 mm y realizamos una reducción progresivo de su valor, verificando que efectivamente se cumple la hipótesis planteada. Por lo tanto la geometría inicial del triángulo será la que se muestra a continuación:

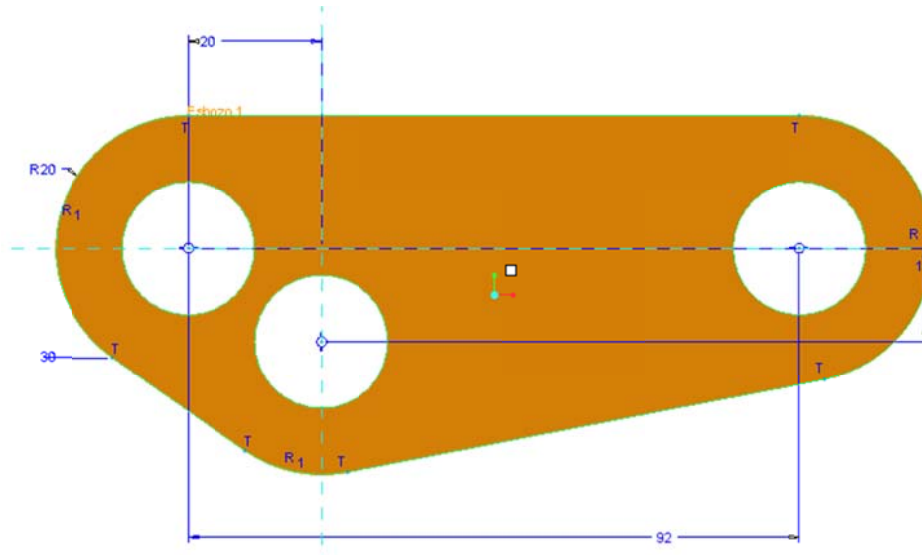
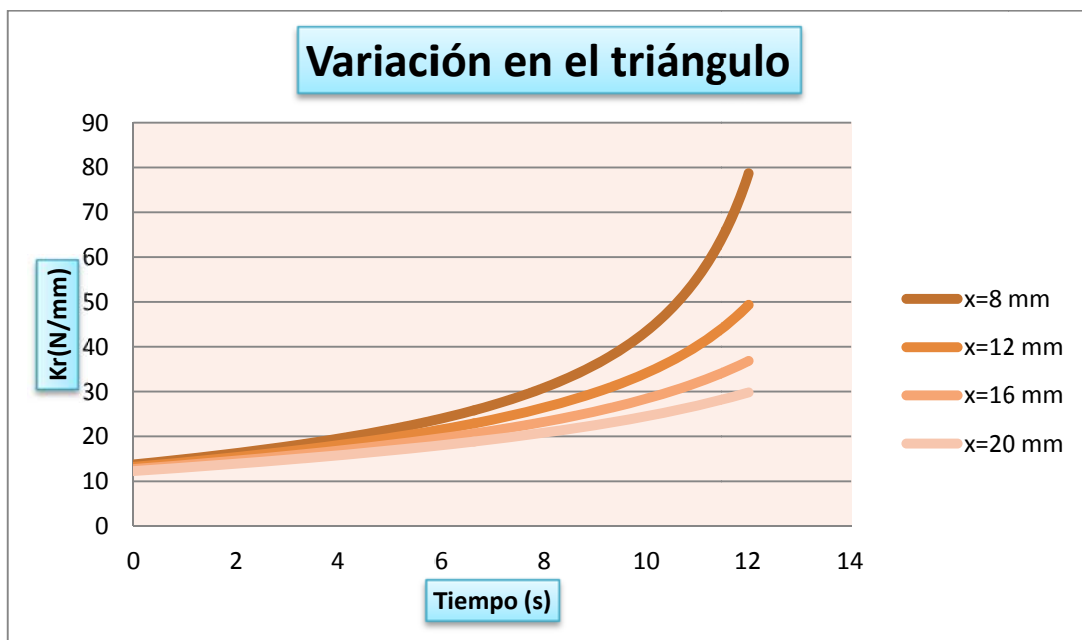


Figura 57. Geometría inicial del triángulo de suspensión.

A continuación se muestran graficados los valores recogidos de los ensayos:



Gráfica 8. Se comprueba como cuando el parámetro x adquiere valores menores se produce un aumento de la rigidez tal y como se había planteado.

En cuanto al análisis de las fuerzas, conocemos que estas estaban relacionadas en función de la siguiente expresión matemática:

$$F_B \uparrow = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2 \downarrow} \rightarrow F \uparrow = F_B \uparrow \cdot \frac{Ll}{Lw} \quad \text{Ecuación 32}$$

Por lo que si se produce un aumento en la fuerza que ejerce la biela, esta se transmitirá al basculante, provocando un aumento de la fuerza que ejerce la rueda sobre el mismo, ya que las longitudes del basculante no sufrirían alteraciones. Si se analizan las fuerzas se deduce que para un mismo valor de F (F=800 N) la rigidez será menor.

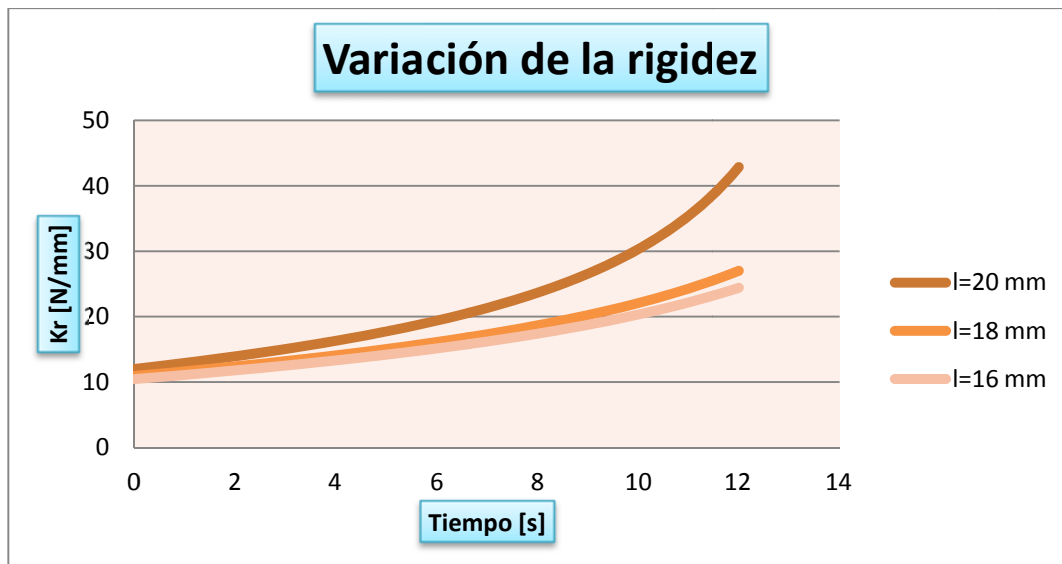
x	8 mm	12 mm	16 mm	20 mm
[N/mm]	20,834740028	19,5636752800	18,4367259850	17,41218043
F[N]	801,82752383	801,178832393	801,911822242	800,279162

Tabla 12. Variaciones de la rigidez reducida

En el caso en el que el parámetro que se varié sea el definido como l, se producirá el efecto inverso, ya que al reducir l reduciremos el valor de L1, sin que sufra alteraciones el parámetro L2. Si se realiza el mismo análisis que en el caso anterior:

$$MR \downarrow = \frac{Ll \cdot L_1 \downarrow}{Lw \cdot L_2} \rightarrow k_r \downarrow \downarrow = K \cdot (MR \downarrow)^2 \quad \text{Ecuación 43}$$

A continuación se muestra la gráfica donde se comprueba que efectivamente se cumple la valoración planteada, tomándose como longitud inicial la que se muestra en la figura 57:



Gráfica 9. Variación de la rigidez en el triángulo.

En cuanto al análisis de las fuerzas:

$$F_B \downarrow = F_e \cdot \frac{L_1 \downarrow}{L_2} \rightarrow F \downarrow = F_B \downarrow \cdot \frac{Ll}{L_w} \quad \text{Ecuación 32}$$

Los valores obtenidos de la rigidez en el punto en el que la fuerza ejercida por la rueda es de 800 N aproximadamente se muestran a continuación:

l	20 mm	18 mm	16 mm
Kr[N/mm]	18,2431240937939	16,099612281217	15,4020692797768
F[N]	801,057634524522	801,38085001382	801,126579135293

Tabla 13. Variación de la rigidez reducida

En la tabla se visualiza como el valor de la k disminuye para un mismo valor de fuerza.

9.2.3.3. BASCULANTE

A continuación se procederá a hacer un estudio del basculante o bastidor. En este elemento no se presentan muchas posibilidades de variación ya que el bastidor está definido por dos longitudes fundamentales, L_w y L_l , de las cuales L_w viene determinada por la organización. Adicionalmente, al imponerse el diámetro de la rueda a emplear, esto condiciona las variaciones del parámetro restante, L_l .

En la figura se muestra las medidas iniciales que contiene el basculante, también se puede ver el punto que se desplazara para realizar el estudio de las variaciones.

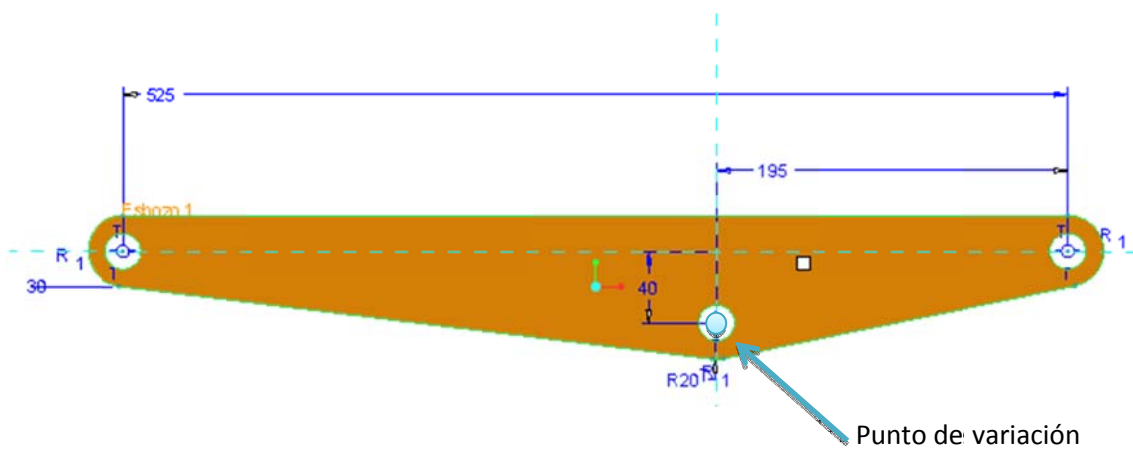


Figura 58. Dimensiones iniciales del basculante.

El estudio consistirá en reducir el valor L_l , para ello, el punto mostrado en la figura anterior se desplazara hacia el chasis progresivamente, logrando la disminución de la misma (a pesar de ser otro factor importante la inclinación de la biela).

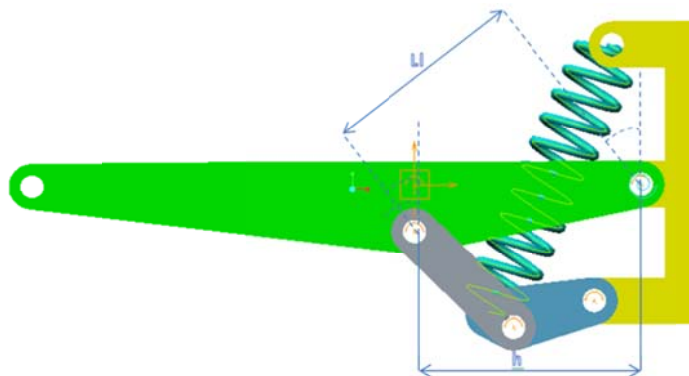


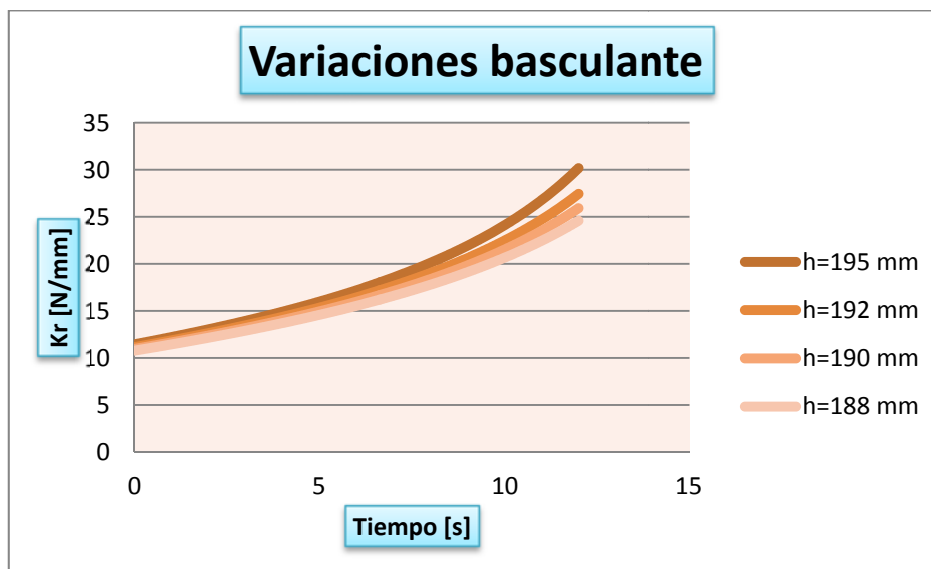
Figura 59. Representación de los factores que hacen variar el parámetro en estudio.

Analizamos las expresiones matemáticas para comprender cuál será el comportamiento del mecanismo, y si este cumple con lo establecido.

Si se produce una disminución del parámetro en cuestión:

$$MR \downarrow = \frac{Ll \downarrow \cdot L_1}{Lw \cdot L_2} \rightarrow k_r \downarrow = K \cdot (MR \downarrow)^2$$

A continuación se muestra como efectivamente se produce el efecto planteado en la expresión anterior. Además, nótese, que las variaciones sobre la curva no son tan efectivas como en otras ocasiones, esto se debe a que la influencia de la inclinación de la biela también presenta una gran influencia.



Gráfica 10. Variación del punto de anclaje del basculante-biela.

9.2.3.4. INCLINACIÓN DEL RESORTE

El último parámetro que se procede a variar será el ángulo de inclinación del amortiguador. Si hacemos referencia a conceptos geométricos, esta variación afectará directamente a la dimensión definida como \$L_1\$.

A continuación se muestra la geometría inicial, y el parámetro que se variará para comprobar la respuesta del sistema.

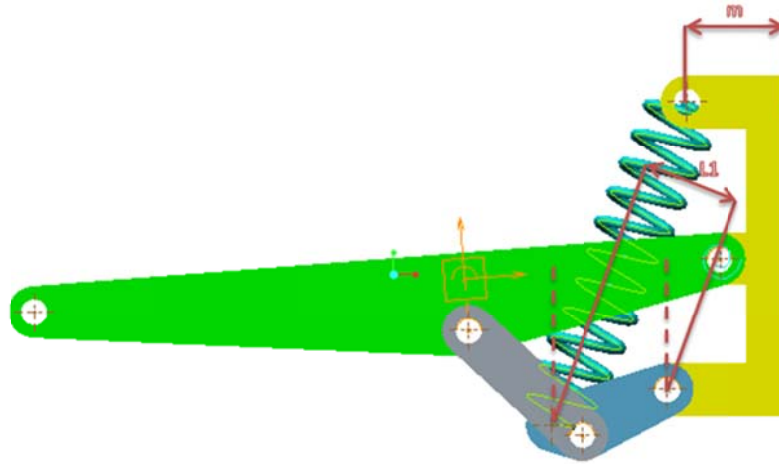
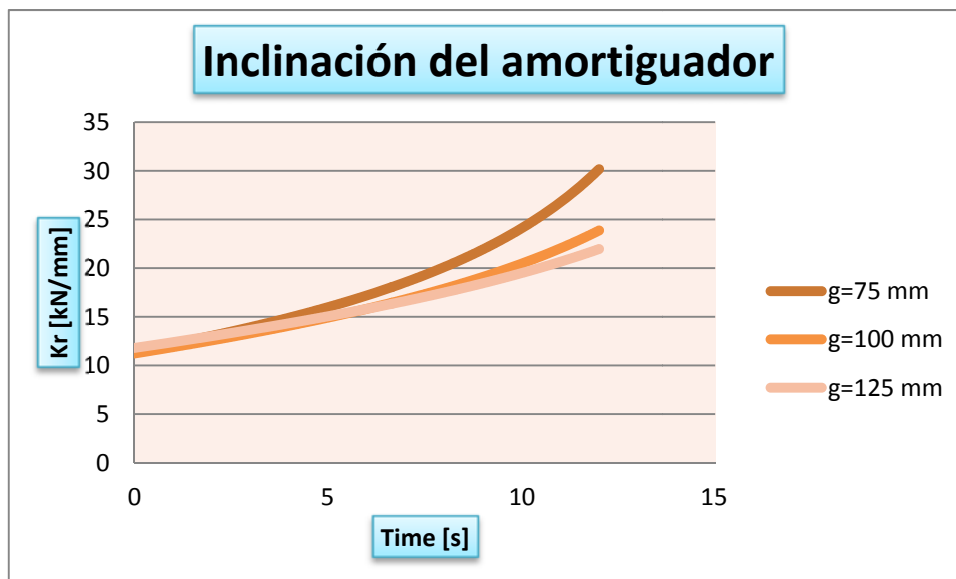


Figura 60. En la figura se muestra el parámetro que se variara, y el efecto que producirá sobre la variable L1.

Nuevamente se realizan tres ensayos, y se parte como condición inicial que $m=75$ mm. A medida que aumente dicho valor disminuirá la inclinación del amortiguador, adquiriendo cada vez mayor verticalidad.

El efecto que tendrá sobre la rigidez reducida se muestra a continuación:



Gráfica 12. Inclinación del amortiguador.

En esta gráfica se observa que a medida que el amortiguador adquiere mayor verticalidad, la curva de rigidez se vuelve más constante en el intervalo inicial. Por lo tanto resulta de gran interés a la hora del diseño de la suspensión que el amortiguador contenga una posición lo más vertical posible, garantizando así que la primera zona sea lo más constante posible.

Resulta obvio que cuanto más vertical sea el amortiguamiento más estabilidad generara, ya que el parámetro $L1$, será prácticamente constante. Lo que genera que las dos únicas variables sean las que estén relacionadas con la dirección de la biela ($L2$ y $L1$ en este caso).

Se realizó un ensayo con la configuración de los elementos que conforman la suspensión de la forma que se muestra en la figura 61.

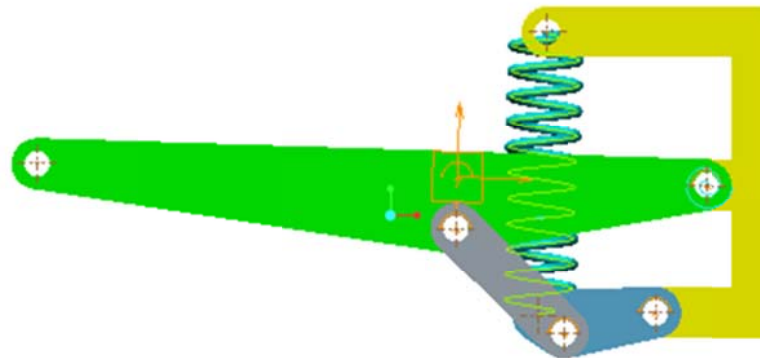
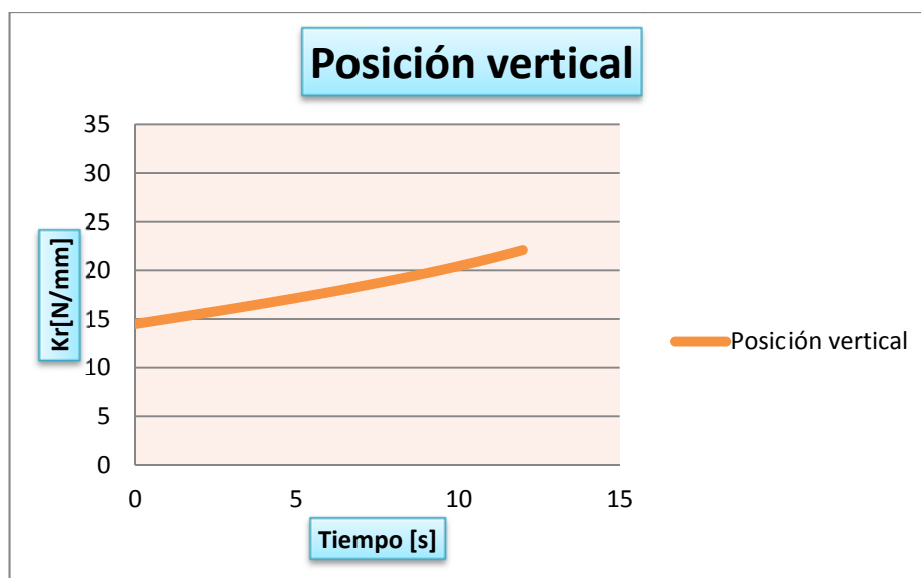


Figura 61. Configuración de la suspensión con la característica de que el resorte se sitúa completamente vertical.

Analizando los resultados en la tabla de Excel, donde se obtiene la rigidez reducida, se puede corroborar que la función de rigidez se convierte en una función prácticamente constante, variando únicamente en un intervalo comprendido para valores de K_r entre 13 y 22 N/mm.



Gráfica 13. Curva de rigidez reducida.

Como se ha demostrado en el apartado “9.1.1. Estudio cinemático y demostración de la obtención del parámetro MR” la rigidez se obtiene como resultado de la derivada de la fuerza ejercida por el resorte (F_e) frente al desplazamiento de la rueda (Y_c), por lo que se puede deducir, que este es el caso en el que la fuerza ejercida por el resorte aumenta con un carácter muy lineal, algo que resulta bastante visual e intuitivo.

9.2.3.5. ALTERNATIVA ADOPTADA PARA OBTENER UNA SUSPENSIÓN REGULABLE

Tras realizar el estudio de la manera en la que varía la curva de rigidez en función de las variaciones geométricas que conforman la suspensión, se decidió realizar una suspensión en la cual se permita la posibilidad de variar la longitud del elemento biela.

La toma de esta decisión viene determinada por el deseo de diseñar una suspensión regulable la cual permita obtener una mayor o menor rigidez del mecanismo en función de cada situación. Analizando todos los parámetros que se pueden regular en función de la geometría, el más factible es el de la variación de la longitud de la bieleta. Además de presentar una gran funcionalidad ya que realizando pequeñas variaciones de dicho elemento se producen cambios significativos en la curva de rigidez (variando otros parámetros los cambios nos son tan pronunciados).

Además constructivamente es factible, ya que bastará con seleccionar los elementos adecuados para que se pueda regular de forma sencilla el elemento. En el resto de las situaciones la regulabilidad de los elementos es más compleja, y en algunas ocasiones imposible (ya que variar el triángulo de suspensión se necesitaría un sistema mucho más complejo y menos generalizado).

Es por estos motivos por los que se obtendrá una suspensión trasera regulable en función de la longitud de la bieleta, que aparte de ser factible, resulta mucho más funcional y presenta una mayor facilidad para poder ser regulada.

10. DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN TRASERA UNI-TRACK

10.1. ESFUERZOS SOBRE LA SUSPENSIÓN

10.1.1. INTRODUCCIÓN DE CARGAS SOBRE EL MECANISMO

El comportamiento de la motocicleta está determinado por una serie de cargas que afectan al mecanismo. Algunas de ellas pueden ser las fuerzas entre las ruedas y la carretera, las fuerzas aerodinámicas provocadas por el movimiento del mecanismo o la inclinación que pueda contener la propia pista. Además también es importante tener en cuenta ciertos aspectos dinámicos como podría ser la aceleración de la moto en una cuesta (lo cual puede provocar un vuelco).

Se muestran a continuación todas las cargas que se dan a lo largo del movimiento del mecanismo. La potencia que deberá de transmitir el motor al mecanismo deberá de ser igual al sumatorio de las fuerzas que se oponen al movimiento y dichas fuerzas las podemos clasificar de la siguiente forma:

1. La resistencia en el contacto pista-neumáticos.
2. La resistencia aerodinámica.
3. Al tratarse de un caso en el que el mecanismo está subiendo a través de una pista con una inclinación α , la componente del peso se descompondrá en sus dos ejes, actuando una de sus componentes en sentido contrario al movimiento.

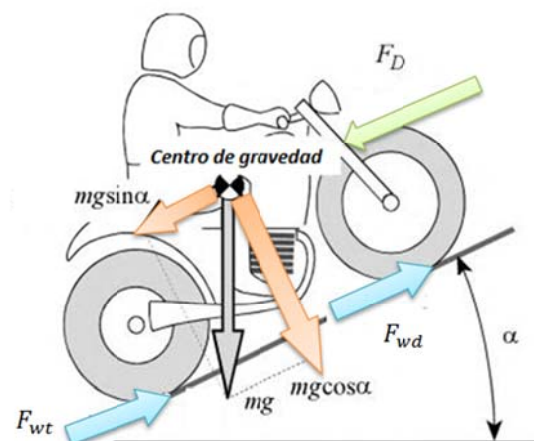


Figura 62. Fuerzas presentes en el mecanismo.

1. La resistencia en el contacto pista-neumáticos.

Como en el estudio a realizar la moto inicialmente se encuentra en reposo el rozamiento a tener en cuenta deberá de ser el estático.

El valor que adquiera la fuerza de rozamiento, se puede considerar de forma generalizada como el 2% de la fuerza del peso.

2. La resistencia aerodinámica.

Toda la influencia aerodinámica se puede representar a partir de tres fuerzas, que estarán aplicadas en el centro de presiones, las cuales al ser trasladadas al centro de gravedad generaran cada cual su correspondiente momento actuando alrededor de los ejes, como se muestra en la figura.

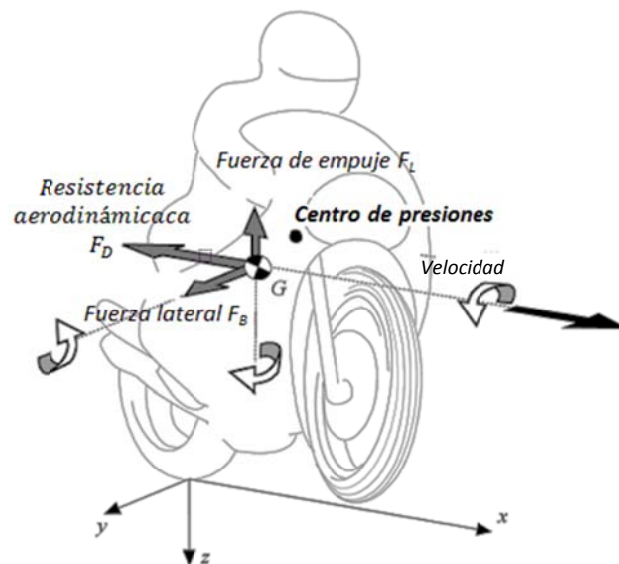


Figura 63. Fuerzas aerodinámicas generadas por el mecanismo en movimiento.

Las fuerzas más significativas y que se deberán de tener especial atención en las mismas son la resistencia aerodinámica y la fuerza de empuje. Estas fuerzas no se encuentran aplicadas en el centro de gravedad sino que actúan sobre el centro de presión, que generalmente se encuentra por encima del centro de gravedad.

La resistencia aerodinámica F_D se obtiene a través:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 \quad \text{Ecuación 44}$$

Donde,

- ρ , es la densidad del fluido en el entorno.
- A , es el área frontal de la motocicleta.
- C_D , coeficiente de resistencia aerodinámico.
- V , es la velocidad de la moto.

Nótese, que la fuerza es función de la velocidad al cuadrado, lo que implica que para velocidades de magnitudes pequeñas el valor de la fuerza puede llegar a ser despreciable.

En las motos de competición el valor del producto $C_D \cdot A$ puede alcanzar 0.22 m^2 , o valores más pequeños. Estos valores pueden variar en función de la diferente geometría que adquiera la motocicleta.

En el caso del cálculo de la fuerza de empuje, la expresión matemática es bastante similar. La iteración del aire con el mecanismo hace que se genere una fuerza vertical, que puede hacer que se reduzca la carga en la rueda delantera y en algunos casos también en la rueda trasera.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_L \cdot A \cdot V^2 \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde,

- C_L , coeficiente de empuje.

En el diseño de motos de competición hay que tener especial atención a esta fuerza, ya que generalmente ésta es vertical y hacia arriba, lo que genera que se pierda contacto entre la rueda delantera y la pista (ya que el centro de presión de la motocicleta se encuentra orientado delante y encima del centro de gravedad, por norma general) lo que se traduce en una pérdida de adherencia. Este tipo de problemas se tratan de resolver en la medida de lo posible añadiendo un elemento a modo de aleta en el frente de la motocicleta a fin de reducir el máximo posible el valor de esta fuerza.

El valor del área, valor del cual dependen ambas fuerzas, varía dependiendo del tipo de motocicleta que se esté diseñando, en el caso de una moto de competición de 125cc suele ser aproximadamente, 32 m^2 .

En cuanto a las fuerzas laterales, si no existe viento, ni ninguna fuerza aplicada a lo largo del plano x-z entonces estas son nulas, y las únicas fuerzas existentes serían las producidas en el propio plano del movimiento. En el momento en el que el piloto toma una curva, provocando una inclinación de la moto se genera un momento, que lejos de dificultar la conducción la favorece, haciendo que el momento persista siempre y cuando exista dicha inclinación.

En cuanto al modelo en estudio en el que nos encontramos se considera que la moto está en estado de reposo, esto es, no existirá ninguna clase de resistencia aerodinámica, ya que no existe movimiento inicial (la velocidad sería cero anulándose todas las posibles fuerzas).

10.1.2. CÁLCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD

El cálculo del centro de gravedad en una moto, es un parámetro importante sobre todo en su comportamiento dinámico. Nos indicará cómo están distribuidas las cargas a lo largo del mecanismo.

Para su estudio se definen una serie de parámetros que se muestran en la figura.

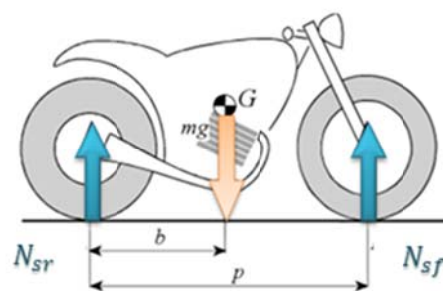


Figura 64. Reacciones en las ruedas.

Donde,

- b , será la distancia desde el punto de contacto de la rueda trasera al centro de gravedad.
- P , será la longitud entre los dos puntos de contacto.
- N_{sf} y N_{sr} serán las reacciones estáticas en dichos puntos.

Cabe mencionar que para la determinación del centro de gravedad del mecanismo se realizará un estudio estático del mismo.

Si planteamos las ecuaciones del equilibrio estático por momentos se obtiene:

$$\sum M_{sr} = 0 \rightarrow mg \cdot b - N_{sf} \cdot p = 0 \rightarrow b = \frac{N_{sf} \cdot p}{mg} = p - \frac{N_{sr} \cdot p}{mg} \quad \text{Ecuación 46}$$

Generalmente, una motocicleta se caracteriza por las fuerzas estáticas que actúan en las ruedas, expresado en porcentajes. La distribución de las cargas entre las dos ruedas bajo condiciones estáticas es generalmente mayor en la rueda delantera, para motocicletas de carreras (50-57% en la rueda delantera, 43-50% en la trasera). Si aplicamos la relación entre ambos porcentajes podremos obtener la relación entre distancias.

$$\frac{\% \text{ carga delantera}}{\% \text{ carga trasera}} = \frac{N_{sf}/mg}{N_{sr}/mg} = \frac{b/p}{p-b/p} \quad \text{Ecuación 47}$$

Es importante analizar el caso en el que la suspensión delantera contenga una carga superior al 50%, en este caso habrá una mayor transferencia de fuerza lo que hará que exista una mayor adherencia entre la rueda delantera y la pista y será más difícil hacer un “caballito”. Es por ello que en las suspensiones traseras de las motos de competición se encuentran más cargadas en la suspensión delantera que en la trasera. Además, de esta forma se compensa la acción de las fuerzas aerodinámicas, que harán que aumente la carga en la suspensión trasera, pero que disminuya en la delantera.

Hasta ahora no se ha tenido en cuenta al piloto, pero suponiendo el caso en el que el piloto se monta en la moto, el centro de gravedad del mecanismo se desplazará hacia la parte trasera de la motocicleta, provocando que la capacidad de frenada se incremente y se reduzca el peligro de levantar la rueda trasera o incluso volcar hacia delante en una brusca parada con el freno delantero.

Por lo tanto el diseño que se llevará a cabo será de una distribución de 50%-50% con el conductor sobre el mecanismo, de forma que cuando este se retire el centro de gravedad se desplazará hacia la parte delantera, consiguiendo una suspensión delantera cuya distribución oscile entre 50%-57%. En la siguiente figura se muestran los dos casos y su efecto sobre las cargas.

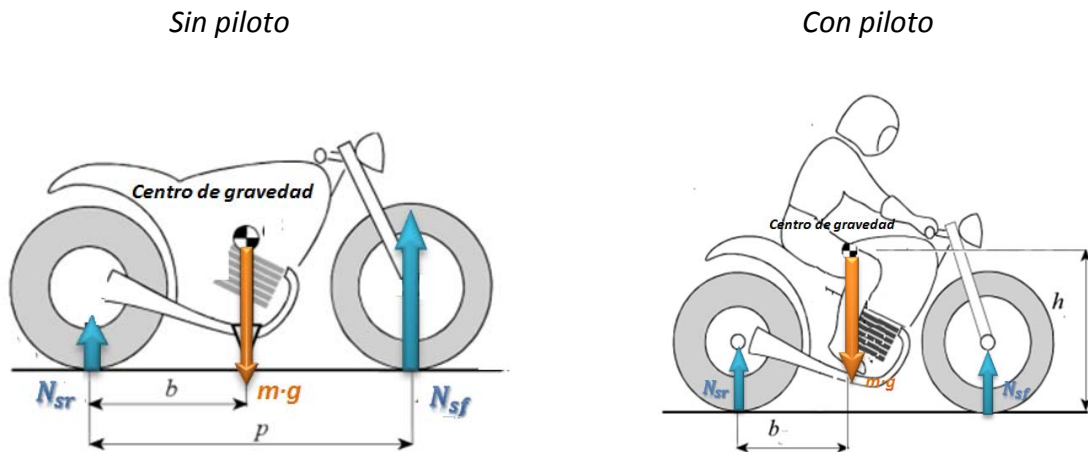


Figura 65. Se representa la misma motocicleta con/sin el piloto, a fin de visualizar el efecto que tiene sobre las cargas.

En nuestro prototipo, se estima que la distribución de las cargas en el mecanismo (teniendo en cuenta el piloto) se reparte en partes iguales entre la rueda delantera y la trasera, por lo que el centro de gravedad estará a la mitad de los dos ejes.

Longitud entre ejes(p): 1250 mm

%Carga delantera = 50%

%Carga trasera = 50%

$$\frac{\% \text{ carga delantera}}{\% \text{ carga trasera}} = \frac{b/p}{p - b/p} \rightarrow b = 625 \text{ mm}$$

De esta forma, cuando el piloto se retire de la moto se consigue que la suspensión delantera tenga cerca del 53% de la carga y por consiguiente la trasera un 47% de la misma.

Otro parámetro importante es la altura del centro de gravedad (h). Este parámetro influye básicamente en el comportamiento dinámico de la motocicleta. En cada situación (frenada o aceleración) se obtendrán unas ventajas o inconvenientes en función del valor de dicha variable.

Nos encontramos básicamente con dos situaciones generales:

- *Fase de aceleración*, si la altura del centro de gravedad es muy elevada, en esta fase se producirá una mayor transferencia de carga desde la rueda delantera a la trasera. Esto implica que habrá una carga en la rueda trasera que en la delantera, lo que se resume en la posibilidad de que la rueda delantera se eleve con una mayor facilidad.
- *Fase de frenada*, nuevamente, con un centro de gravedad elevado, se produce la situación contraria. En este caso, en la rueda delantera habrá una mayor carga, lo que aparentemente resulta favorable para la frenada, pero se presenta una mayor tendencia a que la moto vuelque (la rueda trasera se queda sin carga, y esta se eleva, este caso es conocido como un invertido).

Además, es importante conocer las condiciones externas de la pista, ya que si nos encontramos ante una pista mojada o con una suciedad considerable, el coeficiente de tracción empuje/frenada entre los neumáticos y la carretera será bajo. En este caso, un centro de gravedad elevada favorecería la capacidad de frenada y de aceleración. Si por el contrario estos coeficientes fuesen elevados, entonces nos decantaríamos por un centro de gravedad más bajo.

A modo de resumen, en la siguiente tabla se visualizan los diferentes efectos que producen las variaciones:

Centro de gravedad	Aceleración	Frenada
Altura elevada	La rueda delantera tiende a levantarse (“caballito”).	La rueda trasera puede levantarse en la frenada (invertido).
Altura baja	La rueda trasera tiende a resbalar.	La rueda delantera tiende a resbalar.
Posición adelantada	Se compensa la distribución de cargas, debido a las fuerzas aerodinámicas.	La rueda trasera se queda fácilmente sin carga, y se puede elevar con facilidad.
Posición retrasada	La rueda delantera se eleva con facilidad, se pierde adherencia con la pista.	Se incrementa la capacidad de frenada.

Tabla 14. Efectos de las variaciones de la posición del centro de gravedad.

Como podemos ver influyen infinitos factores en la determinación tanto de la altura óptima como de la posición longitudinal del centro de gravedad. Básicamente, se trata de conseguir un compromiso que tenga en cuenta el uso y la potencia de la motocicleta.

De forma general, los valores del centro de gravedad varían entre 0,4 y 0,55m (sin tener en cuenta el piloto, con el piloto el valor de la altura oscila entre 0,5 y 0,7 m). Obviamente, se trata de una referencia ya que estos valores pueden variar en función de la masa de la moto, o el peso del propio piloto, así como la geometría del mecanismo y de la finalidad del mecanismo.

Normalmente, en una moto de competición la relación entre la longitud de ejes (p) y la altura (h) es de 0,4.

$$\begin{cases} \text{Longitud entre ejes } (p) = 1250 \text{ mm} \\ h / p = 0,4 \end{cases} \rightarrow h = 500 \text{ mm}$$

Pero como se indicaba anteriormente la altura variara entre 500 y 700mm por lo tanto se realizara una segunda verificación en el cálculo de la carga con el valor de h=700mm.

10.1.3. CÁLCULO DE CARGAS EN LA SITUACIÓN MÁS DESFAVORABLE

El primer cálculo que se realizará es la carga máxima que puede soportar el resorte debido a sus características.

Las características del muelle son:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Recorrido útil del muelle} = 50 \text{ mm} \\ K = 105 \text{ N/mm} \end{array} \right. \rightarrow F_{e\text{máx}} = 105 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 50 \text{ mm} = 5250 \text{ N}$$

Esta es la carga máxima que podrá ejercer el resorte sobre el triángulo y el chasis. Debemos de verificar que para la condición más desfavorable posible la carga ejercida sobre la rueda trasera de la moto no provoque que el muelle se comprima en todo su recorrido útil, de forma que no se supere nunca los 5,25 kN.

La condición más desfavorable a la que se puede hacer frente es el que se muestra a en la figura 66, la moto en estado de reposo, sobre una pista con cierta pendiente (cabe recordar que se trata de una pista de competición donde los valores de α no serán muy elevados).

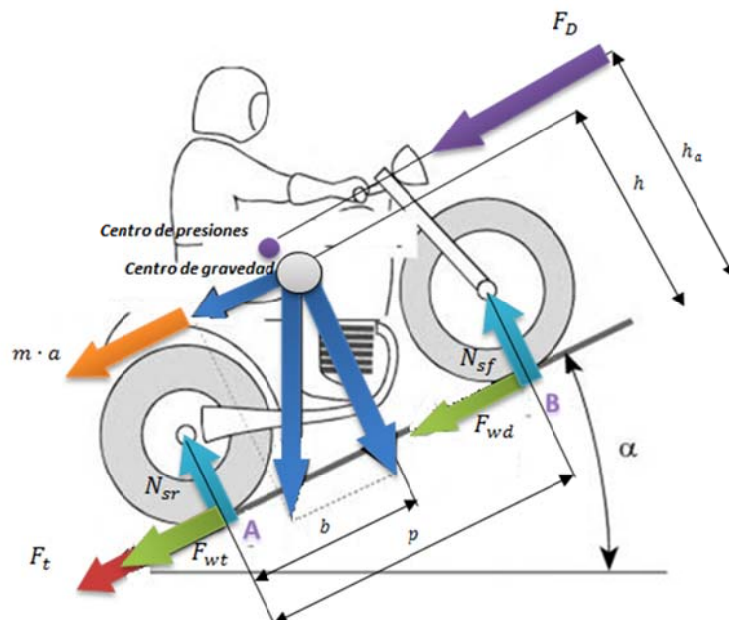


Figura 66. Reacciones que actúan.

Donde,

- F_D , representa la resistencia aerodinámica.
- h_a , la altura del centro de presiones.
- mg , el peso de la moto junto con la del piloto, aplicadas en el centro de gravedad.
- p , longitud entre ejes.
- b , longitud del centro de gravedad a la rueda trasera.
- h , la altura del centro de gravedad.
- N_{sr} y N_{sf} , reacciones normales en la rueda delantera y en la rueda trasera.
- F_t , fuerza de tracción.
- F_{wd} y F_{wt} , fuerzas de resistencia a la rodadura.
- α , la pendiente del asfalto.
- a , aceleración del sistema.

Para realizar los cálculos se plantean las siguientes consideraciones:

- Se considera que la fuerza de empuje aerodinámica es nula (F_L).
- La resistencia aerodinámica (F_D) también se supone despreciable.
- Por aproximación, la altura del centro de gravedad y del centro de presiones (donde estaría aplicada la resistencia aerodinámica) es semejante.

$$h_a = h$$

- La fuerza de tracción (ejercida por la transmisión de la potencia desde el motor a la cadena y está a la rueda trasera) se encuentra aplicada en la rueda trasera.
- Se considera que el peso del piloto junto con el de la moto es de 160kg.
- La potencia del motor (P) es de 36 CV y la velocidad (v) a la que se da la potencia será de 11,11 m/s.
- Al tratarse de una pista de competición no se presentaran pistas con una pendiente elevada, por ello $\alpha = 5^\circ$.

Continuando con el análisis, se plantean las ecuaciones de equilibrio, haciendo momentos a partir de punto A.

$$\sum M_A = 0 \rightarrow N_{sf} \cdot p = mg \cdot \cos \alpha \cdot (p - b) + mg \cdot \sin \alpha \cdot h + m \cdot a \cdot h + F_D \cdot h_a$$

$$N_{sf} = (mg \cdot \cos \alpha \cdot (p - b) + mg \cdot \sin \alpha \cdot h + m \cdot a \cdot h + F_D \cdot h_a)/p$$

Se pueden realizar las siguientes aproximaciones:

$$h_a = h \quad \text{Ecuación 48}$$

Por lo tanto:

$$N_{sf} = (mg \cdot (p - b) + (mg \cdot \sin \alpha + m \cdot a + F_D) \cdot h)/p \quad \text{Ecuación 49}$$

Para obtener la aceleración se realizan los siguientes cálculos:

$$P = F \cdot v \rightarrow F = m \cdot a \quad \text{Ecuación 50}$$

Sustituyendo,

$$a = \frac{P}{m \cdot v} \left\{ \begin{array}{l} \text{Potencia (P)} = 36 \text{ CV} \\ \text{Masa (m)} = 160 \text{ kg} \\ \text{Velocidad (v)} = 11,11 \text{ m/s} \end{array} \right. \rightarrow a = \frac{26478 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3}{160 \text{ kg} \cdot 11,11 \text{ m/s}} = 14,895 \text{ m/s}^2$$

$$36 \text{ CV} \cdot \frac{735,5 \text{ W}}{1 \text{ CV}} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3}{1 \text{ W}} = 26478 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3$$

Procedemos a calcular la carga trasera,

Considerando $h=500\text{mm}$

$$N_{sf} = (mg \cdot \cos \alpha \cdot (p - b) + mg \cdot \sin \alpha \cdot h + m \cdot a \cdot h)/p$$

$$\text{Datos} \left\{ \begin{array}{l} m = 160 \text{ kg} \\ g = 9,81 \text{ m/s}^2 \\ p = 1250 \text{ mm} \\ b = 625 \text{ mm} \\ \alpha = 5^\circ \\ a = 14,895 \text{ m/s}^2 \\ h = 500 \text{ mm} \\ F_D \rightarrow \text{despreciable} \end{array} \right. \rightarrow N_{sf} = 1789,81\text{N}$$

Considerando $h=700\text{mm}$

$$N_{sf} = (mg \cdot \cos \alpha \cdot (p - b) + mg \cdot \sin \alpha \cdot h + m \cdot a \cdot h)/p$$

$$\text{Datos} \left\{ \begin{array}{l} m = 160 \text{ kg} \\ g = 9,81 \text{ m/s}^2 \\ p = 1250 \text{ mm} \\ b = 625 \text{ mm} \\ \alpha = 5^\circ \\ a = 14,895 \text{ m/s}^2 \\ h = 700 \text{ mm} \\ F_D \rightarrow \text{despreciable} \end{array} \right. \rightarrow N_{sf} = 2193,01\text{N}$$

Poniéndonos del lado de seguridad, se selecciona la fuerza de mayor magnitud, y se le aplica un coeficiente de seguridad, de forma que la fuerza que deberemos de asegurarnos que está por debajo de la fuerza de colapso del muelle es de 2500N.

Como se ha indicado anteriormente la fuerza máxima que soportará el muelle es de 5,25 kN. A continuación se muestra el mecanismo en el Creo Parametric y se realizará un breve procedimiento a modo de ejemplo en la que se puede comprobar si el mecanismo soporta las fuerzas. Dicha comprobación se deberá de realizar en cada uno de los modelos que se diseñen.

En primer lugar, se obtienen los valores de las fuerzas, poniendo como límite el punto donde se cumple que es 5250 N

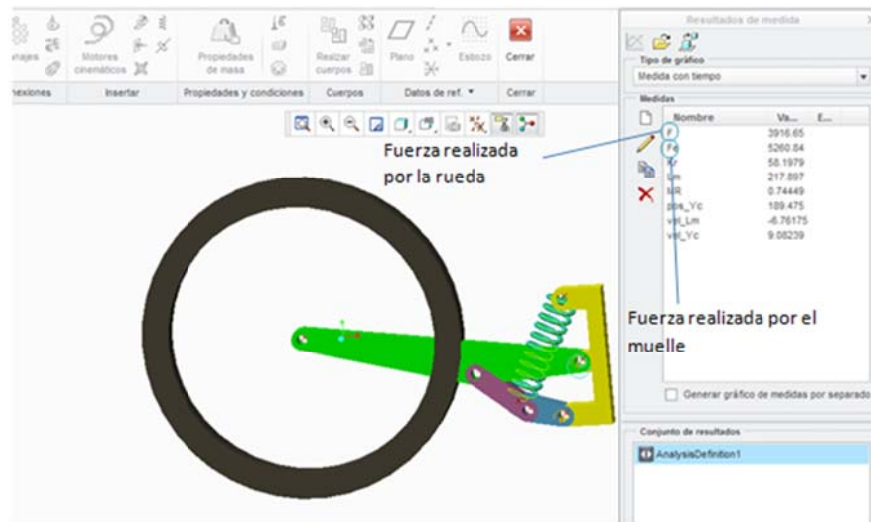


Figura 67. Datos en el Creo Parametric.

Para comprobar los datos de una forma más sencilla se presentan en un documento Excel donde también se muestra el recorrido del muelle.

	A	B	C	D	E	F	G
096		Yc	Lm	Recorrido Resorte	Fe	F	Kr=K*(MR)^2
097		100,035495	219,4263174	48,57368263	5100,23668	3672,506	54,44194938
098		100,126366	219,3608389	48,63916107	5107,11191	3682,58574	54,59392073
099		100,217234	219,2952705	48,70472951	5113,9966	3692,71129	54,7468503
100		100,308101	219,2296116	48,77038839	5120,89078	3702,88303	54,90074767
101		100,398966	219,1638618	48,83613816	5127,79451	3713,10134	55,05562257
102		100,489828	219,0980207	48,90197928	5134,70782	3723,36661	55,21148484
103		100,580689	219,0320878	48,96791219	5141,63078	3733,67925	55,36834446
104		100,671547	218,9660626	49,03393736	5148,56342	3744,03965	55,52621154
105		100,762404	218,8999448	49,10005524	5155,5058	3754,44821	55,68509634
106		100,853258	218,8337337	49,16626632	5162,45796	3764,90535	55,84500926
107		100,94411	218,767429	49,23257104	5169,41996	3775,41148	56,00596085
108		101,034961	218,7010301	49,2989699	5176,39184	3785,96702	56,16796178
109		101,125809	218,6345366	49,36546337	5183,37365	3796,5724	56,33102291
110		101,216655	218,5679481	49,43205194	5190,36545	3807,22805	56,49515522
111		101,307499	218,5012639	49,49873608	5197,36729	3817,9344	56,66036986
112		101,39834	218,4344837	49,56551631	5204,37921	3828,69189	56,82667812
113		101,48918	218,3676069	49,6323931	5211,40128	3839,50098	56,99409148
114		101,580018	218,300633	49,69936697	5218,43353	3850,36211	57,16262155
115		101,670853	218,2335616	49,76643841	5225,47603	3861,27575	57,33228013
116		101,761687	218,1663921	49,83360795	5232,52883	3872,24236	57,50307918
117		101,852518	218,0991239	49,90087609	5239,59199	3883,2624	57,67503082
118		101,943347	218,0317566	49,96824336	5246,66555	3894,33636	57,84814738
119		102,034174	217,9642897	50,03571027	5253,74958	3905,46471	58,02244133
120		102,124999	217,8967226	50,10327737	5260,84412	3916,64795	58,19792534

Figura 68. Datos recogidos en un documento Excel.

Como podemos ver para una fuerza 5253 N tenemos una fuerza de 3905 N la cual se encuentra por encima de los 2500 N calculados.

Como conclusión se puede decir que se han realizado los cálculos en las condiciones más desfavorables la fuerza que ejercerá la rueda sobre el basculante, la cual mayorada es de 2,5 kN, y posteriormente se verifica que esa fuerza se encuentra por debajo de la fuerza máxima permitida (esta fuerza se daría cuando el muelle se comprimiera por completo) y dicha fuerza máxima es de casi 4 kN.

Por lo tanto aún existe un margen de seguridad entre la fuerza máxima permitida y la fuerza ejercida en las peores condiciones lo que garantiza un mejor servicio del sistema.

10.2. CONFIGURACIÓN DEL CONJUNTO

10.2.1. CRITERIOS DE DISEÑO

En este apartado se mostrarán todas las alternativas de diseño que se han planteado, obteniendo como resultado la más óptima para el servicio que va a prestar el mecanismo.

Además, también se definen los procesos y criterios seguidos, hasta obtener la configuración final del mecanismo que más se adapta a nuestras necesidades.

Se tienen en cuenta diferentes parámetros, como, la geometría de las piezas (si son demasiado pequeñas o extremadamente grandes, e incluso si cumplen con las especificaciones técnicas establecidas por la organización), las fuerzas que resultan en las piezas debido a la configuración y la disposición de las mismas o el valor de los parámetros de rigidez o fuerza en los casos más extremos.

Algunas de las suspensiones serán más adecuadas que otras e incluso pueden existir varios modelos que cumplan con las especificaciones y que sean aptas para cumplir el servicio establecido, pero finalmente se seleccionará un tipo de suspensión con el que posteriormente se llevará a cabo el estudio de fuerzas en sus elementos y también se realizará un estudio mediante elementos finitos para conocer las tensiones y deformaciones a las que se encuentran expuestos, así como se modificará su geometría (en la medida que fuera posible) para garantizar la fiabilidad del sistema.

Los criterios que se deberán de cumplir son los que se muestran a continuación:

- El comportamiento del sistema en cuanto a la relación de fuerzas y desplazamientos deberá de ser progresiva, los motivos y características son los que se exponen en el apartado “7.2. Curvas progresivas del muelle y amortiguador”.
- Deberá de existir una relación entre confort y rigidez, para ello cuanto más constante permanezca la curva en el primer intervalo de desplazamiento de la rueda más factible será encontrar dicho equilibrio.
- Las características del resorte que nos ofrece la organización son las que se muestran en el apartado “5.Requisitos y especificaciones técnicas”. Es por ello que cuando la el resorte alcance la máxima compresión (50 mm) la fuerza ejercida por la rueda deberá de ser mayor que 2,5 kN, la comprobación se realiza tal y como se indica en el apartado anterior.

En función de estas condiciones se fue descartando y modificando el diseño del mecanismo, hasta obtener los modelos que se mostrarán más adelante, entre los cuales se seleccionará el que más ventajas ofrezca frente a los demás.

Los criterios a seguir que se fueron realizando en el diseño de la suspensión fueron los siguientes (se estableció un orden de comprobaciones prioritarias, en el momento que una suspensión dejaba de cumplir una de ellas se desechaba y se obtenía otro modelo)

El orden de prioridades que se llevó a cabo fue el siguiente:

- La primera consideración que se tenía en cuenta era que la suspensión cumpliera las *condiciones geométricas*.

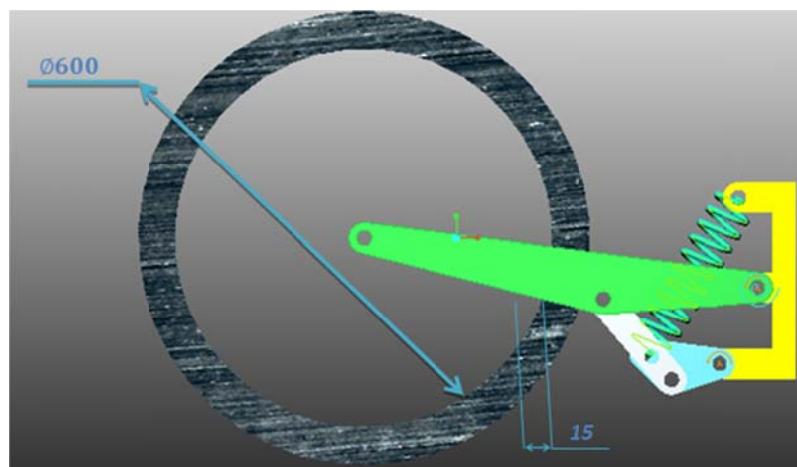


Figura 69. Especificaciones geométricas.

- Posteriormente se comenzaba con el estudio cinemático, a través del cual se obtenían las velocidades de los puntos, necesarias para determinar los valores de la relación de velocidades que daría lugar a la obtención de los valores de la rigidez reducida, a través de la ecuación 18.

$$k_r = k \cdot MR^2 \quad \text{Ecuación 18}$$

Una vez obtenido los valores de k_r , la primera comprobación que se realiza es que la curva que describe dicha ecuación fuera progresiva. En la figura se recuerda los tres tipos de comportamientos que puede presentar una suspensión.

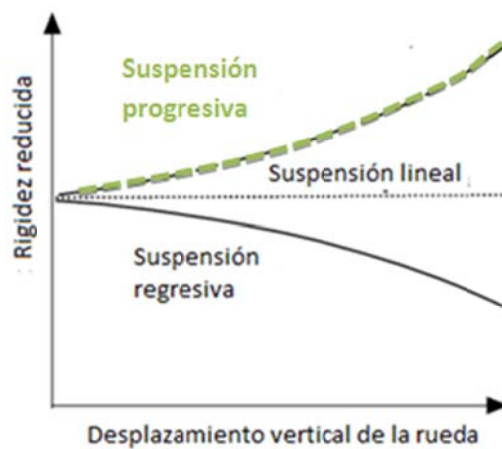


Figura 70. Curvas de rigidez descritas por diferentes configuraciones de suspensión.

- A continuación, se obtenía la curva de la fuerza que ejercía la rueda sobre el basculante por medio de la expresión definida en apartados anteriores como ecuación 12.

$$F = F_e \cdot MR \quad \text{Ecuación 12}$$

En esta representación gráfica nos interesa encontrar el punto en el que la fuerza sea 800 N (momento en el que el piloto se monta sobre la motocicleta) y una vez determinado el punto donde se cumple, se comprueba a posteriori en la gráfica de la rigidez reducida si en ese instante la rigidez adquiere un valor próximo a 20 N/mm (condición necesaria). En la figura se muestra como se realiza la comprobación.

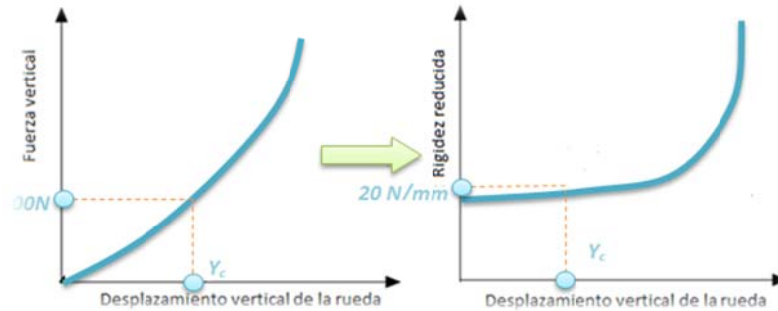


Figura 71. Comprobación de la rigidez de la suspensión cuando el piloto monta sobre la moto.

Esta comprobación es una de las verificaciones con más preferencia, además, también se debe de comprobar que la curva de rigidez reducida sea lo más constante posible en la primera parte, es decir, que se mantenga constante durante el primer intervalo de desplazamiento de la curva con valores próximos a 18-20 N/mm.

- El siguiente paso será comprobar que en el caso de colapso de la suspensión, es decir, en el momento de máxima compresión del muelle (cuando se comprime todo su recorrido útil, 50 mm) la fuerza ejercida por la rueda no sea superior a la más desfavorable o crítica calculada en el apartado “10.1. Esfuerzos sobre la suspensión”. La carga más crítica obtenida fue de 2,5 kN, por lo tanto cuando la fuerza ejercida por el muelle (F_e) adquiera el valor de 5250 N la fuerza de la rueda (F) deberá de ser superior para garantizar que el sistema soporta fuerzas superiores a la que se daría en las peores condiciones.

La sistemática que se sigue para la comprobación se define en el apartado “10.1.3.Cálculo de cargas en la situación más desfavorable”

- Una vez analizado todos estos factores se procede a obtener los valores de las reacciones aplicadas en las uniones o enlaces de los elementos que conforman la suspensión, para de esta forma poder seleccionar los elementos de unión de forma adecuada y garantizando que soportaran las fuerzas a las que se verán sometidos. Para ello nos interesa que estas fuerzas sean lo menores posibles, ya que de esta forma podremos tener un mayor abanico de selección de rotulas y rodamientos, así como poder determinar una geometría menor, ya que cuanto mayores sean las cargas mayores serán las dimensiones de dichos componentes.

Una vez enumerados los criterios de selección se plantearán 3 modelos de suspensión, con las características que se han descrito.

10.2.1.1. PRIMERA ALTERNATIVA

A continuación se muestra un modelo de suspensión, seguidamente, se muestra la geometría de los elementos que lo componen.

- La primera condición que se plantea es la relacionada con la geometría.

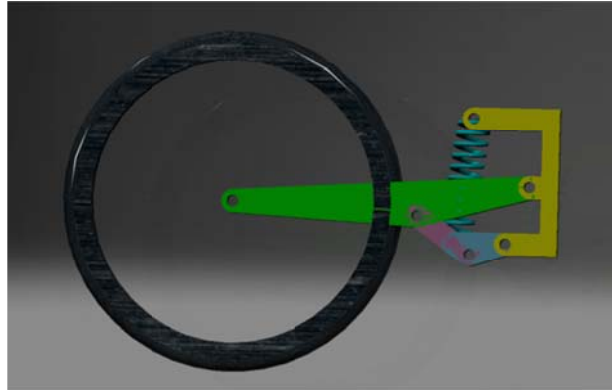


Figura 72. Ilustración primer modelo de suspensión.

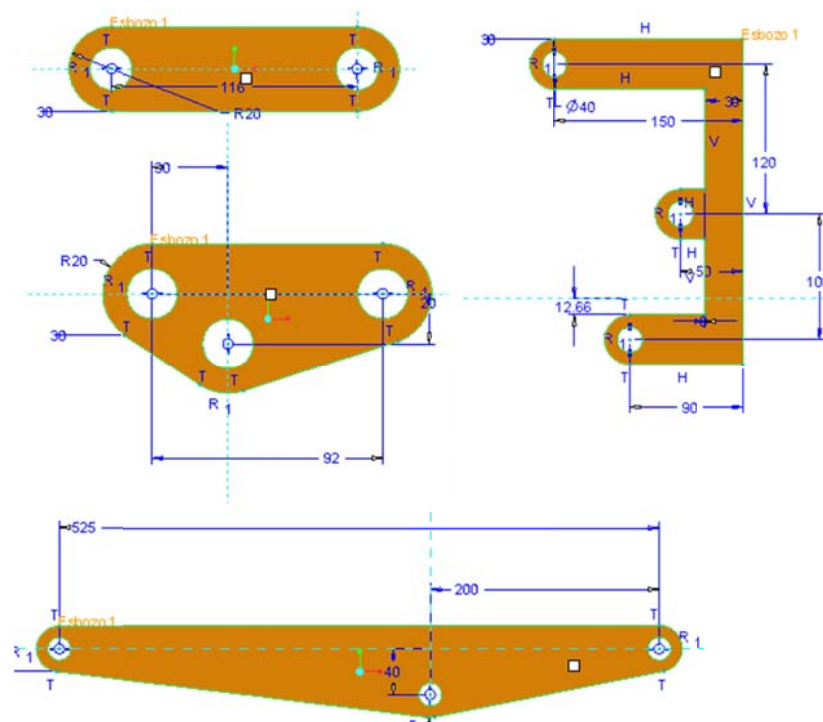
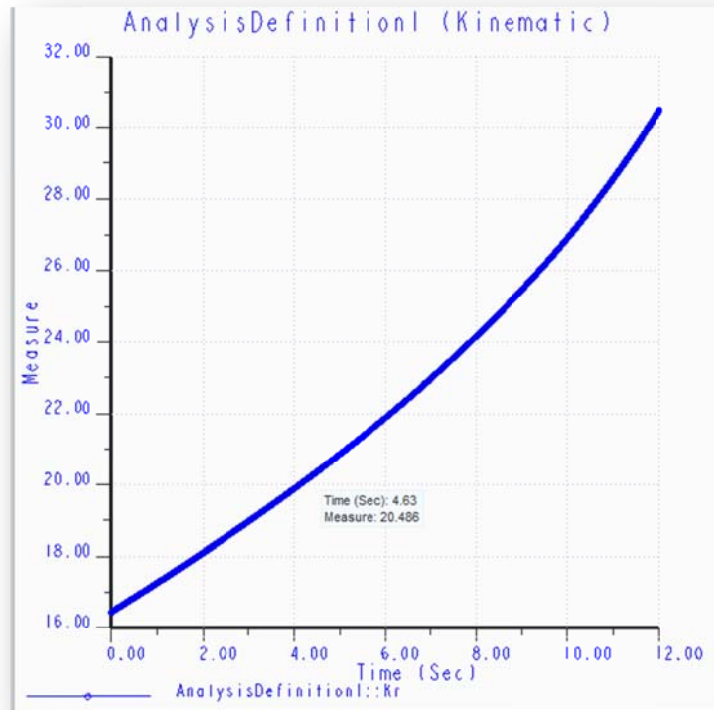


Figura 73. Geometría de las piezas de la suspensión correspondiente al primer modelo.

Gracias a las dimensiones que presenta el basculante, se garantiza que la biela no se podrá poner en contacto con la rueda en ninguna de las situaciones, condición que resulta indispensable.

- El siguiente criterio de selección está relacionado con la curva de rigidez reducida del mecanismo, dicha curva se muestra a continuación.



Gráfica 14. Curva de rigidez del modelo 1.

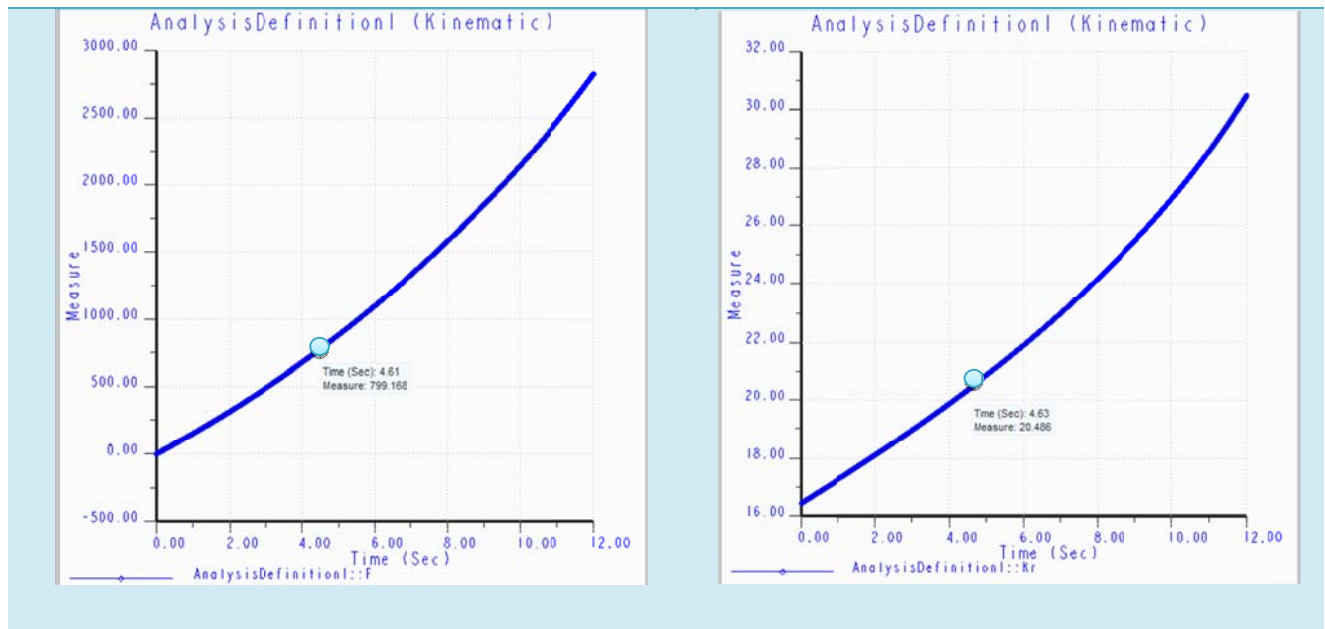
La primera valoración que se puede apreciar es la progresividad que presenta la curva característica de la rigidez reducida, lo que supone una ventaja a la hora de selección de esta amortiguación.

Sin embargo, la desventaja que se observa en el modelo es que no presenta un carácter constante en el inicio de compresión del resorte, sino que se trata de una curva con una progresión muy lineal. Además, el valor máximo de rigidez que se alcanza cuando el muelle alcanza su máxima compresión es de aproximadamente 32 N/mm, lo que se puede considerar un valor medio y poco elevado.

- A continuación se muestra el valor de la rigidez reducida en el punto en cuestión.

Fuerza [N]= 800N

Rigidez reducida[N/mm]=20.486 N/mm



Gráfica 15. Gráfica de la fuerza ejercida por la rueda.

Gráfica 16. Valor de la rigidez en el punto en cuestión.

En este criterio se puede tomar como válido el valor que se obtiene para una carga de 800 N, ya que se trata de una simple aproximación.

Además el valor de la rigidez puede oscilar ligeramente en torno al valor de 20N/mm.

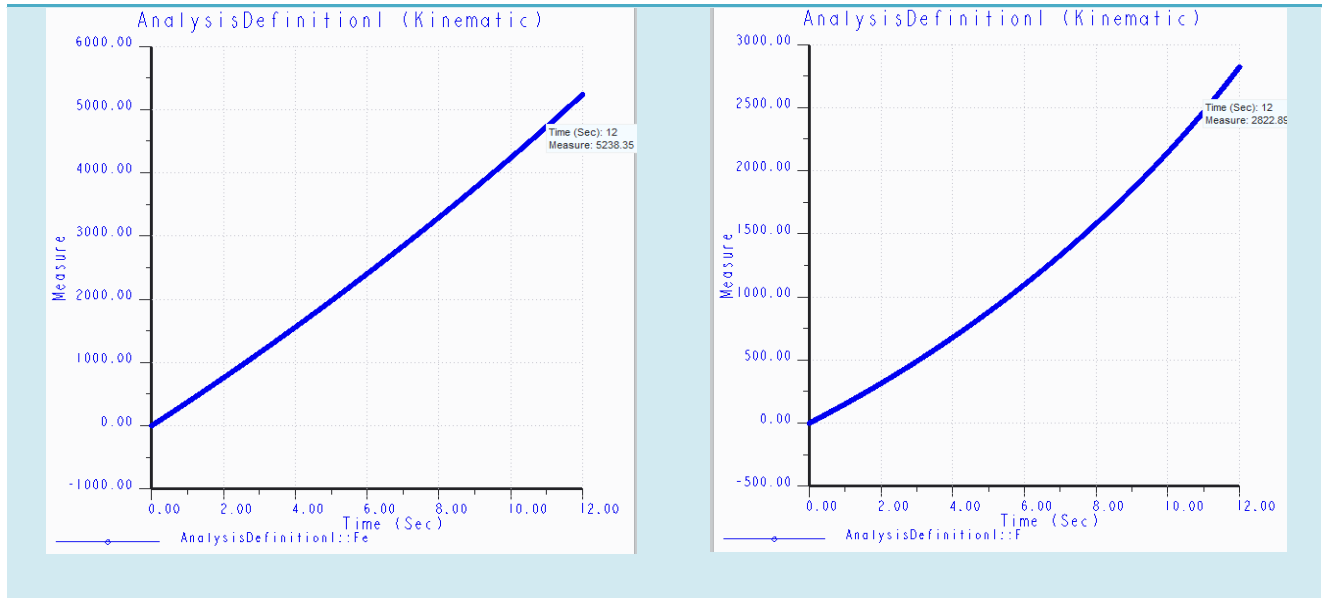
- A continuación se muestra el valor correspondiente de la fuerza ejercida por la rueda en el momento que el resorte alcanza su máxima elongación (50 mm), es decir la fuerza ejercida por la rueda cuando la fuerza elástica es de 5250 N.

El proceso seguido para esta comprobación se describe en el apartado “10.1.3.Cálculo de en la situación más desfavorable”. En este apartado se especifican las pautas a seguir para realizar la comprobación que se realizara a continuación.

En la siguiente ilustración se muestran los resultados obtenidos de las fuerzas plasmadas en las dos gráficas para una mejor comparación.

$F_e[N]=5250\text{ N}$

$F[N]=2822\text{ N}$



Gráfica 17. Curva de la fuerza elástica

Gráfica 18. Curva de la fuerza ejercida por la rueda

En este apartado se verifica que la fuerza $F > 2,5\text{ kN}$, condición necesaria, a pesar de que no existe mucho margen la fuerza es superior por lo tanto se puede aceptar el modelo como válido en este aspecto.

- Finalmente se muestran las reacciones que sufren los elementos en sus puntos de unión. Para ver como se obtienen las reacciones en los puntos de unión se requiere consultar los el documento “Documento 5.3: Anexo de Herramientas informáticas”.

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

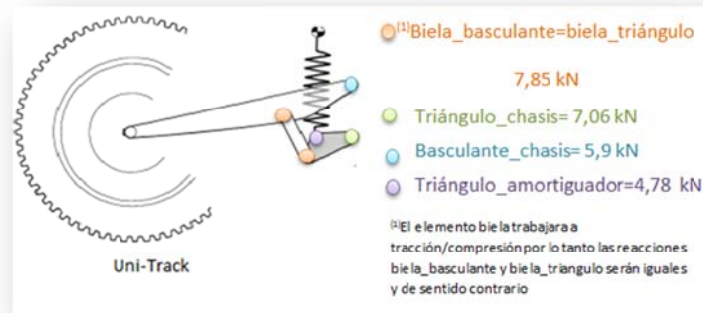


Figura 74. Reacciones en los elementos.

Las reacciones obtenidas son en el momento en el que el mecanismo obtendría la carga más crítica, es decir cuando la F adquiriera el valor de 2,5 kN, que sería la situación más desfavorable en la que se puede encontrar el sistema de suspensión.

10.2.1.2. SEGUNDA ALTERNATIVA

Se expondrán las características de la suspensión de forma análoga al apartado anterior.

- La primera valoración será la geometría. Esta geometría no difiere mucho de la anterior en cuanto a las dimensiones del basculante. Sí que se producen cambios más significativos en lo que se trata al triángulo de suspensión y al punto de anclaje del amortiguador en el chasis, lo que provocará modificaciones significativas. La geometría de las piezas es la que se muestra a continuación.

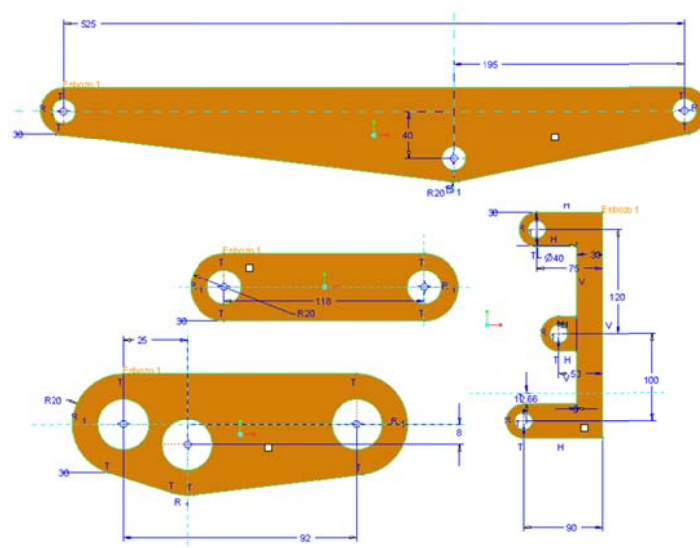


Figura 75. Geometría de las piezas que conforman el segundo sistema de suspensión.

- De forma análoga al anterior, el siguiente punto de selección será la curva característica de la rigidez reducida.

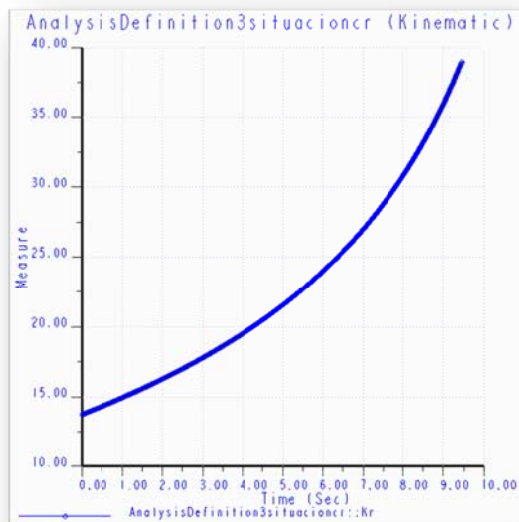


Figura 76. Curva de rigidez reducida del segundo modelo

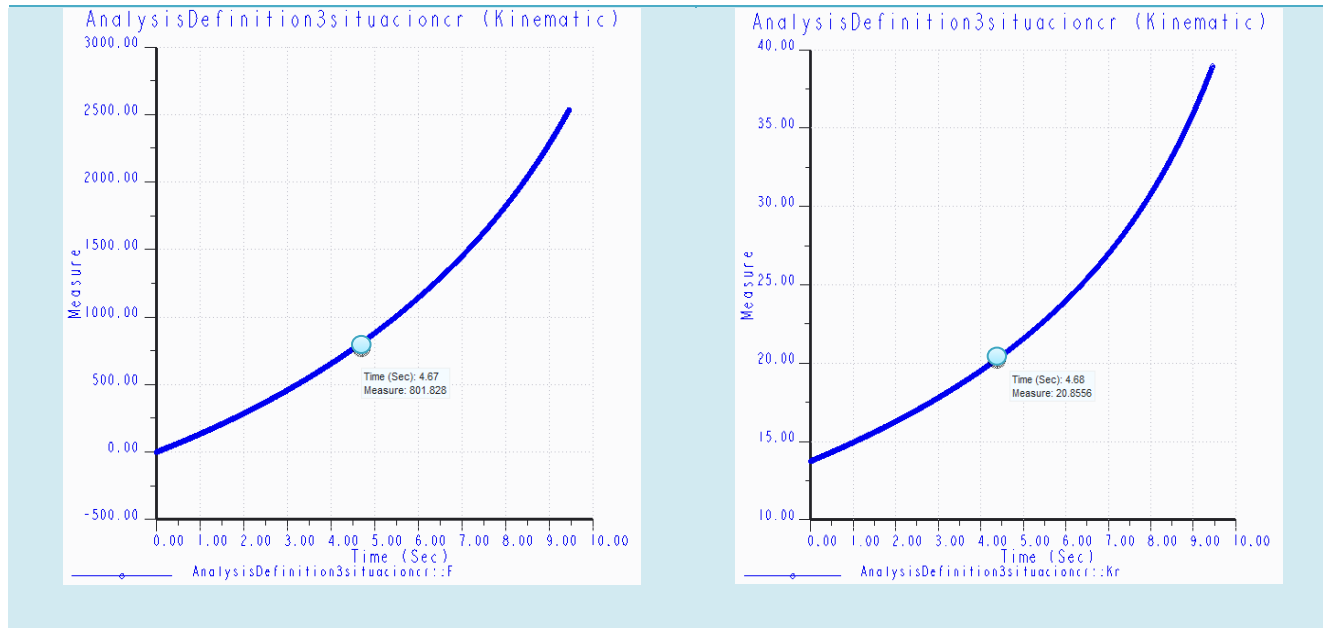
Se puede observar como en esta curva el carácter de la función no es tan lineal como en el caso anterior a pesar de seguir tratándose de una función con una progresividad muy pronunciada en el primer tramo de la misma.

- En este apartado se estudiará relación que existe entre la fuerza ejercida por la rueda sobre el basculante, y la rigidez.

Para ello se sigue haciendo referencia al punto donde la fuerza de la rueda adquiere el valor de 800 N, al cual se le asigna una rigidez reducida de 20, 85 N/mm, como se muestra en la siguiente figura.

Fuerza [N]≈ 800N

Rigidez reducida[N/mm]=20.85 N/mm



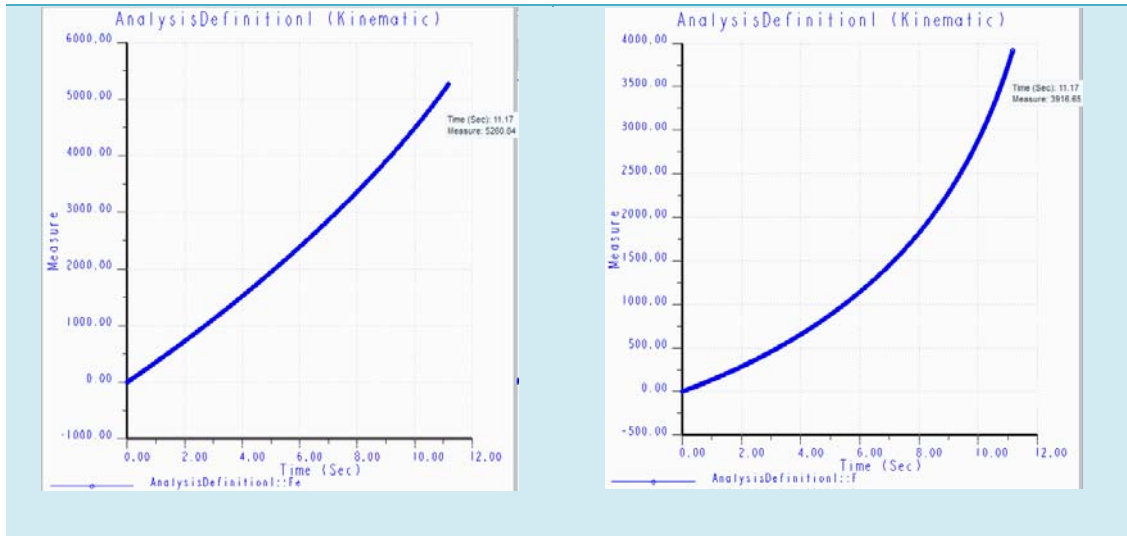
Gráfica 19. Gráfica de la fuerza ejercida por la rueda.

Gráfica 20. Valor de la rigidez en el punto en cuestión.

Se puede observar como el valor de la rigidez en el punto en estudio tiene un valor superior al que se busca, debido a que dicho valor no es muy superior, se puede considerar como admisible.

- El siguiente análisis hace referencia a el valor correspondiente de la fuerza ejercida por la rueda en el momento que el resorte alcanza su máxima elongación (50 mm), es decir la fuerza ejercida por la rueda (F) cuando la fuerza elástica(F_e) es de 5250 N.

En la siguiente ilustración se muestran nuevamente las dos gráficas para una mejor comparación.

$F_e[N]=5250\text{ N}$ $F[N]=3916\text{ N}$ 

Gráfica 21. Curva de la fuerza elástica

Gráfica 22. Curva de la fuerza ejercida por la rueda

En este apartado se verifica que la fuerza $F > 2,5\text{ kN}$, requisito que resultaba imprescindible para garantizar que la suspensión soporta fuerzas mayores que el valor de la fuerza (F) en la situación más desfavorable. Como se observa en los gráficos anteriores dicho valor es muy superior al valor de referencia, lo que presenta un mayor margen de seguridad (en comparación con el caso anterior).

$$F = 3.91\text{ kN} \gg 2.5\text{ kN}$$

- Finalmente se muestran las reacciones que sufren los elementos en sus puntos de unión. Para ver como se obtienen las reacciones en los puntos de unión a través del programa informático se requiere consultar el "Documento 5.3: Anexo Herramientas informáticas".

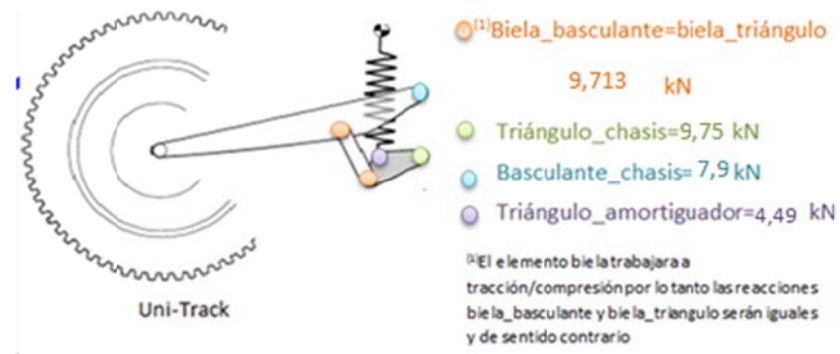


Figura 77. Reacciones en las uniones de la suspensión

Se observa como para este modelo de suspensión las reacciones en las uniones adquieren valores más elevados, en comparación con el caso anterior. Este aspecto provoca limitaciones, ya que los elementos de unión, rótulas y rodamientos, deberán de tener geometrías elevadas, acorde con las cargas que deberán de soportar, es por ello que cuanto menores sean estas cargas mayor facilidad de manejo presentaran.

10.2.1.3. TERCERA ALTERNATIVA

A continuación se muestra el tercer modelo candidato a la selección. El proceso de estudio es análogo a los procesos realizados con anterioridad.

- Nuevamente se muestra el primer criterio el cual se basa en la geometría del mecanismo, la cual se muestra a continuación. Adicionalmente se muestra el conjunto del mecanismo.

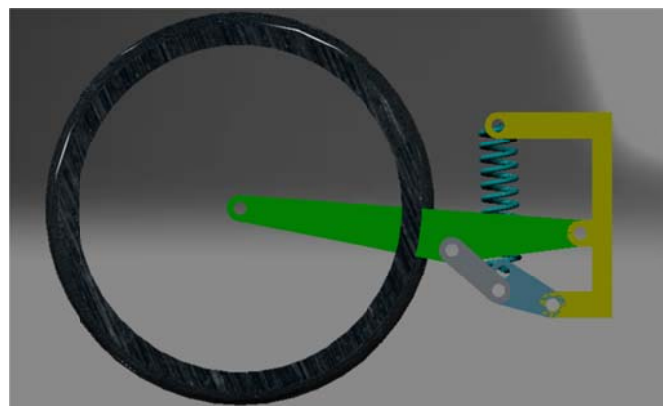


Figura 78. Conjunto del tercer modelo de suspensión.

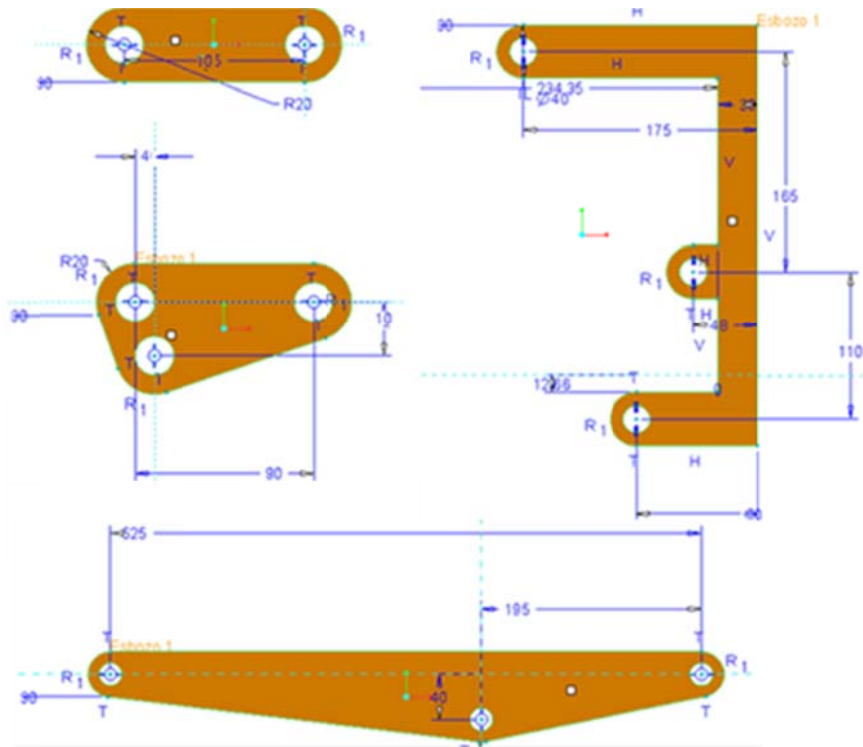
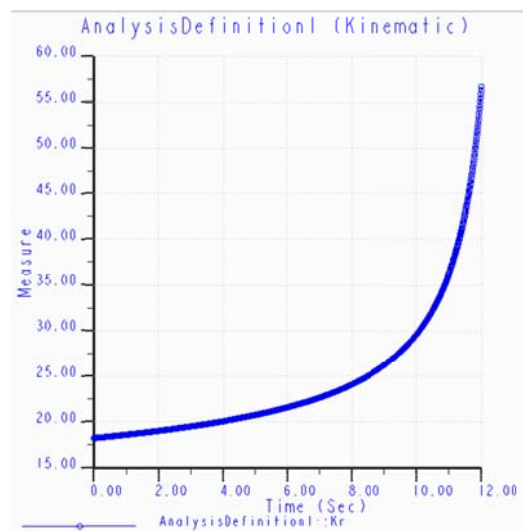


Figura 79. Geometría de la tercera alternativa de suspensión.

Se puede observar que la geometría del mismo permite continuar cumpliendo con las condiciones establecidas por la organización, por lo que hace que el modelo sea aceptable de acuerdo con este criterio.

Para continuar, se analiza el segundo criterio, que se basa en la curva característica de la rigidez reducida. A continuación se muestra dicha curva para este modelo de suspensión.



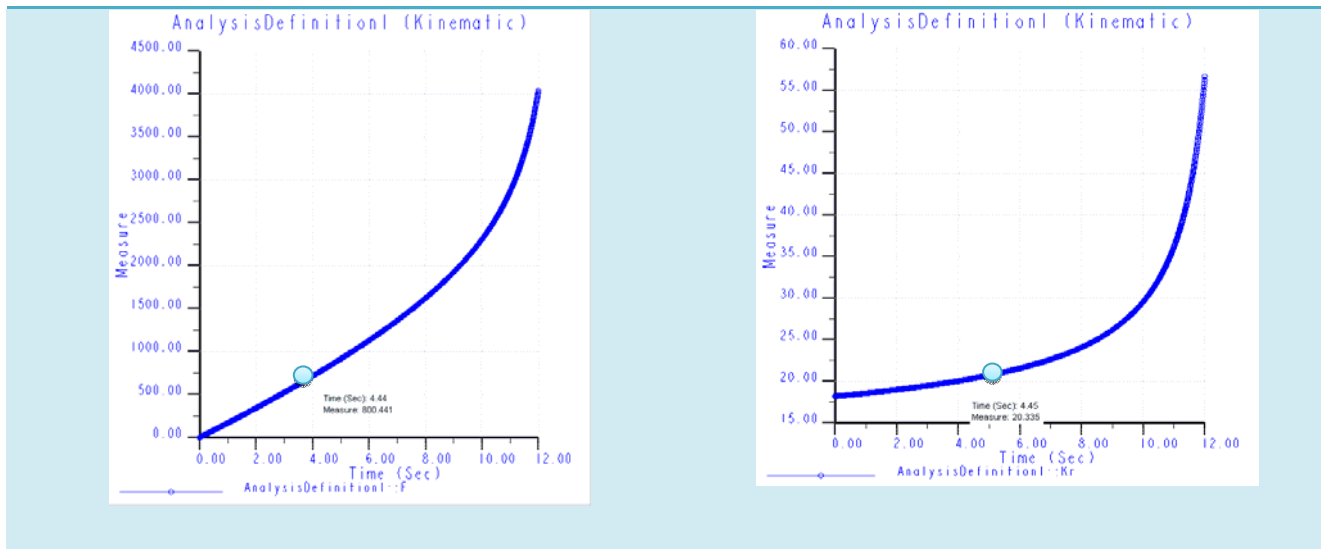
Gráfica 23. Rigidez reducida del tercer modelo de suspensión.

Se puede observar que esta curva presenta una gran constancia en el intervalo de tiempo inicial, lo cual resulta muy interesante en el diseño. Además se produce al final del movimiento un crecimiento muy pronunciado, quedando lejos de la posición de bloqueo del mecanismo, aspecto que resulta de gran interés.

- En cuanto al estudio de la rigidez en el punto en el que F adquiere el valor de 800 N, se muestra a continuación el valor que adquiere la rigidez para dicho punto.

Fuerza [N] ≈ 800N

Rigidez reducida [N/mm]=20.335 N/mm



Gráfica 24. Gráfica de la fuerza ejercida por la rueda. Gráfica 25. Valor de la rigidez en el punto en cuestion.

Se observa como para dicho valor de la fuerza que ejerce la rueda sobre el basculante, la rigidez reducida correspondiente es aproximadamente 20 N/mm, lo cual era un objetivo a conseguir en el proceso de diseño de la suspensión. Además dicho valor tiene un carácter constante a lo largo de una sección de la curva, lo que hace que el ajuste de la suspensión sea más manejable.

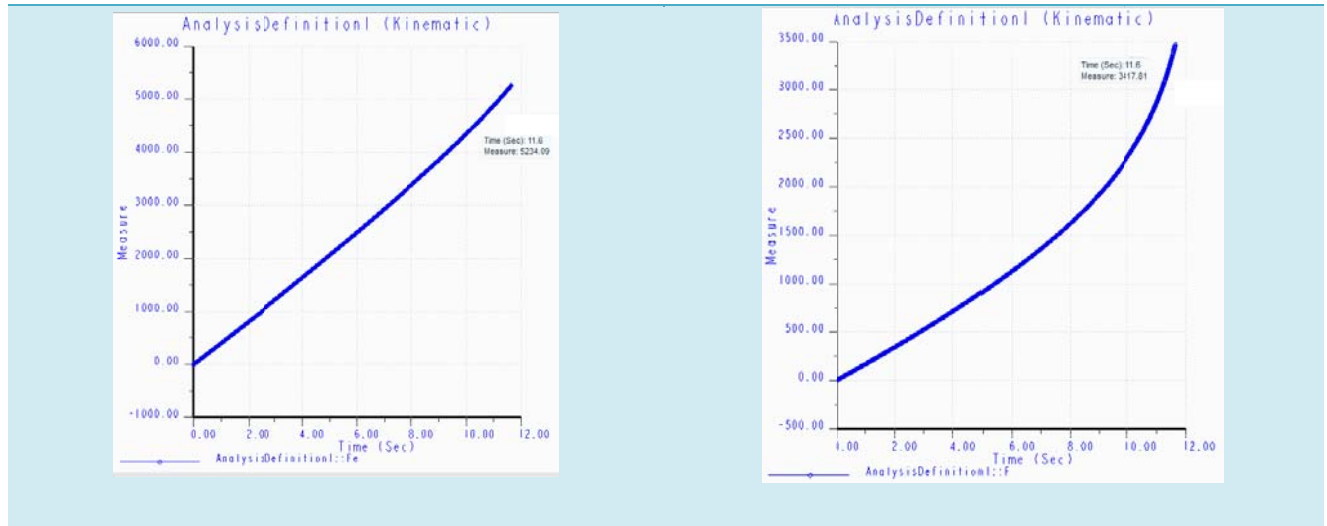
- En el cuarto criterio se hace referencia a la cuantía que alcanza la fuerza ejercida por la rueda cuando el resorte llega a su situación de colapso, es decir, cuando su recorrido es 50 mm. Tal y como se explica en el apartado “10.1.3. Cálculo de cargas en la situación más desfavorable” dicha fuerza en el momento de colapso del mecanismo deberá de ser superior a 2,5 kN, que sería el valor de la fuerza ejercida por la rueda en la situación más

crítica en la que se puede encontrar el sistema en estudio. De esta forma se garantiza que el modelo es capaz de soportar fuerzas superiores a dicha magnitud.

En la siguiente figura se realiza la comprobación descrita anteriormente:

$$F_e[N]=5250\text{ N}$$

$$F[N]= 3417,8\text{ N}$$



Gráfica 26. Curva de la fuerza elástica

Gráfica 26. Curva de la fuerza ejercida por la rueda

Se observa como dicha carga adquiere una mayor magnitud, por lo que el modelo es apto para soportar cargas superiores a 2,5 kN, realizando su servicio de forma eficiente y sin alcanzar el colapso.

- Finalmente se realiza un breve estudio de las reacciones que se producen en las reacciones por el efecto de la acción de la fuerza. Dichas cargas se representan a continuación.

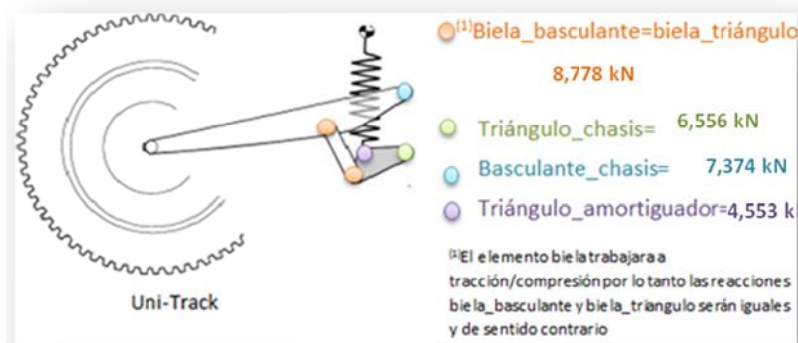


Figura 80. Reacciones sobre el sistema de suspensión.

Se observa como los valores de las cargas no son muy elevados, por lo que no será necesario hacer uso de elementos de unión de geometrías excesivas que interfieran con la geometría inicial establecida.

Atendiendo a todos los criterios detallados anteriormente, se puede realizar una selección por la que el modelo de suspensión seleccionado para continuar con su diseño es el presentado en el último lugar. Las ventajas que presenta frente a los demás son que su progresividad no es tan lineal como en los casos anteriores, además cumple con la geometría establecida por la organización y el modelo es capaz de soportar fuerzas mucho mayores que la fuerza ejercida en la situación más crítica, y finalmente las cargas en las reacciones son muy reducidas en comparación con el resto de los modelos. Estos son los motivos por los que se decidió seleccionar dicho modelo.

Finalmente, se muestra a modo de resumen todos los valores de los parámetros estudiados.

Criterio	Parámetro	Magnitud
2	Rigidez reducida ($F_e=5250$ N)	45 N/mm
3	Rigidez reducida ($F=800$ N)	20,335 N/mm
4	Fuerza ejercida por la rueda ($F_e=5250$ N)	3417,8 N
5	Reacciones	
	Triángulo_bieleta=bieleta_chasis	8778 N
	Basculante_chasis	7374 N
	Triángulo_chasis	6556 N
	Triángulo_amortiguador	4553 N

Tabla 15. Resumen de los parámetros del diseño de suspensión seleccionado

10.3. CÁLCULO Y COMPROBACIÓN DE LAS REACCIONES

En este apartado se realizará el cálculo de las reacciones en las uniones a través del desarrollo planteado en el apartado “9.2.1. Estudio cinemático de la suspensión trasera Uni-Track”. Lo que se pretende es comprobar los resultados obtenidos con el programa informático Creo Parametric 2.0 y a su vez verificar que el análisis desarrollado y las expresiones obtenidas se cumplen para el modelo de suspensión que se está diseñando.

Dichos valores de fuerzas serán imprescindibles para posteriormente realizar una selección de elementos de unión adecuada, y un diseño óptimo de las piezas que conforman la suspensión, de ahí la importancia de asegurarnos que las magnitudes de las mismas son las verdaderas.

Las reacciones se obtendrán para la situación más desfavorable, en la que la fuerza ejercida por la rueda sobre el basculante es de 2,5 kN.

Para la realización de este estudio se recurrirá al programa para obtener las diferentes longitudes, necesarias para el cálculo de las fuerzas. La forma de obtención de las longitudes se especifica en el “Documento 5.3: Anexo Herramientas informáticas”.

La situación en estudio de la suspensión es la que se muestra a continuación, se realizará un análisis estático en el caso más desfavorable.

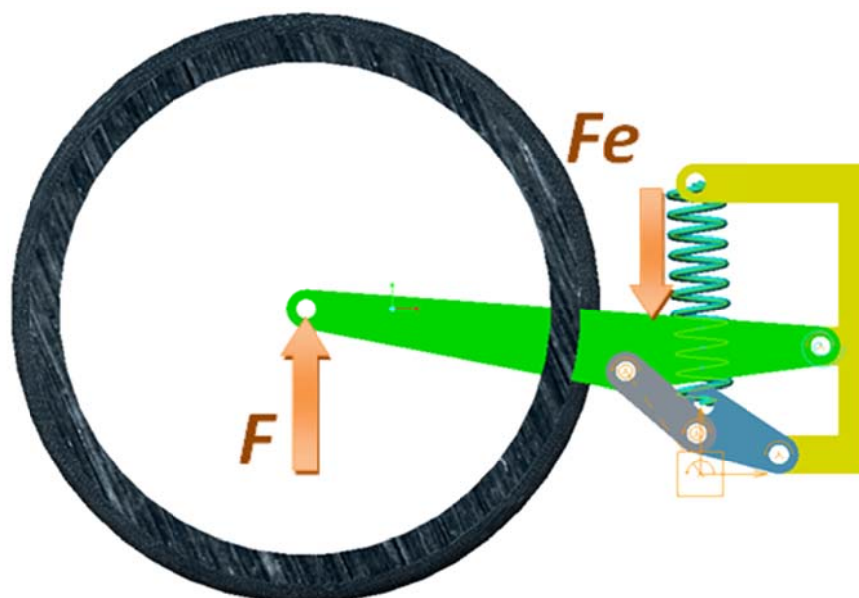


Figura 81. Conjunto en estudio.

Los datos en el instante descrito son los que se muestran a continuación:

$$\text{Datos} \begin{cases} F = 2,5 \text{ kN} \\ F_e = 4,558 \text{ kN} \\ t = 11.8 \text{ s} \end{cases}$$

10.3.1. REACCIONES EN EL TRIÁNGULO

Se comenzará con el estudio del triángulo de suspensión. Dicho elemento se encuentra unido al chasis, una bieleta y al resorte. El elemento bieleta trabajará según la dirección de la misma, ya que se trata de un elemento barra, que únicamente trabajara a tracción. El resorte también transmitirá una fuerza en la dirección del mismo y del valor de la fuerza elástica (F_e), la cual se puede obtener a través de la siguiente expresión:

$$F_e = K \cdot (L_{mo} - L_m) = 4,558 \text{ kN}$$

Para obtener la magnitud de todas las fuerzas que actúan sobre el elemento es necesario plantear nuevos parámetros geométricos. Hasta el momento solo se habían planteado dos, L1 y L2. A continuación se muestran todos los parámetros necesarios para la realización del estudio. Adicionalmente en la figura se representan las fuerzas que se ejercen sobre el elemento.

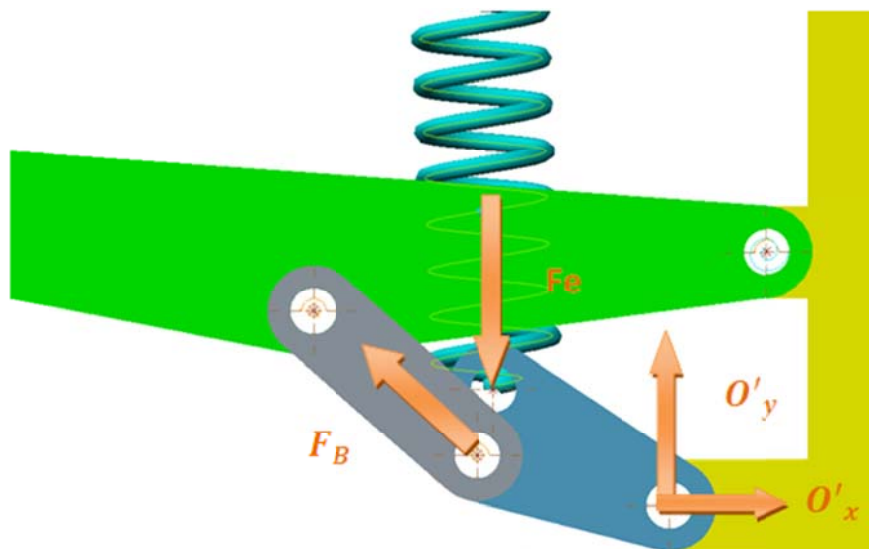


Figura 82. Reacciones en el triángulo de suspensión.

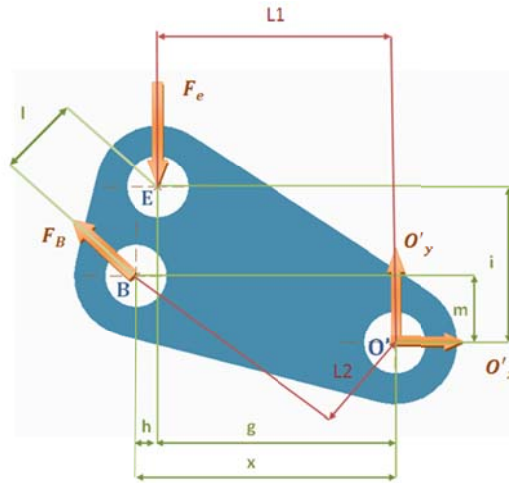


Figura 83. Longitudes necesarias para el cálculo de reacciones. Los parámetros que se muestran en color rojo ya habían sido definidos en anteriores ocasiones, los nuevos parámetros definidos son los mostrados en color verde

A continuación se plantean las ecuaciones de equilibrio de fuerzas:

$$\sum M_{O'} = 0 \rightarrow F_e \cdot L_1 = F_B \cdot L_2 \quad \text{Ecuación 51}$$

$$\sum M_B = 0 \rightarrow O'_y \cdot x - F_e \cdot l - O'_x \cdot m = 0 \quad \text{Ecuación 52}$$

$$\sum M_E = 0 \rightarrow F_B \cdot h - O'_y \cdot g - O'_x \cdot i = 0 \quad \text{Ecuación 53}$$

Seguidamente se obtienen a través del programa informático Creo Parametric los valores de las longitudes en dicha posición. Para ver como se realiza el proceso ver “Documento 5.3:Anexo Herramientas informáticas”. Dichos valores se muestran a continuación:

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 = 74,98 \text{ mm} \\ L_2 = 38,94 \text{ mm} \\ x = 83,89 \text{ mm} \\ h = 26,37 \text{ mm} \\ l = 8,1 \text{ mm} \\ i = 20 \text{ mm} \\ g = 76,86 \text{ mm} \\ m = 21,68 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Sustituyendo en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$F_B = F_e \cdot \frac{L_1}{L_2} \rightarrow 4,558 \cdot \frac{74,98}{38,94} = 8,77 \text{ kN}$$

$$\begin{cases} O'_y \cdot 83,89 - 4,5 \cdot 8,1 - O'_x \cdot 21,68 = 0 \\ 8,77 \cdot 26,37 - O'_y \cdot 76,86 - O'_x \cdot 20 = 0 \end{cases} \begin{cases} O'_y = 2,1 \text{ kN} \\ O'_x = 5,5 \text{ kN} \end{cases}$$

Se obtiene el módulo del vector, para poder comparar con el valor obtenido a través del programa (en el programa se puede obtener tanto las componentes como el módulo del vector, pero hemos optado por obtener directamente los módulos por comodidad)

$$F_{O'} = \sqrt{2,1^2 + 5,5^2} = 5,88 \text{ kN}$$

El siguiente paso será obtener los valores de las fuerzas a través del programa, para ello se realiza un estudio estático, pero previamente se introduce una fuerza puntual del valor de 2500 N en la posición correspondiente, tal y como se muestra en la figura.

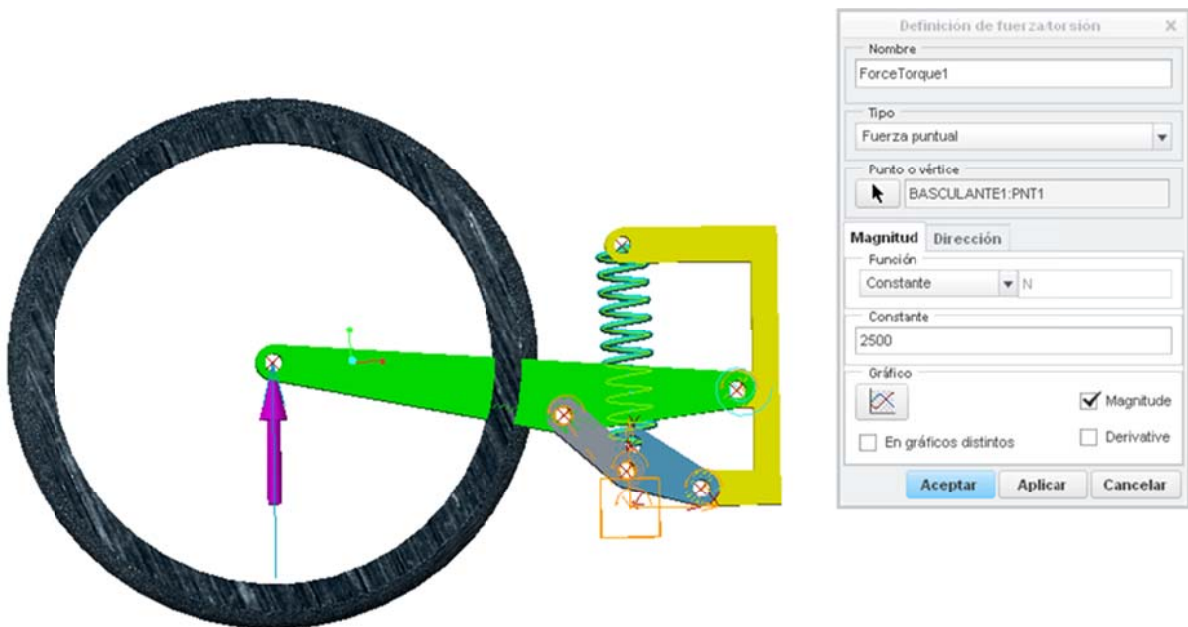


Figura 84. Definición en el programa de la fuerza que ejerce la rueda sobre el basculante.

Bastará con introducir dicha fuerza en el análisis para obtener los valores que se buscan. En la siguiente figura se muestra como se introduce la fuerza en el análisis que se ejecutara posteriormente.

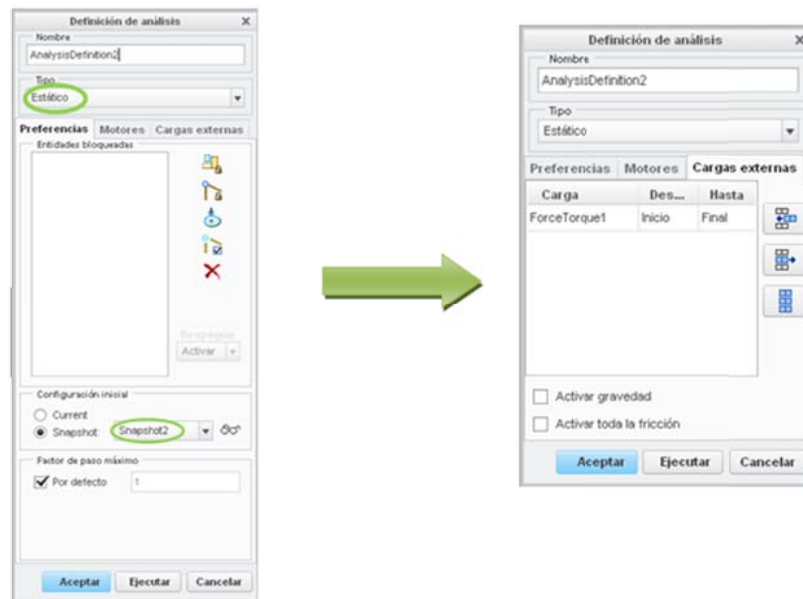


Figura 85. Configuración del análisis en la posición del mecanismo correspondiente.

Tras ejecutar el análisis se obtienen los siguientes valores de reacciones.

Nombre	Va...	E...
Lm	224.584	
MR	0	
V_Lm	0	
V_Yc	0	
basculantechasis	7374.04	
biela_triangulo	8778.33	
bielabasculante	8778.31	
triangulochasis	6556.35	

Figura 86. Valores de las reacciones obtenidos.

Se comprueba que los valores obtenidos de las reacciones son prácticamente iguales, por lo que, finalmente:

$$F_B = 8778,33 \text{ N}$$

$$F_{O'} = 6556,35 \text{ N}$$

10.3.2. REACCIONES EN LA BIELETA

Como bien se ha indicado anteriormente, la bieleta es un elemento barra, cuyas uniones a ambos extremos son articulaciones por lo que la fuerza que transmite será de tracción o compresión. En este caso se trata de un elemento trabajando a tracción por lo que las fuerzas que se ejercerán en la misma serán iguales y de sentido contrario tal y como se muestra en la figura contigua:

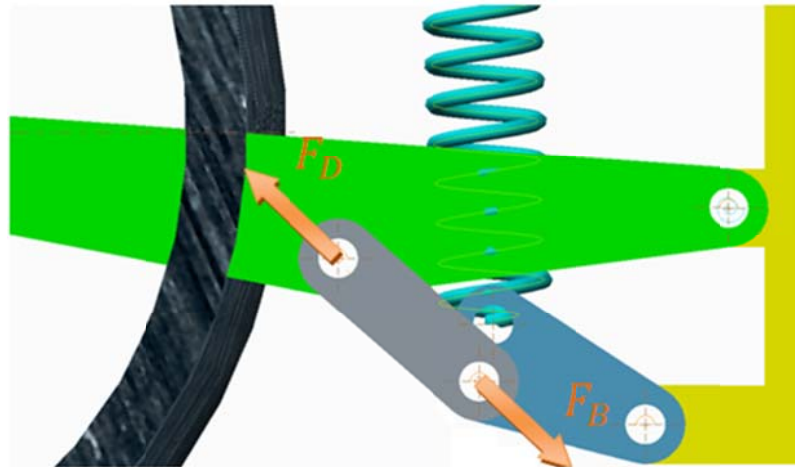


Figura 87. Reacciones en el elemento biela

Este es el motivo por el que el programa nos facilita ambas reacciones con valores idénticos en las dos uniones.

Por lo tanto,

$$F_D = F_B = 8778,33 \text{ N}$$

10.3.3. REACCIONES EN EL BASCULANTE

Tal y como se explyaba en el apartado “9.1.1. Estudio Cinemático y demostración de la obtención de la MR”, las fuerzas que actúan sobre el basculante son las que se visualizan en la ilustración 88.

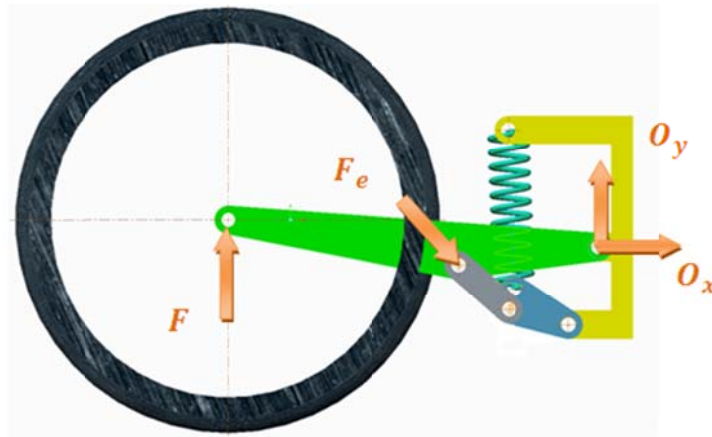


Figura 88. Reacciones sobre el basculante.

Nuevamente, para obtener la totalidad de los valores de las reacciones es necesario definir una serie de parámetros geométricos adicionales cuyos valores serán obtenidos a través del Creo de forma análoga al proceso realizado con el triángulo de suspensión. Los parámetros que se definirán se pueden observar en la figura 89.

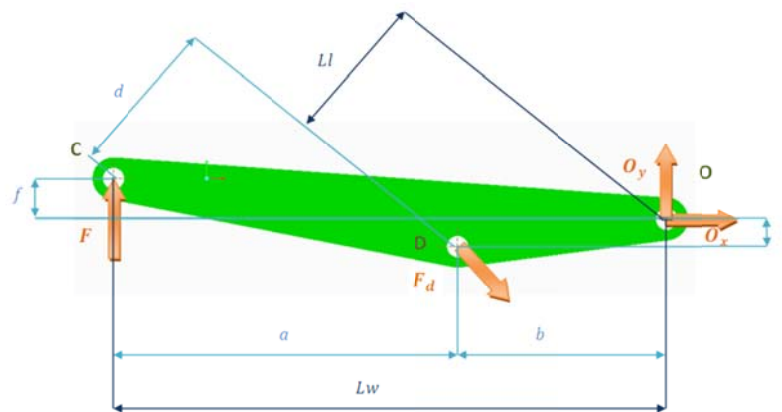


Figura 89. Parámetros definidos para la obtención de las reacciones. Los parámetros indicados en colores con mayor oscuridad ya habían sido definidos y usados en apartados anteriores.

Nuevamente, tras definir todas las longitudes obtenemos los valores de las mismas, para la posición representada.

$$\left\{ \begin{array}{l} Lw = 523,62 \text{ mm} \\ Ll = 149,37 \text{ mm} \\ a = 326,234 \text{ mm} \\ b = 197,386 \text{ mm} \\ c = 25,76 \text{ mm} \\ d = 166,82 \text{ mm} \\ f = 38,046 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Se recuerda que en dicha posición los valores de la fuerza ejercida por el resorte, y por la rueda.

$$\begin{cases} F = 2,5 \text{ kN} \\ F_e = 4,558 \text{ kN} \end{cases}$$

A continuación se plantea el equilibrio estático, realizando momentos en los puntos O, D y C.

$$\sum M_C = 0 \rightarrow F_D \cdot Ll = F \cdot Lw \quad \text{Ecuación 54}$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F \cdot a + O_x \cdot c - O_y \cdot b = 0 \quad \text{Ecuacion 55}$$

$$\sum M_o = 0 \rightarrow F_D \cdot d - O_y \cdot (a + b) - O_x \cdot f = 0 \quad \text{Ecuacion 56}$$

Sustituyendo,

$$F_D = \frac{Lw}{Ll} \cdot F \rightarrow 2,5 \text{ kN} \cdot \frac{523,62 \text{ mm}}{149,37 \text{ mm}} = 8,76 \text{ kN} \approx 8,77 \text{ kN} \quad \text{Ecuacion 57}$$

Observando los datos comprobamos que el valor de la fuerza de la biela coincide con el obtenido anteriormente.

$$\begin{cases} 2,5 \text{ kN} \cdot 326,234 \text{ mm} + O_x \cdot 25,76 \text{ mm} - O_y \cdot 197,386 \text{ mm} = 0 \\ 8,76 \text{ kN} \cdot 166,82 \text{ mm} - O_y \cdot (326,234 + 197,386) \text{ mm} - O_x \cdot 38,046 \text{ mm} = 0 \end{cases} \begin{cases} O_x = 6,604 \text{ kN} \\ O_y = 3,27 \text{ kN} \end{cases}$$

$$F_o = \sqrt{6,604^2 + 3,27^2} = 7,36 \text{ kN}$$

Nuevamente recurrimos al programa para obtener los valores de las cargas y poder realizar una verificación de los valores que se obtienen.

Para la obtención de las reacciones se realizan los pasos análogos al caso anterior y los resultados obtenidos son los que se visualizan a continuación.

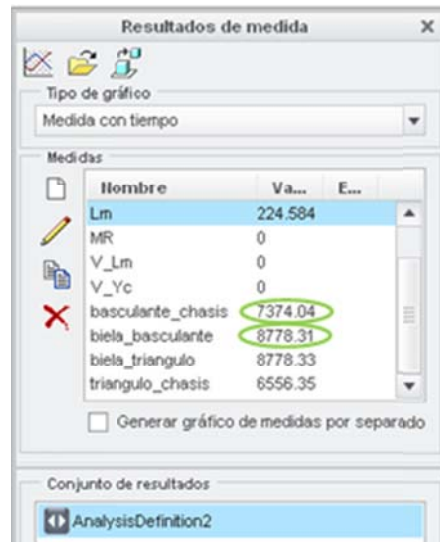


Figura 90. Resultado de las reacciones en el basculante.

Si se realiza una comparación entre los valores obtenidos y los mostrados a través del software podemos comprobar que los valores obtenidos son correctos.

$$F_o = 7,374 \text{ kN}$$

$$F_D = 8,778 \text{ kN}$$

Finalmente y a modo de resumen se muestran en la siguiente tabla los valores de las reacciones que se tendrán en cuenta para los próximos cálculos en la selección de elementos de unión, como en el diseño de las piezas.

Unión	Fuerza [kN]
Biela-Basculante=Biela-triángulo	8,778
Basculante-Chasis	7,374
Triángulo-Chasis	6,556
Resorte-Triángulo	4,558

Tabla 16. Reacciones en las uniones.

10.4. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN

Se comenzará realizando la selección de los rodamientos y las rótulas en función del proceso que se describe a posteriori. Una vez seleccionados estos elementos, se describirá posteriormente que el resto de elementos que compondrán el conjunto.

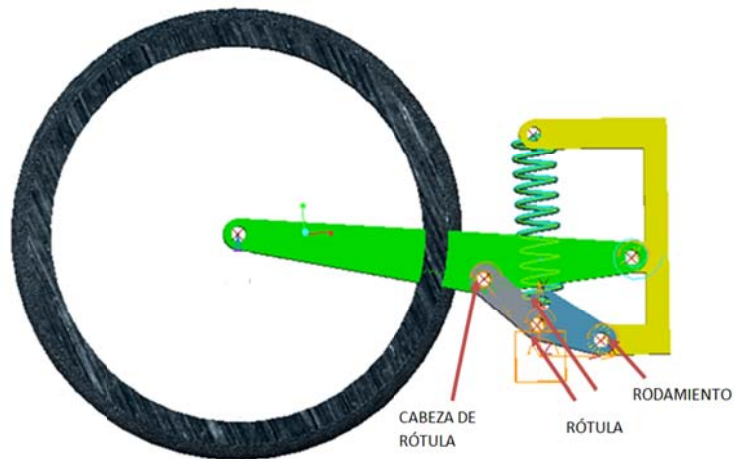


Figura 91. Elementos de unión en el mecanismo.

En la figura se muestran los tipos de elementos que se dispondrán en las uniones.

Generalmente en el amortiguador se sitúan en ambos extremos de anclaje dos rótulas con la finalidad de permitir la rotación sobre su propio eje del mismo, evitando así momento de torsión que pudieran desencadenar un fallo o una rotura. Por lo tanto, la unión por la que se conecta el basculante y el triángulo de suspensión deberá de ir ligada a través de una rótula.



Figura 92. En la figura se muestran los elementos de unión utilizados con más frecuencia en los amortiguadores.

En el caso del triángulo, la unión al basculante se puede hacer uso de un rodamiento, ya que los movimientos más frecuentes a los que se va a ver sometido serán las oscilaciones verticales del basculante (tal y como se estudia en todos los casos, sería la representación del desplazamiento vertical del punto C). Como consecuencia la unión entre ambos elementos se realizará a través de un rodamiento.

En el caso del punto de anclaje del basculante al chasis, también se emplea un dicho elemento de unión, ya que sucede un caso análogo al anterior.

El problema difiere en el caso de la bieleta. Dicho elemento deberá de ser regulable, con el fin de poder ajustar la rigidez de la moto tal y como se muestra en el apartado de “9.2.3.Variaciones de la geometría de la suspensión trasera Uni-Track”. Por ello un extremo de la bieleta, deberá de ser ajustable, y con el fin de cumplir con dicho requisito se hace uso de una cabeza de rótula ajustable, por lo que indirectamente se sugiere que en el extremo contrario se coloque una rótula. Por lo que la unión liga los elementos basculante y biela, y la unión que liga la biela y el triángulo se realizará a través de dichos elementos.

10.4.1. RODAMIENTOS

La selección de un tipo de rodamiento u otro depende de la aplicación para la que este destinado. En dicha selección intervienen muchos criterios, como pueden ser el espacio disponible, las cargas, la vida requerida del elemento... En nuestro caso la selección se realizará en función de la carga que debe de soportar dicho elemento y la cual ya ha sido calculada en el apartado “10.3.Cálculo y comprobación de las reacciones”.

Las cargas que deberemos de suplir, son moderadas, por lo que prescindiremos del uso de rodamientos cilíndricos cuyo uso está especialmente diseñado para cargas muy elevadas y ejes de gran tamaño. Por otro lado, los rodamientos de bolas son los más adecuados para este tipo de cargas, ya que son capaces de soportar cargas más o menos acorde con las que se necesitan. También se debe de tener en cuenta el sentido de las cargas, en nuestro caso las cargas se consideraran puramente radiales, por lo tanto no existirá la carga axial, y consecuentemente la carga combinada.

El tipo de rodamiento que se empleará serán los rodamientos de bolas rígidos con obturaciones. Los rodamientos rígidos de bolas presentan las características de que pueden soportar cargas radiales

moderadas, así como pequeñas cargas axiales. Presentan una baja fricción y son de gran precisión. Además, si a esto se les añade el obturador, se impide que en el interior de la pista pueda entrar suciedad, lo que lo haría vulnerable a posibles deterioros de las la pista del aro interior. Por todas estas características este tipo de rodamiento se convierte en el candidato perfecto para satisfacer nuestras necesidades. A continuación se muestra una imagen del mismo:



Figura 93. Rodamiento rígido de bolas con obturador.

1. Cálculo de los rodamientos:

Para el cálculo del rodamiento deberemos de tener en cuenta a qué tipo de esfuerzos se verán sometidos. Se necesita conocer la capacidad de carga del elemento, la cual si cumple las siguientes condiciones se podrá determinar cómo capacidad de carga estática C_o .

- Giran a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm)
- Realizan movimientos oscilantes muy lentos
- Permanecen estacionarios bajo carga durante largos períodos de tiempo.

En el caso en estudio se cumple los tres requisitos, por lo que el valor de carga que deberemos de obtener será la C_o .

La capacidad de carga estática se define según la ISO 76:1987 como la carga estática que corresponde a una tensión de contacto calculada en el centro de la superficie de contacto más cargada entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura de 4200 MPa para rodamientos de bolas.

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben de convertir a una carga estática equivalente. Esta se define como la carga hipotética que de ser aplicada causarían el mismo efecto sobre el rodamiento que si se aplicaran las cargas originales. En el caso en estudio la carga que consideramos es puramente radial, por lo que nos era necesario obtener dicha carga hipotética, ya que:

$$P_o = F \quad \text{Ecuación 58}$$

Una vez obtenido el valor de la carga equivalente, se determina el valor de la capacidad estática equivalente, que será el factor que determine y condicione la selección de un rodamiento u otro.

El cálculo resulta sencillo, bastará con aplicar un factor de seguridad al valor de la carga en cuestión.

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} \quad \text{Ecuación 59}$$

Donde,

S_o → Es el factor de seguridad estático, que se obtiene en función de la tabla 17.

C_o → Capacidad de carga estática.

P_o → Capacidad de carga estática equivalente.

Para la obtención del valor del coeficiente de seguridad, acudimos a la tabla que se muestra a continuación y que nos ofrece el mismo proveedor de elementos.

Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_o								
Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso						Rodamientos estacionarios	
	no importante			normal			alto	
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	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
Cargas de choque notables ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2
Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar $s_o \geq 4$								
¹⁾ Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de s_o por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de s_o menores								

Tabla 18. Valores de los diferentes coeficientes de seguridad en función del tipo de rodamiento y de la función a la que se encuentre sometido

Se seleccionará un rodamiento rotativo, de bolas y además el funcionamiento del mismo será suave y sin vibraciones, ya que en una moto de competición el rodamiento no se verá sometido a grandes ni medianas perturbaciones. Atendiendo a estas características el valor seleccionado será, $S_o = 0,5$.

Selección de rodamientos

Triángulo-chasis

$$F_{\text{triángulo-bieleta}} = P_o = 6,556 \text{ kN}$$

Calculamos la C_o

$$C_o = 6,556 \cdot 0,5 = 3,278 \text{ kN}$$

Basculante-chasis

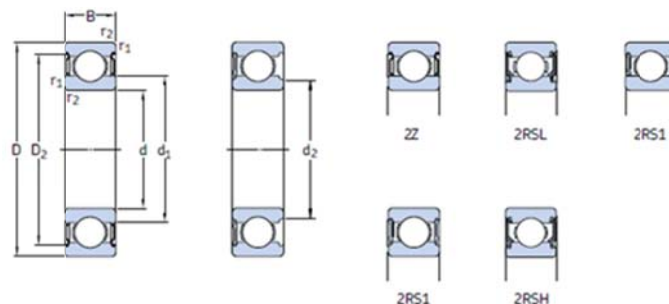
$$F_{\text{basculante-chasis}} = 7,374 \text{ kN}$$

Calculamos la C_o

$$C_o = 7,374 \text{ kN} \cdot 0,5 = 3,687 \text{ kN} \approx 4 \text{ kN}$$

Para ambas uniones el elemento seleccionado fue del tipo de rodamiento de una hilera de bolas con obturaciones, para evitar que pudiera entrar suciedad proveniente de la pista. El tipo de rodamiento seleccionado en función de las cargas que deben de soportar será:

Rodamiento: **6301_2z**



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica	estática	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN	kN	kN	rpm		kg	-	-
12	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,060	*6301-ZZ	*6301-Z

Figura 94. Características de los rodamientos seleccionados

10.4.2. RÓTULAS Y CABEZAS ARTICULADAS

Como se ha indicado anteriormente, se dispondrá una rótula, en el enlace entre los elementos triángulo y biela. La selección se realizará en función de la carga que debe de resistir para un correcto funcionamiento. Al igual que en el caso de los rodamientos, las rótulas se pueden seleccionar en función de diferentes criterios. Nosotros lo realizaremos mediante el cálculo de la carga dinámica necesaria, en función de las cargas que deban de soportar. En este caso nuevamente las cargas consideradas son puramente radiales y de modulo constante a lo largo del tiempo, al igual que en el caso anterior, no habrá componentes axiales.

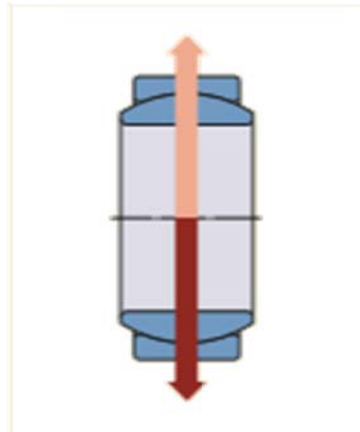


Figura 95. Rótula con carga puramente radial.

Este parámetro se utiliza junto con otros factores influyentes, para determinar la duración de las rótulas y cabezas de articulación. Como norma, representa la carga máxima que una rótula o cabeza de articulación puede soportar a temperatura ambiente cuando las superficies de contacto están en movimiento relativo.

Las capacidades de carga dinámica se basan en el factor de carga específica K y la superficie de deslizamiento elegida. En la siguiente figura, se muestra una rótula, en ella se puede observar cuales son las superficies entre las cuales se genera deslizamiento para permitir el movimiento o la rotación en su defecto.

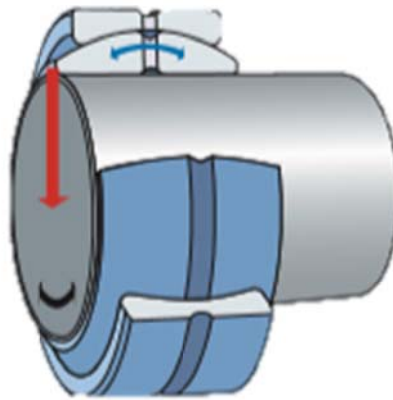


Figura 96. Rótula.

Para determinar el tamaño adecuado que deberá de tener la rótula, inicialmente deberemos de saber qué clase de rótula estamos interesados en utilizar. En este caso al tratarse de una motocicleta de competición, la cual será utilizada durante un periodo corto de tiempo, no es necesario hacer uso de elementos cuya vida sea extremadamente larga. Por este motivo, se usaran rótulas radiales libres de mantenimiento.

Para determinar el tamaño necesario de la rótula (o de cabeza de articulación), como primera aproximación, pueden utilizarse los valores guía de la carga relativa C/P presentados en la tabla para obtener la capacidad de carga dinámica en función de la cual se seleccionará un elemento u otro. Esta aplicación directa solo puede realizarse si se cumple que la carga actúe sobre:

- Rótulas radiales y de contacto angulares puramente radiales
- Rótulas axiales puramente axiales
- Cabezas de articulaciones puramente radiales y también en la dirección del eje del vástago.

Una vez obtenido dicho valor, podremos seleccionar en el catálogo SKF, la rótula que cumpla con las características necesarias, y cuya capacidad de carga sea superior a la calculada.

Por lo tanto, deberemos de obtener de la siguiente tabla la relación:

$$C/P \rightarrow \begin{cases} C = \text{carga dinámica equivalente} \\ P = \text{Carga de la rótula} \end{cases}$$

El parámetro P es conocido para ambos casos, tanto como para la unión en la que se dispondrá una rótula, como para la unión en la que se utilizara una cabeza articulada.

Por lo tanto a través de los valores que se muestran a continuación, se puede obtener el valor de la capacidad dinámica necesaria, ya que se conoce que se utilizará un compuesto Acero/compuesto bronce sinterizado:

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

Tabla 19. Valores de los parámetros para el cálculo de la capacidad dinámica

Procedemos a realizar el cálculo de las capacidades dinámicas necesarias.

Triángulo-biela:

$$P_{\text{triángulo_biela}} = 8,778 \text{ kN}$$

$$C/p = 1,6 \rightarrow C = 14 \text{ kN}$$

La rótula seleccionada será: **GEH 12 C**

Las características de la misma se presentan a continuación:

Dimensiones principales				Ángulo de inclinación ¹⁾	Capacidad de carga estát. dinám.		Masa	Designación
d	D	B	C	α	C	C ₀	kg	-
mm				grados	N			
12	26	15	9	18	18 000	45 000	0,030	GEH 12 C

Tabla 20. Características de la rótula seleccionada

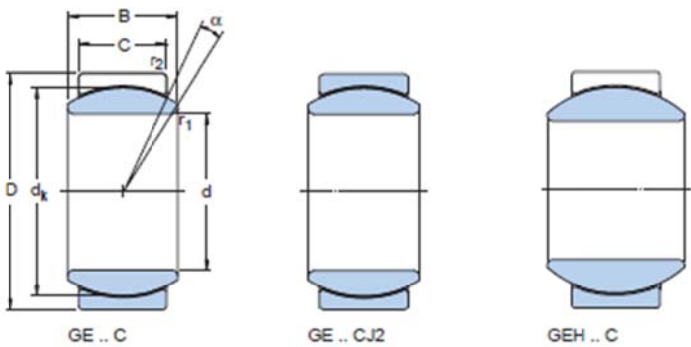
Resorte-triángulo:

$$P_{\text{triángulo_resorte}} = 4,558 \text{ kN}$$

$$C/p = 1,6 \rightarrow C = 7,29 \text{ kN}$$

La rótula seleccionada será: **GEH 10C**

Las características de la misma se presentan en la siguiente tabla:



Dimensiones principales				Ángulo de inclinación ¹⁾	Capacidad de carga dinám.	Capacidad de carga estát.	Masa	Designación
d	D	B	C	α	C	C_0		
mm				grados	N		kg	-
10	19	9	6	12	8 650	21 600	0,012	GE 10 C

Tabla 21. Características de la rótula seleccionada

Biela-Basculante

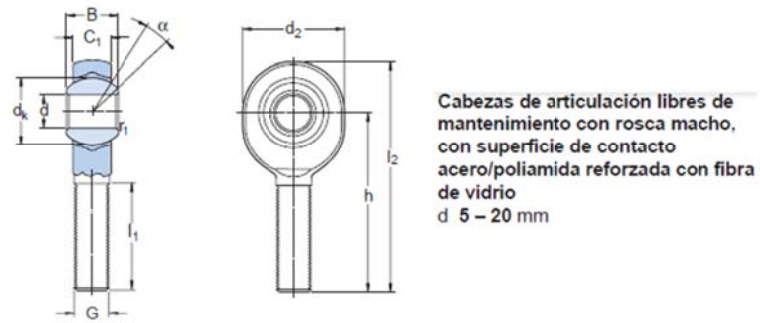
$$P_{\text{basculante_biela}} = 8,778 \text{ kN}$$

$$C/p = 1,6 \rightarrow C = 14 \text{ kN}$$

En este caso se seleccionara una cabeza articulada, pero el proceso de selección es igual al anterior, ya que se seleccionara una cabeza articulada libre de mantenimiento, debido a los criterios expuestos anteriormente.

La cabeza articulada seleccionada será: **SAKB 14F**

Las características de la misma se muestran a continuación:



Dimensiones principales						Ángulo de inclinación	Capacidad de carga dinám.	estát.	Masa	Designaciones	
d	d ₂ máx	G 6g	B	C ₁ máx	h	α	C	C ₀		roscas a derechas	roscas a izquierdas
mm						grados	N		kg	-	
14	37	M 14	19	13,5	60	16	17 000	25 500	0,13	SAKB 14 F	SALKB 14 F

Tabla 22. Características de la cabeza de rótula seleccionada.

10.5. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS

10.5.1. CRITERIOS Y VALORACIONES PARA EL DISEÑO MEDIANTE MEF

Para el diseño de los elementos se recurre al análisis mediante elementos finitos a través del sistema informático Creo 2.0.

El método de elementos finitos es empleado en la actualidad para la resolución de problemas ingenieriles, físicos, etc. Mediante este tipo de estudios se pueden realizar aproximaciones a los futuros diseños de los elementos, evitando así el proceso de diseño que consiste en realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa. Este método no deja de ser un método aproximado de cálculo y es por ello que no nos abstiene de realizar ensayos de prototipos.

La idea básica del método de elementos finitos consiste en la discretización de un medio continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos.

Los subdominios en los que se divide el medio continuo o el dominio o estructura son conocidos como elementos finitos.

Mediante esta técnica se consigue pasar de un sistema continuo, cuyo comportamiento se rige por una ecuación diferencial o en su defecto por un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el caso tridimensional), con el objetivo de que los elementos que conforman el medio continuo sean los más próximos a la realidad. Dichos elementos son conectados mediante los ya mencionados nodos, y serán sobre estos nodos donde se materializan las incógnitas fundamentales del problema.

El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se le conoce como malla. Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos que sirve a su vez de base para la discretización del dominio en elementos finitos. La malla se genera antes de realizar el análisis en el pre-proceso del

estudio. Dicha malla será diferente para cada caso en estudio, presentando mayores concentraciones de elementos finitos en aquellas zonas donde se precisen resultados más fiables.

El método de elementos finitos se basa principalmente en calcular los desplazamientos a los que se ve sometido cada nodo, ya partir de esa solución se obtienen mediante realizaciones cinemáticas el resto de parámetros, como pueden ser las deformaciones o las tensiones.

Con el objetivo de obtener las soluciones sobre elementos lo más parecidos a la realidad se definen las condiciones de contorno del elemento en estudio. Estas condiciones deberán de simular con la mayor exactitud posible la reproducción de la realidad. Son aquellas variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema.

Es necesario, para una correcta interpretación de los resultados, tener en cuenta ciertos aspectos.

No siempre es posible una reproducción exacta de la realidad, ya que siempre se darán los casos en los que se simule ciertas condiciones de contorno que en realidad no existen, obteniendo en esas zonas resultados que efectivamente no serán reales (al igual que no lo son las condiciones).

Una primera aproximación a la realidad es la que se muestra a continuación.

Para una mejor comprensión supongamos el triángulo que se presenta a continuación.

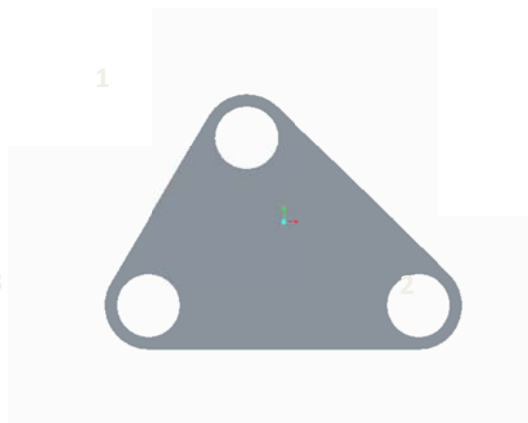


Figura 97. Elemento empleado para la realización de los ensayos.

En dicho triángulo se realizan dos tipos de simulaciones, en la primera se introduce una carga en el agujero superior. Dicha carga tendrá una dirección extrarradial, y se establecerán ligaduras de empotramiento sobre la superficie completa del resto de los agujeros, con el fin de simular un

elemento resoluble. Dicho estudio nos sirve para tener una idea de cómo se pueden transmitir las tensiones a lo largo del elemento y detectar las zonas más conflictivas.

Pero como realmente, una zona de la superficie interior de los agujeros debería de ser libre (ya que solo sería “indeformable” la que se encuentra en contacto con el rodamiento/rótula), se puede realizar un segundo estudio más cercano a la realidad, en el que se empotre únicamente una zona de la superficie (la que no tenga posibilidad de deformación).

Como se ha indicado anteriormente, el método cálculo son los desplazamientos, y en función de los mismos se calculan los valores de las tensiones. Lo que ocurre es que si se restringen las superficies de los agujero inferiores, no se permitirá la deformación de los mismos, generándose unos valores de tensiones muy elevados, pero ficticios, al igual que lo son las condiciones de contorno impuestas.

En la siguiente figura se puede observar como los valores de las tensiones entorno a dichas superficies son mayores, es por ello que si se producen dichos picos de tensión en zonas donde es conocido que esta impuesta una condición de contorno no existente, se pueden desestimar dichos valores.

En el ejemplo que se muestra nos interesa valorar los valores de tensiones que se producen en el “centro” del elemento, ya que los picos de tensión obtenidos en las cercanías a los agujeros no son de gran precisión.

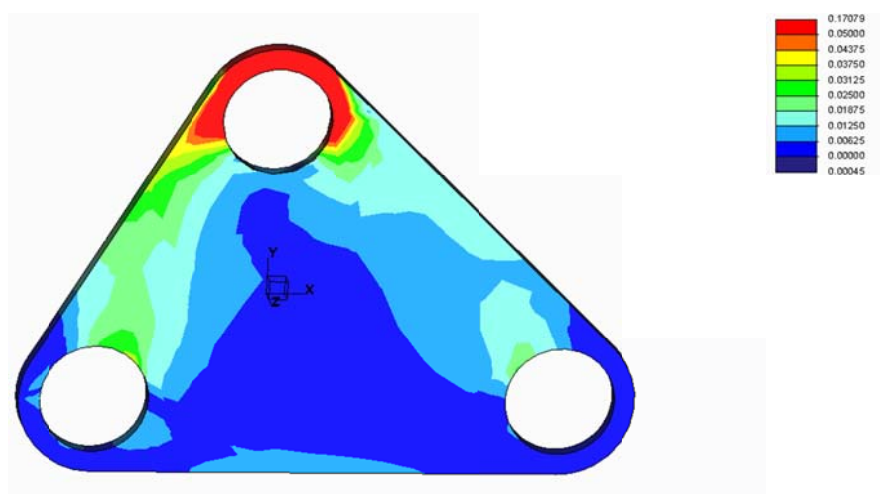


Figura 98. Resultados de tensiones y deformaciones introduciendo la carga en el agujero superior y empotramientos sobre la superficie completa

Lo que se pretende con este breve análisis es mostrar cómo debemos de interpretar los resultados obtenidos en cada situación.

Además también debemos de tener en cuenta el fenómeno de plastificación que se produce cuando los picos de las tensiones se dan en zonas muy localizadas. La plasticidad se define como la propiedad mecánica que posee un material, y que le permite deformarse de forma permanente e irreversible cuando se encuentra sometido a tensiones por encima de su límite elástico. Dichas deformaciones se producen con el fin de aliviar las tensiones locales que se producen. Por lo tanto, si la concentración de tensiones se encuentra en una zona muy localizada se podrá despreciar debido a que se prevé que se producirá este fenómeno.

Como bien se ha indicado anteriormente, en un análisis de elementos finitos siempre se busca el modelo más semejante a la realidad. En los casos anteriores se impusieron unas restricciones de movimiento que no eran del todo ciertas. Una de las formas de acercarnos más a la realidad sería restringiendo únicamente la superficie que realmente no tenga la posibilidad de deformarse.

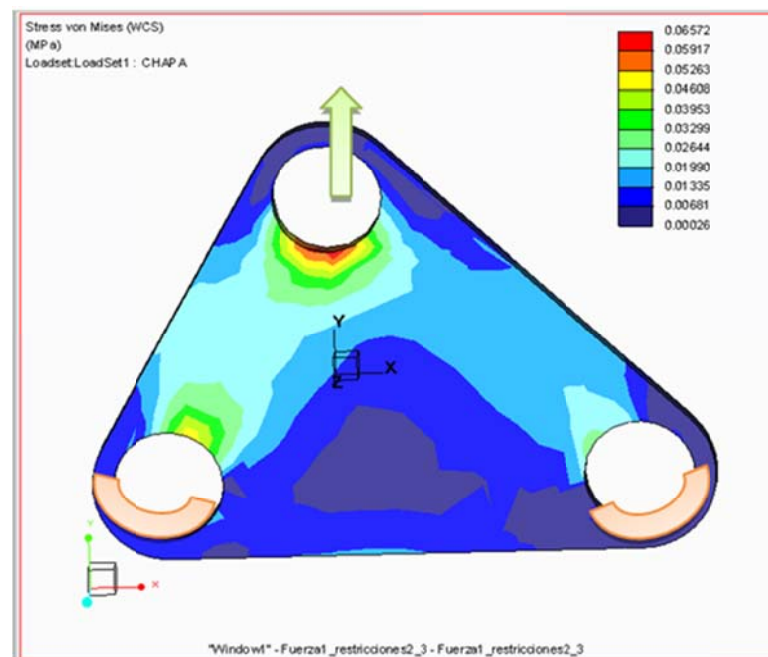


Figura 99. Modelo con mayor similitud a la realidad.

Las zonas señaladas son las que deberían de ser completamente restringidas, y no la superficie completa. Para realizar el modelo, el programa nos da la opción de realizar restricciones de empotramiento en punto concretos, es por ello que se introducimos una cantidad considerable de puntos a lo largo de la zona que queremos restringir conseguiremos simular dicho modelo.

Para observar los resultados, se realiza un ensayo con el modelo que se ha explicado.

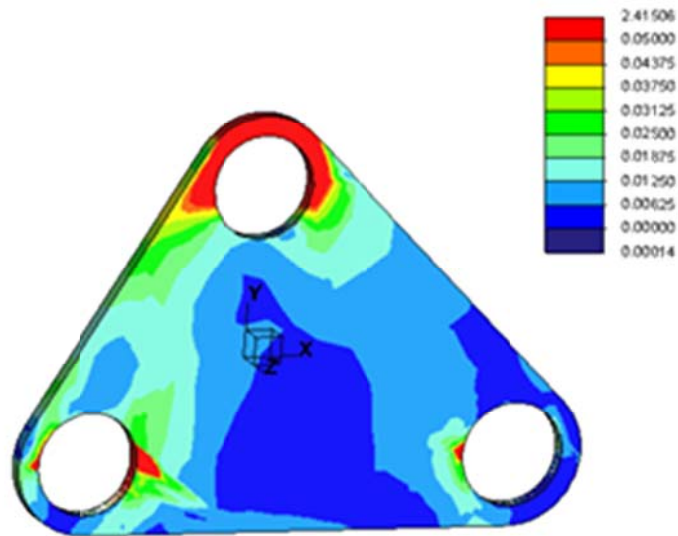


Figura 100. Tensiones obtenidas aplicando empotramiento en una zona de la superficie.

Además, el programa nos ofrece la opción de utilizar una opción la cual se conoce como “Inertia relief”. Esta opción solo puede ser empleada para realizar análisis estáticos, sin la necesidad de indicar las restricciones. Se trata de una opción de análisis lineales, a través de la cual el propio programa analiza el elemento como si estuviera flotando en el espacio, pero con todas las fuerzas aplicadas.

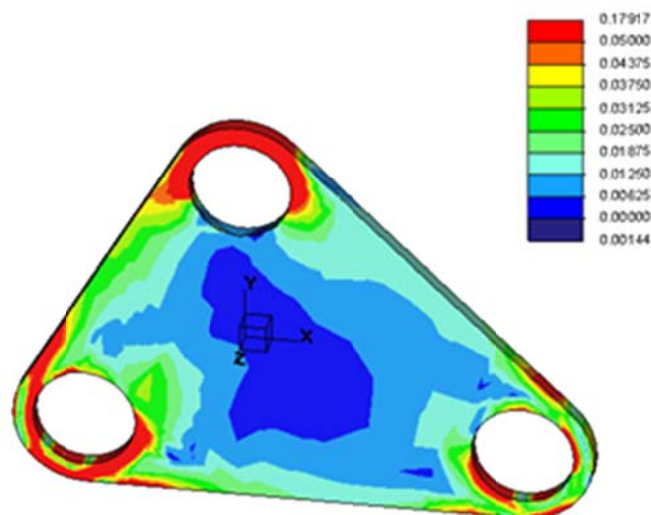


Figura 101. Tensiones mediante la función “Inertia relief”.

Analizando los tres resultados obtenidos comprobamos como se obtienen resultados muy semejantes, especialmente en los dos últimos, (donde los valores de tensiones en las zonas azuladas

son prácticamente idénticos). Por lo que el método para el diseño definitivo del triángulo de suspensión, consistirá en realizar una primera aproximación de diseño con un proceso análogo al primero (ver documento 5.2: Herramientas informáticas) y posteriormente se realizará un estudio más preciso siguiendo los dos últimos estudios.

El objetivo principal será conseguir unas piezas cuyo peso sea el menor posible, y que consigan soportar las tensiones y deformaciones cuando son sometidas a las cargas más críticas a las que se pueden ver sometidos.

Como ya se ha visto en el apartado “10.3. Cálculo y comprobación de reacciones”, dichas reacciones serán a las que se encuentren sometidas los elementos en estudio.

Un aspecto importante es el uso del límite elástico de fluencia. Intuitivamente, resulta obvio que el estudio se debería de realizar a fatiga también, pero debido a la ausencia de datos no es viable. Es por ello que las cargas aplicadas estarán mayoradas.

10.5.1.1. DISEÑO DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN

En este apartado se procederá a realizar el diseño del triángulo de suspensión mediante elementos finitos. El triángulo contará con dos rótulas y un rodamiento, en los cuales se deberán de diseñar unas cajeras en el interior de los agujeros para garantizar su sujeción (Ver apartado “10.4. Selección de rodamientos y rótulas” para conocer las dimensiones que deberá de cumplir).

Además, también se han seleccionado unos anillos de sujeción para garantizar la estanqueidad de los elementos. Los criterios de selección de las anillas han sido básicamente de carácter geométrico y sus características se muestran en el apartado de “10.5.2. Montaje y ensamblaje de los elementos”.

Para el diseño será necesario introducir en el software los valores de las cargas en la situación más crítica, ver apartado “10.3. Cálculo y comprobación de las reacciones”, y se deberán de introducir en la superficie donde van dispuestos los elementos de unión como una carga tipo “bearing”.

Por otro lado, como ya se explicó en el apartado “10.5.1 Criterios y valoraciones del MEF”, se restringirá completamente el desplazamiento, solo aquella zona de la superficie la cual los

elementos de unión se lo impidan. Para ello se simulan un conjunto de puntos, sobre la zona en cuestión impidiéndola el movimiento. A continuación se muestra un ejemplo:

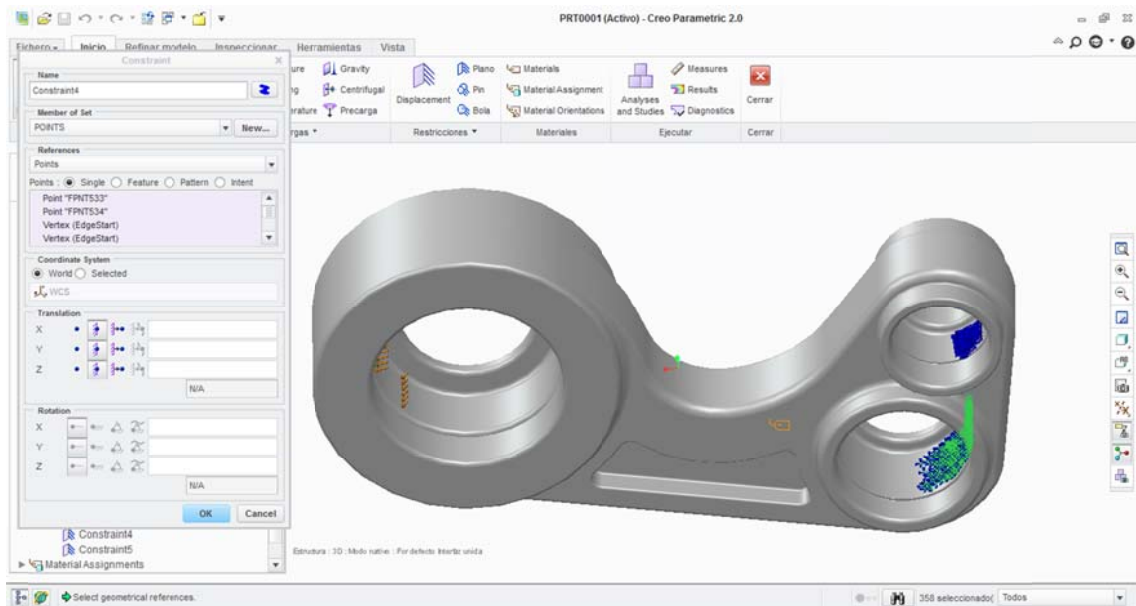


Figura 102. Restricciones y fuerzas empleadas para el estudio.

Las zonas señalizadas en tonos azules, representarían los puntos definidos para señalar los empotramientos. Se emplean con el fin de simular la restricción que ejerce la rótula, impidiendo el desplazamiento o la deformación de esa zona del elemento.

Se realizarán diferentes ensayos, para garantizar que los resultados obtenidos son fiables, semejantes, y coherentes.

Una vez introducido las cargas y las restricciones se procede a definir el tipo de material utilizado. El creo 2.0. Solo nos permite seleccionar aluminio 6061 pero el material que se utilizará en la realidad será AW-5083, cuyas características mecánicas se muestran en la siguiente tabla.

Características mecánicas ¹⁾		Valores típicos
Límite elástico $R_{p0,2}$	[MPa]	115 - 125
Carga de rotura R_m	[MPa]	270 - 275
Elongación A_{50}	[%]	15 - 16
Dureza HBW	[2,5/62,5]	73 - 75

Tabla 23. Características mecánicas del AW-5083

Una vez introducidas las reacciones y las restricciones se procede a introducir la malla.

La malla deberá de contar con elementos tetraedro además en las zonas donde se puedan producir concentración de tensiones (cambios bruscos de sección, superficies de aplicación de cargas o restricciones,..) se deberán de emplear elementos de menor tamaño, lo que se conoce como refinamiento de malla, con el fin de obtener resultados de mayor precisión. A continuación se muestra la malla empleada para el estudio en el modelo final.

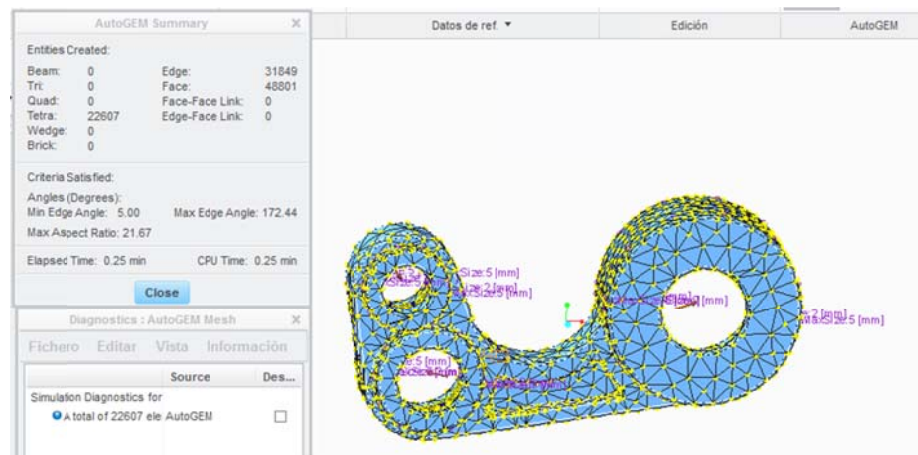


Figura 103. Mallado con refinamiento en las zonas propensas a la concentración de tensiones.

Posteriormente se realiza el estudio. Inicialmente se aplica la fuerza que ejerce la bieleta, que es la mayor de las reacciones ($F=8761,75$ N), y se restringe el movimiento en la zona de las caras que se encontrarían en contacto con los elementos de unión. Los resultados obtenidos son los que se muestran a continuación.

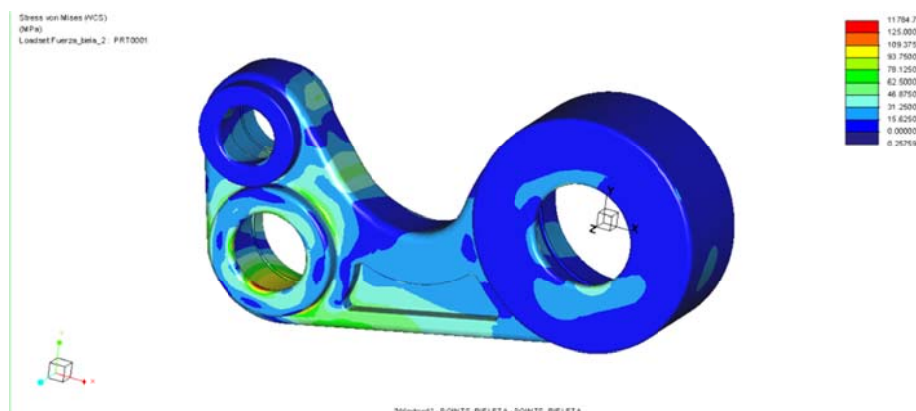


Figura 104. Tensiones insertando la fuerza de la bieleta.

Se observa como en los puntos de empotramiento se producen picos de tensiones extremadamente elevados, pero como ya se conoce esos picos son despreciables, porque realmente no existen. Lo que nos interesa es lo que ocurre en el resto de la figura, especialmente en las zonas de las

cavidades de la izquierda. Se puede observar como en el interior de la cavidad de la bieleta se producen tensiones elevadas, generadas por la aplicación de la fuerza. Pero los valores de las tensiones en cuestión no superan el límite de fluencia. Además también observamos cómo se transmiten las tensiones a la parte superior del elemento. Dichas tensiones no superan el límite de fluencia, por lo que no se producirá ningún tipo de rotura.

En el siguiente estudio se introduce la fuerza ejercida por la ligadura del triángulo al chasis, obteniendo los siguientes resultados:

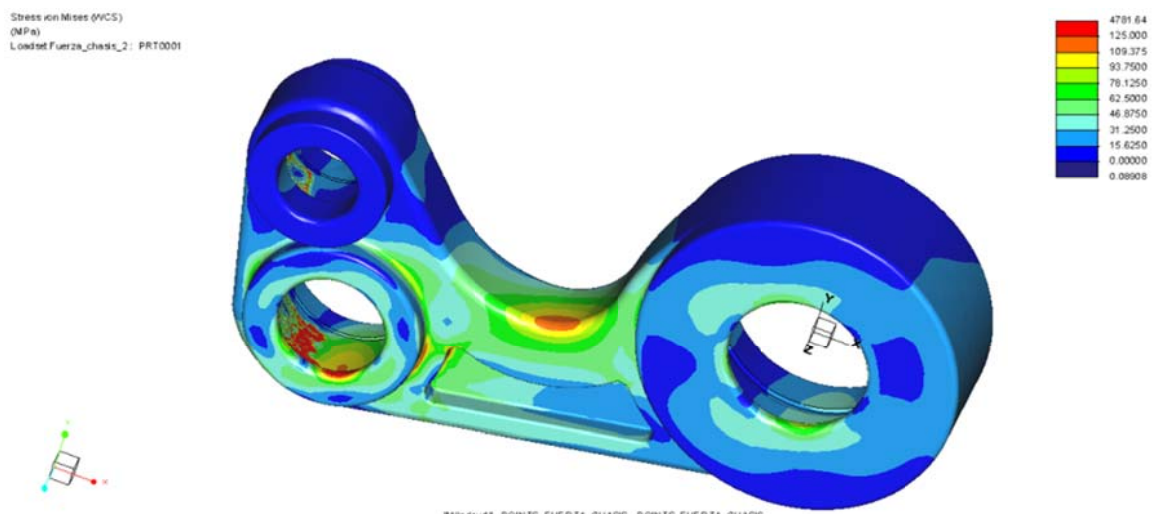


Figura 105. Tensiones insertando la fuerza del chasis

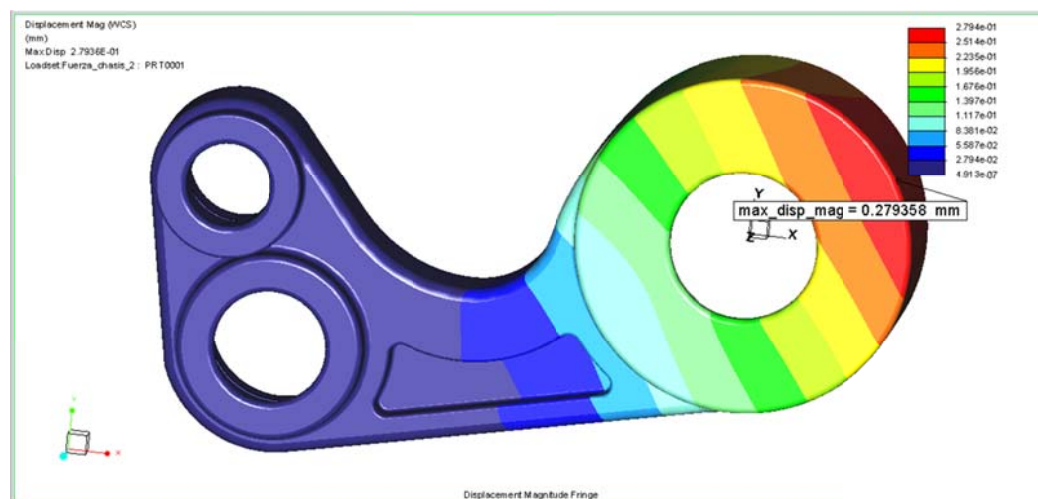


Figura 106. Desplazamientos introduciendo la reacción del chasis.

Se puede observar como en los puntos de empotramiento las tensiones sé, pero resulta obvio que este caso se iba a producir, ya que se trata de empotramientos que no existen en la realidad.

Observando el resto de la pieza comprobamos como en la zona intermedia nuevamente se producen las máximas tensiones, ya que es esa zona la que más trabaja. A pesar de ello las tensiones obtenidas son inferiores a las de rotura, por lo que el elemento será capaz de soportarlas. También existen zonas que superan el límite de fluencia pero se trata de zonas muy locales por lo que en esas zonas se producirá el fenómeno de plasticidad, aliviando las tensiones.

En cuanto a los desplazamientos, a pesar de no ser muy fiables, ya que en todos los modelos se restringe el movimiento en algunas zonas que realmente pueden sufrir deformaciones, los desplazamientos que se producen no son muy elevados, por lo que se puede aceptar dicho modelo.

Finalmente, y como comprobación final se realiza el estudio mediante el uso de la opción “Inertia relief”, mediante la cual, se obtienen los valores de las tensiones en la figura. La principal ventaja que nos ofrece esta opción es que no es necesario introducir restricciones (ver apartado 10.5.1. Criterios y valoraciones el diseño mediante MEF), por lo que no se producirán los picos de tensiones que se producían en el caso anterior.

Los resultados obtenidos son los que se muestran a continuación:

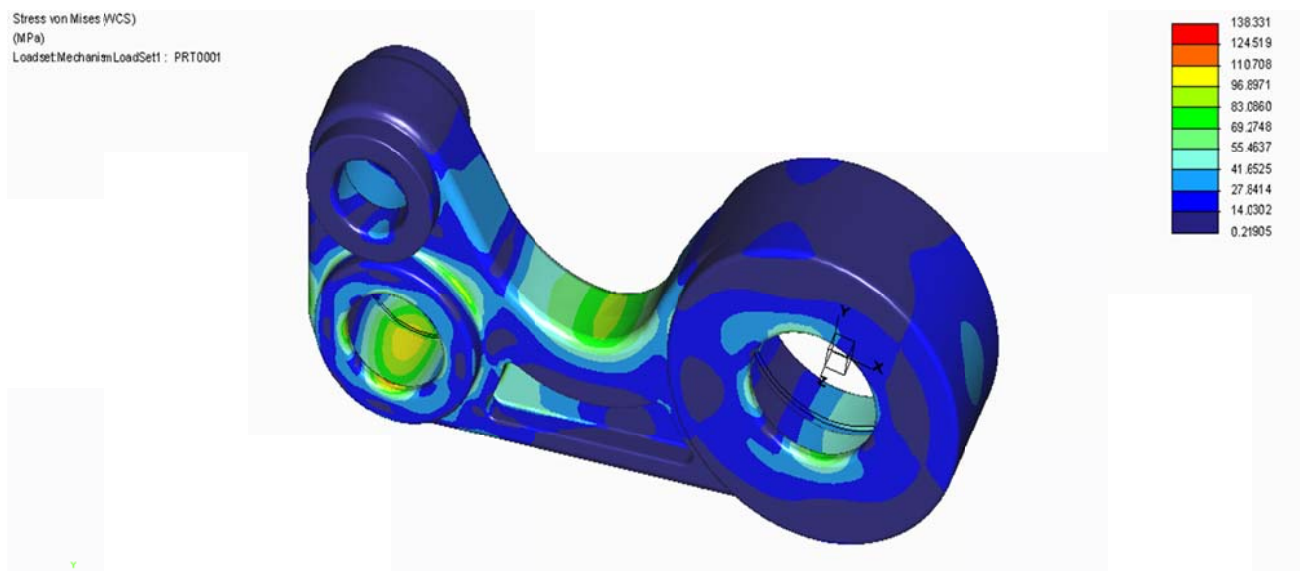


Figura 107. Tensiones obtenidas introduciendo las tres fuerzas.

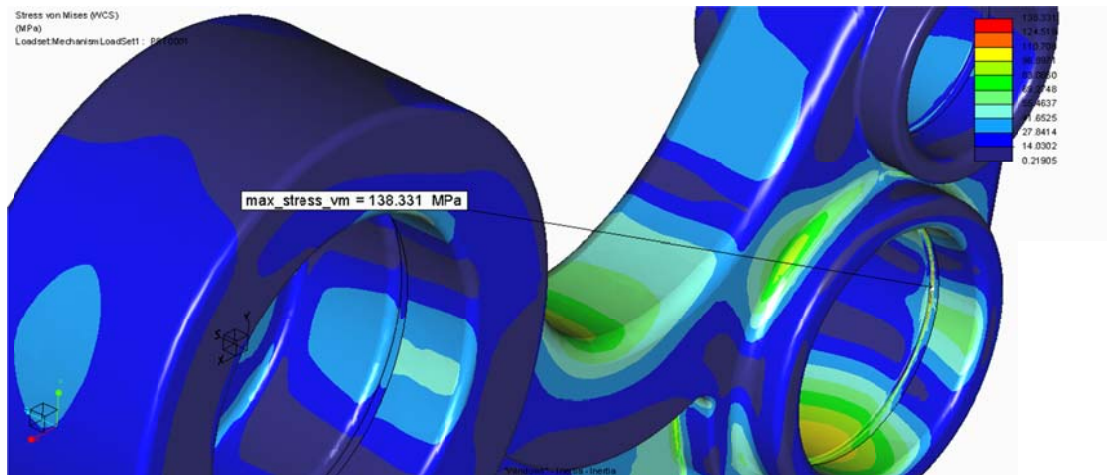


Figura 108. Máxima tensión en el triángulo.

Analizando los resultados, resulta evidente que son análogos a los del caso anterior. Nuevamente se observa cómo trabaja la zona central de la pieza, y también la cavidad correspondiente a la bieleta, adicionalmente se puede observar con mayor claridad las zonas locales donde se producen las mayores tensiones y las cuales son propensas a sufrir deformaciones locales por plastificación del material.

Debido a la similitud de los resultados con los casos anteriores y a la coherencia de los mismos, dicho modelo se puede clasificar como óptimo para el cumplimiento del servicio que va a efectuar.

El estudio introduciendo la fuerza del resorte no aporta grandes cantidades de información, ya que debido a la geometría del triángulo y la disposición del resorte (casi completamente vertical) el empotramiento inmediatamente inferior absorbe la mayoría de la fuerza sin mostrar cómo se transmite está a lo largo de la pieza (ver Documento 5.2: Anexo de cálculos)

10.5.1.2. DISEÑO DEL TIRANTE REGULABLE

La bieleta como se ha indicado anteriormente, constará por uno de los extremos de una cabeza roscada, que se seleccionó en el apartado anterior “10.4. Selección de los elementos de unión”. Dicho elemento servirá de unión entre la bieleta y el basculante. Por el extremo contrario se dispondrá una horquilla que abrazará completamente el triángulo, y mediante un eje pasante se permitirá la unión entre ambos.

La característica que presenta este sistema es que en la parte central, es decir la zona de unión entre la horquilla y la cabeza roscada se situará un tirante, el cual en un extremo ira roscado a derechas y en el contrario a izquierdas, dicho elemento se le conoce como tensor. La característica principal que presenta dicho elemento es que girándolo hacia un lado obtendremos una bieleta de mayor longitud o en su defecto, girándolo en el sentido inverso se producirá un acortamiento. Para ver los efectos que se producirían ver el apartado “9.2.3.Variaciones de la geometría de la suspensión”.

Finalmente se utilizarán dos tuercas para fijar y posicionar el tensor. A continuación se muestra un croquis inicial del diseño completo del conjunto.

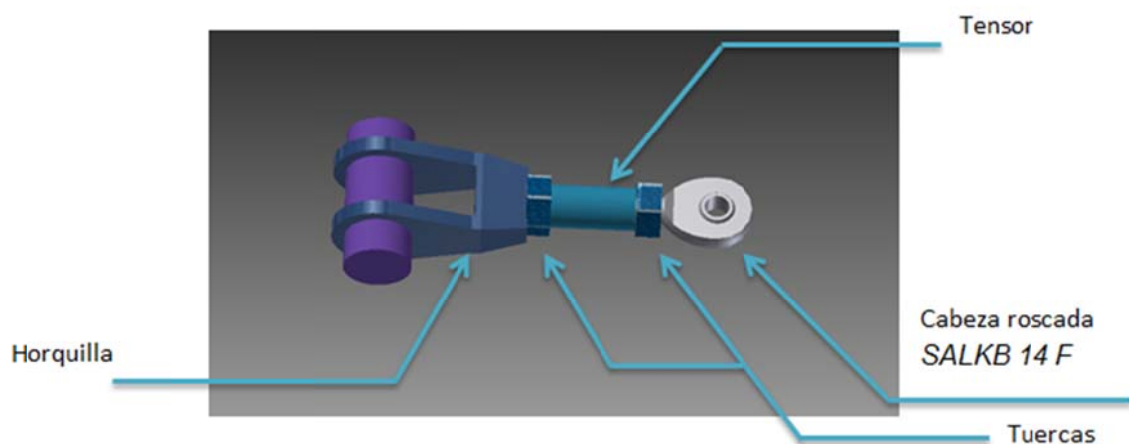


Figura 109. Diseño orientativo del conjunto inicial de la bieleta.

Del conjunto que se muestra en la figura se diseñará tanto el tensor como la horquilla y se dimensionará el eje pasante, el resto de elementos se encuentran normalizados y serán suministrados por los proveedores, ver apartado “10.5.2. Montaje y ensamblaje de los elementos”.

Diseño de la horquilla

En este caso se deberá de tener en cuenta condiciones geométricas como la separación de las orejas de la misma, ya que deberá de ser suficiente como para poder abrazar el triángulo de suspensión. Además, en cuanto a restricciones geométricas se trata, también se deberá de considerar, que la bieleta no choque contra el triángulo a lo largo del movimiento, es por ello, que las orejas deberán de ser lo suficientemente largas para evitar colisiones de este tipo.

La horquilla deberá de soportar las fuerzas de la unión entre la biela y el triángulo. La diferencia principal será que deberemos de aplicar la mitad de la fuerza en cada oreja, ya que estas mismas se distribuirán equitativamente.

Como bien se conoce las fuerza en la unión era de 8761 N, que dividido entre las dos superficies será de 4380,6 N. La cual se deberá de introducir en función del sistema de coordenadas.

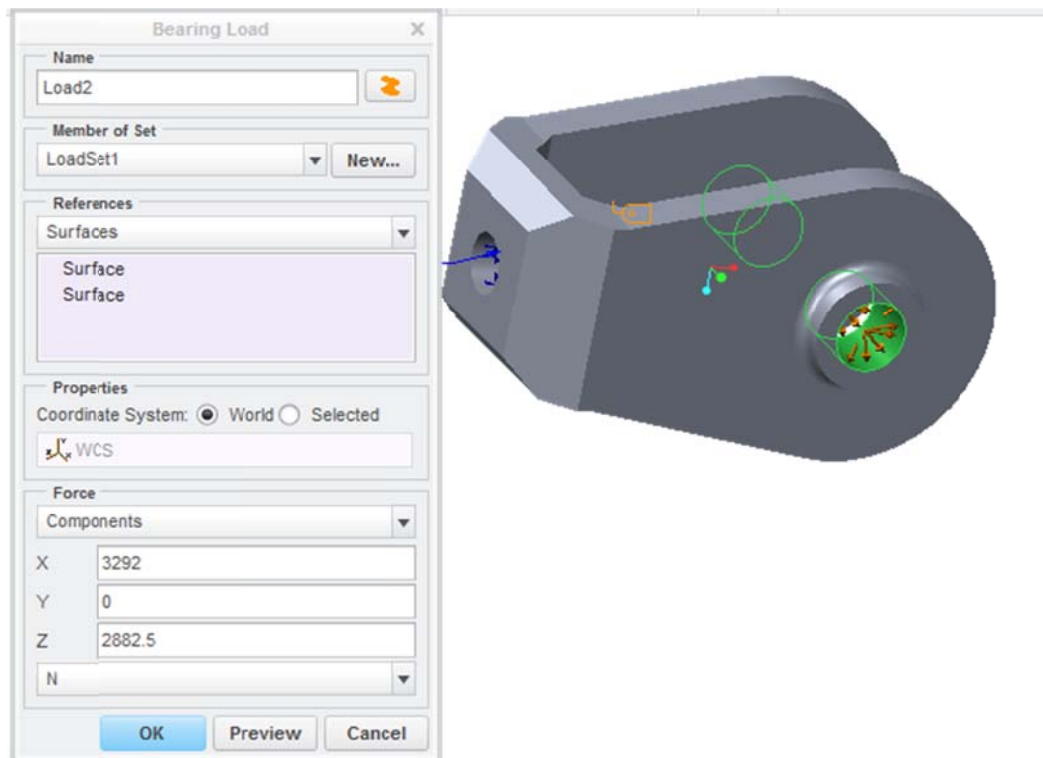


Figura 110. Cargas sobre las orejas de la biela.

El material con el que se fabricara el elemento será acero, cuyo límite de fluencia será de 235 MPa. A continuación se muestra una tabla dónde se recogen las características mecánicas del acero.

Designación según		Límite elástico, mínimo, R_{eH}^a , en MPa ^b									Resistencia a tracción R_m^a , en MPa ^b				
		Espesor nominal, en milímetros									Espesor nominal en milímetros				
		UNE EN 10027-1 y CR 10260	UNE EN 10027-2	≤ 16	> 16 ≤ 40	> 40 ≤ 63	> 63 ≤ 80	> 80 ≤ 100	> 100 ≤ 150	> 150 ≤ 200	> 200 ≤ 250	> 250 ≤ 400 ^c	≤ 3	> 3 ≤ 100	> 100 ≤ 150
S 235 JR	1.0038	235	225	215	215	215	195	185	175	-	360 a 510	360 a 510	350 a 500	340 a 490	-
S 235 JO	1.0114	235	225	215	215	215	195	185	175	-	360 a 510	360 a 510	350 a 500	340 a 490	-
S 235 J2	1.0117	235	225	215	215	215	195	185	175	165	360 a 510	360 a 510	350 a 500	340 a 490	330 a 480
S 275 JR	1.0044	275	265	255	245	235	225	215	205	-	430 a 580	410 a 560	400 a 540	380 a 540	-
S 275 JO	1.0143	275	265	255	245	235	225	215	205	-	430 a 580	410 a 560	400 a 540	380 a 540	-
S 275 J2	1.0145	275	265	255	245	235	225	215	205	195	430 a 580	410 a 560	400 a 540	380 a 540	380 a 540
S 355 JR	1.0045	355	345	335	325	315	295	285	275	-	510 a 680	470 a 630	450 a 600	450 a 600	-
S 355 JO	1.0553	355	345	335	325	315	295	285	275	-	510 a 680	470 a 630	450 a 600	450 a 600	-
S 355 J2	1.0577	355	345	335	325	315	295	285	275	265	510 a 680	470 a 630	450 a 600	450 a 600	450 a 600
S 355 K2	1.0596	355	345	335	325	315	295	285	275	265	510 a 680	470 a 630	450 a 600	450 a 600	450 a 600
S 450 J0 ^d	1.0590	450	430	410	390	380	380	-	-	-	-	550 a 720	530 a 700	-	-

Tabla 24. Propiedades mecánicas del acero

En este caso el valor que se debería de tener en cuenta era de 4380,6 N por razones de seguridad se mayoró hasta 4500 N.

Una vez asignado el material a la pieza, se realiza un mallado. Se deberán de tener en cuenta todas aquellas zonas que sean propensas a sufrir grandes tensiones, ya que será en esas mismas zonas donde se necesite un refinamiento de la malla para obtener resultados fiables.

Será importante realizar un refinamiento en las zonas de refuerzo de los agujeros de las orejas, chaflanes, o solevaciones se especifica el uso de elementos malla de un tamaño máximo de 5-8mm. Además, en la zona de aplicación de las cargas, así como en las zonas donde el cambio de sección es brusco (como puede ser la zona de unión de las orejas con el soporte) se emplearán elementos malla de un tamaño inferior a 2 mm. En el resto del cuerpo se el tamaño de malla será de 10 mm. A continuación se muestra una imagen con el resultado final de la pieza, con su correspondiente malla.

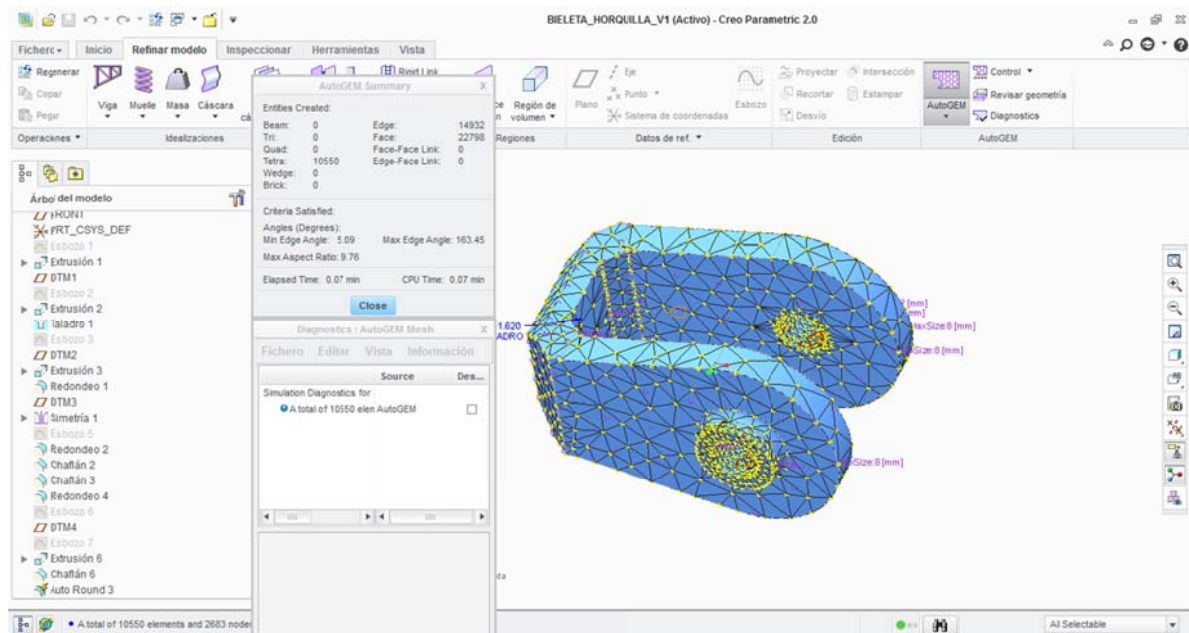


Figura 111. En la figura se muestra la generación de los volúmenes de control de cada zona y el número de elementos que conforman la malla.

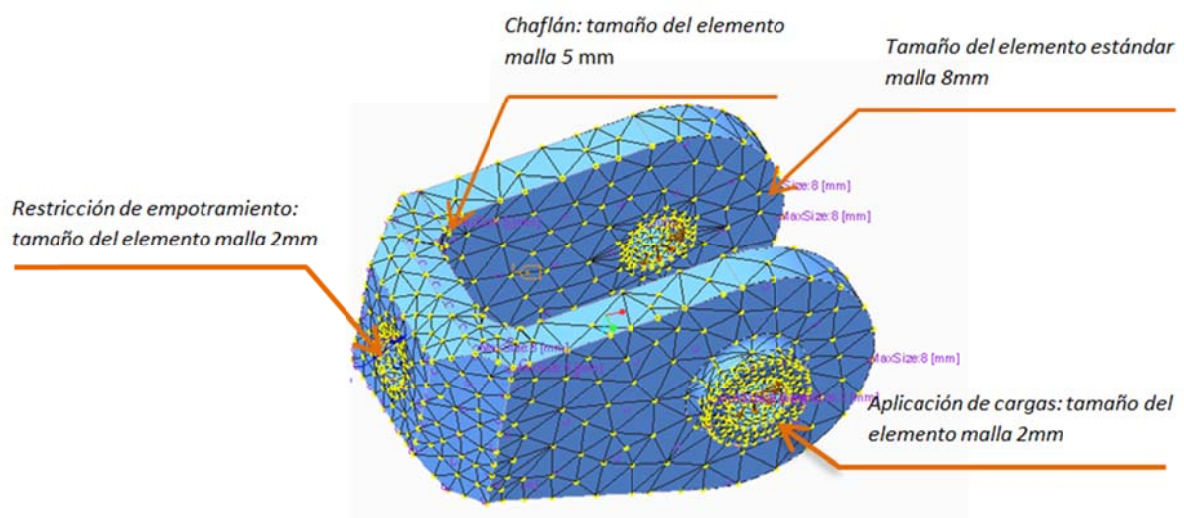


Figura 112. Mallado final.

Una vez introducidas las cargas, y definida la malla se introducen las restricciones, y se procede a realizar el análisis estático. Los resultados obtenidos se muestran en la figura:

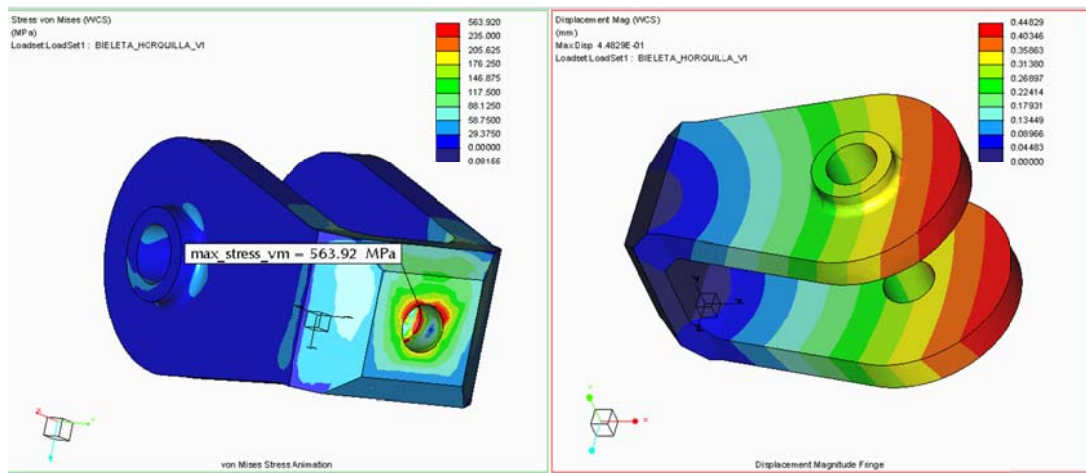


Figura 113. Deformaciones y tensiones de Von-Misses en la horquilla.

Se puede observar como las zonas en colores rojizas, se supera el límite de fluencia del material. Aplicando los razonamientos expuestos anteriormente, se trata de una zona en la que existe una restricción ficticia. En dicho agujero se ha impuesto una condición de empotramiento sobre la superficie que no es completamente cierta, lo que genera que el material sufra grandes tensiones. En la realidad, dicha condición no existe, ya que el material puede sufrir tanto pequeñas deformaciones localizadas, como pequeñas variaciones de movimiento, lo que generará un alivio de tensiones en la zona, sin que se produzca la rotura.

Analizando el resto de tensiones, se observa las zonas que trabajan en mayor medida, siempre sin superar el límite elástico del material.

En cuanto a las deformaciones, el análisis empleado es bastante orientativo, ya que las orejas de la horquilla se dispondrán abrazando al triángulo de suspensión lo que implica que los desplazamientos entre las mismas serán menores.

El diseño final de la horquilla es la que se muestra a continuación:

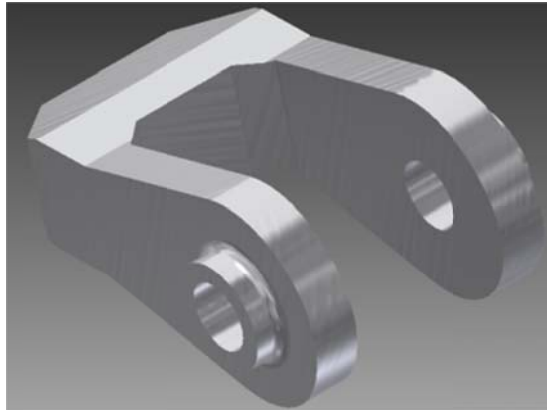


Figura 114. Diseño final de la horquilla.

Diseño del elemento tensor

A continuación se procede a realizar el análisis del elemento tensor. El elemento tensor era el elemento que ejercería de unión entre ambas piezas, a través de una rosca a derechas en uno de sus extremos y una rosca a izquierdas en el contrario.

En el diseño de este elemento debemos de tener en cuenta no solo las tensiones de Von-Mises a las que se encuentra el elemento, sino que también, deberemos de tener en cuenta que la pieza cumpla con las condiciones geométricas. Es decir que la zona roscada, coincida con el agujero roscado de la horquilla, y el agujero roscado en el elemento coincida también con la rosca de la cabeza articulada seleccionada. Además, las roscas deberán de tener una longitud adecuada, tanto el agujero donde se rosque la cabeza de rótula como el macho de roscar, de forma que garantizan la unión, sin que se produzcan roturas, o fallos.

Además, este elemento se realizará con acero ST-35, que al igual que en el diseño de la horquilla presentará un límite elástico de 235 Mpa. Valor que no se deberá de superar ya que será a partir de este valor cuando el material comience a plastificar produciendo deformaciones permanentes en la pieza, pudiendo darse el caso de rotura si la tensión está muy distribuida.

Para el diseño se realiza un primer modelo, y se introducen las fuerzas en una zona, en este caso en la zona roscada, y se restringe completamente el extremo opuesto, en este caso el agujero. Esta vez las fuerzas no será tipo “bearing” (tipo rodamiento) sino que serán aplicadas a lo largo del material.

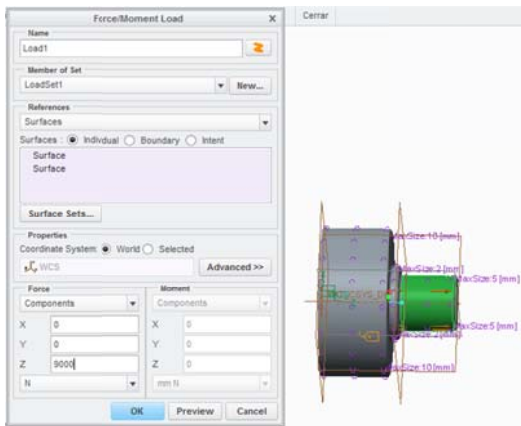
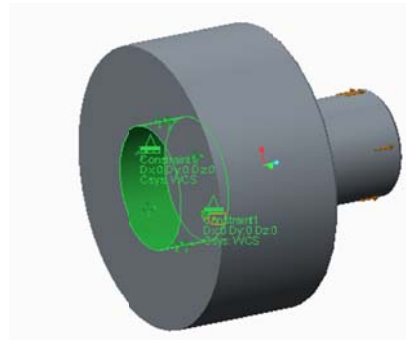
Fuerzas aplicadasRestricciones de movimiento

Figura 115. Condiciones de contorno en el elemento.

Posteriormente se realiza el mallado, como bien se indicó, el mallado generado por el propio software es muy pobre, por lo que los resultados que se pueden obtener son muy poco precisos. A continuación se muestra una malla generada sin tratar, donde se puede comprobar la escasez de complejidad que presenta.

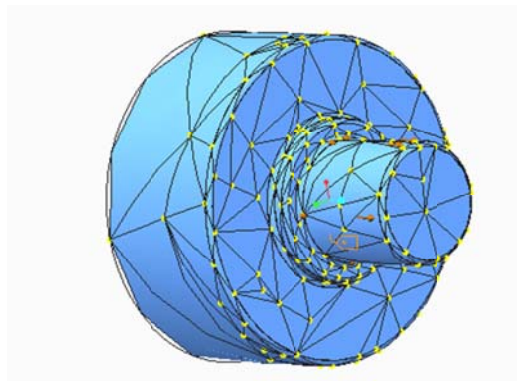


Figura 116. Mallado básico

Para obtener unos resultados más fiables y concisos se realizó una malla más acorde a la situación. Los elementos tipo malla serán de un tamaño máximo de 8 mm a lo largo de todo el cuerpo, realizando un refinamiento en las zonas donde están aplicadas las fuerzas o donde se han establecido los empotramientos. En esas zonas el tamaño máximo de los elementos malla será de 2 mm aproximadamente. A continuación se muestra la misma pieza pero con una malla tratada, para que se puedan realizar las comparaciones.

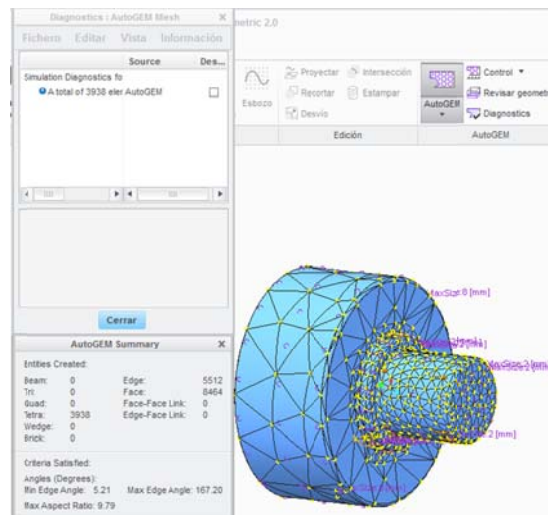


Figura 117. Refinamiento de malla.

Finalmente se ejecuta el análisis, y se obtienen los resultados. Los resultados obtenidos son los que se muestran a continuación, se comprueba que los elementos soportan tensiones superiores a la establecida y es por ello por lo que se deberán de realizar diferentes modificaciones hasta obtener el modelo final.

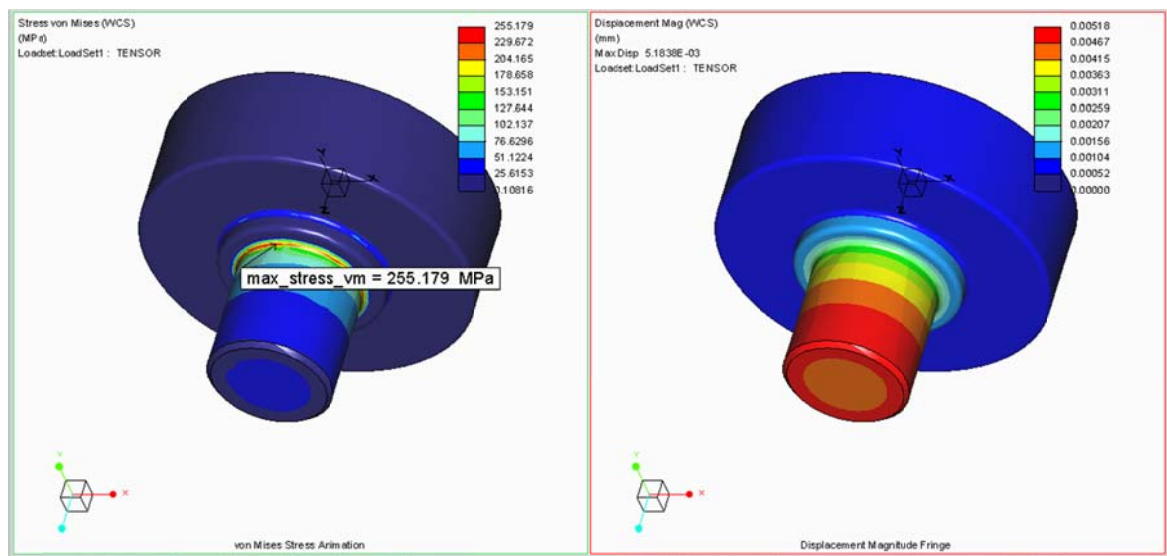


Figura 118. Diseño del tensor

En la figura comprobamos como existe un elevado valor de tensiones en la zona del radio de acuerdo de unión entre las dos secciones, como la variación no es muy elevada, y debido a que se trata de una zona muy local del elemento, se puede aceptar el diseño establecido.

En cuando a las deformaciones, no se producen grandes deformaciones, a pesar de que estas si pueden considerarse más fiables, por su parecido con la realidad.

El modelo final es el que se muestra a continuación:

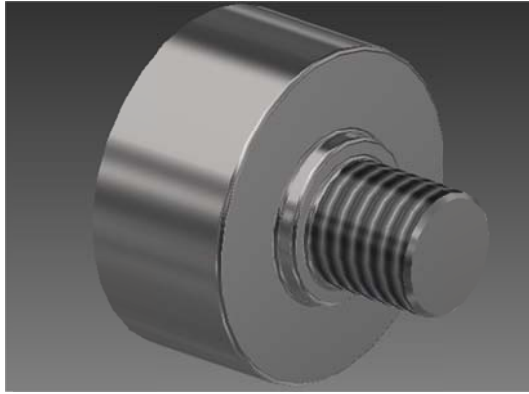


Figura 119. Diseño tensor.

A continuación se muestra el conjunto final del tirante, incluyendo los elementos de unión seleccionados.

10.5.2. MONTAJE Y ENSAMBLAJE DE LOS ELEMENTOS

Una vez seleccionados los rodamientos y rótulas para cada elemento, diseñados los elementos de fabricación, se procederá a seleccionar el resto de elementos que sean necesarios. Muchos de estos elementos y cálculos ya habían sido seleccionados y realizados en situaciones previas al diseño de elementos de fabricación. En este apartado se pretende mostrar que tipos de elementos han sido seleccionados, y qué criterios se han seguido para su elección.

10.5.2.1. ELEMENTOS DE UNIÓN EN EL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN

Como bien se ha indicado anteriormente el triángulo de suspensión constará de dos rótulas y un rodamiento. Dichos elementos deberán de ser ajustados, con el objetivo de garantizar su estanqueidad y evitar así que se descentren dando lugar a choques. Para ello en el triángulo se diseñará una cajera, pero con el fin de facilitar el posterior montaje del elemento, dicha cajera se dispondrá a un único lado, en el lado opuesto se dispondrá un anillo de sujeción.

Es de uso general emplear anillas de sujeción DIN 472, o similares, pero utilizando dichos elementos se presenta el problema de que la anilla puede llegar a tener cierto contacto con el anillo interior de la rótula, aspecto que deberemos de evitar. Por ello se emplearon las anillas que se muestran a continuación:

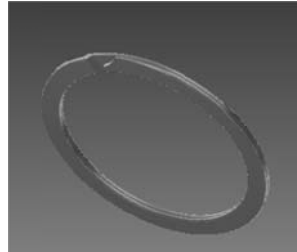
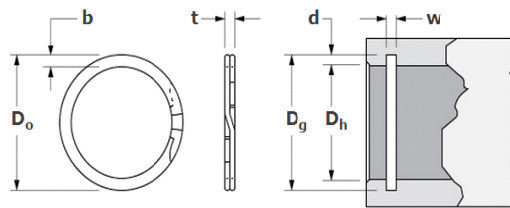


Figura 120. Anilla de sujeción

Los criterios de selección serán puramente geométricos. Los modelos seleccionados serán:



ANILLA DNH-19		ANILLA DNH-26		ANILLA DNH 37	
Part Number	DNH-19	Part Number	DNH-26	Part Number	DNH-37
Material	Carbon Steel SAE	Material	Carbon Steel SAE	Material	Carbon Steel SAE 1070-11
Ring Type	Internal Ring	Ring Type	Internal Ring	Ring Type	Internal Ring
Housing Diameter (mm)	19.000	Housing Diameter (mm)	26.000	Housing Diameter (mm)	37.000
Groove Diameter (mm)	20.000 +.13/-0.00	Groove Diameter (mm)	27.200 +.21/-0.00	Groove Diameter (mm)	39.000 +.25/-0.00
Groove Width (mm)	1.100 +.14/-0.00	Groove Width (mm)	1.300 +.14/-0.00	Groove Width (mm)	1.600 +.14/-0.00
Free Outside Diameter (mm)	20.190 +.33/-0.00	Free Outside Diameter (mm)	27.480 +.38/-0.00	Free Outside Diameter (mm)	39.400 +.38/-0.00
Ring Thickness (mm)	0.990 ±.05	Ring Thickness (mm)	1.140 ±.05	Ring Thickness (mm)	1.440 ±.05
Ring Radial Wall (mm)	1.910 ±.10	Ring Radial Wall (mm)	2.180 ±.10	Ring Radial Wall (mm)	3.250 ±.10

Tabla 25. Anillas de sujeción.

Finalmente el conjunto quedara:

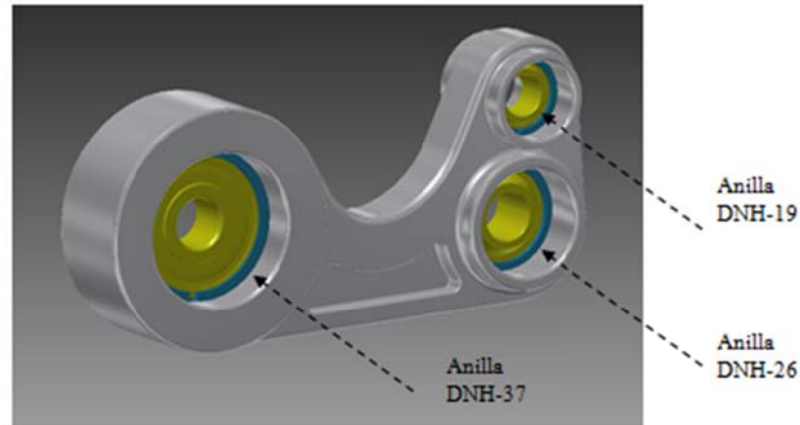


Figura 121. Diseño final del triángulo de suspensión.

10.5.2.2. ELEMENTOS DE UNIÓN EN LA BIELETA

La unión de los elementos que conforman la bieleta se realizará a través de roscado, adicionalmente se añadirán unas tuercas hexagonales bajas (DIN 439-B), con la finalidad de obtener un apriete eficaz, pero sin necesidad de emplear elementos de un grosor excesivo, ya que nos limitaría en el diseño de la bieleta.

Dichos parámetros también se tendrán en cuenta en el diseño por MEF de la misma.

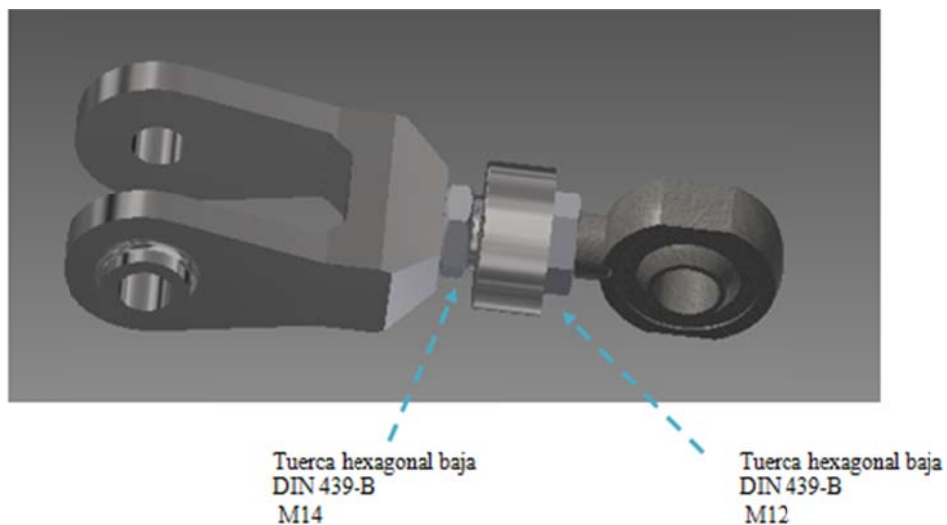


Figura 122. Componentes de la bieleta.

Como resultado final del montaje completo del tirante se obtiene:

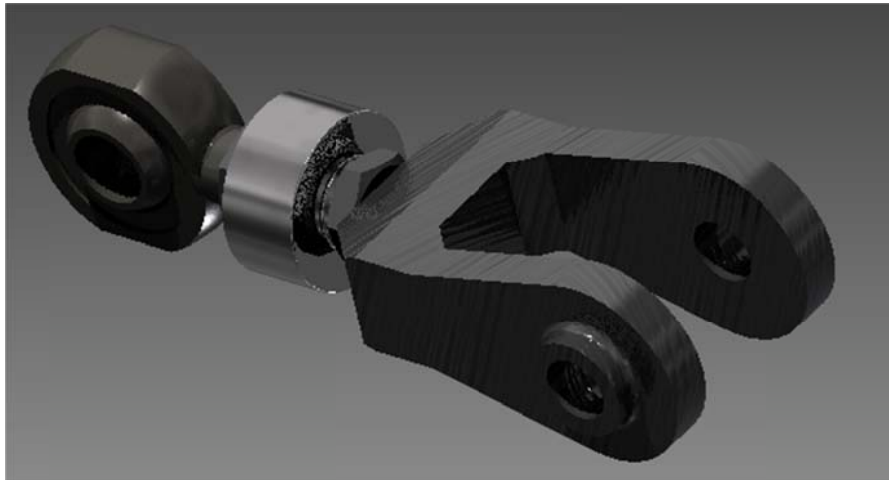


Figura 123. Conjunto final del tirante.

10.5.2.3. UNIONES ENTRE ELEMENTOS

Unión bieleta-triángulo

A continuación se mostrarán los elementos empleados para garantizar una la unión entre la horquilla del tirante y el triángulo de suspensión.

Como elemento de unión principal se dispondrá de un tornillo de cabeza hexagonal (DIN 931 M12x80).

Dicho elemento muestra las siguientes características geométricas:

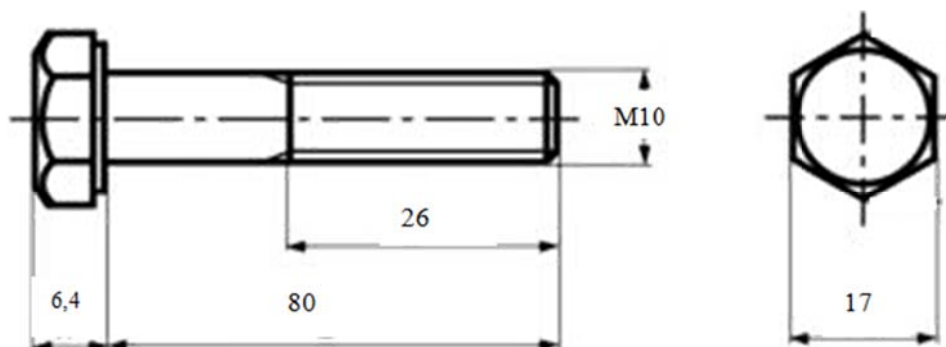


Figura 124. Dimensiones DIN 931 empleado.

Por otro lado, dicho tornillo se fijará con una tuerca DIN 555, que son las tuercas de uso generalizado, ya que en este caso el espacio disponible no se encuentra tan limitado. Además para garantizar la estanqueidad de la misma, se disponen unas arandelas Grower, situadas entre la superficie de la horquilla y la tuerca. La misión que presentan estas arandelas es absorber las

vibraciones que se generan en el vaivén de la suspensión, garantizando que no se desenrosque la tuerca situada en el exterior ya que no llegaran a esta dicha vibración. Las arandelas seleccionadas son las DIN 127-A12. La forma que presentan estas arandelas son:



Figura 125. Anillas Grower

Finalmente, se disponen unos separadores entre el interior de las orejas de la horquilla. Dichos separadores cumple una doble finalidad. En primer lugar sirven para evitar el desplazamiento a lo largo del eje del triángulo (ya que existe una pequeña holgura de 2mm) y por otro lado, evitamos el desgaste por fricción que se pueda dar entre el perno y la superficie interior del agujero los agujeros de la horquilla. Dichos separadores o casquillos no deben de presentar una gran ajuste ya que posteriormente al roscar la tuerca si se ejerce una presión suficiente sobre la misma las orejas que conforman la horquilla se desplazarán ajustándose a los casquillos y evitando así el desplazamiento a lo largo del eje del perno. Los separadores serán fabricados en el taller, ya que los convencionales presentan dimensiones que difieren de las que se necesita para esta situación.

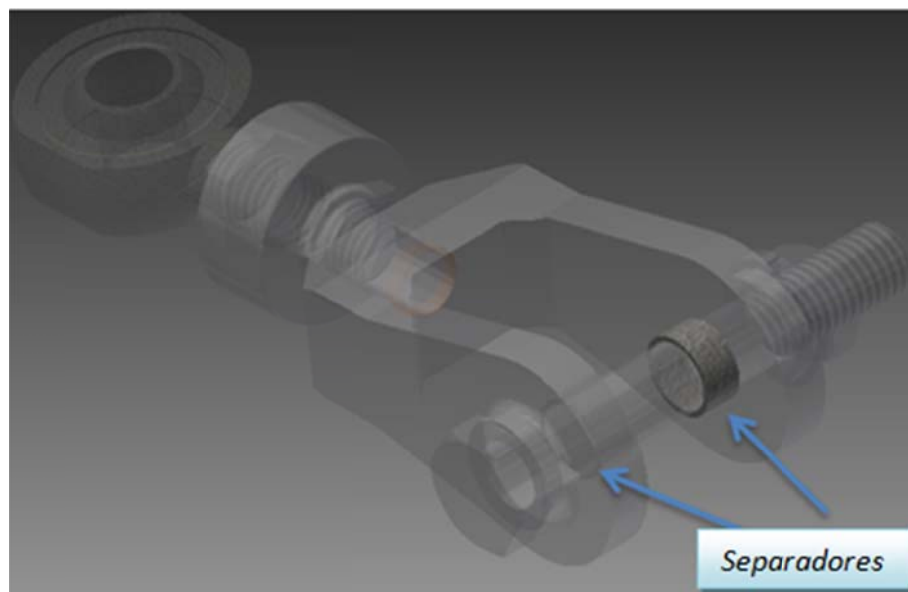


Figura 126. Posición de los separadores.

Como resultado final se obtiene:

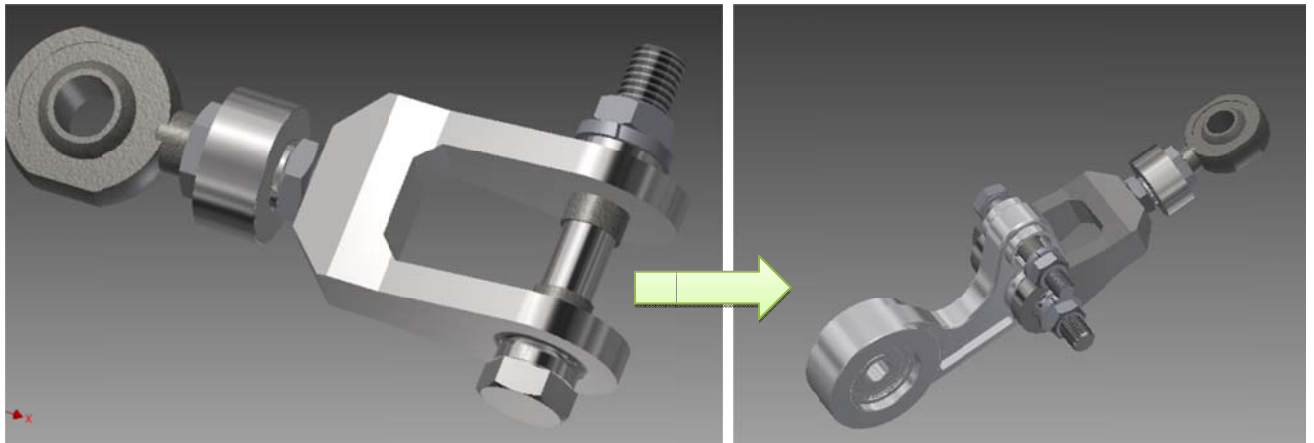


Figura 127. Montaje final de la unión del tirante con el triángulo

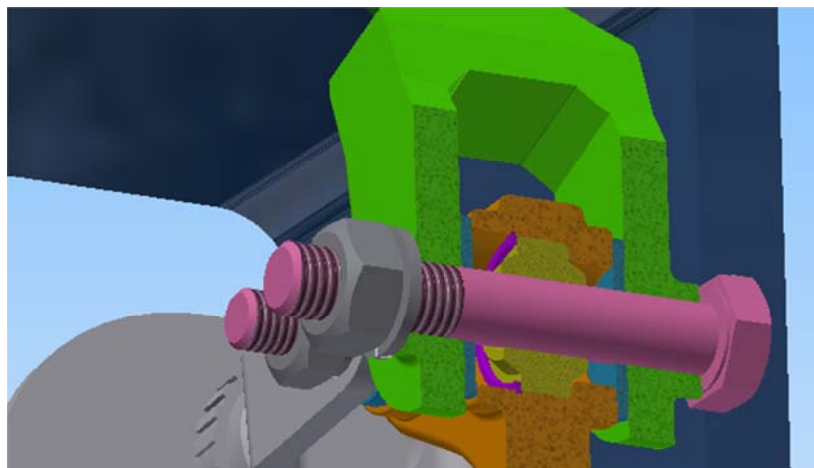


Figura 128. Detalle de la unión triángulo tirante.

Unión amortiguador-triángulo de suspensión

La unión entre el elemento del encargado de la amortiguación y el triángulo de suspensión presenta una gran similitud con la unión anterior. Se dispondrá un tornillo de cabeza hexagonal, DIN 931 (M10x80), unas dimensiones serán algo inferiores, ya que la organización nos subvenciona las características geométricas de la horquilla de unión de los elementos. Se deberá de disponer un tornillo que presente una pequeña holgura pero no excesiva para evitar grandes desplazamientos.

La fijación del mismo se realizará empleando, al igual que en el caso anterior, una anilla Grower y posteriormente se fijará con una tuerca. La anilla seleccionada será una DIN 128- A10. De esta forma garantizamos que la unión no se desenrosque durante el funcionamiento del mecanismo.

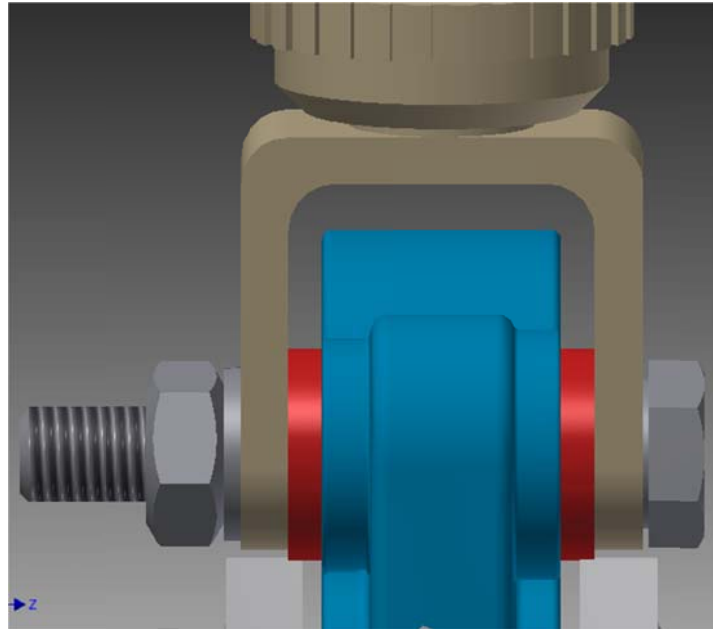


Figura 129. Unión del resorte con el triángulo

Finalmente, al igual que en el caso anterior se disponen unos casquillos separadores, que deberán de impedir el desplazamiento del triángulo de suspensión a lo largo del eje del perno. Estos separadores deberán de presentar unas características análogas a las anteriores, y como se requiere que sea de unas medidas específicas deberán de ser fabricados con las dimensiones adecuadas.

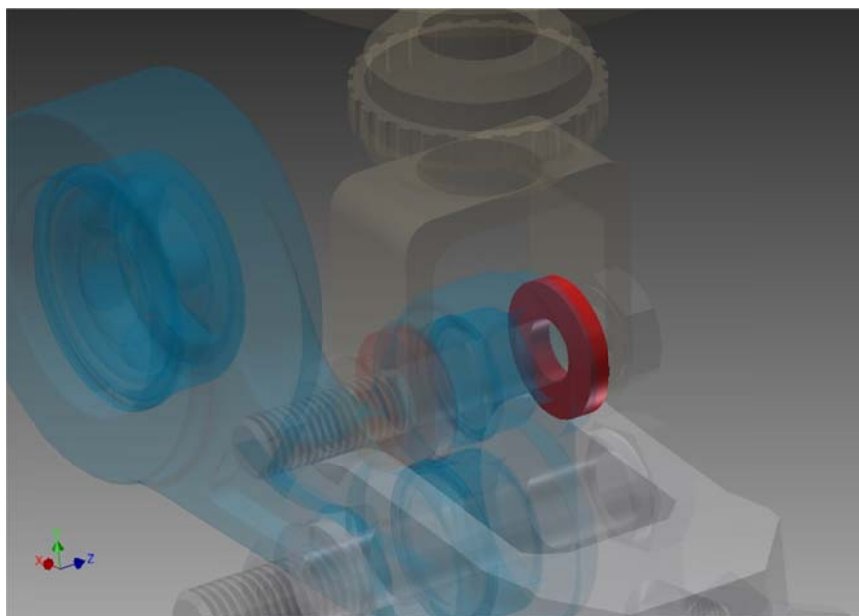


Figura 130. Representación de los casquillos en la unión amortiguador-triángulo.

10.5.3. COMPROBACIONES DE DISEÑO

En este apartado se pretende realizar una serie de comprobaciones, a través de los cuales, se pretende garantizar que las uniones entre los diferentes elementos, tanto diseñados, como seleccionados, cumplen su función soportando los esfuerzos a los que se encuentran sometidos.

10.5.3.1. LONGITUD DE ROSCA MÍNIMA

En este apartado se realizará un cálculo de la longitud roscada de enganche mínima que debe de tener la rosca para soportar las cargas en la bieleta. Se entiende por longitud roscada de enganche, la longitud de contacto entre la rosca del tornillo y la rosca hembra. En el cálculo de dicho parámetro influye tanto el material de fabricación, como las tolerancias y el perfil de rosca del elemento.

En el caso en estudio, se trata de roscas métricas ISO basadas en la norma DIN 13, de paso normal (ya que existen las de paso fino y las de paso normal) y cuyo flanco se encuentra a 60°.

En el cálculo nos basaremos básicamente en las tensiones cortantes que deberá de soportar la rosca cuando el mecanismo se encuentre en servicio. Los cálculos no tendrán en cuenta las deformaciones que sufren los filetes de la rosca y se supondrá que la fuerza se encuentra repartida de forma equitativa sobre los flancos. Dicha hipótesis no es del todo cierta, ya que en los primeros instantes de trabajo, serán los filetes iniciales los que soporten las mayores cargas, pero al paso del tiempo estos sufrirán deformaciones aliviando la tensión en los mismos y provocando una repartición uniforme a lo largo de la rosca.

A continuación se muestran los parámetros que se tendrán en cuenta a la hora del cálculo de la longitud.

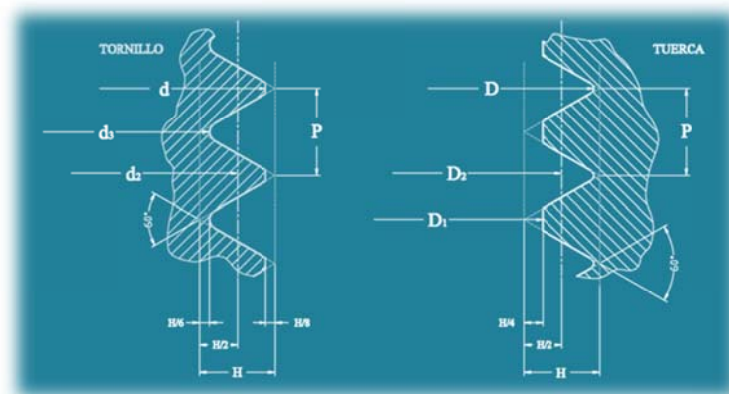


Figura 131. En la figura se muestran los parámetros geométricos que definen la rosca de un tornillo (derecha) y la de una tuerca o rosca hembra (izquierda)

Donde, según la norma DIN 13, el triángulo que forman es equilátero, tanto en la rosca normal como en la fina. Según dicha norma se pueden establecer los tamaños de las roscas que se encuentren en el intervalo comprendido entre M1 a M68 en función de las siguientes expresiones:

1. Diámetro nominal o diámetro (externo) de la rosca: $D = d$ *Ecuación 60*

2. Paso: P *Ecuación 61*

3. Diámetro interno de la rosca hembra:

$$D1 = d - 2 \cdot H1 = d - 1,082532 \cdot P \quad \text{Ecuación 62}$$

4. Diámetro medio o primitivo de la rosca hembra o macho:

$$D2 = d2 = d - 0,649519 \cdot P \quad \text{Ecuación 63}$$

5. Diámetro interno de la rosca macho: $d3 = d - 1,226869 \cdot P$ *Ecuación 64*

6. Altura del triángulo base de la rosca: $H = 0,866025 \cdot P$ *Ecuación 65*

7. Radio fondo de rosca: $R = H/6 = 0,144338 \cdot P$ *Ecuación 66*

8. Ángulo del filete de la rosca: 60° *Ecuación 67*

De la geometría de la figura se puede obtener la primera relación:

$$\tan(30^\circ) = \frac{P}{2 \cdot H} \quad \text{Ecuación 68}$$

Una vez definidos los parámetros, se sabe que las roscas se representan principalmente por su diámetro nominal, y seguido del paso, **MØ_{nominal} x Paso**.

Los diámetros deberán de quedar comprendidos dentro de las tolerancias de la rosca, que en el caso más usual en tornillería es la calidad media, siendo 6g para las roscas macho y 6H para las roscas hembra. Esto define la tolerancia de las roscas, indicando los valores entre los que se pueden encontrar el diámetro nominal.

En la siguiente figura se muestra como quedarían roscadas dos piezas, mostrando los parámetros que nos permitirán realizar el desarrollo matemático hasta la obtención de la expresión matemática para el cálculo de la longitud.

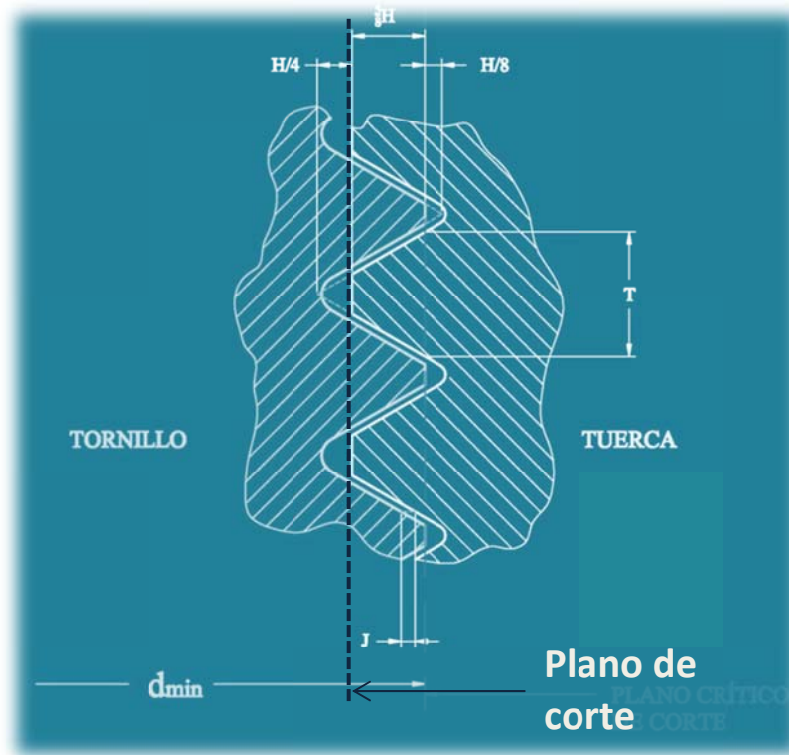


Figura 132. Rosca macho/hembra.

El diámetro mínimo del macho será el que defina el plano de corte, la finalidad de este plano será la definición del parámetro T, que será la distancia entre los dos puntos de los filetes de la rosca hembra que cortan el plano. Esta sección será la que estará sometida al corte debido a las fuerzas actuantes sobre la rosca. Se define como “J” el juego entre roscas.

Una vez definidos estos parámetros, se puede calcular la sección de que se encuentra sometida a corte en la rosca hembra.

$$A_c = \pi \cdot d_{min} \cdot T \cdot n \rightarrow \begin{cases} n = \text{es el número de filetes} \\ T = \text{la sección que soporte esfuerzos} \\ d_{min} = \text{diámetro nominal} \end{cases} \quad \text{Ecuación 69}$$

Por otro lado se tiene que:

$$n = L/P \rightarrow \begin{cases} L = \text{Longitud de la rosca} \\ P = \text{Paso de la rosca} \end{cases} \quad \text{Ecuación 70}$$

Finalmente, se puede deducir la siguiente relación geométrica:

$$\tan 30^\circ = \frac{T/2}{(T/8 - H - J)} \quad \text{Ecuación 71}$$

A continuación se deberá de buscar la relación geométrica que defina el juego de ambas roscas.

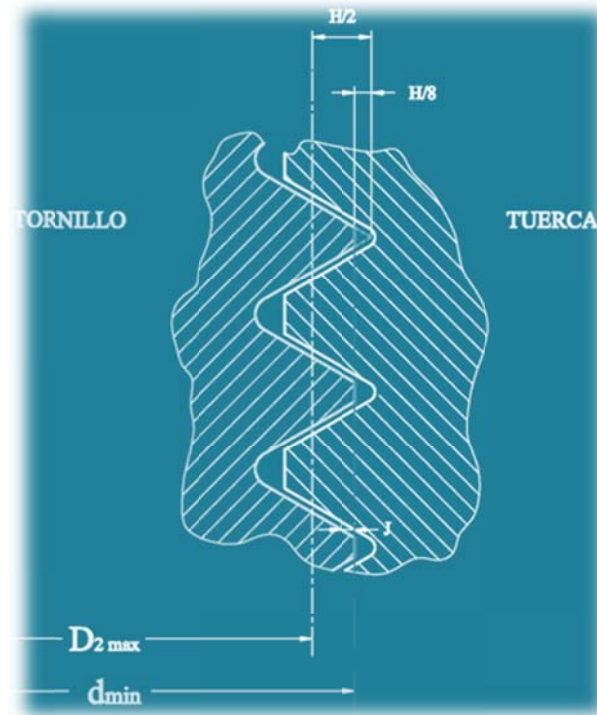


Figura 133.

$$J = H/2 - H/8 - (d_{\min} - D_{2\max})/2 \quad \text{Ecuación 72}$$

Sustituyendo las expresiones anteriores y la primera expresión obtenida, podemos definir el ancho de la sección T en función del paso, obteniendo la siguiente relación:

$$T = \frac{P}{2} + (d_{\min} - D_{2\max}) \cdot \tan(30^\circ) \quad \text{Ecuación 73}$$

Si introducimos esta expresión en la del área de corte obtenida al comienzo del apartado, podemos obtener el área de corte en función del paso y los diámetros de la rosca hembra y macho.

$$A_c = \pi \cdot d_{\min} \cdot \frac{L}{P} \cdot \left(\frac{P}{2} + (d_{\min} - D_{2\max}) \cdot \tan(30^\circ) \right) \quad \text{Ecuación 74}$$

Generalmente, es la resistencia a tracción de la hembra debe de ser igual o superior a la del tornillo, para de esta forma poder garantizar que si se produce el fallo en alguno de los dos elementos, este

se produzca en el tornillo, ya que se trata de un elementos más sencillo de reponer. En base, a que la resistencia de la rosca hembra debe de ser igual o superior a la resistencia de la rosca macho, se obtiene:

$$F = A_t \cdot \sigma_{yp} \begin{cases} \sigma_{yp} \rightarrow \text{Límite elástico de fluencia} \\ A_t \rightarrow \text{Área de tracción roscado macho} \\ F \rightarrow \text{Fuerza a tracción} \end{cases} \quad \text{Ecuación 75}$$

Dicha fuerza se aplica a su vez sobre la rosca hembra,

$$F = A_c \cdot \tau \begin{cases} \tau \rightarrow \text{resistencia al corte del material} \\ \tau \approx \sigma_{yp}/2 \end{cases} \quad \text{Ecuación 76}$$

Como ambas fuerzas son iguales, y sacando factor común a la longitud (parámetro del que depende A_c) y despejando, se obtiene:

$$L = 2 \cdot \frac{A_t}{A_{c1}} \begin{cases} A_{c1} \rightarrow \text{Área de la sección de la rosca} \\ \text{por unidad de longitud} \end{cases} \quad \text{Ecuación 77}$$

El área resistente del tornillo será:

$$A_t = \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{(d - (1,226869 + 0,649519)P)^2}{2} \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (d - 0,938194 \cdot P)^2 \quad \text{Ecuación 78}$$

Finalmente, este cálculo se realiza en base a la hipótesis mencionada anteriormente, en la que se establece que la rosca hembra es capaz de soportar la misma carga que el tornillo.

Trabajando del lado de la seguridad, será recomendable aplicar un coeficiente de seguridad.

Los cálculos se encuentran expresados en el “Documento 5.2: Anexo de Cálculos”, y los resultados finales son los que se muestran a continuación:

$$L_{\text{horquilla-tensor}} = 3,39 \text{ mm} < 10,5 \text{ mm}$$

$$L_{\text{cabeza de rótula-tensor}} = 2,6814 \text{ mm} < 10 \text{ mm}$$

Por lo que se verifica que la longitud de las roscas es la adecuada.

Atendiendo a estos datos, también se determina el recorrido de variación que permite la bieleta ya que a la hora de la regulación de la misma no se podrá alargar más de 15mm.

10.5.3.2. RESISTENCIA DE LOS EJES E LAS UNIONES

En este apartado se calculará, el diámetro mínimo que deberá de tener cada uno de los tornillos de cada unión. Como es bien sabido, se trata de un cálculo de cortadura.

Además, los elementos seleccionados, están normalizados y clasificados como de clase 8.8 por lo que las características de los materiales son conocidas.

Se sabe que:

$$\tau = \frac{\sigma_{yp}}{2} \quad \text{Ecuación 79}$$

$$\sigma_{yp} = \frac{F}{A_{sección}} \quad \text{Ecuación 80}$$

Donde,

1. σ_{yp} , Límite de fluencia que para un elemento de clase 8.8 es la que se indica en la tabla 26
2. F , la fuerza en la sección
3. $A_{sección}$, es el área de la sección transversal

A continuación se muestran los valores de los límites de fluencia de los diferentes elementos normalizados.

Clase de resistencia	Resistencia a rotura R_m en [N/mm ²]	Límite elástico R_e en [N/mm ²]	Nota
4.6	400	240	
5.6	500	300	
5.8	500	400	
6.8	600	480	
8.8	800	640	
10.9	1000	900	„Tornillos-HV“
12.9	1200	1080	Tornillos de alta resistencia para uniones pretensadas

Tabla 26. Límite elástico de elementos normalizados.

Finalmente en la siguiente tabla se muestran los diámetros mínimos que deberán de tener cada uno de los tornillos, los cálculos se encuentran en el “Documento 5.2: Anexo de cálculos”.

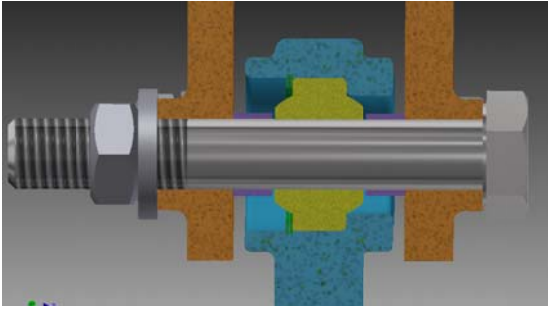
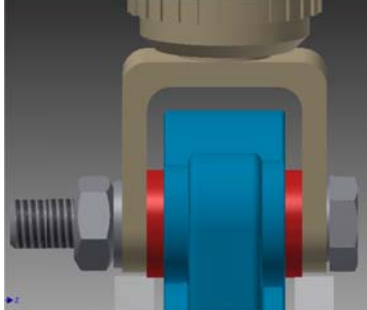
Unión tirante-triángulo	Unión resorte-triángulo
	
$\Phi_{\text{mínimo}} = 4,179 \text{ mm} < 12\text{mm}$	$\Phi_{\text{mínimo}} = 2,130 \text{ mm} < 10 \text{ mm}$

Tabla 27. Diámetros mínimos de los tornillos de las uniones

11. DISEÑO PRELIMINAR DEL BASCULANTE

11.1. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DEL BASCULANTE

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

En el diseño de este elemento se busca obtener la mayor relación posible entre rigidez/peso, garantizando la fiabilidad del elemento a lo largo de su función.

11.1.1. TIPOS DE BASCULANTE

Para el diseño del basculante existen dos tipos de diseños más representativos, a pesar de que ambos diseños deben desempeñar la misma función, son distintos desde el punto de vista funcional. Básicamente los modelos más comunes son los que se presentan a continuación:

11.1.1.1. BASCULANTE MONOBRAZO

Se trata de una estructura asimétrica, y debido a dicha asimetría siempre se encuentra trabajando bajo la acción de un momento torsor. El fenómeno de torsión se encuentra presente incluso cuando la motocicleta describe una trayectoria en línea recta, aumentando su valor cuando aumentan las cargas verticales que actúan sobre el (como puede ser en el caso de una curva o de un bache).

Dicho brazo debe de representar una gran robustez, ya que deberá de soportar todas las cargas a las que se vea sometido el mecanismo. A pesar de ser un único brazo no es más ligero que el basculante de dos brazos y es por ello que no es muy empleado en las motos de competición, a pesar de haber sido diseñado para facilitar el cambio de ruedas en competición. Dicho aspecto es la única ventaja que podría presentar este tipo de diseño.



Figura 134. Basculante monobrazo

11.1.1.2. BASCULANTE DOBLE BRAZO

Este es el modelo de basculante más empleado. Existen diferentes modelos dentro del mismo.

- *Doble brazo*, es el modelo más simple y menos evolucionado. Es ligero y soporta grandes esfuerzos a flexión. Por el contrario debido a la sección recta que presentan sus elementos no es capaz de soportar grandes esfuerzos torsionales, por la que su rigidez se ve muy limitada.



Figura 135. Basculante doble brazo

- *Doble brazo de sección variable*, son similares a los anteriores con la característica de varía la sección de los brazos, como su propio nombre indica, volviéndose más robusta en las zonas donde se presentan mayores esfuerzos.

Este tipo de basculantes,, no presentan una geometría definida, ya que puede ser diseñada aleatoriamente, lo que puede dar lugar a un peso excesivo del elemento.



Figura 136. Basculante doble brazo de sección variable.

- Doble brazo con triangulación, son los más empleados, y presentan la característica de que sus brazos presentan una estructura triangular, para obtener una mayor rigidez, realizando las modificaciones adecuadas para permitir el paso de la cadena por uno de los lados. Adicionalmente, para mejorar la rigidez a la torsión (con el fin de mejorar la maniobrabilidad de la moto) se aumenta la distancia entre los brazos, pero dicha variación supone un aumento del peso de la masa no suspendida lo que implica un peor comportamiento de la suspensión.



Figura 137. Basculante doble brazo triangulado.

11.1.2. MATERIAL

A continuación se valorarán los materiales que se pueden emplear para la fabricación del basculante. Lo más común es que sean realizados de aluminio y acero, a pesar de que también existen basculante de titanio y de fibra de carbono, estas opciones no se barajan ya que las propiedades que presenta la fibra de carbono no se encuentran muy bien definidas.

A continuación se presentaran las características que nos ofrecen cada uno de los materiales, con sus posibles ventajas y desventajas, para poder realizar una valoración de que material es el más apropiado para la función que vamos a realizar.

11.1.2.1. ACERO

La ventaja principal es que se trata de un material cuya manipulación resulta relativamente sencilla. Este aspecto resulta interesante ya que presenta una mayor facilidad en el caso de realizar soldaduras para garantizar la unión entre los elementos, además será más sencillo mecanizar.

El principal problema que puede presentarse en basculantes de este tipo es la corrosión que se puede presentar en los aceros lo que provocaría una rápida oxidación que daría lugar a grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo.

El acero es empleado para el diseño de basculantes tubulares, presenta una gran rigidez y poco peso.



Figura 138. Basculante tubular.

11.1.2.2. ALUMINIO

Las principales ventajas que presenta este material para el uso que se le va a dar son su baja densidad y alta resistencia a la corrosión.

Permite una mecanización sencilla debido a que no presenta una gran dureza, pero por el contrario, la unión mediante a soldadura es muy complicada.

Normalmente, cuando se emplea este tipo de material se pueden optar por tres métodos de fabricación. El basculante puede ser mecanizado entero, pero resulta económicamente inviable.

Otra alternativa es que sea una mezcla entre fundición y mecanizado, es decir, que una parte del elemento se realice por mecanizado y otra parte se realice por fundición. El principal inconveniente de este aspecto es que al tratar el material mediante dos procesos diferentes adquieren propiedades mecánicas distintas, lo que hace que a la hora del diseño se tenga un intervalo de incertidumbre mayor en cuanto a su comportamiento a fatiga. Finalmente la última alternativa barajada es la realización de basculantes a través de mecanizado por chorro de agua de sus piezas y su posterior soldadura. Este último apartado es el que resulta el más viable tanto económico, constructiva y funcionalmente, y es el diseño que se llevará a cabo.

Por lo tanto se realizará un basculante de aluminio, el cual se realizara mediante mecanizado y la posterior soldadura de sus elementos. Este modelo es el que mayor número de ventajas presenta en comparación con el basculante tubular de acero, pese a que este último presente una mayor facilidad en la soldadura.

11.2. TIPOS DE DISEÑO

Para el diseño de los basculantes se pueden diferenciar dos tipos. Las fuerzas actuantes en un basculante no generan grandes problemas en cuanto a servicio se refiere. Es por este motivo, por el que él se realiza un diseño inicial en función de la rigidez del mismo. En función del parámetro de la rigidez del basculante éste presentara unas mejores o peores prestaciones en cuanto a servicio.

Posteriormente y tras realizar el este primer diseño se realizara un segundo diseño más detallado en el que se valoren las fuerzas actuantes en el mismo. Si el diseño soporta las fuerzas será considerado como válido y se podrá llevar a producción, por el lado contrario si se produce fallo se deberá de regresar al primer diseño y rediseñar todos los parámetros.

11.2.1. DISEÑO EN FUNCIÓN DE LA RIGIDEZ DEL ELEMENTO

Este estudio consiste en determinar los distintos tipos de rigideces que pueden considerarse en el basculante. La rigidez se define como la capacidad de un elemento estructural de soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

Expresado de forma matemática se define como:

$$k = \frac{F}{\delta} \quad \text{Ecuación 81}$$

O

$$k = \frac{M}{\theta} \quad \text{Ecuación 82}$$

Donde,

- k , es la rigidez del elemento en la dirección correspondiente.
- F , es la fuerza aplicada en la dirección en la que se desee obtener la rigidez
- δ , es el desplazamiento en la dirección de la fuerza en un punto determinado.
- M , es el momento aplicado.
- θ , es el ángulo girado.

El diseño abarca los siguientes estudios.

11.2.1.1. RIGIDEZ LONGITUDINAL

La rigidez longitudinal se obtiene a partir de la fuerza longitudinal la cual no genera grandes tensiones sobre el basculante, por lo que no resulta muy relevante. Este se debe a que el basculante solo debe de soportar la fuerza de inercia provocada por el tren trasero. La forma en la que actúa sobre el basculante es como se muestra en la figura.

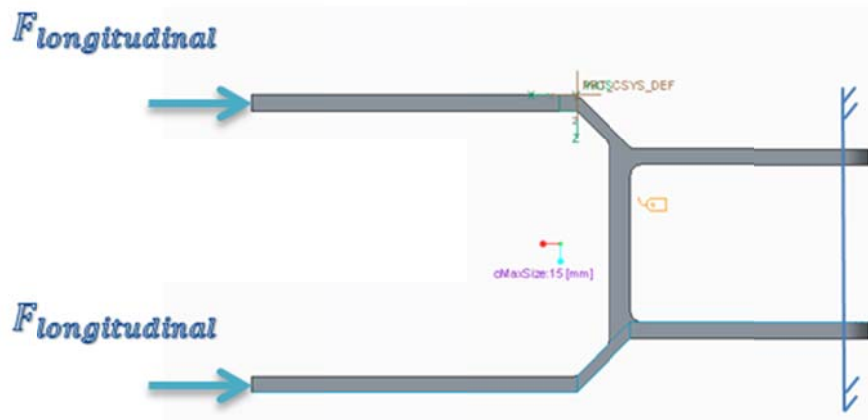


Figura 139. Basculante sometido a fuerzas longitudinales

Según la bibliografía los valores orientativos de la rigidez longitudinal para conseguir un correcto funcionamiento del mecanismo deben de cumplir:

$$k_{longitudinal} > 15kN/mm$$

11.2.1.2. RIGIDEZ TORSIONAL

La rigidez torsional se obtiene a partir del esfuerzo que se produce cuando la moto se encuentra trazando una curva. En esa situación el centro de gravedad de la moto se ve desplazado y se generan unas fuerzas sobre el eje de la rueda que se transmiten en fuerzas verticales y en sentidos contrarios en cada brazo del basculante.

En la figura se muestra como el peso de la moto se puede descomponer en su componente normal y tangencial, será la fuerza tangencial la responsable de generar dicho momento sobre el eje de la rueda. Cuanto mayor sea la inclinación de la moto mayor será esta componente y mayor el esfuerzo

torsor generado, por lo tanto el modo de conducción del piloto en este caso tiene una gran influencia en este ámbito.

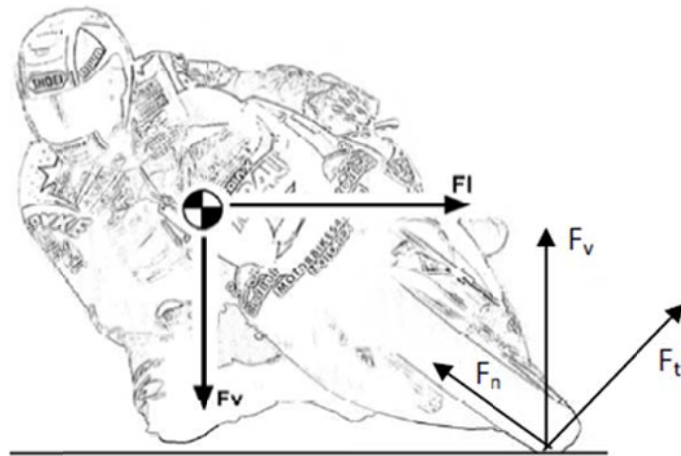


Figura 140. Fuerzas que generan el par torsor.

En la siguiente figura se muestra como dependiendo de la inclinación y de la manera de conducción se generaran momentos torsores de mayor o menor magnitud, ya que el centro de gravedad se puede ver desplazado en consecuencia de varios motivos. Seguidamente se muestra una imagen donde se observan las diferentes situaciones que se pueden dar.

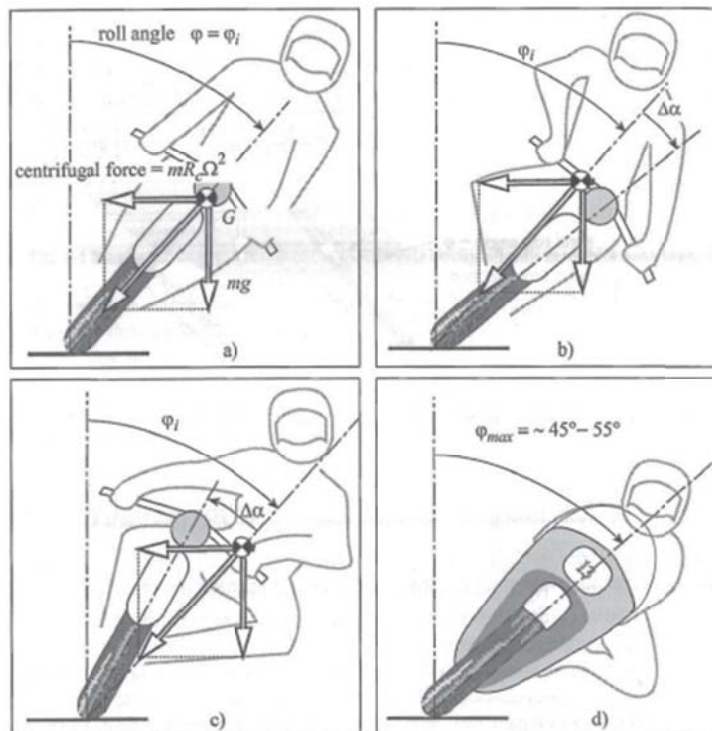


Figura 141. Desviación del centro de gravedad.

Finalmente, otro factor influyente será el ancho de la rueda que también influirá en la dirección de la fuerza resultante. Esto se debe a que al considerar un cierto espesor para la rueda, el punto de contacto, entre la rueda y el suelo, no se tiene por que encontrar en el punto de simetría, provocando de esta forma que dicha fuerza resultante genere un momento torsor sobre el basculante.

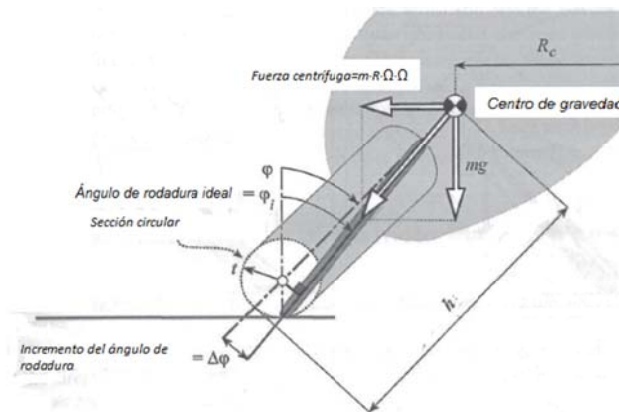


Figura 142. Desplazamiento del punto de contacto de la rueda del plano de simetría.

Finalmente, debido a las situaciones descritas se genera un momento torsor, el cual puede ser simulado tal y como se muestra en la figura. Basta con aplicar dos fuerzas de igual valor pero en sentidos contrarios.

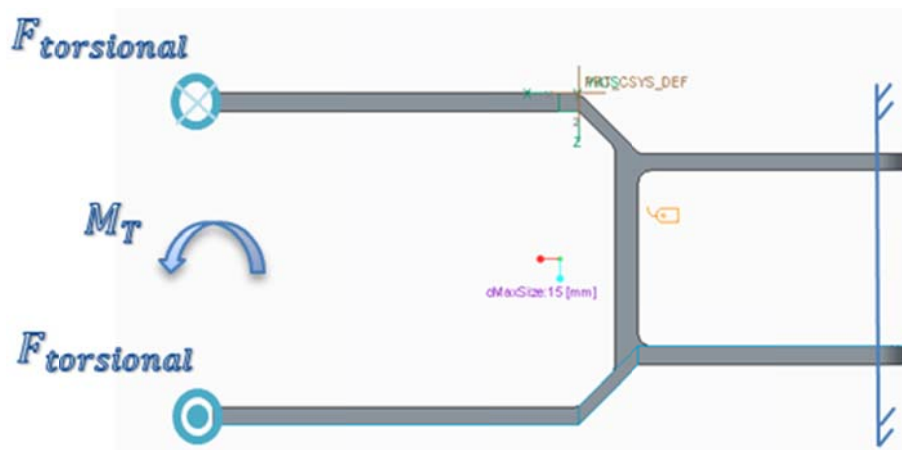


Figura 143. Momento torsor aplicado en el basculante.

La rigidez torsional recomendada para un correcto funcionamiento del vehículo es:

$$k_{torsional} = [1 - 2] \text{ kN/}^\circ$$

11.2.1.3. RIGIDEZ A FLEXIÓN

Como es conocido cuando la suspensión pasa por una variación del asfalto, las cargas verticales que se transmiten a través de la rueda adquieren valores muy elevados, por lo que la estructura de la moto debe de ser lo suficientemente rígida para evitar grandes deformaciones, y cumplir con el servicio para la que está prevista.

Las cargas verticales que se dan en estas situaciones pueden ser de dos a cuatro veces mayores que las cargas estáticas de la moto.

El mayor momento flector al que se verá sometido el basculante será en el punto de anclaje del resorte con el mismo (en este caso el elemento biela). El diagrama de momentos presentara una forma triangular, tal y como se representa en el diagrama, donde el máximo valor obtenido será en el punto de anclaje a la biela. Debido a esta situación, para que las tensiones sobre el basculante no sean excesivas y poder aumentar la rigidez a flexión se dota a ambos brazos de una estructura triangular.

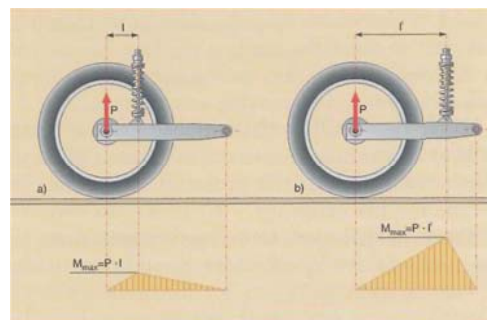


Figura 144. Punto de máximo momento flector sobre el basculante

Finalmente el diagrama que muestra como actuarían dichos esfuerzos es el que se muestra a continuación:

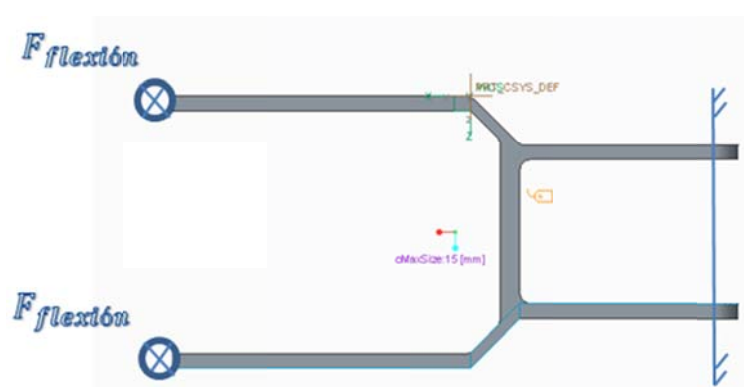


Figura 145. Fuerzas flectoras sobre el basculante

11.2.1.4. RIGIDEZ LATERAL

Este parámetro debe de ser lo suficientemente elevado como para soportar los esfuerzos laterales que actúan sobre el basculante. Esta fuerza solo aparece cuando se da el caso excepcional en el que al trazar una curva, el mecanismo topa con un bache en la calzada, entonces se produce una fuerza transversal que podría provocar la flexión del basculante. La forma de representarla graficamente es la que se muestra a continuación.

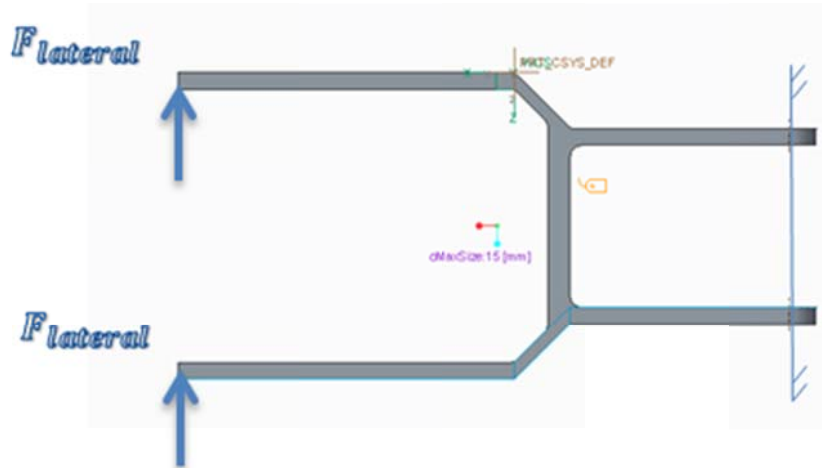


Figura 146. Fuerzas laterales sobre el basculante

Los valores significativos de la rigidez lateral deducidos de diferentes fuentes de información convergen en que el valor del mismo para obtener un servicio óptimo del elemento es:

$$0,4 \text{ kN/mm} < K_{lateral} < 1,6 \text{ kN/mm}$$

11.2.2. DISEÑO DETALLADO

Esta parte del diseño consiste en realizar un diseño del basculante en el que se tengan en cuenta diferentes factores, como pueden ser los valores de la fuerza ejercida por la cadena o los dimensionamientos adecuados de los elementos para que se pueda realizar el montaje del mecanismo completo.

En este diseño se respeta el diseño primitivo, pero se realizan subtracciones de material, para establecer agujeros para poder realizar el montaje de los elementos.

Además también se diseña el elemento encargado de garantizar que la cadencia siempre se encuentre en tensión y no exista una holgura que impida la transmisión de la fuerza o que esta sea deficiente. El elemento en cuestión se denomina tensor.

En este apartado también se deberán de tener en cuenta los diferentes elementos de unión, que deberán de ser seleccionados, garantizando que se puedan montar en el ensamblaje final.

Este diseño se trata de un perfeccionamiento del primitivo, el cual se propondrá para futuros estudios o ensayos con la finalidad de mejorar y optimizar el diseño que se desarrollará en el presente proyecto.

La proposición se presenta con mayor detalle en el apartado “15.Variaciones generales y líneas futuras”.

11.3. DISEÑO PRELIMINAR DEL BASCULANTE

11.3.1. ELECCIÓN DEL TIPO DE BASCULANTE

El basculante que se diseñará será un basculante doble brazo, con sección triangulada. La selección de este tipo de basculante se basa en que, como se ha explicado anteriormente, este tipo presenta una mayor rigidez con un aspecto muy ligero. Además, el basculante será conformado con aluminio para garantizar la ligereza de la que se hace mención. Constará de una serie de chapas de aluminio unidas mediante soldaduras, tal y como se indica en el apartado “12. Procesos de fabricación”. De esta forma se garantiza que las uniones sean lo suficientemente resistentes para soportar los esfuerzos a los que se pueda ver sometido el elemento.

A continuación se realizará un estudio de rigideces del mismo para obtener una geometría apropiada a la situación.

La geometría del elemento es la que se muestra en la siguiente figura. Dicha geometría cumple con los parámetros geométricos establecidos en el diseño de la configuración geométrica de la suspensión para obtener una curva de rigidez acorde a la situación. Adicionalmente, la geometría del basculante cumple con los requisitos establecidos por la organización en cuanto al uso de determinados elementos como puede ser la llanta o la rueda cuyas dimensiones ya están establecidas.

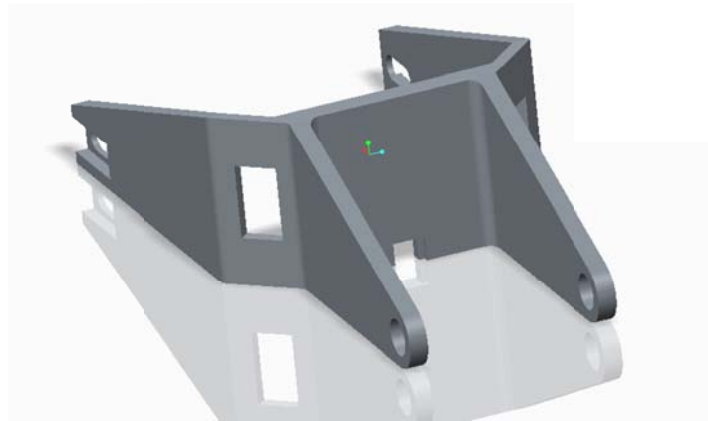


Figura 147. Diseño del basculante

11.3.2. ESTUDIO DE LAS RIGIDECES

Estudio de la rigidez lateral

Se comienza con el estudio de la rigidez lateral, para ello será necesario aplicar una fuerza en la dirección del cabeceo de la moto.

Las restricciones aplicadas en el lado contrario, que representaría la unión del basculante con el chasis es la que se muestra en la figura. Se trata de un empotramiento ya que lo que se pretende es evitar cualquier tipo de desplazamiento o rotación en dicho punto. Esta restricción se ejecuta con la finalidad de medir la deformación del basculante desde un punto fijo, ya que si se permitiera el giro o el desplazamiento se estaría realizando la medición de una suma de desplazamientos, lo cual no resulta interesante para el estudio.

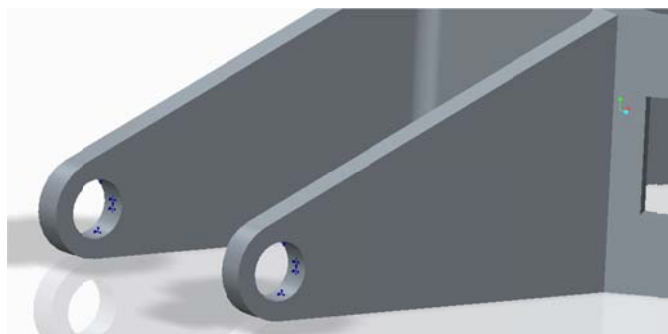


Figura 148. Restricción de la unión del chasis con el basculante.

Posteriormente se deberán de introducir las cargas tal y como se mostraba en el apartado de rigidez lateral. La carga introducida será de 1kN. Dicho valor es suficientemente grande como para poder

modelizar el elemento en estudio de una forma adecuada. El valor de la carga debería de estar distribuido entre las dos orejas de forma equitativa, por lo que se le aplicará una fuerza de 0,5 kN a cada una de ellas.

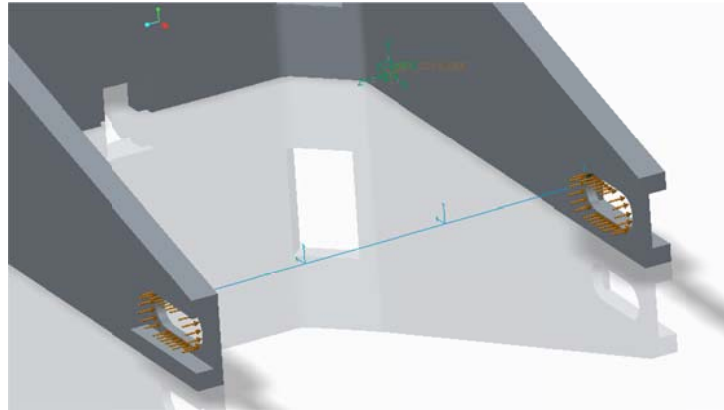


Figura 149. Carga lateral aplicada sobre el basculante.

Para poder obtener valores de las deformaciones adecuados, se deberá de introducir una viga entre las dos orejas. Este elemento se empleará para simular que entre los dos elementos no se produzca ningún desplazamiento relativo, ya que en realidad tampoco se podrá producir ya que el eje será el encargado de garantizar que entre las dos secciones siempre haya una separación constante.

Para ello se introduce un elemento viga, cuya sección sea tan pequeña que la inercia del elemento sea prácticamente despreciable. De esta forma se consigue que no exista una deformación relativa entre las dos secciones, sin que los resultados obtenidos se vean falseados.

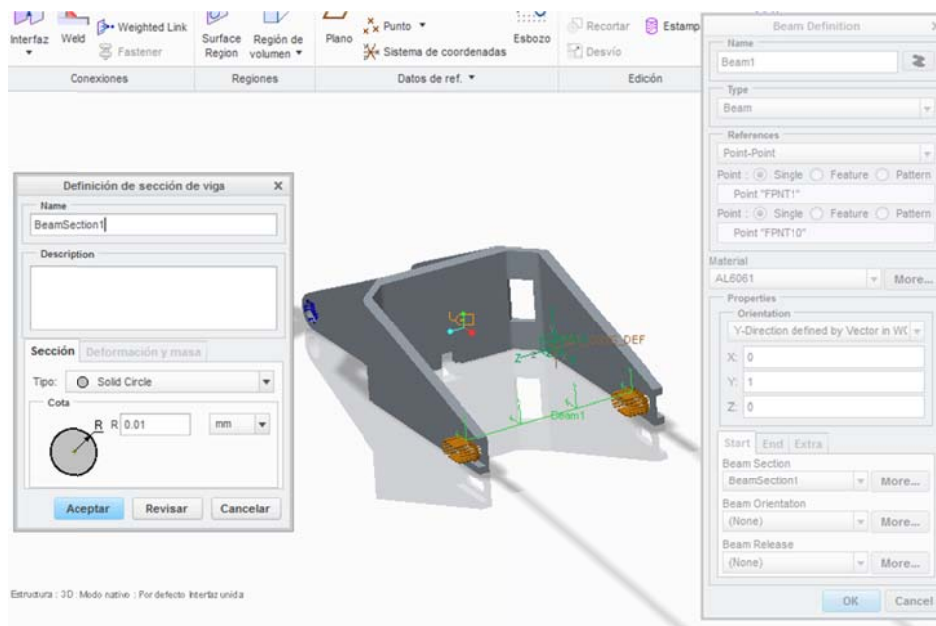


Figura 150. Definición del elemento viga entre las orejas del basculante.

Finalmente para simular el efecto que produciría el tensor alojado en los agujeros donde iría el eje de la rueda se introduce una restricción conocida como rigid link, cuya función es evitar la deformación entre las superficies seleccionadas y de esta forma se simularía la rigidez proporcionada por el elemento tensor.

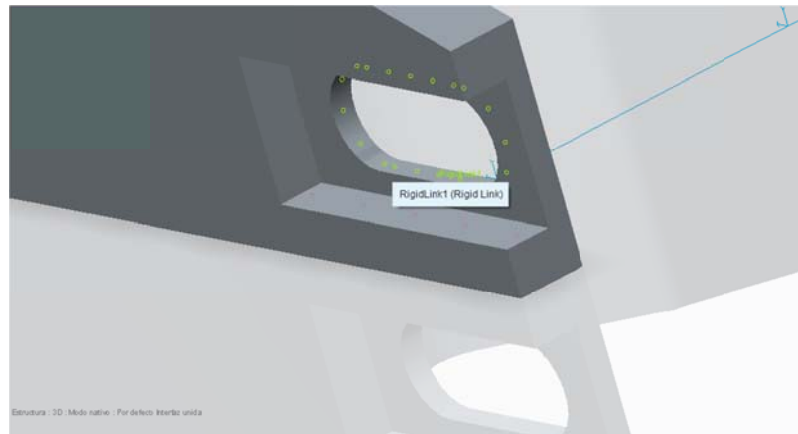


Figura 151. Restricción de deformación en los agujeros del tensor.

Una vez definidas todas las restricciones se procede a realizar el mallado del elemento. Al igual que en los casos anteriores, se deberá de indicar el elemento de malla que se desea, en este caso se han empleado elementos tetraedros de tamaño de 15 mm, obteniendo una malla como la que se muestra en la figura.

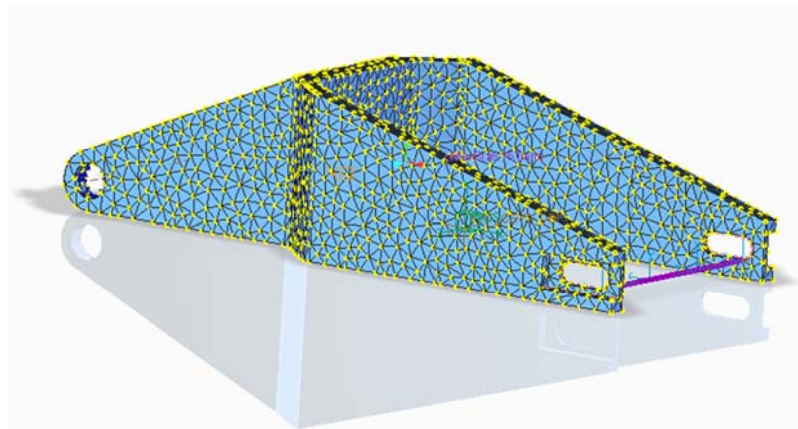


Figura 152. Malla del basculante.

Finalmente se indica el tipo de material del que estará compuesto el elemento. Este será aluminio 5083, que fue el mismo que se empleó para la realización del triángulo de suspensión.

Tras realizar el análisis se obtienen los siguientes resultados.

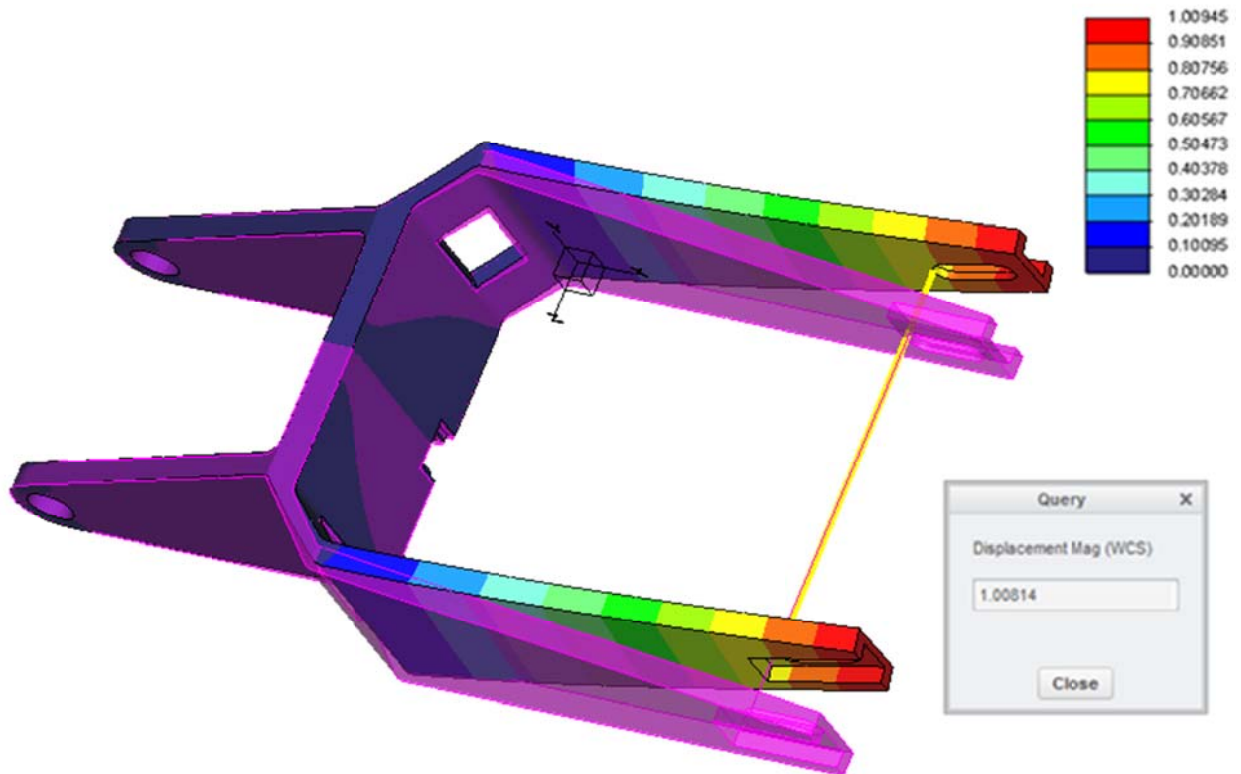


Figura 153. Deformación provocada por las fuerzas laterales.

Se indica el punto del que se desea obtener el valor del desplazamiento. En este caso será los extremos contrarios al empotramiento y se obtiene una deformación de 1,00814 mm, lo que implica:

$$k_{lateral} = 1kN/1mm = 1kN/mm$$

Dicho valor se encuentra entre los valores recomendados para un servicio eficiente del elemento.

$$0,4 kN/mm < \mathbf{1kN/mm} < 1,6 kN/mm$$

Estudio de la rigidez longitudinal

Para el estudio de la rigidez longitudinal se mantendrán las mismas restricciones con la diferencia que esta vez se variará la superficie de aplicación de las cargas.

Nuevamente se deberán de aplicar un fuerza de 1kN repartida entre las dos secciones, es decir, 0,5 kN a cada extremo. La dirección de aplicación de la fuerza es la que se muestra en la siguiente figura.

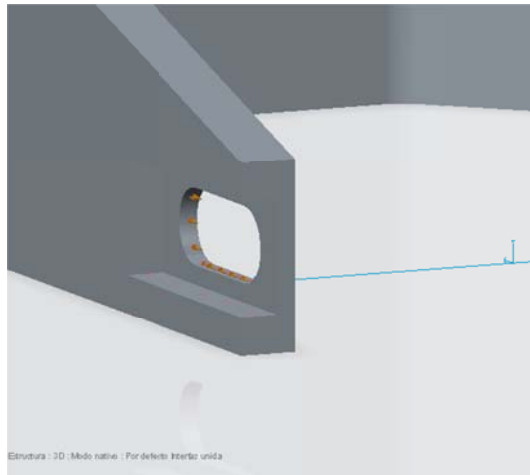


Figura 154. Carga longitudinal aplicada sobre el basculante.

La malla es la empleada para el estudio anterior, por lo que quedan ya están definidos todos los parámetros y ya se puede ejecutar el análisis, del que se obtienen los siguientes resultados.

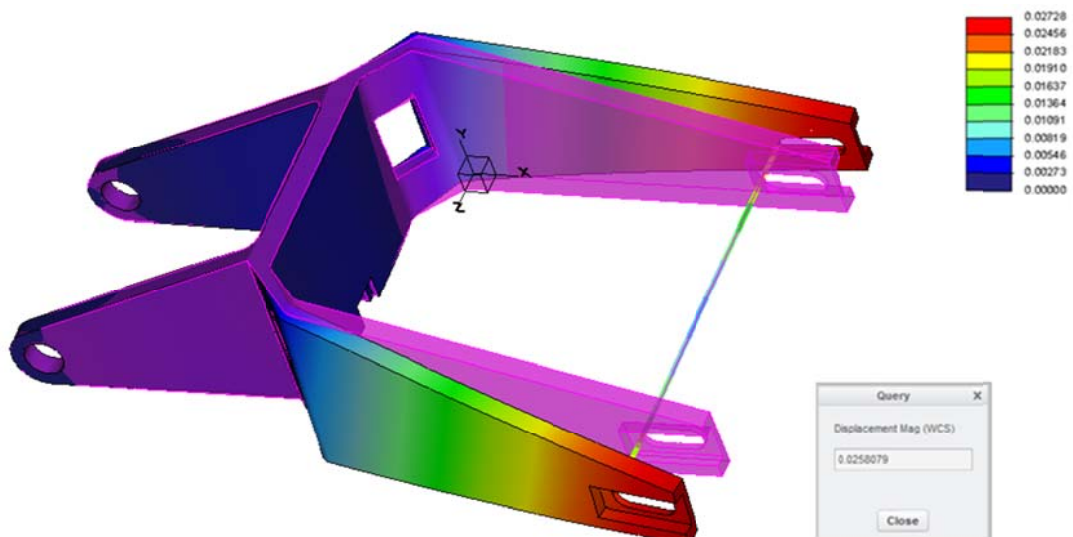


Figura 155. Deformación provocada por las fuerzas longitudinales.

Nuevamente se selecciona el punto donde es interesante conocer los valores de la deformación, obteniendo una deformación de 0,0258 mm, por lo que:

$$k_{longitudinal} = 1kN / 0,0258 mm = 38,76 kN/mm$$

Como podemos comprobar el valor de la rigidez longitudinal también cumple con los valores orientativos.

$$38,76kN/mm > 15kN/mm$$

Estudio de la rigidez torsional

Finalmente se realiza el estudio de la rigidez torsional. Se pretende introducir un momento de $1\text{kN}\cdot\text{m}$, y para ello deberemos de calcular las fuerzas que se deberán de introducir en cada extremo. Teniendo en cuenta que ambos extremos se encuentran separados por una longitud de 245 mm , resulta un cálculo muy simple.

$$\left(0,245\text{m}/2\right) \cdot F + \left(0,245\text{m}/2\right) \cdot F = 1\text{kN} \cdot \text{m} \rightarrow F = 4,081\text{ kN}$$

Por lo tanto se deberán de introducir dos fuerzas del valor indicado pero de sentidos contrarios en cada una de las orejas, tal y como se ve en la figura.

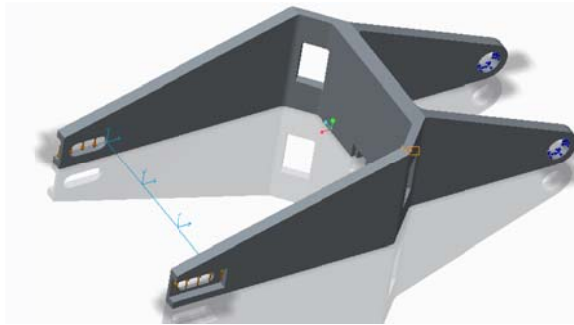


Figura 156. Cargas torsionales sobre el basculante.

Las restricciones y la malla serán análogas a los casos anteriores, pero esta vez el conjunto difiere en que no se obtendrán los valores de los desplazamientos sino lo que interesa obtener es el ángulo girado. Es por ello que para este caso presenta una gran importancia el elemento viga, y que este en su posición inicial este orientado a 0 rd para que los valores no se encuentren sesgados.

Los resultados obtenidos son:

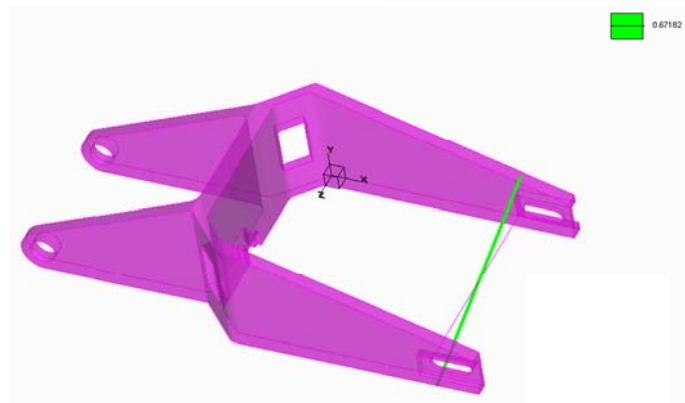


Figura 157. Deformación provocada por el momento torsor.

Como se puede observar el ángulo girado por el elemento viga es de $0,6718^\circ$. Por lo que si obtenemos el valor de la rigidez:

$$k_{torsional} = 1kN \cdot m / 0,6718^\circ = 1,48kNm/^\circ$$

Dicho valor también se encuentra dentro del rango de valores aconsejables para la rigidez torsional.

$$1kNm/^\circ < \mathbf{1,48 kNm/^\circ} < 2 kNm/^\circ$$

Tras todos los análisis efectuados se puede concluir que se trata de un elemento óptimo para cumplir con la función para la que ha sido realizado.

Estudio de la rigidez a flexión

Este parámetro no tiene valores de referencia indicados en ninguna bibliografía, pero se conoce que esta debe de ser lo mayor posible. Cuanta mayor altura contenga la triangulación del basculante mayor será este parámetro. Resulta interesante que este valor sea lo mayor posible, pero siempre considerando que si se aumenta la rigidez a flexión se deberá de aumentar la altura del elemento lo que implica una mayor cantidad de material.

Las restricciones empleadas para obtener los desplazamientos son análogas a los anteriores casos. Lo que se deberá de realizar es variar la dirección de las fuerzas, tal y como se muestra en la figura.

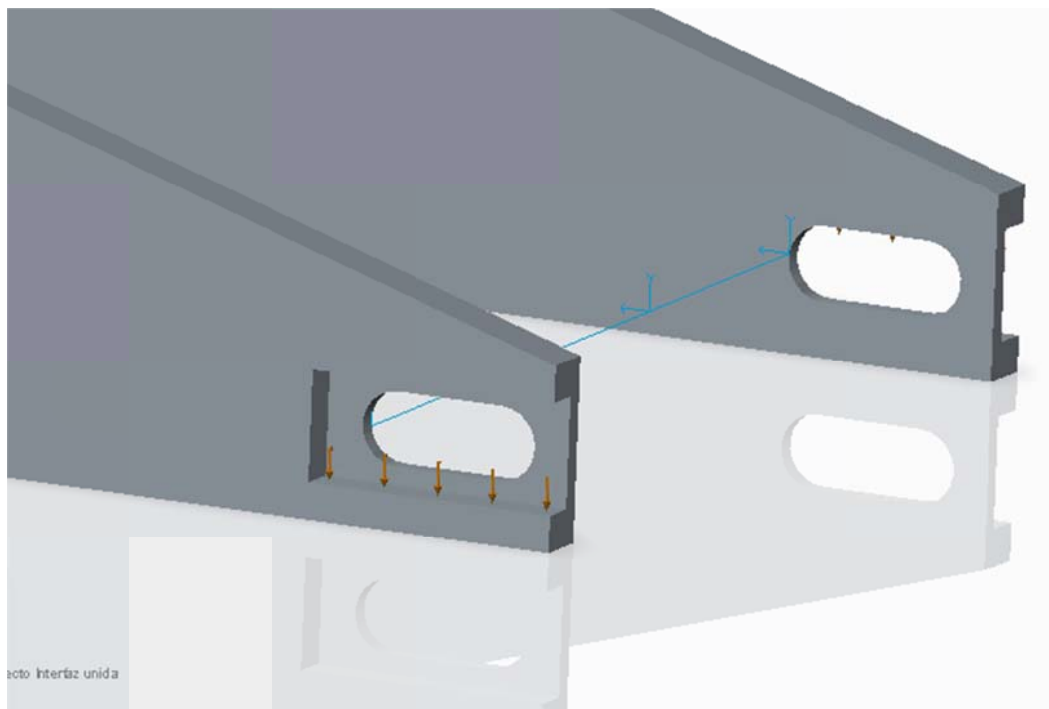


Figura 158. Cargas flectoras sobre el basculante.

Tras realizar el análisis se obtienen los siguientes resultados:

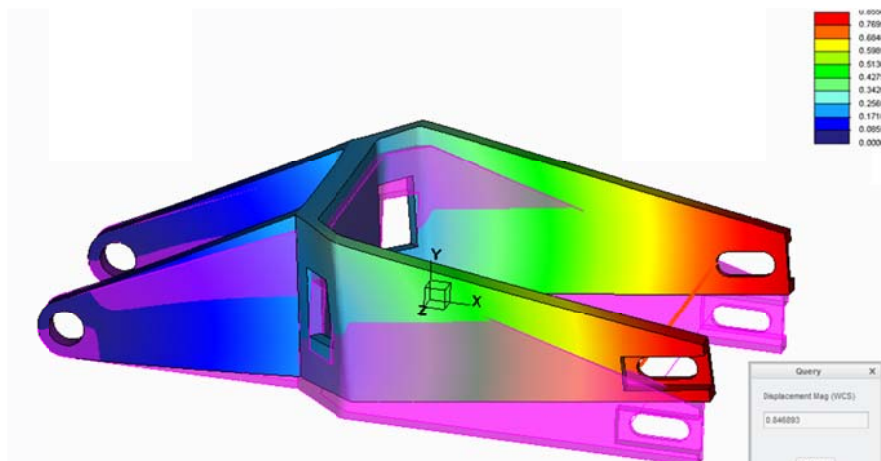


Figura 159. Deformación longitudinal del basculante.

Si se realiza el cálculo de la rigidez:

$$k_{\text{flexión}} = F / \delta = 0,5 \text{ kN} / 0,85 \text{ mm} = 0,58 \text{ kN/mm}$$

11.3.3. OPTIMIZACIÓN DEL BASCULANTE

Para poder plantear una optimización del basculante es necesario conocer en qué zonas del basculante se puede retirar material, en otras palabras, sería definir las zonas en las que existe un exceso de material. Para ello introducimos la carga en la situación más crítica que se pueda dar. Esta carga será del valor de 2,5 kN, que había sido calculada con anterioridad.

Existe un doble objetivo, por un lado es conocer si inicialmente el basculante soporta los esfuerzos, es decir que realizando un análisis no se produzcan zonas en las que las tensiones superen el límite de fluencia del aluminio. Una vez comprobado se analizarán las zonas en las que se puede realizar una disminución del material, o en su defecto la eliminación del mismo. Los resultados son:

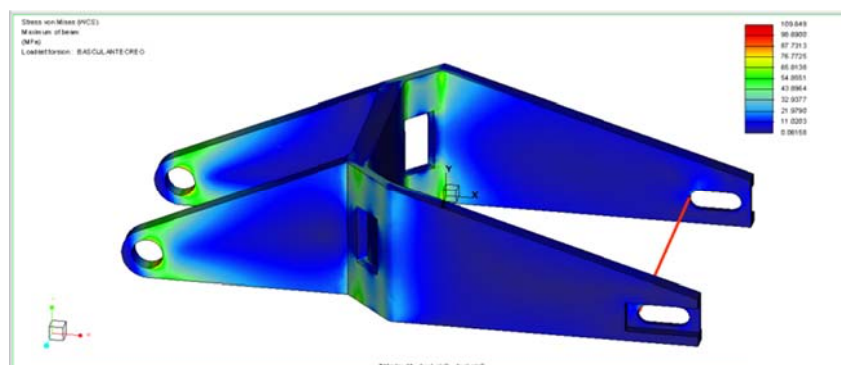


Figura 160. Tensiones en el basculante.

Podemos comprobar como el elemento es capaz de superar las tensiones sin dar lugar a ninguna clase de error, ya que las tensiones se encuentran por debajo del límite de fluencia del material, que en este caso al tratarse de aluminio es de 125 MPa. Las zonas en las que se deberá tener un especial cuidado son las que se muestran a continuación, ya que a pesar de encontrarse por debajo del límite de fluencia son las que mayores tensiones presentan

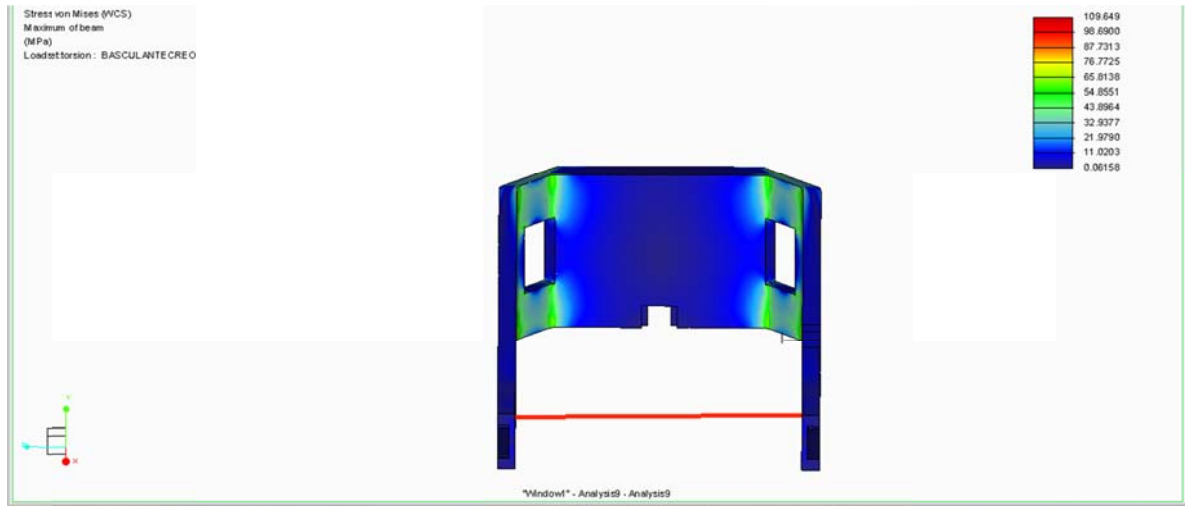


Figura 161. Zonas de mayor concentración de tensiones.

A continuación se muestra la deformada del elemento tras aplicarle las cargas en cuestión.

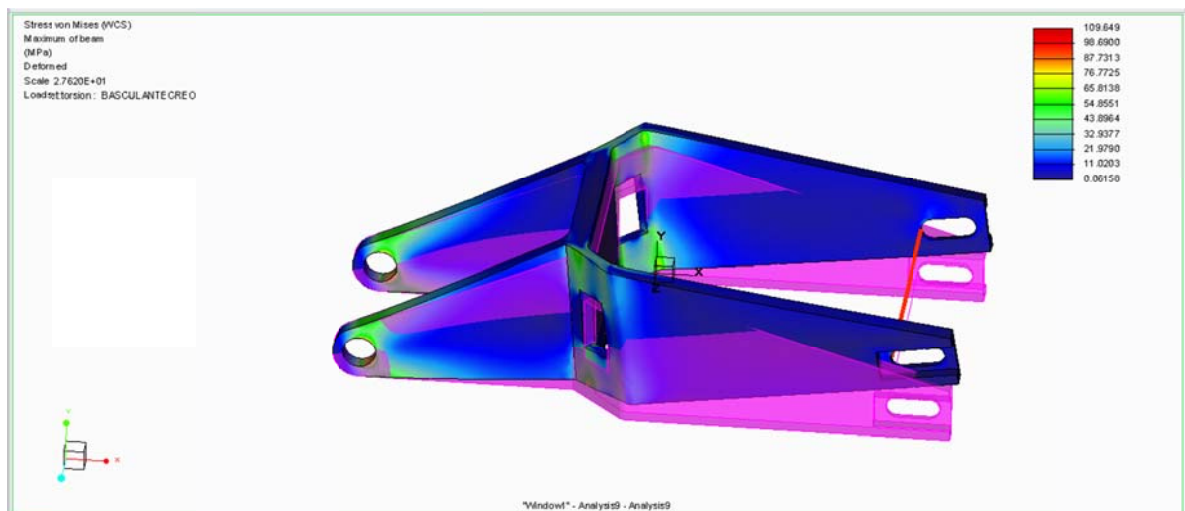


Figura 162. Deformación del elemento en la situación más desfavorable.

A continuación se muestran las zonas en las que se podría realizar reducciones de material ya que son zonas en las que el material apenas trabaja ya que los valores de tensión son bajos.

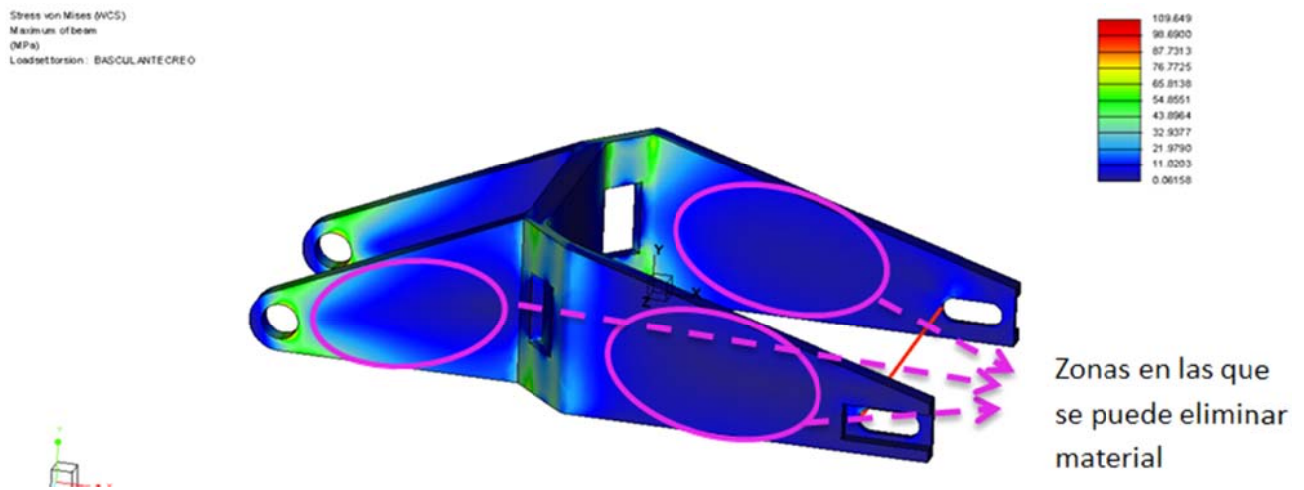


Figura 163. Optimización del elemento.

Todos los posibles modelos deberán de superar todos los estudios realizados en este apartado, tanto los correspondientes a las rigideces como los correspondientes a las tensiones. Se trata de un proceso de diseño de prueba error, donde se retirará todo el material posible hasta conseguir un elemento que satisfaga las necesidades en cuestión de la forma más óptima.

1.3.3. UNIÓN DEL BASCULANTE

En este apartado se pretende explicar como se realizaría la union del basculante con el sistema de suspension diseñado. Para ello se diseñan unas orejas las cuales iran soldadas al basculante. En el basculante se ha diseñado una pequeña cajera, para poder introducir las dos orejas, las cuales a través de un perno realizarán la función de union del basculante con la bieleta.

Es importante que las orejas esten conformadas a partir de aluminio, ya que el material empleado para la realizacion del basculante también será de aluminio. A continuación se muestra la cajera donde se soldarán el par de orejas en el basculante.

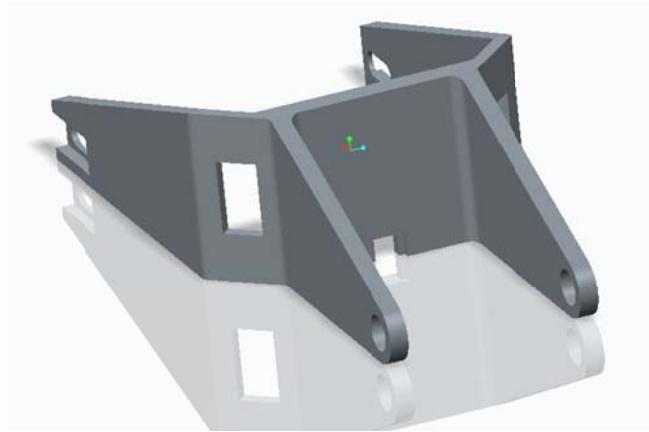


Figura 164. Cajera para la soldadura de las orejas.

Para diseñar las orejas se deben de tener en cuenta las restricciones geométricas del diseño inicial de la suspensión. Una de las dimensiones que se debe de respetar es que la bieleta deberá de estar anclada a una distancia de 40 mm del basculante (hacia abajo) y además, la distancia entre ambas bieletas deberá de garantizar que se permita introducir la cabeza de la rótula. A continuación se muestran las dimensiones de la oreja.

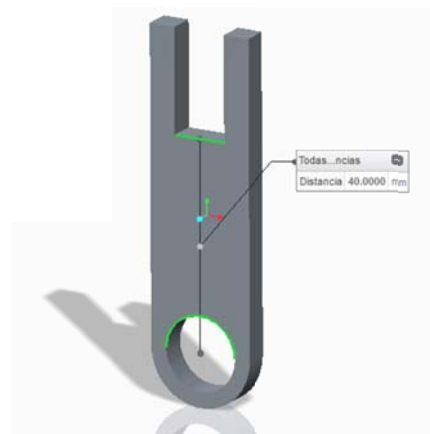


Figura 165. Dimensiones de las orejas de unión al basculante.

Como la zona de anclaje ira soldada al basculante, al realizar el análisis en elementos finitos se introducirá la restricción de empotramiento en la superficie soldada, tal y como se muestra en la siguiente figura.

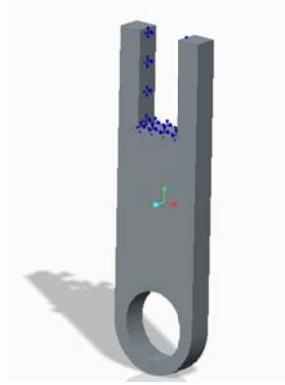


Figura 166. Restricciones en las orejas de unión.

Las cargas introducidas serán el valor de la reacción en el punto de unión de la bieleta, repartidas a la mitad, ya que se dispondrán dos orejas de forma simétrica. La carga introducida es la que se muestra a continuación.



Figura 167. Cargas aplicadas en las orejas

Se le asigna material, que como bien se ha indicado será aluminio, y se define la malla, como en las ocasiones anteriores. A continuación se realiza el análisis del que se obtienen los siguientes resultados.

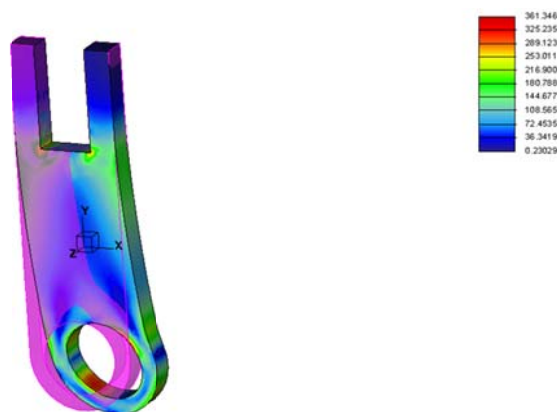


Figura 168. Tensiones en las orejas de unión.

Se puede observar de forma general que la pieza muestra tonos azulados, que analizando en la gráfica se puede observar que no se supera el límite de fluencia del aluminio, el cual es de 125 MPa. Existen zonas localizadas que si superan dicho límite, pero las zonas se encuentran próximas a restricciones que en la realidad no son del todo ciertas, por lo que los valores obtenidos en sus proximidades están sobrevalorados.

Una vez diseñado las orejas se muestra como quedarían estas unidas al basculante.

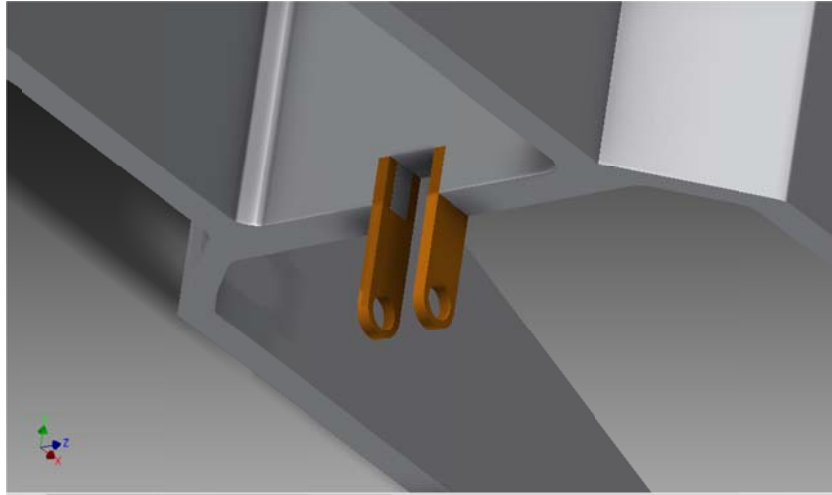


Figura 169. Unión de las orejas al basculante.

Finalmente solo quedaría definir el tipo de perno que será el encargado de atravesar las dos piezas y la tuerca que se dispondrá para garantizar que el elemento no se desenrosque.

Al tener los agujeros un diámetro de 14,1 mm se empleará un perno de M14. Además se dispondrá como en los casos anteriores de una anilla de fijación y posteriormente una tuerca que garantice la fijación de la rosca, y que además permita ajustar la holgura que pudiera existir entre la cabeza de rótula y las orejas, evitando así el movimiento longitudinal de la cabeza. A continuación se muestra un esquema de la unión.

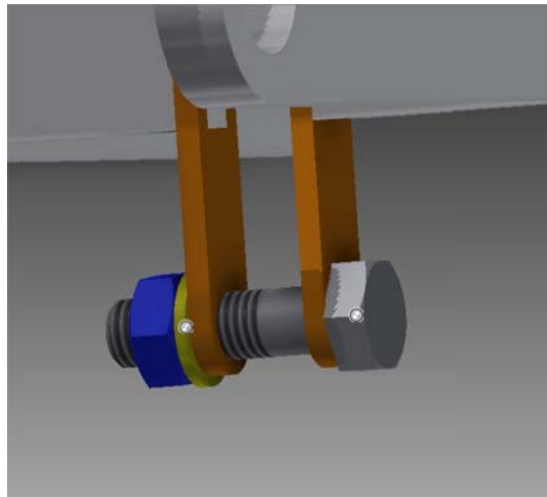


Figura 170. Unión del basculante con el tirante regulable.

Finalmente se puede analizar el montaje completo de la suspensión en las imágenes mostradas en el apartado “13. Ilustración final de la suspensión”.

12. PROCESOS DE PRODUCCIÓN

12.1. INTRODUCCIÓN

Actualmente, existe una gran diversidad de procesos por los que se pueden conformar los elementos a realizar. A continuación se realizará una breve explicación de los procesos de fabricación que se barajaron para la ejecución de las piezas. De todos ellos se indicará cuales fueron empleados para la realización de los elementos.

12.1.1. MECANIZADO POR ARRANQUE DE VIRUTA

Se conoce como mecanizado al proceso de fabricación que consta de diferentes etapas, a través de las cuales conforma la pieza mediante la remoción de material. El principio básico consiste en dar forma a una pieza mediante el arranque o cortado del material, lo que provoca un gran desperdicio del mismo.

La herramienta empleada consta generalmente de uno o varios filos o cuchillas cuya finalidad es la de separar la viruta de la pieza. Dicho proceso se realiza en diferentes pasadas en las cuales se ira retirando progresivamente material hasta obtener la geometría deseada.

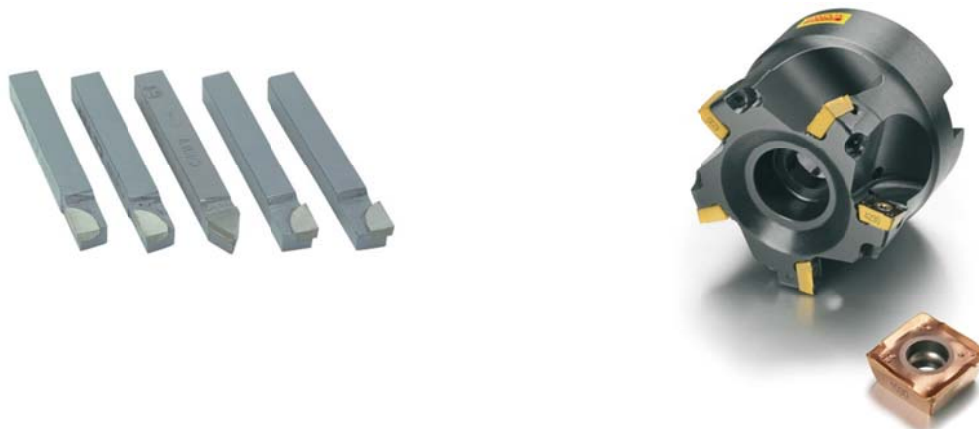


Figura 171. Herramientas de corte de una o varias cuchillas

En el mecanizado por arranque de viruta se dan diferentes procesos como el desbaste, el cual consiste en la eliminación de mucho material con poca precisión, se trata de un proceso intermedio. Posteriormente se realiza un proceso de acabado en el que se elimina poca cantidad de material pero con mucha precisión, se trata del proceso final.



Figura 172. Proceso de acabado y proceso de desbaste.

Sin embargo el proceso de arranque de viruta presenta ciertas limitaciones, ya que no se puede arrancar todo el material que se deseé ya que llega un momento en que el esfuerzo para apretar la herramienta contra la pieza es tan liviano que la herramienta no penetra y no llega a extraer viruta.

Existen diferentes tipos de procesos de arranque de viruta pero los empleados para conformar las piezas son los dos que se presentan: torneado y fresado.

12.1.1.1. TORNEADO

Este proceso es comúnmente empleado para realizar ejes de revolución u otros componentes que contengan mecanizados cilíndricos concéntricos o perpendiculares a un eje de rotación, tanto exterior como interior.



Figura 173. Proceso de torneado exterior y proceso de torneado interior.

La principal ventaja de su uso es que se obtienen precisiones y acabados muy buenos y sirve para una gran variedad de materiales.

Como se explicará a posteriori, resulta muy útil para la fabricación de los casquillos necesarios que se irán a emplear para el montaje de la suspensión, ya que estos elementos presentan la geometría característica de este tipo de proceso de fabricación.

El proceso se realiza con un torno el cual contiene los accesorios adecuados para las piezas en la máquina, los cuales son conocidos como mordaza y contrapunto, y también contienen las herramientas adecuadas para cada pieza que se necesite realizar.

El proceso de torneado es muy intuitivo, la máquina-herramienta hace girar la pieza a mecanizar mientras una o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento regulado de avance contra la superficie de la pieza, provocando el corte de viruta, tal y como se muestra en la figura.

12.1.1.2. FRESADO

El fresado es el otro tipo de arranque de viruta el cual se produce mediante el movimiento de una herramienta rotativa de varios filos de corte que se conoce como fresa.

La principal ventaja que presenta este proceso es que permite la realización de piezas cuya geometría es muy variable, consiguiendo precisiones ya cavados muy buenos. Además también se puede emplear para una gran variedad de materiales, al igual que en el torneado.



Figura 174. Proceso de fresado.

Atendiendo a estos criterios resultará muy útil emplear este proceso para la realización de las cajas del triángulo de suspensión. Así como la conformación de algunas de las geometrías de la horquilla.

12.1.1.3. TALADRADO

Este tipo de proceso se utiliza principalmente para la realización de los agujeros cilíndricos en las piezas. Además de existir el taladrado de agujeros cortos y largos, también cubre el trepanado y los mecanizados posteriores tales como escariado, mandrinado, roscado,...

Es uno de los procesos que mayor desarrollo ha sufrido, ya que son las brocas modernas se consigue que un taladro macizo de diámetro grande se pueda realizar en una sola pasada, sin la necesidad de realizar un agujero previo, y que la calidad del mecanizado y exactitud del agujero evite la operación posterior del escariado. A continuación se muestra una imagen del proceso de realización de agujeros mediante taladrado.



Figura 175. Proceso de taladrado.

Se puede emplear para la mayoría de los materiales.

Como todo proceso de mecanizado por arranque de viruta la evacuación de la misma se torna crítica cuando el agujero es bastante profundo, por eso el taladrado está restringido según sean las características del mismo. Cuanto mayor sea su profundidad, más importante es el control del proceso y la evacuación de la viruta

12.1.2. MECANIZADO POR CORTE

12.1.2.1. CORTE POR PLASMA

El proceso de corte por plasma se basa prácticamente en elevar la temperatura del material a cortar de una forma muy localizada, llegando a obtener temperaturas superiores a los 20000°C, llevando el gas utilizado hasta el cuarto estado de la materia, el plasma. Lo que sucede cuando un material está en dicho estado es que los iones se disocian del átomo y el gas se ioniza convirtiéndolo en un buen conductor de la electricidad.

El procedimiento consiste en provocar un arco eléctrico a través de la sección de la boquilla del soplete, lo que concentra una gran cantidad de energía cinemática del gas empleado, ionizándolo y por polaridad adquiere la propiedad de cortar.

Este proceso en definitiva se basa en la acción térmica y mecánica de un chorro de gas calentado por un arco eléctrico de corriente continua. El chorro de plasma lanzado contra la pieza penetra en la totalidad del espesor a cortar fundiendo y expulsando el material.

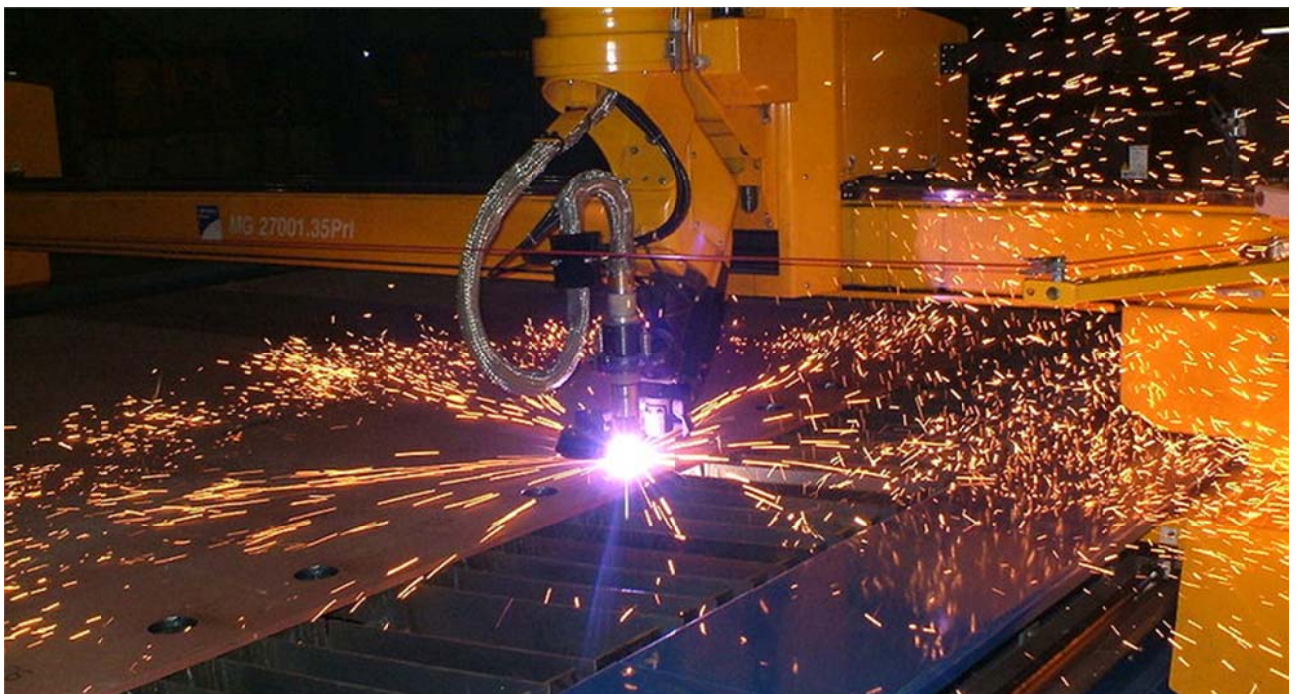


Figura 176. Proceso de corte por plasma.

La ventaja principal de este sistema radica en su reducido riesgo de deformaciones debido a la compactación calorífica de la zona de corte. También es valorable la economía de los gases

aplicables, ya que a priori es viable cualquiera, si bien es cierto que no debe de atacar al electrodo ni a la pieza.

No es recomendable el uso de la cortadora de plasma en piezas pequeñas debido a que la temperatura es tan elevada que la pieza llega a deformarse. Por este motivo este tipo de corte no será empleado para conformar los elementos.

12.1.2.2. CORTE POR CHORRO DE AGUA

Se trata de un proceso a través el cual se consigue cortar el material mediante el impacto sobre éste de un chorro de agua a gran velocidad y presión lo que produce un corte con un acabado superficial adecuado o deseado.

Se trata de un proceso innovador desarrollado en los últimos tiempos y que ha desarrollado una gran utilidad en el ámbito industrial, ya que su aplicación es muy versátil, adoptándose a geometrías complejas.



Figura 177. Proceso de corte por chorro de agua.

Resulta un proceso muy adecuado para la realización del triángulo de suspensión ya que a través del mismo se consigue obtener la geometría exterior del mismo con el acabado deseado. Además, resulta muy interesante ya que el corte se realiza en frío lo que implica que las propiedades del material empleado no se verán afectadas y por consiguiente tampoco las características mecánicas que presenta. Otro aspecto importante es que gracias al empleo de este proceso es que no se realiza desgaste, no deja tensiones residuales, no se trata de un proceso contaminante y permite el manejo de piezas de grandes espesores.

12.1.2.3. CORTE POR LÁSER

Este tipo de corte es de carácter térmico. El proceso consiste en focalizar un haz de láser en un punto del material con la finalidad de que se funda y evapore lográndose así el corte. Este proceso requiere de un gas de asistencia que se aplica mediante la boquilla del cabezal coaxial al propio rayo láser. El gas empleado puede ser inerte, lo cual implica que no daría lugar a oxidaciones, o activo, lo que provocaría un proceso de corte más rápido.

Este tipo de proceso puede ser empleado para una gran variedad de materiales.

Los láseres más empleados en aplicaciones de corte industriales son los de Nd YAG y los de CO₂. Se denominan así debido al medio activo de su generados, es decir, el primer caso el láser se genera a partir de la excitación del cristal YAG dopado con iones Nd mientras que en el segundo caso se excita un gas como el CO₂, N₂ y He.



Figura 178. Proceso de corte por láser.

En el caso de fabricación de los elementos que conformaran la suspensión presente, este tipo de procedimiento se empleara para la realización de la silueta de la horquilla, las orejas de unión del basculante, así como en su defecto en la fabricación del propio basculante si este fuera llevado a cabo. Lo que se pretende obtener el contorno de la pieza para posteriormente mecanizar los agujeros y los detalles necesarios.

12.1.3. SOLDADURA POR ARCO

Las soldaduras que se emplearán para la fabricación de la moto se basan en el principio de la soldadura por arco eléctrico (TIG).

Este sistema se basa principalmente en la creación y mantenimiento de un arco eléctrico entre una varilla metálica llamada electrodo y la pieza a soldar. El electrodo recubierto está constituido por una varilla metálica a la que se le da el nombre de alma o núcleo, generalmente de forma cilíndrica, recubierta de un revestimiento de sustancias cuya composición es muy variada y cuya finalidad es proteger el núcleo del electrodo de los componentes químicos que pueda contener el aire del entorno.

Para realizar una soldadura por arco eléctrico se induce una diferencia de potencial entre el electrodo y la pieza a soldar, con lo cual se ioniza el aire entre ellos y pasa a ser conductor, de modo que se cierra el circuito. El calor del arco funde parcialmente el material de base y funde el material de aporte, el cual se deposita y crea el cordón de soldadura.

12.1.3.1. SOLDADURA POR ARCO TIG (TUNGSTEN INERT GAS)

Este tipo de soldadura presenta la característica principal de que el electrodo que se emplea es un electrodo permanente de tungsteno. Este material presenta una elevada resistencia a la temperatura, por lo que resulta especialmente complicado que se produzca el desgaste de la punta tras un uso prolongado. Los gases más utilizados para la protección del arco en este tipo de soldadura son el Argón y el Helio. La finalidad que presentan es evitar la contaminación de la junta a través de gases como el oxígeno o el nitrógeno, ya que este tipo de gases debilitan la soldadura, haciendo que las propiedades mecánicas de los elementos difieran.

En este caso el metal que formará el cordón de soldadura debe ser añadido externamente, a no ser que las piezas a soldar sean específicamente delgadas y no sea necesario. Es metal que se aporta debe de ser igual que el metal que se va a unir con el fin de garantizar unas propiedades mecánicas de los elementos homogéneas. En la figura se muestra como se realiza el proceso de soldadura añadiendo material desde el exterior.



Figura 179. Proceso de soldadura por arco.

La gran ventaja que presenta este tipo de soldadura es que mediante la misma se obtienen cordones más resistentes y dúctiles y menos sensibles a la corrosión, gracias al gas protector que impide el contacto de agentes contaminantes al proceso de soldadura. En la figura se muestra cómo actúa dicho gas alrededor del electrodo.

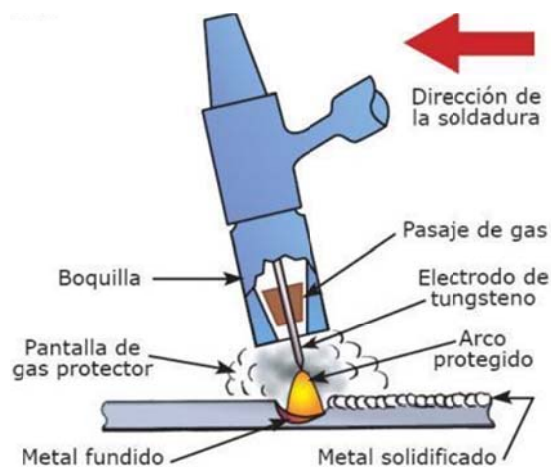


Figura 180. Partes en proceso de soldadura TIG.

Otra ventaja que se encuentra en la soldadura por arco inerte es que permite la realización de soldaduras limpias y uniformes debido a la escasez de humos y proyecciones, la movilidad del gas que rodea el arco permite al soldador ver claramente cómo se está desarrollando la actividad pudiendo corregir o rectificar la trayectoria, así como modificar la velocidad de avance para depositar una mayor o menor cantidad de material, lo que provoca un aumento en la calidad de la soldadura.

El único inconveniente que se puede presentar es la necesidad de proporcionar un flujo continuo de gas, con lo que se debe de realizar una instalación que permita proporcionar el gas. Además este tipo de soldadura requiere mano de obra cualificada.

Este tipo de soldadura será la que se emplea para realizar las soldaduras que fueran o fuesen necesarias para la fabricación de la suspensión, ya que se cuentan con los medios adecuados para ello.

12.2. FABRICACIÓN DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN

Inicialmente se comenzará con el triángulo de suspensión, cuya geometría es la más compleja. Para definir la geometría del mismo se realizarán los planos, y se enviarán a la empresa correspondiente, para que a través de un corte de chorro de agua, defina la geometría exterior del elemento.



Figura 181. Corte por chorro de agua.

En la realización de los agujeros en el elemento, debido a que se necesita una tolerancia para montar las rótulas y el rodamiento con el apriete oportuno, será necesario realizar los agujeros con un diámetro inferior y posteriormente mecanizarlos con una fresa hasta obtener el diámetro requerido.

Debido a la presencia de cajas en los alojamientos de los rodamientos y rótulas, será necesario realizar dos procesos de fresado con diferentes parámetros de diámetro. Primeramente se realizará un primer agujero pasante y posteriormente se realizará un agujero hasta la distancia especificada, cuyo diámetro será mayor que el anterior, y de esta forma se definen los alojamientos de los elementos de unión.

Adicionalmente, los elementos de unión se encuentran retenidos por un lado por la cajera, y por el lado contrario por anillas de fijación, por ello se deberá de realizar un pequeño alojamiento para fijar las mismas.

Finalmente es necesario redondear todas las aristas vivas que se generan en el proceso, para ajustarse lo máximo posible al diseño del elemento. Este proceso se realiza lijando cada una de las aristas, otorgándole la geometría deseada al elemento.

12.3. FABRICACIÓN DEL TENSOR

Se mostrará el proceso que se seguirá para fabricar el tensor, y posteriormente de la horquilla para finalmente poder realizar el conjunto del tirante completo. En el caso del tensor, se seleccionará el material bruto del que se generará el elemento. Este será un tubo macizo de 35 mm de diámetro, ya que el tensor tiene un diámetro exterior de 32 mm. Se cortará un trozo de dicho tubo una distancia de 100 mm aproximadamente. Realmente la longitud total del elemento es de 29 mm pero se corta una mayor cantidad porque será necesario que haya un exceso de material para posteriormente poder realizar el corte en la sierra después del resto de operaciones.

Una vez obtenida la pieza bruta de donde se partirá, dicha pieza será sometida a un proceso de torneado hasta alcanzar los 32 mm de diámetro. El torneado se realizará bajo una velocidad de corte de 30 m/min y en pasadas de 0,5 mm para el desbastado, el acabado se realizará con la misma velocidad de corte pero con pasadas de 0,2 mm. A continuación se torneará la parte final del tensor, donde posteriormente se realizará la rosca que lo una con la horquilla. Tras este proceso, (que se realizara con bajo los mismos parámetros que el torneado anterior) se deberá de obtener un saliente de 16 mm de longitud, que será el pequeño escalón de 2 mm que contiene la pieza. Para finalizar con el torneado se realiza el saliente donde se realizará una rosca de métrica 12.



Figura 182. Proceso de desbastado.

Una vez finalizado los procesos de torneado se realizarán las roscas. El primer paso consistirá en realizar un taladro de 3,5 mm en la parte contraria a la del saliente, dicho agujero es generado para centrar el agujero roscado final. La longitud será de 13 mm y posteriormente se realizará un taladro de 13 mm, ya que se realizará una rosca de métrica 14. Para la realización de la rosca, se pasara sucesivamente los machos de dicha métrica.

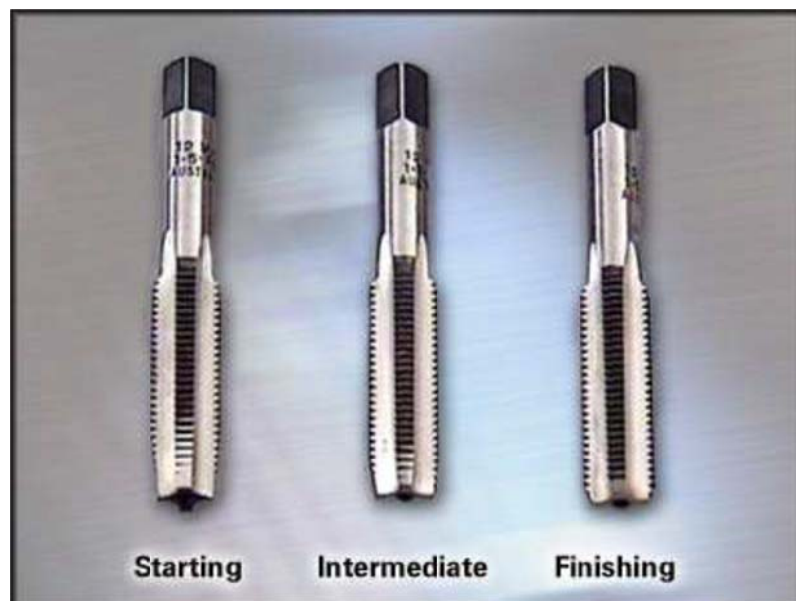


Figura 183. Machos de roscar.

Para realizar la rosca de la parte final de la pieza se empleara una terraja acorde con la métrica que se necesite realizar, que en este caso será una métrica de 12. Para la realización de las roscas es necesario lubricar la pieza de lo contrario los machos de roscar o la terraja de podrían embotar.

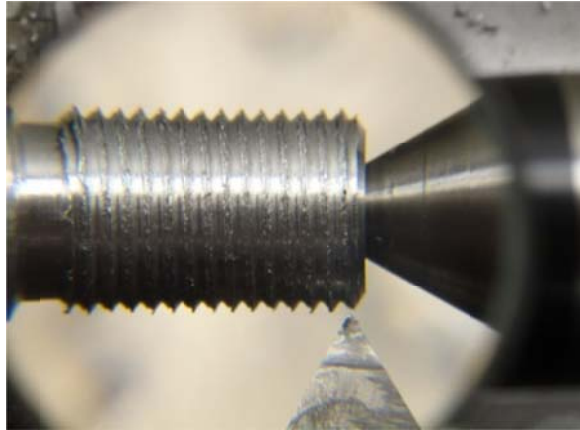


Figura 184. Proceso de realización de las roscas.

Una vez finalizado este proceso, se procede a cortar la pieza, se deberá de realizar el corte a dos o tres milímetros más de los establecidos para posteriormente limar la pieza hasta obtener exactamente la distancia definida. De esta forma se obtendrá el elemento tensor.

12.4. FABRICACIÓN DE LA HORQUILLA

La obtención del bruto de la pieza de la horquilla se encargará a una empresa especializada, a la que se le indicaran los parámetros necesarios para su obtención. Una vez obtenido el material bruto del que se partirá, se procederá a realizar el agujero que separa a las dos orejas que componen la horquilla a través de la fresa. Se indicarán las líneas límite y se realizarán en pasadas iniciales de 0,5 mm hacia abajo y las etapas finales se realizaran en pasadas de 0,2 mm. Posteriormente, con una fresa especializada en chaflanes se definirán los chaflanes alojados en el interior de las orejas, y que sirven de refuerzo para las mismas. También se definirán los chaflanes de la zona rectangular de la pieza.



Figura 185. Proceso de fresado.

Posteriormente se realizara un taladro de en la zona rectangular de la pieza cuyo diámetro será de 11 mm, ya que la rosca alojada en dicho agujero será de métrica 12. El proceso será análogo al anterior, se pasaran sucesivamente los tres machos de la métrica correspondiente hasta que la rosca quede completamente definida.

Para concluir con el mecanizado de los elementos pertenecientes al tirante, se deberá de cortar la longitud de la rosca de la cabeza de rótula, ya que por exigencias de diseño es demasiado larga para cumplir con las restricciones geométricas establecidas. La longitud total de la varilla roscada deberá de ser de 21 mm.

Adicionalmente, la longitud de los pernos seleccionados, puede resultar excesivamente larga, o dar lugar a inconvenientes, por lo que si procede se puede cortar una pequeña parte de la parte final del mismo para una mayor comodidad a la hora del montaje.

12.5. FABRICACIÓN DE LOS SEPARADORES

Debido a requerimientos geométricos los separadores, encargados de garantizar que los elementos no se desplacen a lo largo del eje de los pernos, deberán de ser fabricados. De esta forma se garantiza cubrir completamente las holguras presentes en las uniones.

Los separadores serán fabricados a partir de barras de tubo a los a través de una fresa se les realizará los agujeros de los diámetros correspondientes. Debido a que no presentan ninguna clase de rosca, su proceso de fabricación resulta sencillo.

Se emplearán dos clases de tubos macizos, uno de 22 mm de diámetro, al que se le realizará un agujero pasante de 10 mm de diámetro. Este separador será el correspondiente con la unión entre el amortiguador y el triángulo de suspensión. En cuanto al otro tipo de separadores, se partirá de un tubo macizo de 14 mm de diámetro, y se le realizará un agujero pasante de 12 mm.

12.6. FABRICACIÓN DEL BASCULANTE

Una vez obtenido el diseño definitivo del basculante, se indicará el proceso a seguir para poder elaborar el mismo.

Primeramente se encargará la realización de las chapas de aluminio, las cuales deberán de estar cortados por chorro de agua. Las planchas de aluminio empleadas para este modelo son de 20 y 15 mm, por lo que se enviarán los planos donde estén bien definidas las dimensiones y se solicitará el corte de las mismas.

Una vez recibidas todas las piezas se procederá a hacer el fresado para las cajeras del tensor y los agujeros donde ira introducido el mismo. Esta tarea se realiza a través del proceso de fresado que se describe anteriormente. A la hora de realizar el agujero ciego se sigue el mismo proceso que para los casos anteriores. Se indica el centro sobre la pieza y se procede a realizar un agujero cuyo diámetro sea inferior al definido. La profundidad deberá de ser 1,25 veces superior a la longitud de roscado que se necesite. Una vez realizado el agujero se realiza el roscado como se ha descrito en los procesos anteriores. Se deberán hacer pasar de forma repetida los tres machos necesarios hasta que quede completamente definido el agujero.

Una vez realizados los agujeros y cajeras necesarios (en este caso el basculante no cuenta con cajeras) se procede al soldado de las chapas. Interesa que haya la mayor cantidad de superficie soldada ya que la resistencia de la soldadura no es estudiada, y por ello es necesario asegurarse de que esta no produzca ningún tipo de grieta que pueda dificultar el funcionamiento del basculante. La soldadura empleada será la descrita en los procesos de fabricación, y será realizada por mano de obra cualificada para ello.

12.7. FABRICACIÓN DE LAS OREJAS DE UNIÓN DEL BASCULANTE

Las orejas del basculante se realizarán a través de un corte por láser que se mandará a la empresa pertinente con los correspondientes planos del objeto, donde se indicarán las dimensiones necesarias. Una vez obtenidas se procederá a limar las aristas vivas y rebabas que queden en la pieza. Para que sea posible la soldadura de las mismas al basculante, se le hará a este un agujero a través de un fresado. Una vez hecho el agujero, y obtenidas las orejas se procederá a soldar dichas orejas al basculante.

El tipo de soldadura será por arco eléctrico, ya que es la soldadura que mejores prestaciones presenta para la situación en cuestión.

13. ILUSTRACIÓN FINAL DE LA SUSPENSIÓN

A continuación se muestra el resultado final del conjunto de la suspensión.

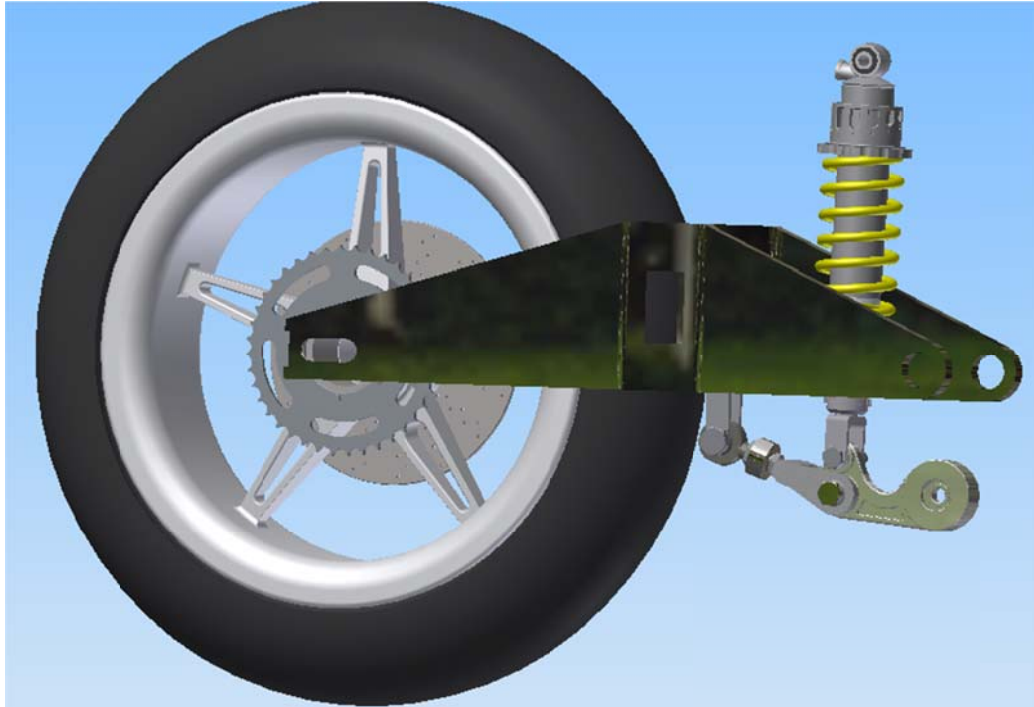


Figura 186. Conjunto final de la suspensión trasera Uni-Track

El mecanismo de suspensión es el que se muestra a continuación:

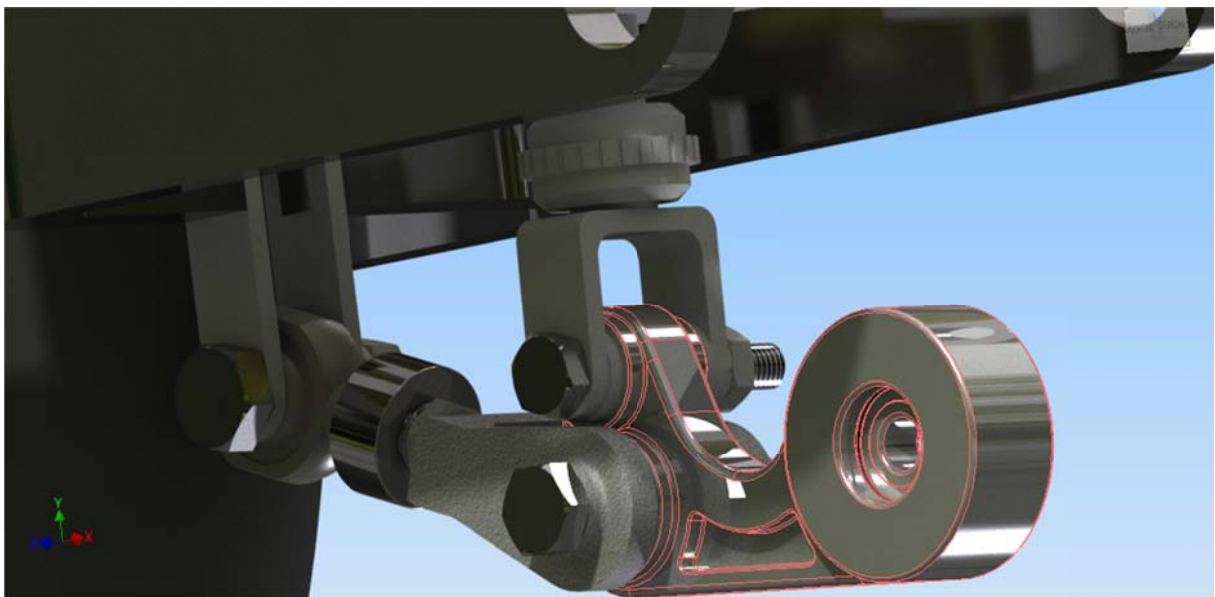


Figura 187. Mecanismo de suspensión trasera vista derecha.

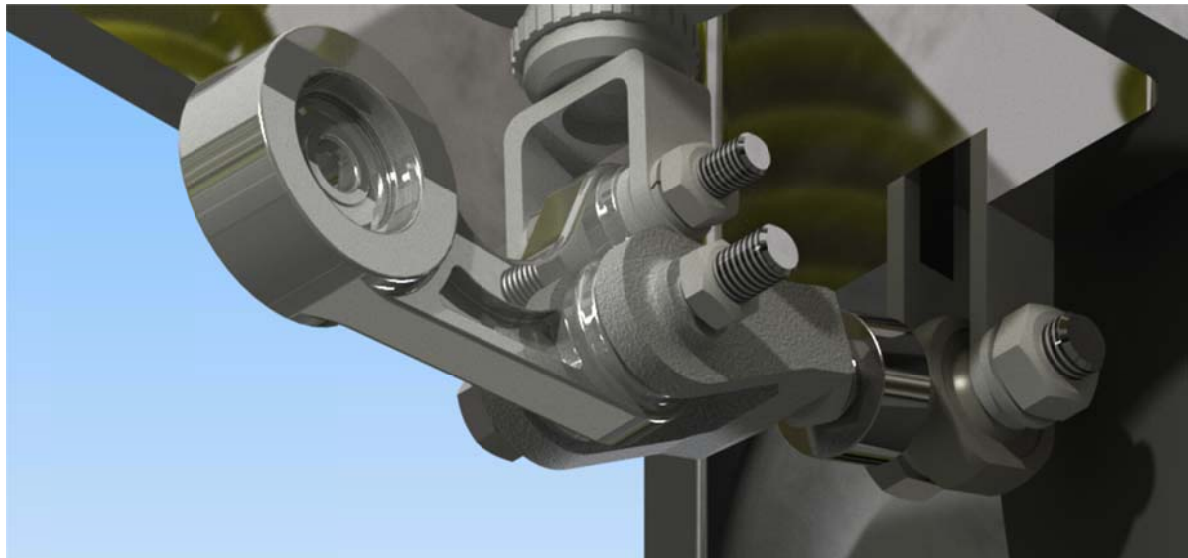


Figura 188. Mecanismo de suspensión trasera vista izquierda.

A continuación se muestran el resultado final de los componentes diseñados. Se pretende realizar una comparación de cómo se inició el diseño y cuál ha sido el resultado final.

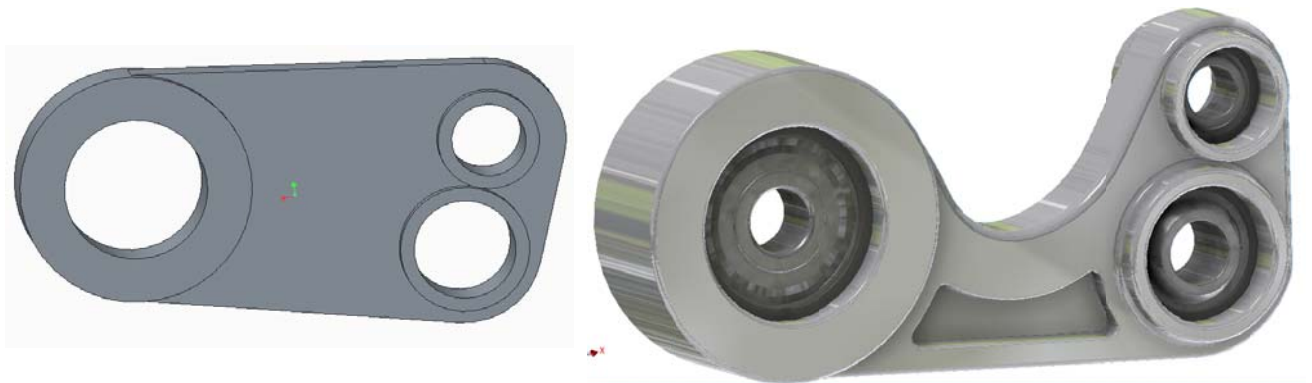


Figura 189. Desarrollo del triángulo de suspensión



Figura 190. Desarrollo en el diseño del basculante

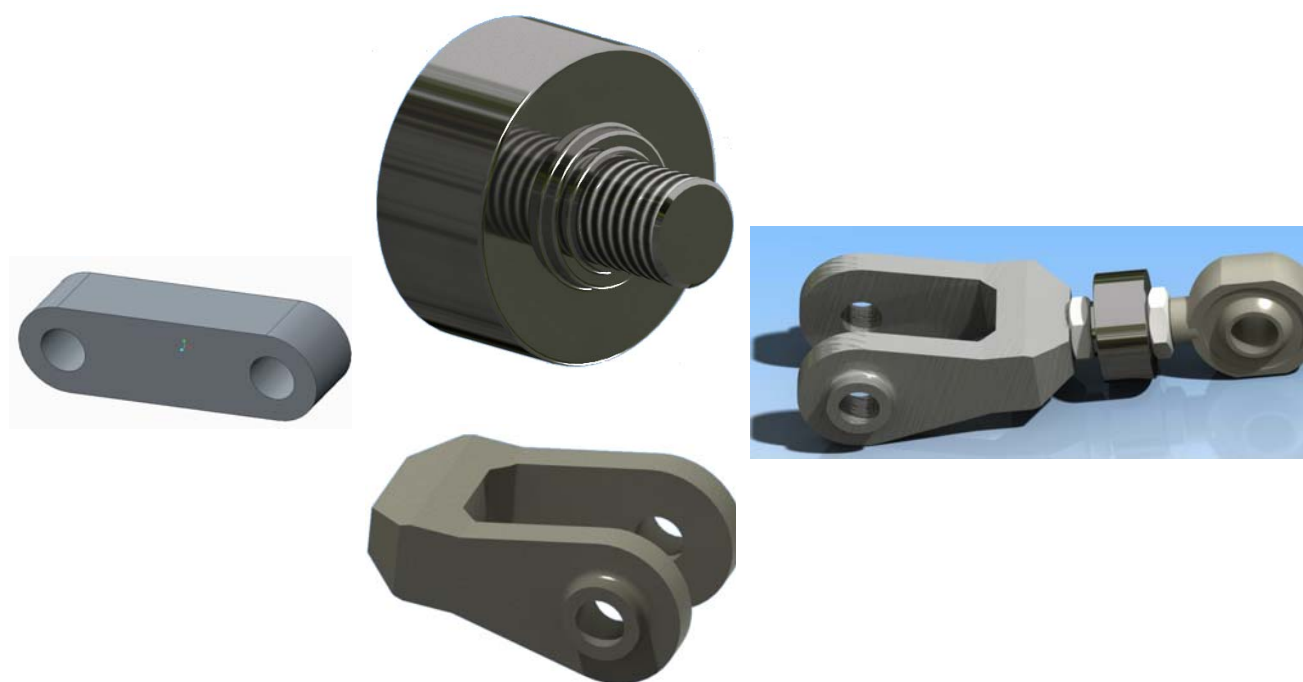


Figura 191. Desarrollo en el diseño de la bieleta regulable

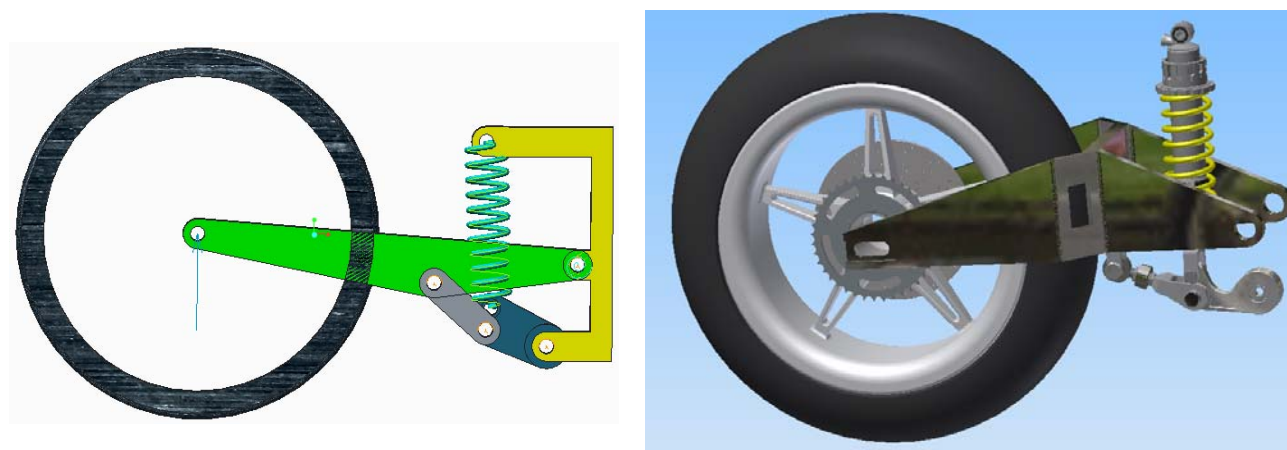


Figura 192. Desarrollo del sistema de suspensión trasera.

Para una mejor apreciación de los diferentes uniones que componen la suspensión se les han asignado diferentes colores. En la siguiente figura se muestra un despiece del mecanismo, y mostrando todos los elementos que forman parte de él y que se han ido seleccionando y explicando a lo largo del documento.

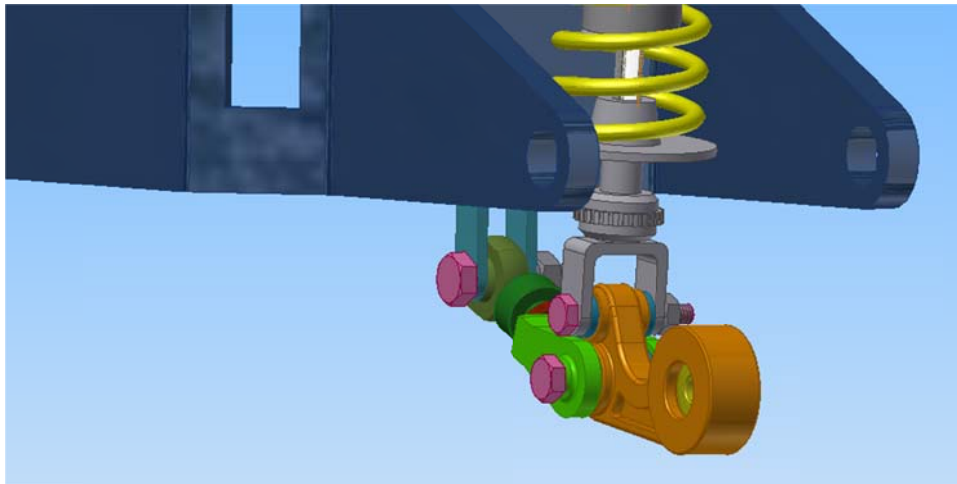


Figura 193. Mecanismo en diferentes tonalidades.

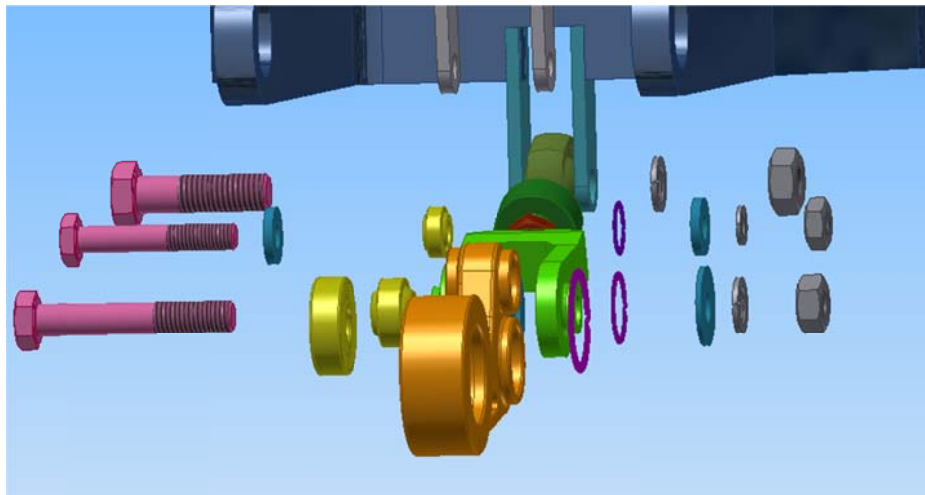


Figura 194. Despiece del mecanismo, vista 1.

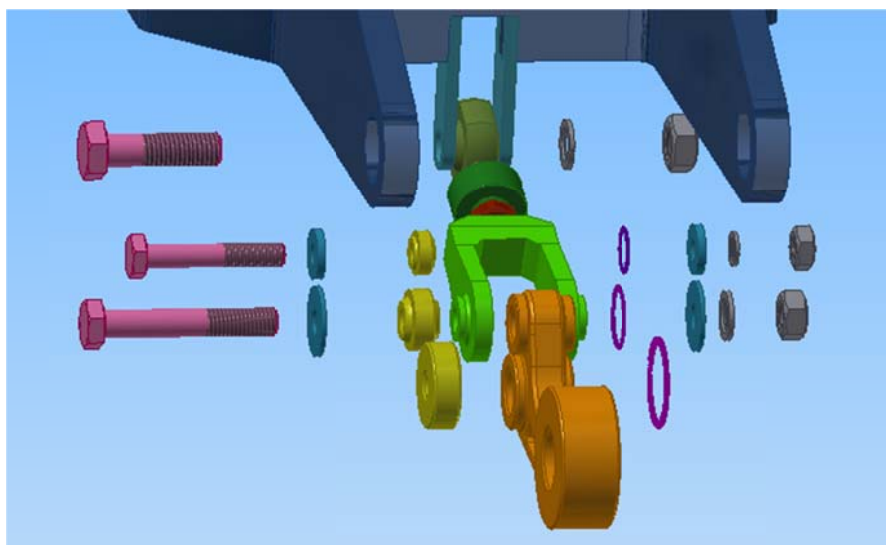


Figura 195. Despiece del mecanismo, vista 2.

A continuación se muestra el diseño final de las diferentes uniones realizadas.

Se visualizarán tanto la unión del amortiguador con el triángulo de suspensión, como la unión entre la bieleta y el basculante y finalmente la unión de la bieleta con el triángulo.

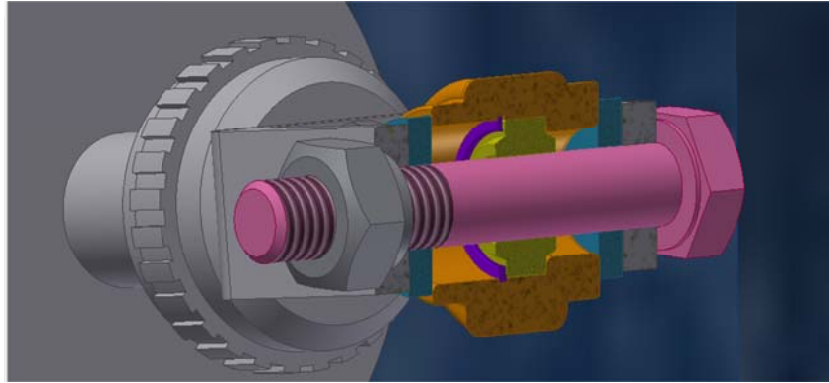


Figura 196. Unión entre el amortiguador y el triángulo de suspensión.

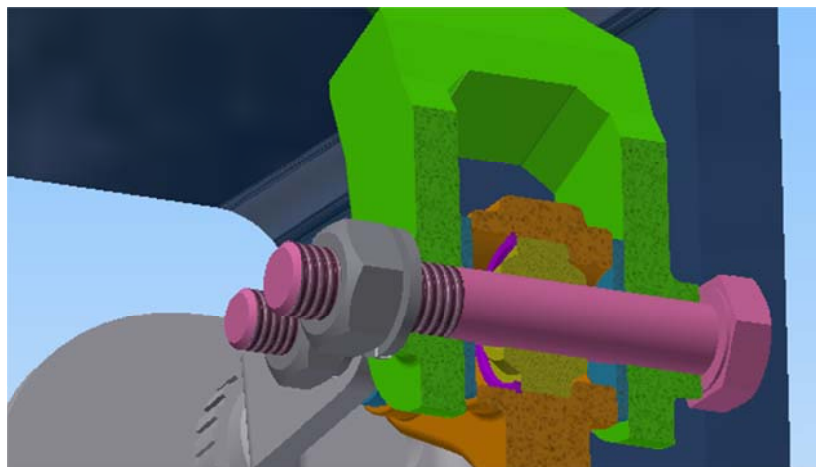


Figura 197. Unión entre la bieleta y el triángulo de suspensión.

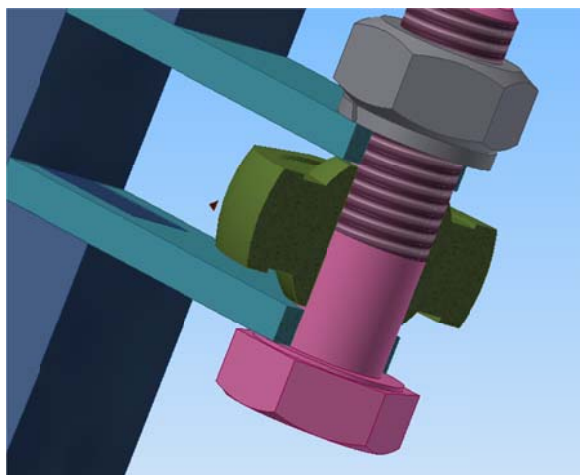


Figura 198. Unión entre el basculante y la bieleta.

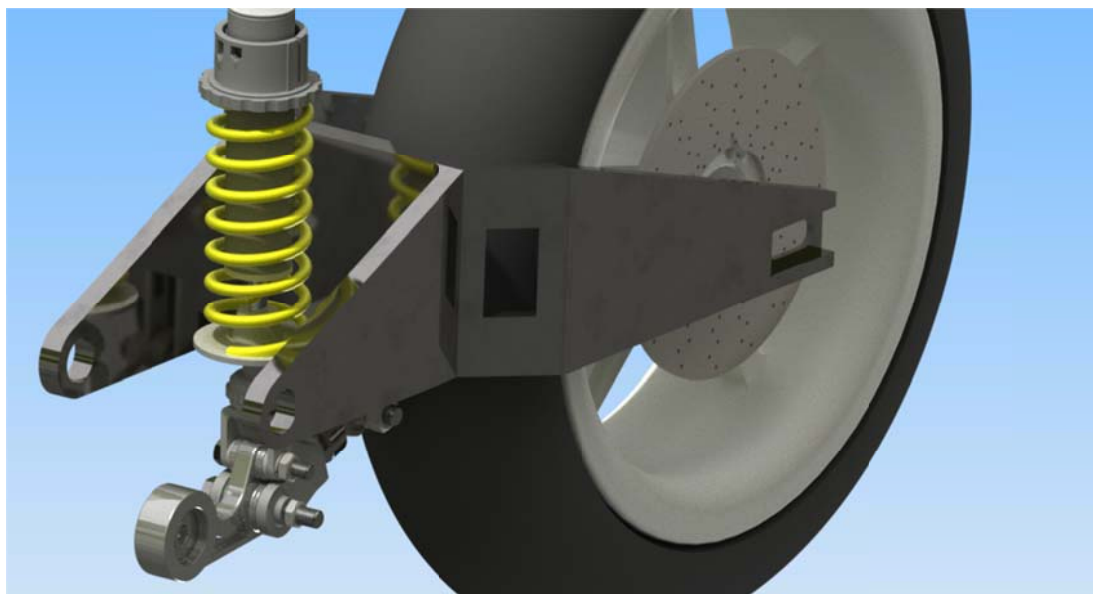


Figura 199. Conjunto final de la suspensión trasera.

14. PLANIFICACIÓN

14.1. FASE 1: FAMILIARIZACIÓN CON EL PROBLEMA A TRATAR

En esta fase se expone al alumno por parte del director del proyecto el problema a tratar y desarrollar, estableciendo una serie de objetivos y plazos.

Esta etapa del proyecto consiste en obtener información de diferentes fuentes, analizando el problema y estudiando las diferentes opciones de abordarlo.

Se realiza un estudio de los conocimientos y principios básicos por los que se rige una moto, familiarizándose con el léxico empleado en dicho campo y con las diferentes variables y parámetros que se emplean para realizar los diferentes cálculos.

Responsable: Alumno, director de proyecto y orientador de la ETSI

Tiempo requerido: 4 semanas

14.2. FASE 2: FAMILIARIZACIÓN CON LAS HERRAMIENTAS A UTILIZAR

Esta fase consiste en obtener un manejo fluido del software que se va a emplear para realizar los diferentes diseños de la suspensión.

Para la familiarización del programa informático el alumno se apoya en diversos tutoriales, libros y videos explicativos, a través de los cuales comprende el funcionamiento del software para obtener un mejor aprovechamiento de las opciones de cálculo que brinda.

Responsable: Alumno, director del proyecto y orientador de la ETSI.

Tiempo requerido: 4 semanas

14.2.1. ESTUDIOS DEL COMPORTAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN CLÁSICA

Con la finalidad de comprender y entender cómo se comporta el sistema en estudio se comienza realizando un análisis y estudio de un sistema de suspensión simple.

Se realizarán estudios que abarcarán tanto velocidades, como esfuerzos que actúan sobre la suspensión.

La finalidad de esta fase es principalmente interiorizar los conceptos estudiados realizando las demostraciones matemáticas necesarias y analizando los resultados que se obtienen.

Responsable: Alumno y director del proyecto

Tiempo requerido: 2 semanas

14.2.2. ANÁLISIS DE MECANISMOS PARA LA SUSPENSIÓN CLÁSICA

En esta fase del proyecto se pasa a poner en práctica todo lo aprendido. La finalidad principal es verificar que todo lo desarrollado hasta el momento es correcto.

Además en esta etapa se aprovechará para poder poner en práctica lo desarrollado en la segunda fase con el programa informático empleado para el desarrollo del proyecto.

Se modelizará una suspensión clásica aleatoria con el programa informático, la cual se analizará su comportamiento, obteniendo los datos necesarios para ello, y se comparará con las nociones obtenidas en la fase anterior.

En esta fase se desarrolla una doble finalidad, obtener una mayor fluidez con el programa, investigando las diferentes opciones que ofrece y como ponerlas en práctica, y conocer más a fondo cómo funciona el mecanismo en estudio.

Responsable: Alumno y director del proyecto.

Tiempo requerido: 2 semanas

14.3. FASE 3: ANÁLISIS DE LA SUSPENSIÓN TRASERA UNI-TRACK

En esta fase se entra directamente con el estudio de la suspensión trasera Uni-track. Para ello se realiza otro breve proceso de búsqueda de información, y al igual que con la suspensión trasera clásica, se realiza un estudio del comportamiento del mecanismo que abarca desde las velocidades de los diferentes puntos del sistema, hasta la relación de las fuerzas que actúan sobre el mismo.

Todo ello es verificado computacionalmente, para garantizar que las hipótesis y relaciones planteadas son admisibles y poder continuar con el diseño del sistema.

Responsable: Alumno y director del proyecto.

Tiempo requerido: 6 semanas

14.4. FASE 4: DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN UNI-TRACK

14.4.1. DISEÑO DE LA CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DEL SISTEMA

En esta fase el objetivo principal es obtener un mecanismo que cumpla con las recomendaciones establecidas por fuentes de información de otras facultades, las cuales indican una serie de requisitos para garantizar un óptimo funcionamiento de la suspensión.

Esta fase consiste principalmente, en lograr una configuración geométrica del conjunto de la suspensión que cumpla con los requisitos de rigidez reducida que se indica. Se deberán de dimensionar los elementos como un conjunto completo, para ello se realizan una serie de estudios cinemáticos donde se pretende simular el mecanismo en la realidad.

Una vez obtenidos los valores de las geometrías que deberán de tener los elementos se procede al diseño de los mismos.

Responsable: Alumno, director del proyecto y orientador de la ETSI.

Tiempo requerido: 4 semanas.

14.4.2. SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE UNIÓN

Esta fase consiste en seleccionar de forma adecuada y en función de las cargas y dimensiones de los elementos, los rodamientos y rótulas necesarios para poder realizar las uniones de los elementos que componen la suspensión. Se trata de un paso previo al diseño de los elementos ya que la disposición de estos elementos genera una serie de requerimientos geométricos que se deberán de tener en cuenta a la hora del diseño.

Responsable: Alumno y director del proyecto.

Tiempo requerido: 2 semanas.

14.4.3. DISEÑO DEL TRIÁNGULO DE SUSPENSIÓN

Se procede al diseño del triángulo de suspensión mediante elementos finitos. Todos los parámetros han sido previamente definidos, por lo que se deberá de realizar un diseño capaz de soportar las fuerzas aplicadas y cumplir con las restricciones geométricas valoradas.

Finalmente, tras dar el visto bueno al elemento se realizará el plano del mismo, donde se definirán las características geométricas.

Responsable: Alumno y director del proyecto

Tiempo requerido: 3 semanas

14.4.4. DISEÑO DE LA BIELETA REGULABLE

La bieleta se divide en dos elementos a diseñar. Un elemento será la horquilla y el otro el tensor.

Ambos se deberán de diseñar garantizando que la unión entre ambos pueda ser posible. Al igual que con el triángulo los elementos deberán de soportar las cargas a las que se verán sometidos.

Al final de la etapa, una vez diseñados los elementos, se obtendrán los planos necesarios.

Responsable: Alumno y director del proyecto.

Tiempo requerido: 1 semana.

14.4.5. MONTAJE Y DISEÑO DE LAS UNIONES

En esta fase del proyecto se realizará el diseño del montaje completo de todos los elementos ya diseñados. Se buscarán los elementos necesarios para poder realizar las uniones, y se realizarán las comprobaciones de diseño que fueran necesarias para garantizar la resistencia de las uniones.

En esta etapa también se realizará los planos del montaje de los elementos completo.

Responsable: Alumno y director del proyecto

Tiempo requerido: 2 semanas.

14.5. FASE 5: DISEÑAR EL BASCULANTE

En esta fase se realizará un prediseño del basculante.

Se realizará un nuevo proceso de búsqueda de información para obtener los datos y nociones necesarias para poder diseñar un elemento adecuado, como pueden ser, tipo de material a emplear, tipos de basculante...

Se realizará un diseño global del mismo, teniendo en cuenta una serie de estudios pero sin adentrarse en pequeño detalle como pueden ser las restricciones geométricas o las clases de uniones al resto de elementos.

Responsable: Alumno y director del proyecto.

Tiempo requerido: 2 semanas.

14.6. FASE 6: DEFINIR EL PROCESO DE FABRICACIÓN

Finalmente en esta etapa se definen los procesos que se deberán de llevar a cabo en el caso de la producción de la suspensión. Se realiza una búsqueda de información de los procesos existentes y se seleccionan aquellos que presenten una mayor disponibilidad y unas mayores ventajas frente al resto.

Responsable: Alumno, director del proyecto y orientador de la ETSI.

Tiempo requerido: 1 semana.

14.7. DIAGRAMA DE GANTT

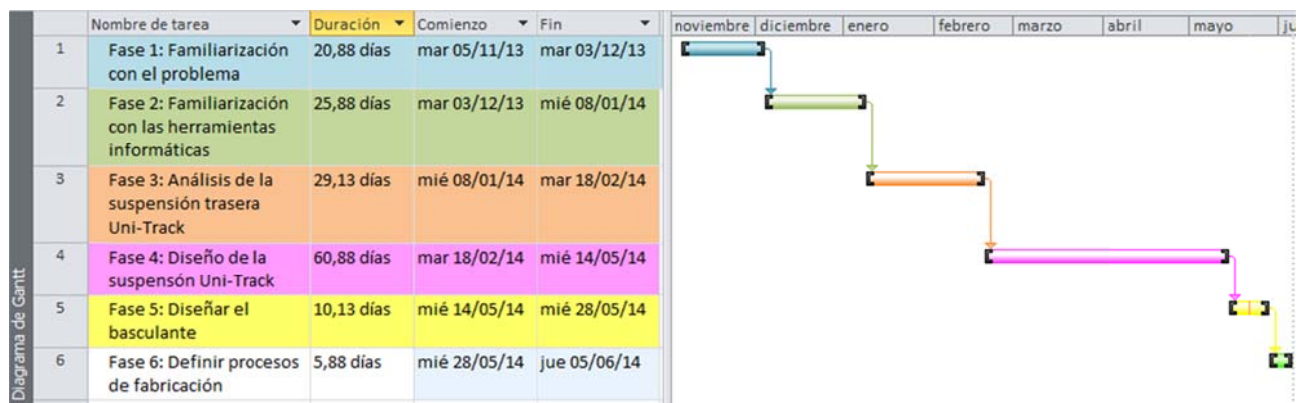


Figura 200. Diagrama de Gantt.

15. VALORACIONES GENERALES Y LÍNEAS FUTURAS

En este proyecto se ha conseguido cumplir plenamente con el objetivo principal establecido que consistía en diseñar una suspensión trasera lo más competitiva posible, basándose en una serie de datos y cumpliendo el reglamento de la competición en la que participará la moto de la que formará parte. Adicionalmente, el proyecto se amplió con un prediseño del basculante el cual estaría modelizado para soportar las fuerzas y deformaciones a las que se vería sometido.

Para poder desarrollarlo se han utilizado una serie de herramientas informáticas, que actualmente resultan generalizadas en el mundo de la industria. Se empleó un sistema informático para cada parte del proyecto, desde los análisis y estudios realizados sobre el comportamiento del mecanismo, hasta el modelizado en CAD del conjunto completo. Gracias al empleo de estas herramientas se pudieron realizar diferentes verificaciones y realizar diferentes valoraciones que provocarían que la autora del proyecto se decantara por el diseño más factible, y que mejores prestaciones ofreciese.

Se ha comprobado que no existe una única solución sino que el abanico de modelos y diseños, (así como de alternativas para la resolución del problema propuesto) es muy amplio ya que se trata de un conflicto constante entre diferentes parámetros como la relación peso-rigidez, resistencia-rigidez...

El proyecto profundiza en el campo de las motocicletas desde el punto de vista técnico, afrontando las dificultades que se generan a la hora de modelizar un conjunto completo, en cuanto a dimensiones, tensiones, deformaciones...

El desarrollo de la solución planteada ha sido de gran interés para el alumno, ya que a través del mismo ha podido comprender en profundidad el comportamiento por el que se rige una suspensión de una motocicleta, pudiendo aplicar los conocimientos teóricos estudiados a lo largo de la carrera a la vida real. La comprensión y desarrollo de los análisis realizados serán de gran ayuda para posteriores proyectos relacionados con la suspensión, ya que todos los estudios planteados han sido verificados a posteriori.

Además, el desarrollo de este proyecto permite conocer la manera en la que se pueden aplicar a la vida real todos los estudios cinemáticos desarrollados y la importancia de estos a la hora de realizar un diseño.

Otro aspecto importante, es la valoración de diferentes alternativas para la resolución de un problema, en las que se valoran las ventajas y desventajas que pueden ofrecer para posteriormente

seleccionar una para mejorarla y optimizarla. En este proyecto se realizaron los estudios de las diferentes alternativas de las variaciones de los elementos que se pueden generar, seleccionando el más factible y apropiado (la bieleta regulable), también se realiza una valoración de los diferentes procesos de fabricación y cuales se emplearan para la realización del montaje, así como también se realizó una valoración de los diferentes tipos de basculantes y las ventajas y desventajas que ofrecían (seleccionando finalmente el basculante descrito en el apartado “11.3. Diseño preliminar del basculante”).

Centrando la atención en el diseño de la suspensión se pueden realizar unas valoraciones:

- Se trata de un diseño especialmente eficaz, ya que debido a la disposición de sus elementos y la geometría de los mismos, se garantiza que la motocicleta contará con la rigidez apropiada a lo largo de campeonato, facilitando la adherencia entre las ruedas y el asfalto y garantizando un grado alto de confort para el piloto. En su defecto se dota de un elemento regulable lo que permite al equipo adoptar las condiciones necesarias para aumentar la eficacia del mecanismo.
- Debido al diseño de individual de cada uno de sus elementos, se garantiza que en ningún caso se producirá un fallo de servicio del sistema, ya que todas las piezas han sido diseñadas para soportar valores de fuerzas críticos.
- En el montaje de los elementos, también se realizan las comprobaciones adecuadas que garantizan la funcionalidad del conjunto de elementos, evadiendo así posibles fallos.

Por lo que se puede concluir que se trata de un diseño del mecanismo muy eficaz en el que se han tenido en cuenta muchos factores para garantizar un servicio óptimo.

El trabajo de diseño de una suspensión para motocicleta de competición es extenso y, aunque en este trabajo se abordan todos los aspectos a valorables en cuanto al diseño de la suspensión, en el diseño del basculante aún se pueden desarrollar mejoras por lo que se cree que debe tener continuidad en otros proyectos abordando los siguientes aspectos que afinen las conclusiones aquí presentadas con desarrollos como los que se detallan a continuación:

- Optimización, en cuanto a modelado del basculante, ya que en este proyecto se realiza el diseño del basculante, sin tener en cuenta ciertos aspectos como pueden ser el paso de la cadena, la ligereza del elemento... Básicamente como no resultaba objeto del proyecto se

modelizó un elemento que fuera capaz de soportar las cargas a las que sería sometido y que ofreciera la rigidez adecuada.

- Una vez realizados diferentes estudios con diferentes modelos, resulta interesante diseñar, al igual que se ha hecho con el resto de elementos, las uniones y ligaduras, siguiendo un patrón semejante al que se ha realizado en este proyecto.
- Definición de la construcción del prototipo del basculante, profundizar en el proceso de fabricación del mismo, y los diferentes métodos que se pueden emplear para su modelización.
- Resulta interesante si fuese posible realizar algún estudio a fatiga del conjunto de la suspensión si se contaran con los datos para ello, ya que el diseño de los elementos en este proyecto se realizó mediante análisis estáticos en los que las fuerzas eran suficientemente mayoradas como para garantizar que el fallo no se produjera a fatiga. Además, no resulta de gran importancia el estudio a fatiga debido a la aplicación que tendrá el mecanismo ya que solo será empleado para las competiciones.

