



---

ESTUDIO Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN  
TRASERO DE ALTAS PRESTACIONES PARA UNA  
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN DE 250CC.

---

TRABAJO DE FIN DE GRADO ING. MECÁNICA



AUTOR:

JOSÉ MANUEL BERDUGO AYUSTE

TUTOR:

NÉSTOR MONTAÑÉS MUÑOZ

LUIS JESÚS QUILES CARRILLO



## RESUMEN

El objetivo del presente proyecto es diseñar y desarrollar un sistema de suspensión trasera de altas prestaciones para una motocicleta de competición de 250cc. Está previsto que esta motocicleta compita en la próxima edición del campeonato del mundo de universidades MotoStudent.

En el desarrollo de este proyecto, tras analizar las cargas que deberá soportar y estudiar la geometría para un funcionamiento óptimo, se procederá al diseño del basculante de la motocicleta, así como a la elección de los diferentes componentes auxiliares necesarios, siendo uno de los requisitos a considerar la reducción del peso de dicho sistema de suspensión.

En el presente proyecto se van a considerar diversas disciplinas en el ámbito de la Ingeniería Mecánica: pre-diseño y estudio de diseños mediante simulaciones y análisis, examen de estados tensionales, fijaciones, estudios resistentes, selección de materiales, pre-estudio de los procesos de fabricación y presupuesto económico, entre otros.

Palabras clave: Análisis estructural; diseño; sistema de suspensión; motocicleta de competición; reducción de peso.



## **ABSTRACT**

The objective of this project is to design and develop a high performance rear suspension system for a 250cc racing motorcycle. This motorcycle is expected to compete in the next edition of the MotoStudent University World Championship.

In the development of this project, after analyzing the loads to be borne and studying the geometry for optimal operation, the design of the swingarm of the motorcycle will be carried out, as well as the choice of the different auxiliary components necessary, being one of the requirements to consider the reduction of the weight of the suspension system.

In this project, various disciplines will be considered in the field of Mechanical Engineering: pre-design and design study through simulations and analysis, examination of tension states, fixations, resistant studies, materials selection, pre-study of manufacturing processes and economic budget, among others.

Keywords: Structural analysis; design; suspension system; racing motorcycle; weight reduction.



## RESUM

L'objectiu d'aquest projecte és dissenyar i desenvolupar un sistema de suspensió posterior d'alt rendiment per a una motocicleta de carreres de 250cc. Aquesta motocicleta està prevista per competir en la pròxima edició del Campionat del món de MotoStudent.

En el desenvolupament d'aquest projecte, després d'analitzar les càrregues a suportar i estudiar la geometria per a un funcionament òptim, es realitzarà el disseny del basculant de la motocicleta, així com l'elecció dels diferents components auxiliars necessaris, sent un dels requisits a considerar la reducció del pes d'aquest sistema de suspensió.

En aquest projecte, es consideraran diferents disciplines en el camp de l'Enginyeria mecànica: estudi pre-disseny i disseny a través de simulacions i anàlisis, examen d'estats de tensió, fixació, estudis resistents, selecció de materials, pre-estudi de processos de fabricació i pressupost econòmic, entre d'altres.

Paraules clau: anàlisi estructural; disseny sistema de suspensió; curses de motos; reducció de pes.



## Contenido

<b>1.INTRODUCCIÓN</b> .....	20
1.1. MOTIVACIÓN PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO .....	20
1.2 ANTECEDENTES .....	23
1.2.1. PARTES DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN.....	23
1.2.2 GEOMETRÍA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPEPTICIÓN.....	24
1.3 SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA .....	26
1.4 EVOLUCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERO EN COMPETICIÓN .....	39
1.5 INFLUENCIA DE LA CADENA DE TRANSMISIÓN .....	41
1.6 SQUAT Y HUNDIMIENTO .....	42
<b>2.OBJETIVO</b> .....	44
<b>3.REGLAMENTO TÉCNICO DE LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT</b> .....	45
<b>4.DISEÑO</b> .....	56
4.1 SISTEMA DE SUSPENSIÓN .....	57
4.2 TIPO DE BASCULANTE .....	58
4.3 AMORTIGUADOR.....	59
4.4 SOPORTE DE PINZA DE FRENO TRASERO .....	60
4.5 TENSOR DE CADENA.....	62
4.6 MATERIALES .....	63
4.6.1 BASCULANTE .....	63
4.6.2 SOPORTE DE PINZA DE FRENO TRASERO .....	64
<b>5.ESTUDIO DE CARGAS</b> .....	65
5.1 CARGAS ESTÁTICAS .....	65
5.2 CARGAS DINÁMICAS.....	68
5.2.1 FUERZAS DE ACELERACIÓN .....	69
5.2.2 FUERZAS DE FRENADA .....	72
5.2.3 PASO POR CURVA.....	74
<b>6.CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN</b> .....	76
6.1 CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA ÓPTIMA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERO .....	76
6.1.1 CÁLCULO DEL ANTI-SQUAT .....	76
6.1.2 CÁLCULO DEL MOTION RATIO.....	82
6.2 DIMENSIONAMIENTO .....	84
6.2.1 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DEL BASCULANTE .....	85
<b>7.SIMULACIONES</b> .....	90
7.1 SIMULACIÓN PRENSA ESTÁTICA.....	90
7.2 SIMULACIÓN RIGIDEZ.....	94

7.2.1 RIGIDEZ LATERAL.....	94
7.2.2 RIGIDEZ TORSIONAL .....	97
<b>8.ELEMENTOS AUXILIARES .....</b>	<b>101</b>
8.1 FRENADA TRASERA.....	101
8.2 CÁLCULO DEL EJE DEL BASCULANTE .....	105
8.3 TORNILLO ANCLAJE AMORTIGUADOR .....	106
8.4 CÁLCULO DE RODAMIENTOS.....	107
<b>PRESUPUESTO INICIAL.....</b>	<b>111</b>
<b>MATERIAL.....</b>	<b>111</b>
<b>ELEMENTOS AUXILIARES .....</b>	<b>112</b>
<b>MANO DE OBRA.....</b>	<b>113</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>114</b>
<b>COSTE REAL DEL PROYECTO .....</b>	<b>115</b>
<b>MATERIAL.....</b>	<b>115</b>
<b>ELEMENTOS AUXILIARES .....</b>	<b>116</b>
<b>MANO DE OBRA.....</b>	<b>117</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>118</b>
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>119</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>120</b>

## TABLA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Esquema de puntuaciones fase MS1 y MS2.....	21
Ilustración 2 Partes que conforman una motocicleta de competición .....	23
Ilustración 3 Comparación de los parámetros principales de geometría entre dos tipos de motocicleta diferentes .....	25
Ilustración 4 Esquema de los parámetros más significativos de la geometría de una motocicleta .....	26
Ilustración 5 Ejemplo de muelle con constante de 10N/mm.....	27
Ilustración 6 Ejemplo de muelle de gas. ....	28
Ilustración 7 Deformación del neumático al atravesar un obstáculo. ....	30
Ilustración 8 Ejemplo de basculante con parejas de amortiguadores (uno en cada brazo) .....	34
Ilustración 9 La figura A es un ejemplo de un basculante de doble brazo. La figura B es un basculante monobrazo de Ducati. ....	35
Ilustración 10 Ejemplo de simulación con análisis por elementos finitos .....	36
Ilustración 11 Ejemplos gráficos de los fenómenos de Comba, Desplazamiento Lateral y Giro .....	37
Ilustración 12 Ejemplo de suspensión de tipo Plunger. ....	39
Ilustración 13 Basculante rigidizado utilizando diferentes secciones en su estructura diseñado por Velocette.....	40
Ilustración 14 Dibujo del chasis y basculante de la BSA de Gran Premio de 250cc diseñada por Dough Hele en 1952.....	40
Ilustración 15 Sistema de suspensión trasera utilizada en la Yamaha OW61 de GP. ....	41
Ilustración 16 Ejemplo de transferencia de carga en una Moto GP. ....	42
Ilustración 17 Fuerzas que causan el Squat y Anti-Squat en el sistema de suspensión trasero. ....	43
Ilustración 18 Anchura mínima entre extremos de los semimanillares.....	47
Ilustración 19 ángulo mínimo de inclinación lateral .....	48
Ilustración 20 Altura libre al pavimento con el prototipo en posición vertical.....	48
Ilustración 21 Límite frontal que no se puede sobrepasar .....	48
Ilustración 22 Límite posterior no sobrepasable .....	49
Ilustración 23 Anchura máxima del asiento .....	49
Ilustración 24 Anchura máxima del carenado.....	49
Ilustración 25 Cota máxima entre altura del asiento y la parte más elevada del colín .....	50
Ilustración 26 Ejemplo de triangulación correcta .....	51
Ilustración 27 Esquema de aplicación de cargas.....	54
Ilustración 28 Prueba de comprobación de Frenos .....	54
Ilustración 29 Ejemplo de adhesivo de verificación de las pruebas.....	55
Ilustración 30 Cotas del prototipo para MS21 .....	56
Ilustración 31 Ejemplos de diferentes tipos de suspensiones con anclaje directo al basculante .....	57
Ilustración 32 Ejemplos de diferentes configuraciones de sistemas de suspensión por bieletas. ....	58
Ilustración 33 Diseño del basculante para MS21. ....	59
Ilustración 34 Amortiguador SACHS seleccionado para el sistema de suspensiones. ....	60
Ilustración 35 Ejemplo del soporte de pinza trasero utilizado en la anterior edición MS en 2018. ....	60
Ilustración 36 Imágenes del nuevo diseño del soporte de pinza de freno trasero, que será fabricado y utilizado en la VI edición MS 2021. ....	61
Ilustración 37 Tensor de cadena diseñado por el equipo para la V edición MS de 2018. ....	62

Ilustración 38 Tensor de cadena diseñado para la VI edición MS de 2021.....	62
Ilustración 39 Ejemplo de aplicación de prensa horizontal. ....	65
Ilustración 40 Ejemplo de aplicación de la carga vertical. ....	66
Ilustración 41 Esquema de cálculo de cargas en la prensa vertical cuando la prensa vertical... ..	67
Ilustración 42 Animación de la simulación para el cálculo de reacciones. ....	67
Ilustración 43 Esquema de fuerzas resultantes de la conducción del vehículo. ....	68
Ilustración 44 Esquema de fuerzas de aceleración. ....	69
Ilustración 45 Esquema de fuerzas con transferencia de carga que causan un caballito.....	71
Ilustración 46 Esquema de fuerzas originadas por el paso por curva de la motocicleta. ....	74
Ilustración 47 Esquema de las principales fuerzas que ocasionan el giro. ....	75
Ilustración 48 Ejemplo del método gráfico utilizado para el cálculo del Anti-Squat. ....	76
Ilustración 49 Croquis con el motor, la línea superior de la cadena, basculante y el neumático. .....	78
Ilustración 50 Croquis con los diferentes puntos de hundimiento. ....	79
Ilustración 51 Croquis con el piñón posicionado en R1. ....	79
Ilustración 52 Croquis del piñón de ataque posicionado en R2.....	80
Ilustración 53 Croquis con el piñón en posición R3. ....	80
Ilustración 54 Croquis con el piñón alineado en R4.....	81
Ilustración 55 Límite en el chasis por interferencia con el sistema de adición del motor.....	82
Ilustración 56 Conjunto de ensamblajes para el cálculo de la geometría. ....	83
Ilustración 57 Captura del ensamblaje para la toma de medidas del chasis. ....	85
Ilustración 58 Croquis 3D con todas las medidas que definen el diseño del basculante para MS 2021.....	86
Ilustración 59 Ejemplo del diseño para el ajuste de la cadena. ....	87
Ilustración 60 Eje del basculante con alojamiento para los rodamientos. ....	88
Ilustración 61 Pletinas con el anclaje del amortiguador. ....	88
Ilustración 62 Diseño final del basculante soldado.....	89
Ilustración 63 Ejemplo de la sujeción tipo bisagra para el eje del basculante.....	90
Ilustración 64 Aplicación de la geometría de referencia sobre el eje trasero. ....	91
Ilustración 65 Aplicación de la carga mayorada de 6500N de fuerza en el sentido de inclinación que tiene el amortiguador. ....	91
Ilustración 66 Resultados del reparto de tensiones obtenido. ....	92
Ilustración 67 Sección crítica donde mayor concentración de tensiones se produce. ....	92
Ilustración 68 Resultados de los desplazamientos ocasionados en la estructura al aplicar la carga de 6500N. ....	93
Ilustración 69 Ejemplo desde la vista planta de las deformaciones. ....	93
Ilustración 70 Sujeción de tipo Fija en el eje de giro del basculante. ....	94
Ilustración 71 Aplicación de la carga lateral de 1kN a la estructura. ....	95
Ilustración 72 Resultados del estado tensional en la simulación de rigidez lateral.....	96
Ilustración 73 Ejemplo exagerado de los desplazamientos que sufre la estructura en la simulación de rigidez lateral. ....	96
Ilustración 74 Ejemplo de anclaje de tipo Bisagra. ....	97
Ilustración 75 Aplicación de las cargas en cada extremo del eje y en sentido opuesto. ....	97
Ilustración 76 Resultados de las tensiones de la simulación de rigidez torsional.....	98
Ilustración 77 Análisis del reparto de tensiones por Iso-Superficies sobre toda la estructura. .	98
Ilustración 78 Ampliación de la zona crítica donde se concentran las tensiones. ....	99
Ilustración 79 Desplazamientos ocasionados en los extremos del eje de la rueda trasera que determinarán la variación angular ocasionada.....	99

Ilustración 80 Simulación del soporte de pinza del freno trasero. ....	101
Ilustración 81 Resultados obtenidos de las tensiones en el soporte de la pinza trasera del freno. ....	102
Ilustración 82 Ejemplo de los parámetros establecidos para la simulación por método de elementos finitos.....	102
Ilustración 83 Resultado estado tensional del basculante por incidencia del soporte de pinza trasero. ....	103
Ilustración 84 Ejemplo de la carga que produce el soporte sobre el brazo de suspensión en una frenada. ....	103
Ilustración 85 Deformaciones que produce el soporte sobre el brazo del basculante (Exageradas).....	104
Ilustración 86 Esfuerzos de cortadura que se producen en los tornillos y sujeciones. ....	105
Ilustración 87 Rodamiento seleccionado del fabricante SKF modelo 4202 ATN9. ....	108
Ilustración 88 Rodamiento descartado por su mayor coste frente al seleccionado. También pertenece al fabricante SKF. ....	109



## GRÁFICAS Y TABLAS

Gráfica 1 Análisis de los diferentes tipos de amortiguamiento. ....	29
Gráfica 2 Movimiento vertical del neumático frente al tiempo. ....	31
Gráfica 3 Movimiento vertical del neumático frente al tiempo. ....	32
Gráfica 4 Aceleración vertical del CdG frente al tiempo.....	32
Gráfica 5 Aceleración vertical del neumático convencional frente al tiempo. ....	33
Gráfica 6 Aceleración vertical del neumático rígido frente al tiempo. ....	33
Gráfica 7 Comparación de los porcentajes de rigidez de Comba según el tipo de basculante. .	37
Gráfica 8 Porcentajes de ángulo de giro según el tipo de basculante. ....	38
Gráfica 9 Porcentajes de desplazamientos laterales según el tipo de basculante. ....	38
Gráfica 10 Propiedades mecánicas del Acer S275JR.....	63
Gráfica 11 Propiedades mecánicas y composición química del Aluminio 6063T5 .....	64
Gráfica 12 Resumen de resultados cálculo Anti-Squat .....	81
Gráfica 13 Evolución de Squat Ratio según el hundimiento de la suspensión .....	81
Gráfica 14 Evolución de la progresividad del Motion Ratio en la suspensión trasera.....	84
Gráfica 15 Resumen de resultados de las simulaciones. ....	100
Gráfica 16 Tabla de tensiones admisibles según el grado de calidad del tornillo. ....	105
Gráfica 17 Tabla de los tipos de cargas que admite cada variante de rodamiento.....	107
Gráfica 18 Tabla con las propiedades mecánicas del rodamiento SKF 4202 ATN9. ....	108
Gráfica 19 Coeficientes de seguridad admisibles por tipo de rodamiento y funcionamiento. ....	109
Gráfica 20 Tabla resumen de presupuesto inicial.....	114
Gráfica 21 Tabla resumen del presupuesto real. ....	118



## LISTADO DE FÓRMULAS

### CARGAS ESTÁTICAS (Pág. 61-63)

Ec.1 Sumatorio de fuerzas horizontales

$$\sum F_x = (F_{prensa} \cdot \cos(\alpha)) + F_{rrod1} + F_{rrod2} = 0$$

Ec.2 Sumatorio de Momentos en el Rodamiento 2

$$\sum M_{Rod2} = -(\cos(\alpha) \cdot F_{prensa} \cdot d_{total}) - (F_{rrod} \cdot d_{Rod2-Rod1}) = 0$$

Ec.3 Sumatorio de momentos en la rueda delantera

$$\sum M_{Rueda\ delantera} = (d_{A-F} \cdot F_{prensa}) - (d_{A-B} \cdot B_y) = 0$$

### CARGAS DINÁMICAS (Pág. 64-71)

Ec.4 Sumatorio de fuerzas horizontales

$$\sum F_x = 0; \quad S - F_D = 0$$

Ec.5 Sumatorio de fuerzas verticales

$$\sum F_y = 0; \quad (m \cdot g) - N_r - N_f = 0$$

Ec.6 Fuerzas resultantes en las ruedas

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

Ec.7 y 8 Empuje producido por la fricción del neumático

$$S = mx + F_d$$

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

Ec.9 Cálculo de la fuerza de fricción aerodinámica

$$F_d = \frac{C_a \cdot A \cdot R_o \cdot V^2}{2}$$

Ec.10 Fuerza de frenado de la rueda

$$S = \mu \cdot N_r$$

Ec.11 Ángulo de inclinación con el CdG

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

## CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA Y DIMENSIONAMIENTO (Pág. 72-96)

Ec.12 Cálculo del peso medio del prototipo

$$P = \frac{m \cdot g}{2}$$

Ec.13 Fórmula constante elástica en la rueda trasera

$$K = \frac{F\Delta}{(\Delta x + xPre)}$$

Ec.14 Cálculo del grado de Squat %

$$Squat = \frac{\text{altura squat}}{\text{altura CdG} - \text{hundimiento}} \cdot 100$$

Ec.15 Cálculo de la constante de muelle necesaria

$$K_{muelle} = K_{rueda} \cdot MotionRatio^2$$

Ec.16 Desviación angular rigidez torsional

$$tg\alpha = \frac{\text{Desplazamiento(mm)}}{\text{Distancia eje(mm)}}$$

## ELEMENTOS AUXILIARES (Pág. 96-106)

Ec.17 Tensión admisible

$$\sigma_{adm} \geq \frac{Q}{n \cdot A}$$

Ec.18 Carga estática equivalente en los rodamientos

$$Po_{Calc} = (X_o \cdot F_r) + (Y_o \cdot F_a)$$

Ec.19 Factor de seguridad estático

$$S_0 = \frac{C_{or}}{P_{or}}$$

## LISTADO DE SÍMBOLOS Y ABREVIACIONES

MEF: Moto Engineering Foundation.

Moto-E: Campeonato del mundo de motocicletas eléctricas.

MS: MotoStudent.

MS1: Fase del proyecto de MotoStudent de entrega de proyectos.

MS2: Fase del proyecto MotoStudent de pruebas en circuito.

Cc: Centímetros cúbicos

$N_r$ : Fuerza de reacción en la rueda trasera

$N_f$ : Fuerza de reacción en la rueda delantera

$F_d$ : Fuerza aerodinámica

S: Fuerza motriz

mg: Peso del prototipo

$\mu_p$ : Coeficiente de fricción con el asfalto

g: Aceleración de la gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>)

p: Distancia entre ejes

b: Distancia desde el CdG hasta el eje de la rueda trasera.

h: Altura CdG.

X: Aceleración

m: Masa del conjunto (Piloto + Prototipo)

CdG: Centro de Gravedad

$C_a$ : Coeficiente de fricción aerodinámico

A: Área que frena el aire por la parte delantera

V: Velocidad a la que circula la motocicleta

$R_o$ : Densidad del aire (1,225 kg/m<sup>3</sup>)

$\Phi_i$ : ángulo de inclinación del centro de gravedad en el paso por curva.

SAG: Hundimiento de la suspensión

$P_{O_{calc}}$  es la carga estática equivalente calculada en el sistema (kN)

$F_r$ : es la carga radial (kN)

$F_a$ : es la carga axial (kN)

$X_o$ : es el factor de carga radial

$Y_o$ : es el factor de carga axial

$S_o$ : es el factor de seguridad estático

$C_{or}$ : es la carga estática básica que admite el rodamiento (kN)

$P_{or}$ : es la carga estática equivalente del sistema (kN)

# 1.INTRODUCCIÓN

## 1.1. MOTIVACIÓN PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO

El objeto de estudio del siguiente proyecto consiste en el diseño de un basculante para una motocicleta de competición de 250cc que competirá en el campeonato del mundo de universidades MotoStudent.

MotoStudent es una competición internacional dirigida a los estudiantes universitarios de todo el mundo que fue creada por la Fundación Moto Engineering Foundation (MEF) y cuya primera edición tomó lugar en 2008 en el trazado aragonés de Motorland Aragón. Además, es la competición pionera en introducir una categoría de motocicletas eléctricas la cual ha ido tomando mayor importancia con el paso de las ediciones y en la que se va consiguiendo avances tecnológicos, que han sido reflejados en el actual campeonato del mundo de Moto – E o incluso las mismas fábricas de motocicletas han tomado como referencia para el lanzamiento de motocicletas de calle eléctricas.

El principal objetivo que movió a la fundación a la creación de esta competición fue que los estudiantes de las diferentes universidades de todo el mundo pudieran aplicar los conocimientos que adquirirían durante los años de estudio de los diferentes grados, en un proyecto que tomaría la realidad y, por tanto, complementar los conocimientos con la práctica llevada a cabo en la vida real.

El proyecto MotoStudent consiste en el diseño y fabricación de una motocicleta de competición de la categoría Pre-Moto 3, bajo un mismo reglamento, que posteriormente ha de demostrar las capacidades de cada equipo en diferentes pruebas y cuyo final da lugar a una carrera, en el circuito internacional de Motorland en Alcañiz.

La competición se estructura en dos fases principales, la fase MS1, que corresponde a la fase de entrega de documentación y proyectos, y la fase MS2 que consiste en las pruebas dinámicas y estáticas que se realizan en el circuito al prototipo y el periodo para llevar a cabo el proyecto consta de una duración de 18 meses, periodo en el que hay que entregar las diferentes partes del proyecto bajo unas fechas establecidas y cuya demora supone una penalización para el equipo.

La estructura de la competición con el peso ponderable que adquiere cada parte del proyecto se puede ver en **Ilustración 1. Esquema de puntuaciones fase MS1 y MS2:**

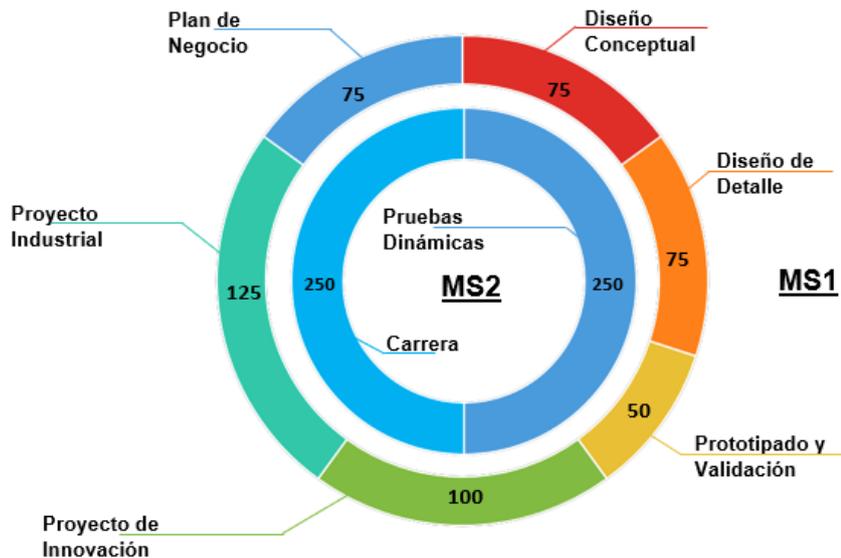


Ilustración 1 Esquema de puntuaciones fase MS1 y MS2.

A continuación se detalla cada una de las fases para comprender las puntuaciones que obtiene cada parte del proyecto.

### **FASE MS1:**

El periodo de diseño se organiza con el objetivo de que la motocicleta cumpla las necesidades por las cuales ha sido diseñada.

- A- Diseño Conceptual
- B- Diseño de Detalle
- C- Prototipado y Validación
- D- Proyecto de Innovación
- E- Plan de Negocio

### **Capítulo A: Análisis de Alternativas**

En este documento se entrega un análisis de las diferentes alternativas de fabricación para el prototipo mediante el cual, se debe describir cómo debe comportarse el prototipo, la normativa que ha condicionado el diseño, la decisión de fabricar o comprar cada una de las piezas que lo forman, un plan de validación y un prediseño de los planos del prototipo.

### **Capítulo B: Diseño de Producto**

Una vez quedan definidos todos los términos en el Capítulo A “Análisis de Alternativas”, el documento de “Diseño de Producto” debe contener la información necesaria para llevar a cabo el diseño.

Para ello, se realizará los estudios de cargas de una forma más detallada, para evaluar cuál es la situación más desfavorable a la que se puede enfrentar el prototipo, y así poder diseñar su estructura asegurando su integridad física y una vez diseñadas todas las piezas, habrá que someterlas a las simulaciones pertinentes con el fin de asegurar un buen comportamiento de la estructura.

Al mismo tiempo, se debe presentar los cálculos térmicos y diseño del sistema de escape y refrigeración.

### **Capítulo C: Prototipado y Validación**

Este capítulo del proyecto consiste en llevar a la vida real los diseños y cálculos definidos en los dos documentos anteriores y por tanto, debe contener un informe con el balance de similitud entre los cálculos y simulaciones, con el comportamiento en la vida real.

### **Capítulo D: Innovación**

Esta parte consiste en desarrollar un proyecto de innovación que deberá ser incluido en el prototipo por lo que debe ser fabricable y además, la innovación puede ser una innovación pura o una combinación de novedosos medios, elementos o sistemas que ya existe.

El proyecto de innovación deberá contar con una situación inicial o idea principal, un análisis de factibilidad tecnológica y sus posibles fallos, un desarrollo de todas las fases del proyecto, planos y conclusiones.

### **Capítulo E: Plan de Negocio**

El plan de negocio debe ser un informe en el cual se describa el modelo de negocio establecido por la organización de la competición.

El actual proyecto planteado consiste en una competición ficticia llamada “MotoStudent World Series” en la que el equipo participa durante una temporada entera y en el que actúa como una empresa y por tanto, como buen plan de negocio, deberá incluir un análisis externo donde se contempla la situación económica y política, además del sector donde se va a trabajar y un análisis interno, que deberá incluir un plan de Recursos Humanos, Plan de Operaciones, Marketing, Objetivos y líneas estratégicas o incluso un plan Económico-Financiero.

### **FASE MS2:**

La fase MS2 consta de una serie de pruebas dinámicas y estáticas al prototipo en la que inicialmente, el prototipo debe pasar las verificaciones técnicas en las que se le aplica una revisión minuciosa al vehículo con el fin de asegurar que la estructura resiste.

Para ello, además de comprobar el sistema de frenado y que el diseño cumple con toda la normativa dictada por la organización en el reglamento oficial, el prototipo debe superar las pruebas de banca en la que se le aplica una carga vertical de 250Kg y una horizontal de 300Kg.

Una vez pasa estas verificaciones, el prototipo está listo para ser probado por pilotos profesionales de la organización que darán el visto bueno del comportamiento dinámico de cada uno de los prototipos.

Si se obtiene el visto bueno de los pilotos, la motocicleta está preparada para poder entrar al circuito.

En cuanto a las pruebas calificables que se realizan en el circuito, se puede encontrar una prueba de aceleración, una prueba de frenada, cuyos valores serán registrados competitivamente, una prueba mecánica que consiste en desmontar y volver a montar el carenado y la rueda delantera en el menor tiempo posible, una prueba de “slalom” en la que hay que registrar el menor tiempo posible sin tocar ningún cono, y por último, el último día del

fin de semana, una carrera a 8 vueltas en la que hay que demostrar el potencial del prototipo y del equipo.

Las principales reglas del reglamento son que todos los equipos están obligados a montar el mismo motor, mismo sistema de frenado, mismos neumáticos y misma centralita, todos ellos proporcionados por la organización y buscando de esta manera, una mayor igualdad y competitividad entre equipos.

## 1.2 ANTECEDENTES

En este apartado se enumerará las principales partes que conforman una motocicleta pero principalmente, el proyecto se centrará en el sistema de suspensión trasero y por tanto, se explicará el funcionamiento de cada componente que lo conforma y se comentará la evolución que ha sufrido en competición a lo largo de los años.

Para ello, primero será muy importante poder ubicar el sistema de suspensión trasera y por tanto, habrá que conocer las principales partes de una motocicleta.

### 1.2.1. PARTES DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

Debido a la amplia gama de variantes de motocicletas existentes a día de hoy, se puede encontrar actualmente infinidad de configuraciones en cuanto a suspensiones por lo que en el presente proyecto, se analizará la mejor solución para una motocicleta de velocidad o de competición.

Inicialmente se enunciará las diferentes partes que conforman una motocicleta, para poder ubicar la estructura que se pretende diseñar en el presente proyecto:

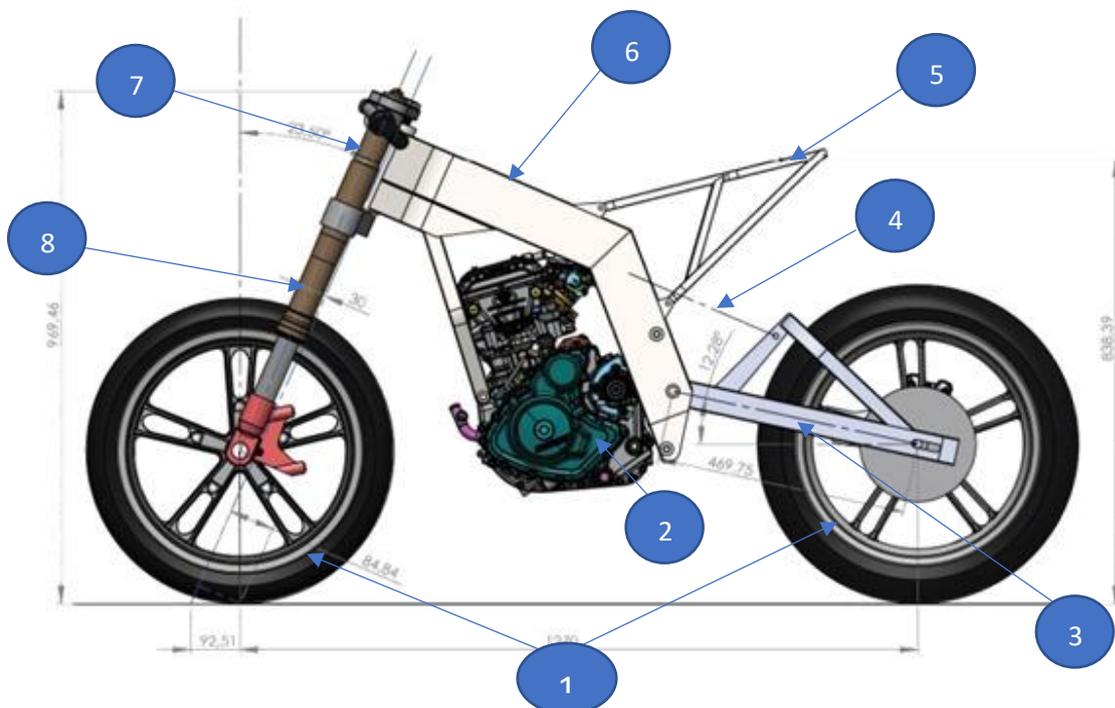


Ilustración 2 Partes que conforman una motocicleta de competición.

En la **Ilustración 2**: Partes que conforman una motocicleta de competición se enumera las siguientes partes de una motocicleta:

1. Ruedas
2. Motor
3. Basculante
4. Línea de inclinación del amortiguador
5. Subchasis
6. Chasis
7. Dirección
8. Horquilla de suspensión

Una vez conocidas las partes de las cuales está formada una motocicleta, el caso de estudio del siguiente proyecto, se centrará en el diseño del sistema de suspensión trasero (Basculante y amortiguación).

### 1.2.2 GEOMETRÍA DE UNA MOTOCICLETA DE COMPEPTICIÓN

Todas las motocicletas tienen en común una serie de conceptos que influyen en su diseño y sobre todo, en su comportamiento dinámico y es por este motivo que la geometría de una motocicleta no sólo define su estética, sino que también influye de forma directa en el comportamiento que presenta a la hora de ser pilotada.

Los principales conceptos que definen la geometría de una motocicleta son:

- Distancia entre ejes
- Ángulo de lanzamiento
- Avance

Para entender de una mejor forma la influencia que tienen en el comportamiento, se procede a explicar en qué consisten cada uno de esos conceptos que definirá la geometría de la motocicleta para el comportamiento óptimo de conducción deportiva.

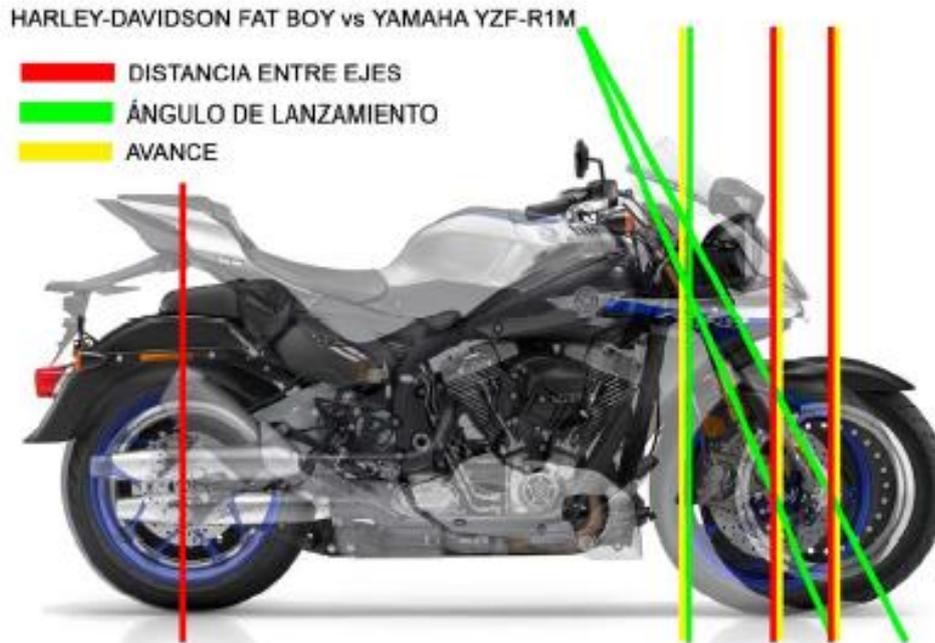
#### **DISTANCIA ENTRE EJES**

Como su nombre indica, esta es la medida que hay entre cada eje de las ruedas del prototipo y varía ente los 1200mm donde se puede encontrar ciclomotores o motocicletas de ciudad de pequeña cilindrada, a 1600mm en el caso de las motos "Touring".

Si se mantuviera los demás parámetros de la geometría constantes y se aumentara la distancia entre ejes, esto afectaría a la rigidez torsional y flexión del chasis siendo este más flexible y por tanto, empeorando las habilidades del vehículo por lo que se verían repercutidas la agilidad y estabilidad de la motocicleta ya que sufriría un aumento en el radio de curvatura y el giro, y aumentaría el momento necesario a aplicar en el manillar. Además, habría una menor transferencia de carga en ambas ruedas al acelerar y frenar y esto facilitaría a la aparición de caballitos o caballitos invertidos. La estabilidad de la motocicleta en línea recta también sería mayor.

El ajuste de este parámetro dependerá de las necesidades de pilotaje y por tanto, será muy importante definir una geometría de acuerdo a unas necesidades de conducción deportiva.

Las motocicletas actuales de competición correspondientes a la categoría de Moto 3, cuya cilindrada es la misma que la del prototipo que se está diseñando, rondan una distancia entre ejes de 1270mm por tratarse de motocicletas pequeñas, mientras que motocicletas de mayor cilindrada rondan los 1400mm como es el caso de la Yamaha YZF-R1M.



*Ilustración 3 Comparación de los parámetros principales de geometría entre dos tipos de motocicleta diferentes.*

En la **Ilustración 3** se puede observar la diferencia de configuraciones de los parámetros que afectan a la geometría de la motocicleta.

En el primer caso, la Harley Davidson es una motocicleta tipo “Custom” que está pensada para la conducción por carreteras sin curvas muy cerradas y para realizar trayectos más largos, por ello su distancia entre ejes es más grande que en el caso de la YZF-R1M, pensada para su uso en circuito con curvas reviradas y altas velocidades que precisan de una distancia entre ejes más reducida para poder tener una mejor manejabilidad de la motocicleta.

### **ÁNGULO DE LANZAMIENTO**

El ángulo de lanzamiento es el ángulo de inclinación que tiene la pipa de dirección con respecto a la vertical. Este varía en función del tipo de motocicleta y va desde los 19° a los 35° para las motocicletas de tipo “Touring” o “Custom”.

Los valores de ángulo de lanzamiento óptimos utilizados en motocicletas de competición oscila entre los 21 y 24 ° y unos bajos valores de esta variable, producen que la horquilla delantera reciba mayor carga axial y por tanto, debe soportar mayores tensiones y sufre mayores deformaciones que podrían ocasionar estrés en la pipa de dirección.

Este parámetro, también influye en el avance de la motocicleta y por tanto, será determinante del comportamiento del prototipo.

## AVANCE

El avance es la distancia que hay entre la vertical que pasa por el eje de la rueda delantera y la línea del ángulo de lanzamiento. Este parámetro se puede observar de una forma más visual en la **Ilustración 4**.



*Ilustración 4 Esquema de los parámetros más significativos de la geometría de una motocicleta.*

En motocicletas deportivas ronda los 75-90mm y este influye directamente en el control de la dirección del vehículo y en su propia estabilidad. Con un mayor valor de avance, mayor estabilidad direccional tendrá el vehículo.

### 1.3 SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA MOTOCICLETA

El conjunto del brazo oscilante comúnmente llamado basculante, y el sistema de amortiguación (amortiguación mono-punto o sistema por bieletas), recibe el nombre de suspensión trasera de una motocicleta y su principal objetivo es intentar absorber las irregularidades que presenta el trazado por donde circula para lograr una mayor comodidad de conducción, seguridad y dinámica.

Entre los principales parámetros que pueden afectar el comportamiento de la suspensión, se pueden encontrar:

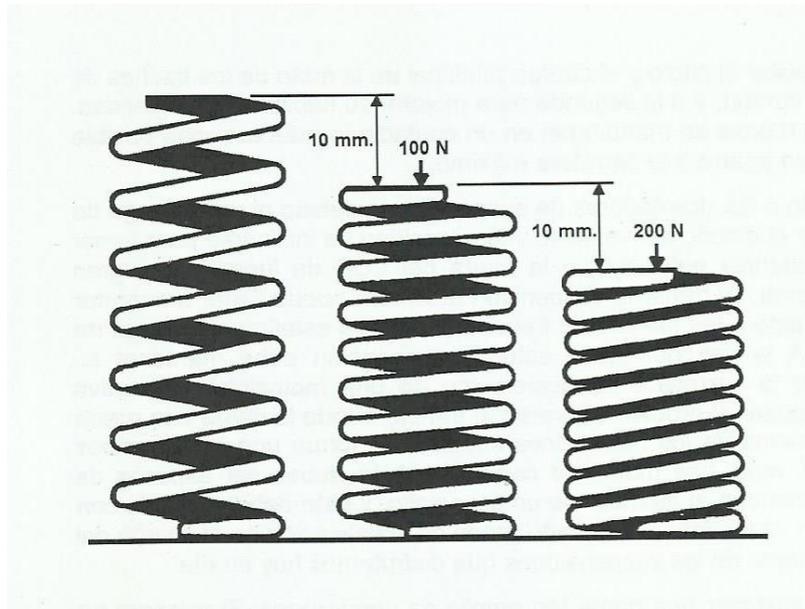
- Muelles
- Amortiguación
- Comportamientos de los neumáticos
- Masa suspendida y masa no suspendida
- Basculante

## MUELLES

El principal elemento de la suspensión trasera y el cual definirá mayoritariamente el comportamiento de la amortiguación, se trata del muelle, y una de las variables que definen su comportamiento es la constante elástica, que básicamente expresa la cantidad de fuerza necesaria para comprimir una determinada distancia el muelle. Suele expresarse en N/mm.

Si la constante es fija, el muelle se comportará siempre de la misma forma, es decir, se necesitará un aumento lineal de fuerza para obtener un desplazamiento de la misma magnitud. Sin embargo, existen muelles de constante variable con el objetivo de poder actuar de forma progresiva, en el que al principio será necesaria menos cantidad de fuerza para poder comprimirlo, y conforme aumenta la compresión en el muelle, se debe aumentar la fuerza para poder hundirlo. Esta constante recibe el nombre de constante progresiva y aumenta en función del incremento de la carga.

Cabe destacar y poder diferenciar que cuando se habla de “carga”, corresponde con la fuerza total que soporta el muelle, mientras que la constante, es la fuerza adicional que se debe ejercer para comprimir el muelle como en el ejemplo de la **Ilustración 5** en el que es necesario aplicar una fuerza de 100N para comprimir el muelle 10mm por lo que su constante elástica será de 10N/mm.



*Ilustración 5 Ejemplo de muelle con constante de 10N/mm.*

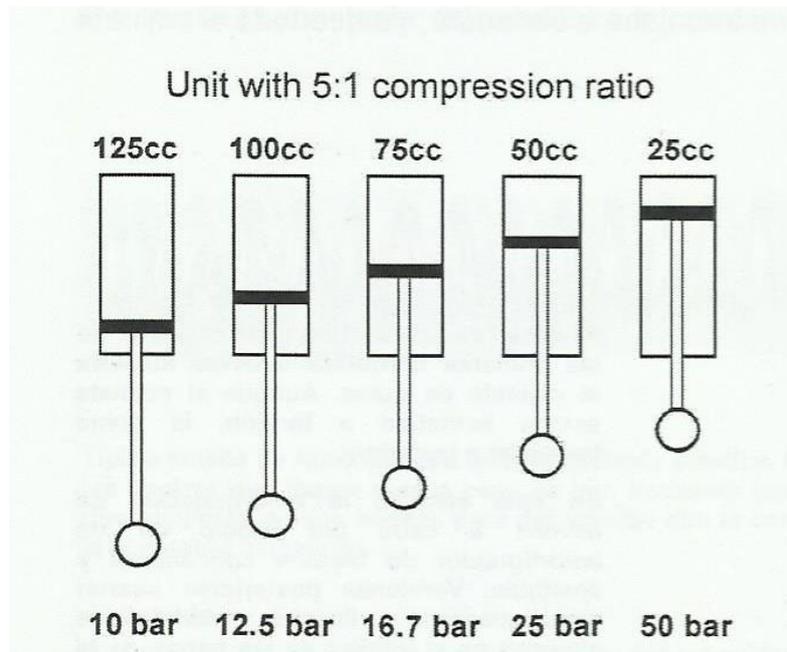
Comúnmente, los muelles son fabricados de acero, aunque el titanio es una de las alternativas más buenas ya que presenta el doble de flexibilidad que el acero, y pesa alrededor de la mitad con las mismas dimensiones, por lo que el uso es más común en competición que en motocicletas de calle, ya que obviamente, su coste también es superior.

Otro material que puede llegar a amortiguar energía se trata de la goma, utilizada en muchos cojinetes o en horquillas telescópicas cuyo ajuste consistía simplemente en la adición de gomas o la extracción de estas según las necesidades. Este material presenta una constante progresiva por naturaleza, aunque los muelles de acero, siguen siendo mejor solución.

Por último, se puede encontrar muelles de gas ya que el aire o los gases utilizados para este fin, se comportan de forma progresiva. La carga que soportará dependerá de su presión

interna que, al mismo tiempo, depende de la presión estática inicial y el volumen interno del émbolo.

La presión producida es inversamente proporcional al volumen del émbolo por lo que, si se reduce el volumen, aumentará la presión. Este comportamiento se observa en el ejemplo de la **Ilustración 6**:



*Ilustración 6 Ejemplo de muelle de gas.*

Su principal ventaja es la facilidad que presenta para ser ajustados ya que, si la carga que debe soportar es del doble, hay que multiplicar de la misma forma la carga inicial del gas. Por ello, para conseguir una correcta compensación de carga, sería necesario aumentar con la misma magnitud la amortiguación del conjunto.

### **AMORTIGUACIÓN**

La amortiguación consiste básicamente en una disipación de la energía que produce una energía mecánica, pero que no tiende a volver a su estado inicial y de esta forma, la absorción de trabajo se disipa en forma de calor.

Este fenómeno es necesario para garantizar un control en la suspensión ya que, si no fuera así, si el muelle fuera comprimido por un gran obstáculo, se almacenaría en ese proceso la energía potencial, que posteriormente sería liberada en el proceso de expansión a su posición inicial y cuya energía, en el caso de no ser disipada por el amortiguador, sería transmitida directamente a la motocicleta en forma de energía cinética y se repetiría el proceso durante varias veces causando oscilaciones, pero con la participación del amortiguador en el proceso, se disipa dicha energía eliminando cualquier oscilación.

Ha habido avances en cuanto a los amortiguadores ya que inicialmente se basaban en un funcionamiento por fricción mecánica pero que presentaba una fricción estática muy elevada y que disminuía una vez entraban en funcionamiento.

A diferencia de estos, los amortiguadores hidráulicos empiezan a trabajar con una fuerza mínima ocasionando poca resistencia a los movimientos pequeños, pero estas aumentan en función a las fuerzas que deben amortiguar.

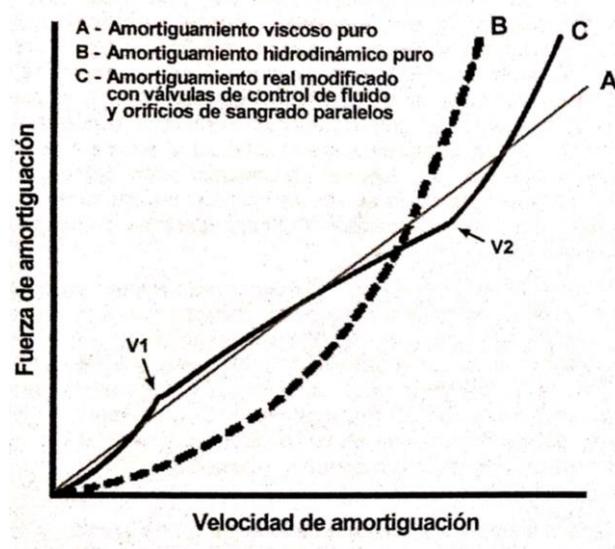
Este tipo de amortiguadores comprimen un pistón que pasa a través de un cilindro lleno de aceite. Los pistones presentan orificios con el objetivo de que el aceite pase de un lado a otro y, dentro de este tipo de amortiguadores hidráulicos, se pueden encontrar dos tipos de amortiguación, la viscosa y la hidrodinámica.

La amortiguación viscosa es la originada por los esfuerzos de cortadura que sufre el fluido y la resistencia producida es proporcional a la velocidad de movimiento del propio amortiguador y por otro lado, el otro tipo de amortiguación hidráulica, la hidrodinámica, trabaja siendo proporcional al cuadrado de la velocidad con la que se mueve el amortiguador y cuyas características se obtienen al forzar el paso del fluido a través de un orificio y que en la práctica, es el más frecuente a día de hoy utilizada.

El ajuste de este tipo de amortiguación es complejo y debe ser controlado por válvulas que controlan el paso del flujo para que el amortiguador trabaje de forma óptima en cada situación requerida y evitar de esta forma, un comportamiento inadecuado que ocasione muy poca resistencia, o demasiada resistencia.

Por tanto, las válvulas se abrirán o cerrarán dependiendo de las necesidades de trabajo del amortiguador y por ejemplo, para reducir la resistencia altas velocidades, se abrirán mediante válvulas de escape y combinándolas con orificios paralelos de derivación que evitan que se produzca un exceso de amortiguación a velocidades medias y bajas.

Combinando estas técnicas, se puede conseguir curvas que se ajusten a las necesidades.



Gráfica 1 Análisis de los diferentes tipos de amortiguamiento.

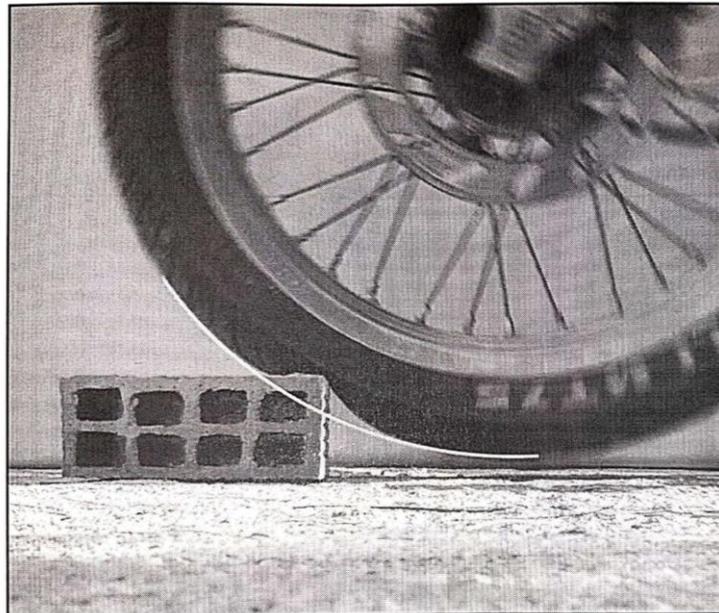
Como se puede ver en la **Gráfica 1**, la curva característica representada por la letra A pertenece al comportamiento de una amortiguación viscosa, directamente proporcional a la velocidad del amortiguador mientras que la curva característica B pertenece al comportamiento del tipo de amortiguación hidrodinámica, que trabaja siendo directamente proporcional al cuadrado de la velocidad.

Finalmente, la curva representada por la letra C es un ejemplo de cómo se puede modificar dicha curva de amortiguamiento ajustándola a las necesidades que se requieren mediante el uso de válvulas de control.

### **COMPORTAMIENTO DE LOS NEUMÁTICOS**

Este elemento que forma parte de la motocicleta, es el primero que recibe cualquier irregularidad del firme por el que circula la motocicleta, ya que es el que está en contacto directo con este y por tanto, se puede decir que es uno de los elementos más significativos de la suspensión ya que sería posible aunque bastante incómodo, pilotar por una carretera a velocidades aceptables sin necesidad de otro sistema de absorción de baches. Así se demuestra, que las suspensiones traseras no fueron tan comunes hasta mediados del siglo 20.

Aún con los avances y tecnologías actuales en los sistemas de suspensiones, sería muy difícil utilizar ruedas que no montaran neumáticos convencionales o cualquier neumático que no admitiera deformaciones frente a los baches ya que, las cargas que actuarían sobre unos neumáticos rígidos, serían de una gran magnitud y se irían rompiendo constantemente.



*Ilustración 7 Deformación del neumático al atravesar un obstáculo.*

Un ejemplo puede ser una moto, con una rueda común, que topa con un bache de 0,025m de altura y circula a 190 km/h.

Si el neumático fuera rígido o no existiera directamente, la rueda se sometería a una aceleración vertical cercana a 1000G y si se supone una masa de alrededor de 25kg para el conjunto de suspensión y sistema de frenado, las cargas que debería soportar la rueda serían de aproximadamente 25 toneladas. Como se puede observar, ninguna rueda sería capaz de soportar dichas solicitaciones.

Si en contraposición, la rueda monta un neumático convencional, la constante en dicho neumático sería de entre 17-35 N/mm. El máximo esfuerzo transmitido sería de 475-875N, valores que corresponden a un orden 4000 veces inferior.

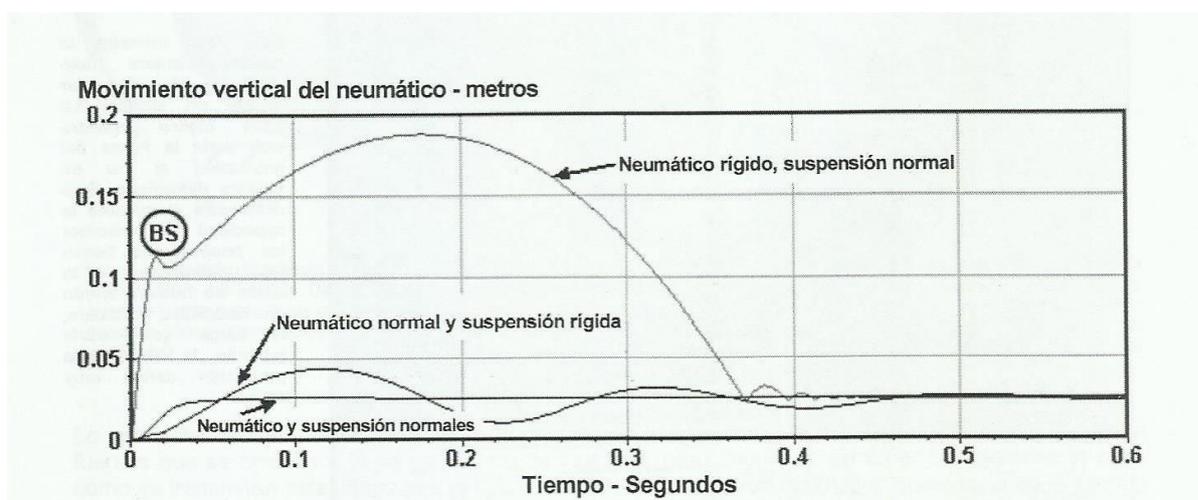
A continuación, se recogen algunos resultados de una simulación extraída del libro de **Tony Foale “Motocicletas, Comportamiento dinámico y diseño de chasis”** que estudia las aceleraciones y desplazamientos para comprender lo importante que son los neumáticos en el comportamiento del vehículo.

El estudio se realiza con una motocicleta circulando a 100km/h y con un obstáculo de 0,025m y se estudiarán tres diferentes situaciones:

1. Neumático convencional y suspensión normal.
2. Neumático convencional y suspensión dura.
3. Neumático rígido y suspensión normal

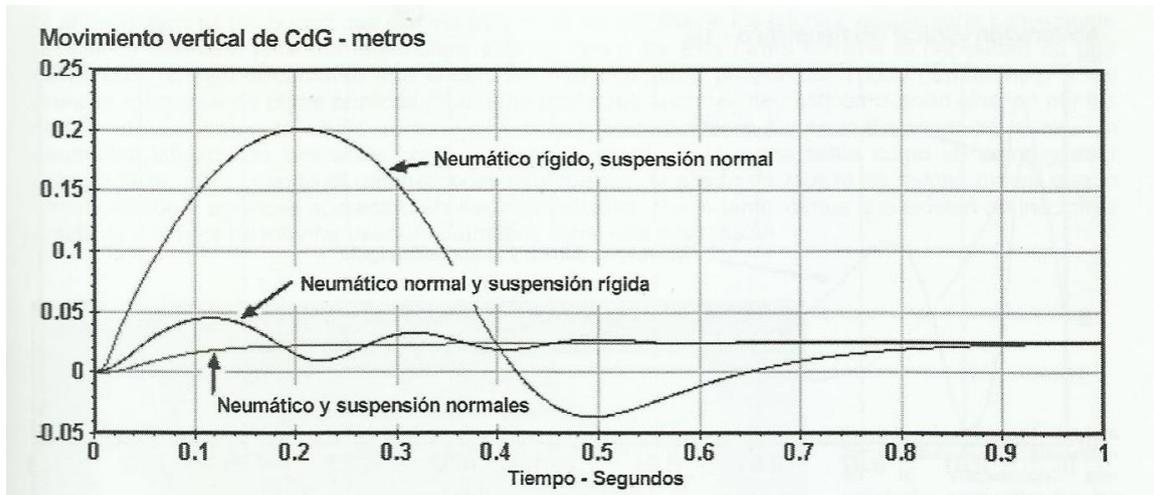
Es decir, la primera situación sería la normal, la más común a día de hoy, la segunda en el cual no hubiera suspensión y por último con unos neumáticos que no se deforman.

Como se puede ver en la **Gráfica 2** en la que se muestra el desplazamiento que sufre la rueda en el eje vertical, en el caso de las dos situaciones que montan un neumático convencional, la mayor parte de energía es absorbida por este, mientras que en la situación que monta el neumático que no deforma, el desplazamiento que sufre la rueda es 8 veces más grande. En su curva, se puede observar como el neumático deja de estar en contacto con el suelo y tras 0,4 segundos, se aprecian los rebotes cuando vuelve a entrar en contacto. Finalmente, el punto BS corresponde al tope de suspensión tras recibir el impacto.



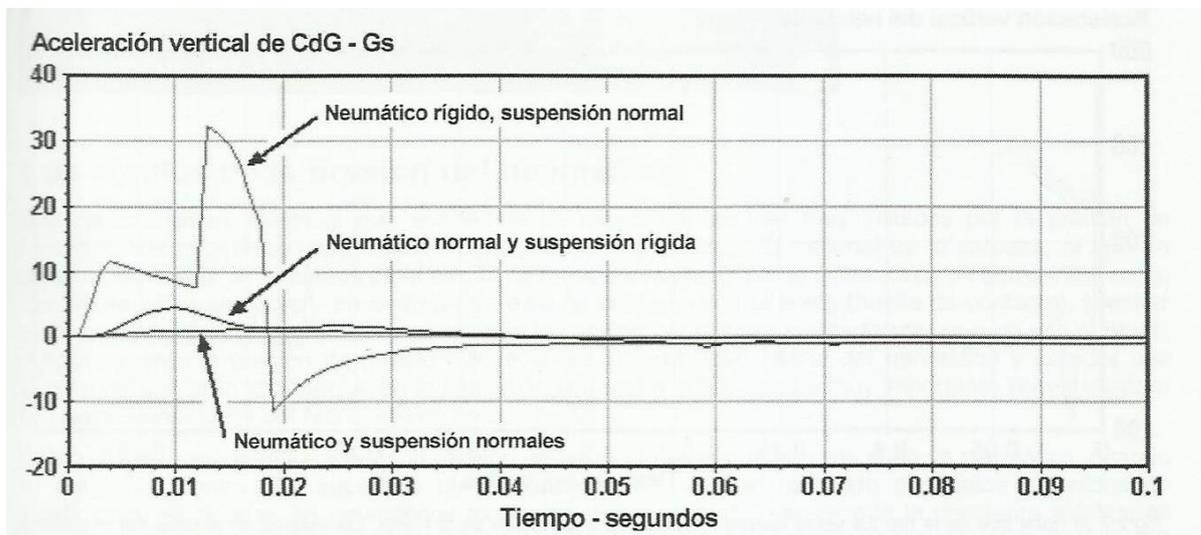
Gráfica 2 Movimiento vertical del neumático frente al tiempo.

En la **Gráfica 3**, se puede observar el desplazamiento que sufre el centro de gravedad del prototipo con el piloto encima y se puede apreciar claramente que la situación que tiene el neumático rígido sufre mayores perturbaciones.



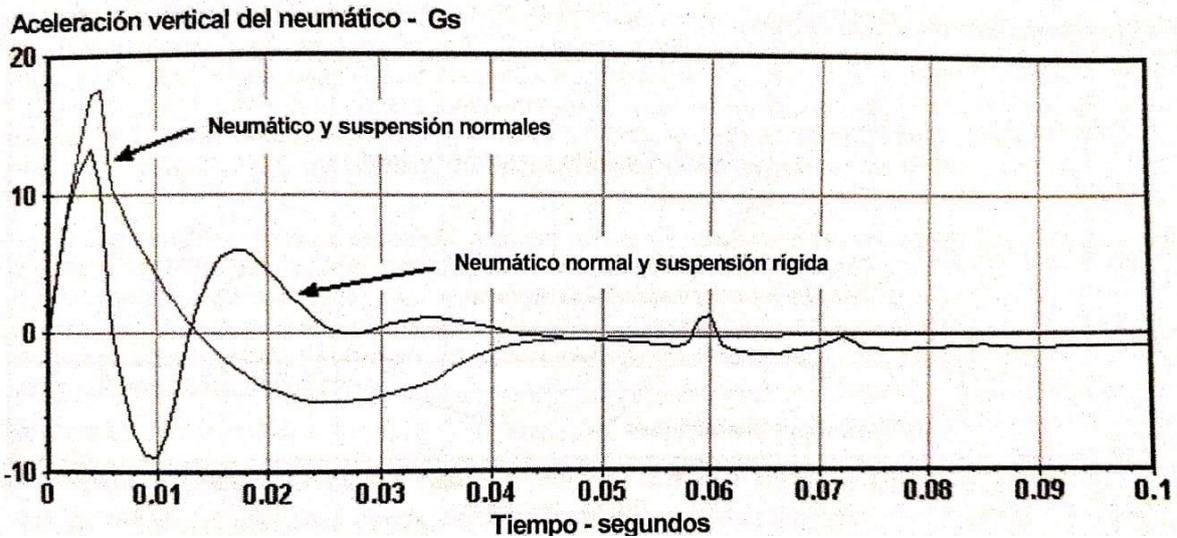
Gráfica 3 Movimiento vertical del neumático frente al tiempo.

En la siguiente gráfica (**Gráfica 4**), aparecen las aceleraciones verticales que sufre el prototipo con el piloto sobre el centro de gravedad del conjunto. El pico que se origina entre 0,01 seg. y 0,015 seg. en la curva del neumático rígido, corresponde al tope de suspensión que sufre tras recibir el impacto.



Gráfica 4 Aceleración vertical del CdG frente al tiempo

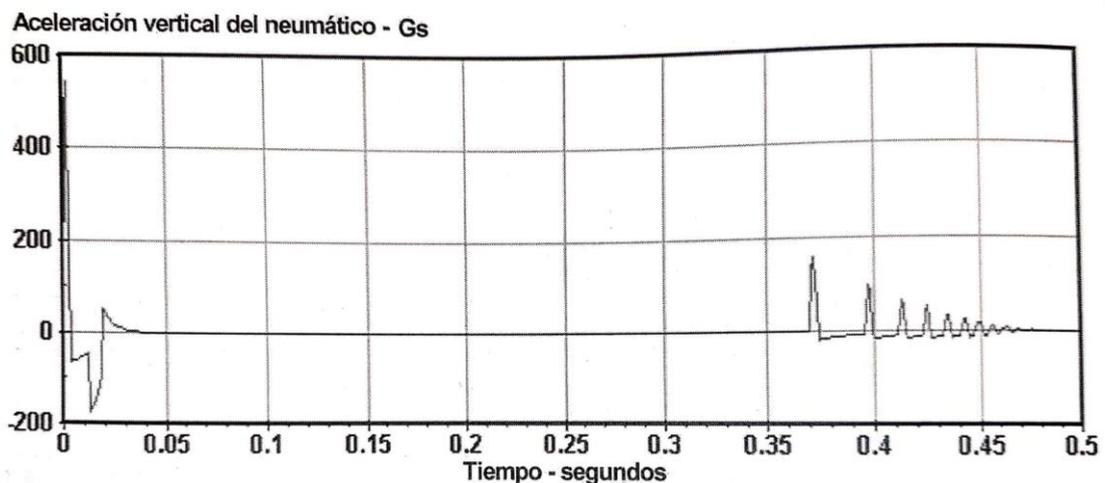
Finalmente en la **Gráfica 5** se muestra la aceleración en el eje vertical que sufre la rueda con neumáticos convencionales. Se puede observar que en la primera etapa, la suspensión no tiene tanta importancia sino la capacidad de absorción que presentan los neumáticos.



Gráfica 5 Aceleración vertical del neumático convencional frente al tiempo.

De la misma forma, en la **Gráfica 6**, la curva del neumático rígido que corresponde con la aceleración del eje vertical, muestra un pico de aceleración cercano a los 600G mientras que en la **Gráfica 5** las curvas de aceleración de los neumáticos convencionales, no llegan a 20G. Estas aceleraciones tan altas causarían grandes daños a nivel estructural.

Como se puede observar, en la **Gráfica 6** en el caso de montar un neumático que no admite deformaciones es decir, que es completamente rígido, se aprecia claramente el aterrizaje de la rueda y los rebotes que se ocasionarían.



Gráfica 6 Aceleración vertical del neumático rígido frente al tiempo.

Así pues, se puede concluir que el neumático inflado con un determinado gas actúa de forma similar a un muelle y el material del neumático, se comportaría como un amortiguador aunque si el neumático es demasiado grande, el efecto muelle es mucho más grande que el efecto de amortiguación.

Además de haber componentes que afectan principalmente a la suspensión como es el caso del elemento más importante, el amortiguador trasero, también es importante destacar que el diseño de las partes que pertenecen al sistema de suspensión trasera como es el basculante o el peso de dichas partes, influyen de forma directa también en el comportamiento de este sistema y por tanto, habrá que conocer y estudiar la influencia para tratar de seleccionar la mejor opción posible.

Los principales aspectos en cuanto al factor de diseño que habrá que tener en cuenta son la masa suspendida y no suspendida y el tipo de basculante que formará parte del sistema de suspensión trasera.

### **MASA SUSPENDIDA Y NO SUSPENDIDA**

A pesar de ser términos muy sencillos, pueden ocasionar confusión pero básicamente, se define masa suspendida aquella que queda apoyada sobre la suspensión, es decir, prácticamente la totalidad de la motocicleta a excepción de las ruedas, frenos y partes de la suspensión.

Por otro lado, la masa no suspendida es la diferencia entre la masa total del conjunto menos la masa suspendida, es decir, todo lo que resta al peso de la motocicleta.

Este es un concepto importante a tener en cuenta ya que cuando se busca altas prestaciones en el sistema de suspensión se busca que la relación entre masa no suspendida y suspendida sea la más amplia posible.

### **BASCULANTE**

La estandarización del uso del basculante en las motocicletas de competición no llegó hasta mediados del siglo 20. En aquel entonces, la falta de rigidez torsional era muy notable hasta el punto en que los fabricantes, vendían los amortiguadores por parejas ya que era necesario colocar uno en cada brazo del basculante y de esta forma, se conseguía reducir la torsión sobrante que se producía por el ajuste desigual de la suspensión.



*Ilustración 8 Ejemplo de basculante con parejas de amortiguadores (uno en cada brazo).*

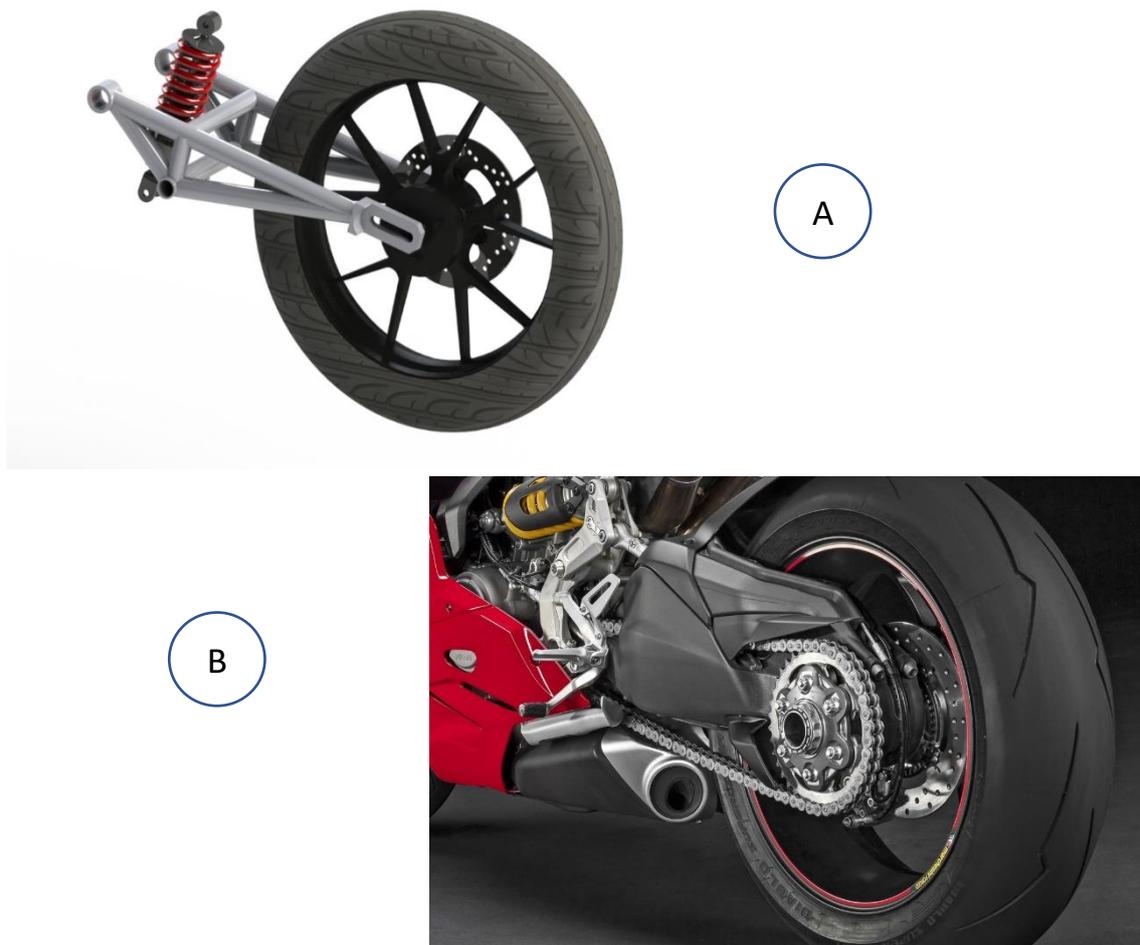
Un par de décadas más tarde, Yamaha volvió a utilizar la triangulación del basculante como solución a estos problemas de rigidez ya que además, se mejoraba la relación peso-rigidez colocando el amortiguador en el extremo del vértice de la triangulación.

A día de hoy, existen 2 tipos de basculantes que se utilizan en la fabricación de motocicletas.

En primer lugar, los basculantes monobrazo han sido utilizados en ciclomotores y actualmente, algunas marcas como Ducati, están empezando a aplicar este tipo de basculantes a sus vehículos. BMW monta este tipo de basculante en todas sus motocicletas con la particularidad de que la transmisión es de tipo cardan, en lugar de ser por cadena o correa.

El otro tipo de basculantes que se puede encontrar en uso a día de hoy son los basculantes de doble brazo, utilizado por la gran mayoría de las marcas.

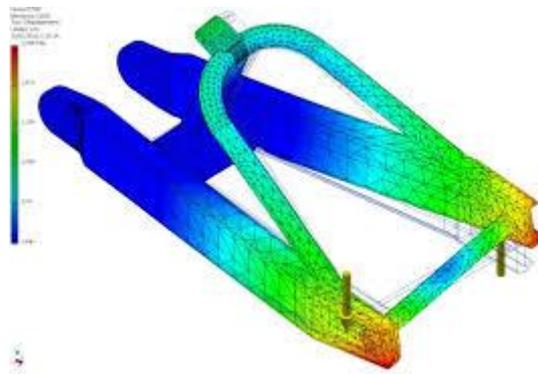
Ambos ejemplos se pueden ver en la **Ilustración 9** en la que aparece un basculante de doble brazo que podría montar cualquier motocicleta, y un basculante monobrazo de una Ducati deportiva.



*Ilustración 9 La figura A es un ejemplo de un basculante de doble brazo. La figura B es un basculante monobrazo de Ducati.*

A continuación, se analiza un estudio realizado en el libro de **Tony Foale “Motocicletas, Comportamiento dinámico y diseño de chasis”**, bajo las mismas condiciones para comprobar el comportamiento de cada tipo de basculante, suponiendo que ambos tienen los mismos anclajes y mismo sistema de suspensión y cuyas tres condiciones básicas para la comparación serán la rigidez estructural, el peso y la masa no suspendida.

En la práctica es complicado comparar ambas estructuras debido a su poca similitud en cuanto a geometría pero gracias a los avances tecnológicos en el mundo de la informática, se ha conseguido mejorar mucho las simulaciones y en la actualidad, se puede encontrar varios estudios basados en el análisis de elementos finitos cuyo objetivo es poder determinar de esta forma, el comportamiento de cada estructura y para ello, el software interpreta la figura como si estuviera formada por una gran cantidad de elementos unidos como se puede ver en el ejemplo de la **Ilustración 10**.



*Ilustración 10 Ejemplo de simulación con análisis por elementos finitos*

Las fuerzas que se debe simular mediante el análisis de elementos finitos aparecen cuando el vehículo se encuentra en movimiento, como al tomar una curva, o esfuerzos de flexión que debe soportar como el peso del prototipo o como se ha descrito anteriormente, al superar un bache.

Es por ello, que es muy importante conocer el comportamiento que sufre el conjunto trasero para poder evitar un mal diseño que acentúe un mal comportamiento y que ocasionen movimientos bruscos o indeseados y por tanto, una dificultad adicional al pilotar el prototipo.

Gracias a la aplicación de la triangulación en los basculantes y con un aumento considerable de la rigidez cada vez mayor, se ha conseguido corregir movimientos que se ocasionaban en la rueda trasera cuyas consecuencias formaban ángulos de comba y de derivación que generaban de esta forma, fuerzas capaces de incidir en la dirección de la motocicleta. Para comprender estos fenómenos que se ocasionan se pueden observar en la **Ilustración 11** un ejemplo visual de cada uno de ellos.

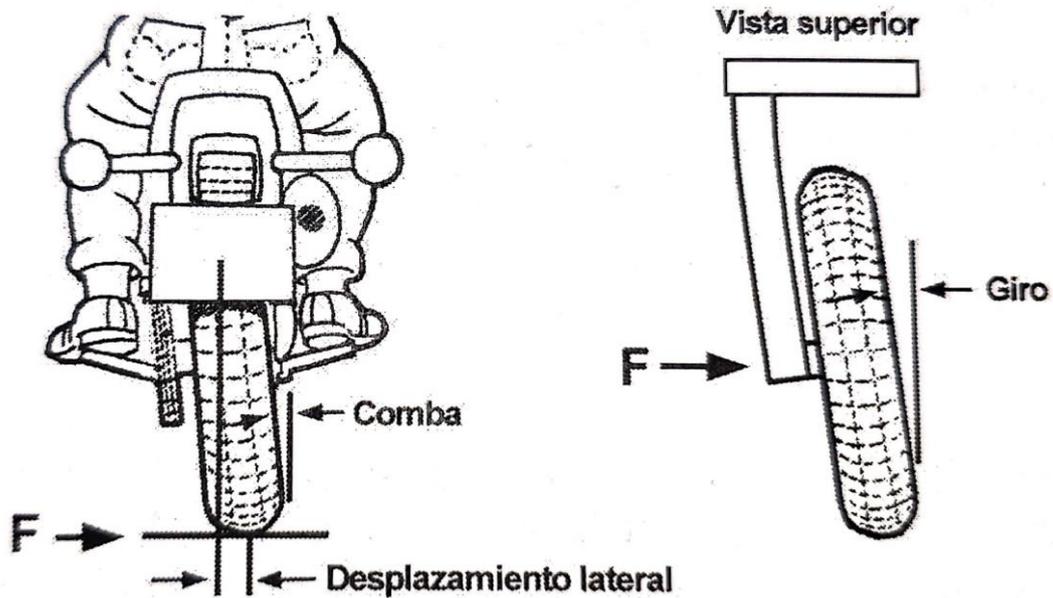
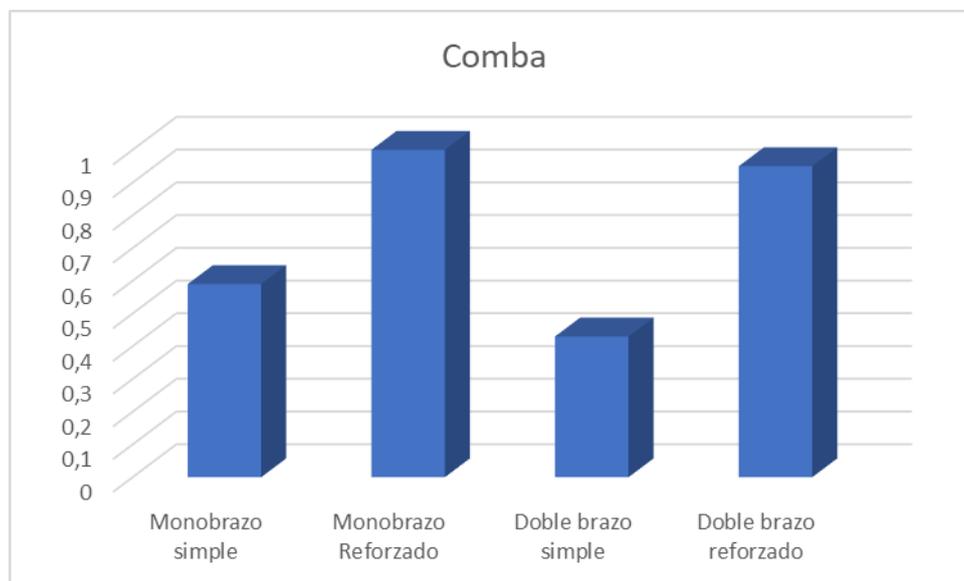


Ilustración 11 Ejemplos gráficos de los fenómenos de Comba, Desplazamiento Lateral y Giro

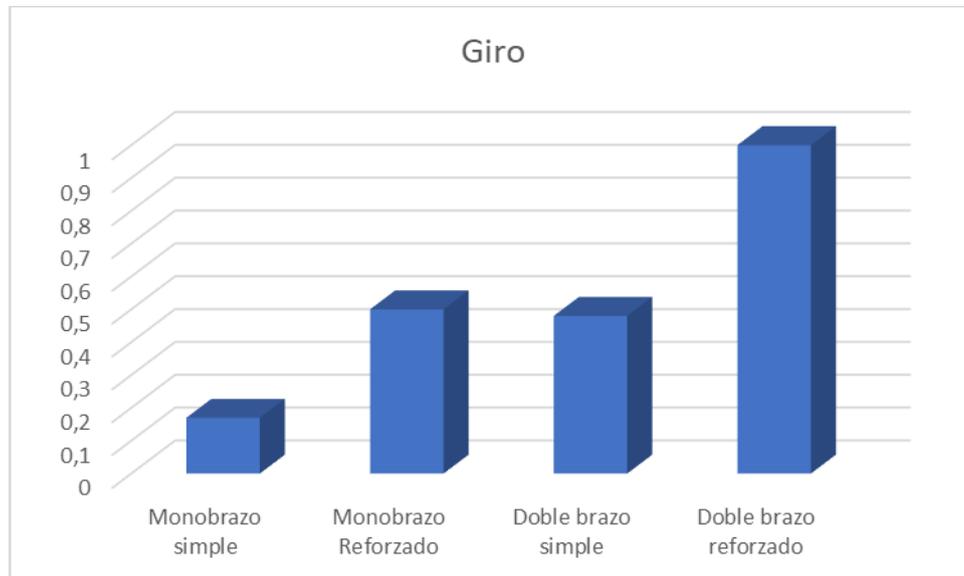
Tras observar los resultados del análisis realizado a ambos tipos de basculantes, bajo las mismas condiciones de geometría y sistema de suspensión y, aplicando las mismas cargas a ambas estructuras, se resumen los resultados en los gráficos representados. Las gráficas muestran un porcentaje de los valores de rigidez más elevados en cada caso.



Gráfica 7 Comparación de los porcentajes de rigidez de Comba según el tipo de basculante.

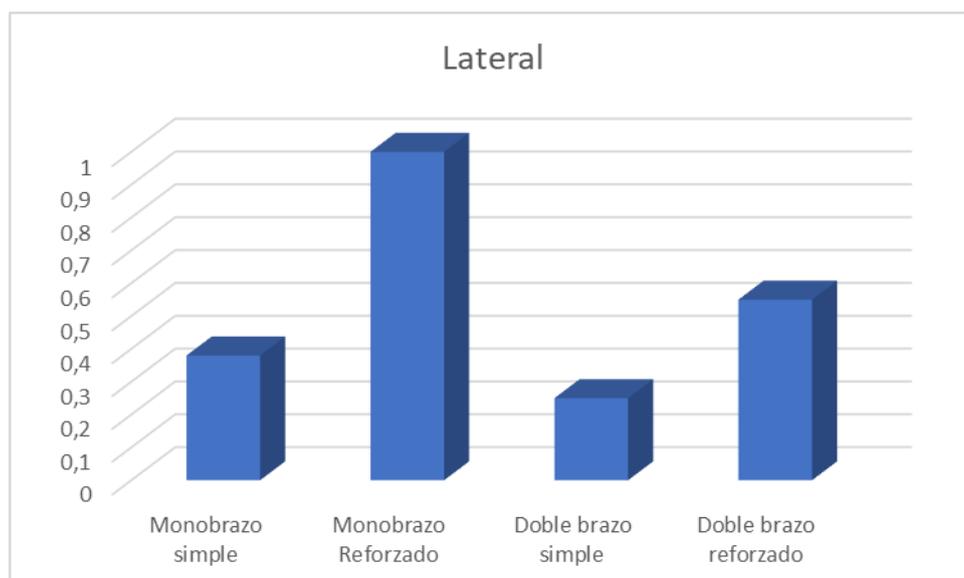
De este gráfico (**Gráfico 7**) se puede observar como ambas estructuras reforzadas se comportan de manera similar frente al fenómeno de comba.

En cuanto al **Gráfico 8** que muestra el ángulo de giro, se puede observar un mayor grado en el diseño de doble brazo. Este movimiento dependerá también del diseño ya que si se diseña con los brazos paralelos, el ángulo será pequeño, mientras que si los brazos de la estructura son más anchos en su parte trasera, favorecerá el efecto de giro en la rueda.



Gráfica 8 Porcentajes de ángulo de giro según el tipo de basculante.

Finalmente, a diferencia de la variación del ángulo de giro, el análisis que representa los desplazamientos laterales en la **Gráfica 9**, sí que se observa una diferenciada rigidez en el monobrazo reforzado frente al doble brazo reforzado.



Gráfica 9 Porcentajes de desplazamientos laterales según el tipo de basculante.

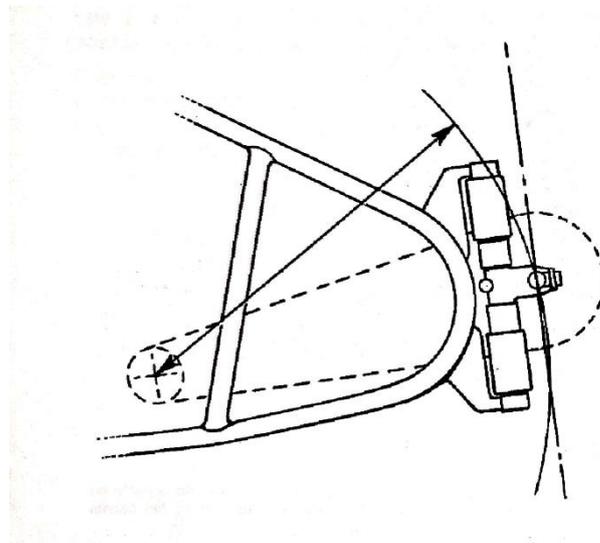
Comparando los resultados de las gráficas, se puede afirmar que al añadir los refuerzos, se mejora la eficiencia de la estructura a pesar de penalizar en peso pero, el beneficio global es bastante superior.

Para concluir, se puede decretar que ambas estructuras serían eficientes y por tanto, el criterio de selección debería contemplar más aspectos como pueden ser el peso, la posibilidad de fabricación o el coste que supone la fabricación de uno frente al otro.

#### 1.4 EVOLUCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERO EN COMPETICIÓN

Este mecanismo inició su función unos años más tarde que el sistema de suspensión delantero ya que los chasis utilizados en competición eran mayoritariamente rígidos y además, los primeros kits que pretendían ser adaptados a estos tipos de chasis fueron un fracaso.

El sistema con mejor adaptabilidad fue el llamado Plunger, utilizado por BMW y Norton con grandes éxitos en la competición. Aun así, presentaban una gran cantidad de limitaciones ya que con la implementación de los muelles, se arruinaba los efectos de triangulación de la parte trasera de la motocicleta debido a que cada lado flexaba de forma independiente, llegándose a producir fracturas por fatiga. Además, había que montar la cadena con cierta holgura ya que si no, se limitaba mucho el movimiento de la rueda. Este fenómeno se puede observar con mayor claridad en la **Ilustración 12** donde se ve como el movimiento rectilíneo de la rueda, tensa la cadena y así se ve limitado el movimiento.

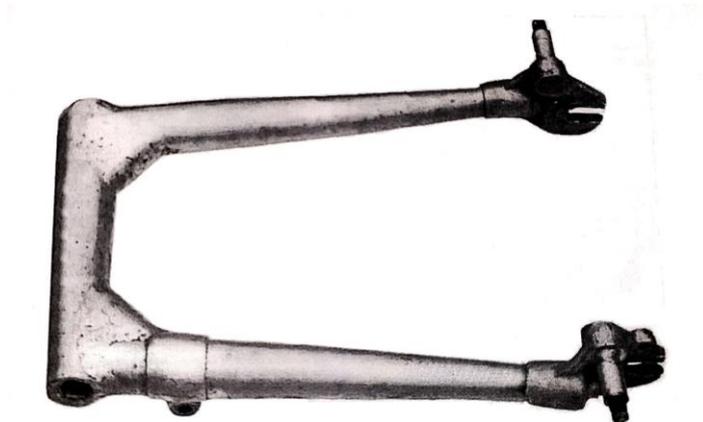


*Ilustración 12 Ejemplo de suspensión de tipo Plunger.*

Pronto las marcas se decantaron por implementar el método de triangulación en sus basculantes para conseguir una mayor rigidez, como fue el caso de marcas como Guzzi, que consiguió victorias utilizando este tipo de configuraciones en el TT Senior y Lightweight.

Años más tarde, otro tipo de basculantes se diseñaron para mejorar la rigidez sin necesidad de utilizar la triangulación, como fue el caso de Velocette durante los años 30, utilizado en sus prototipos de carreras.

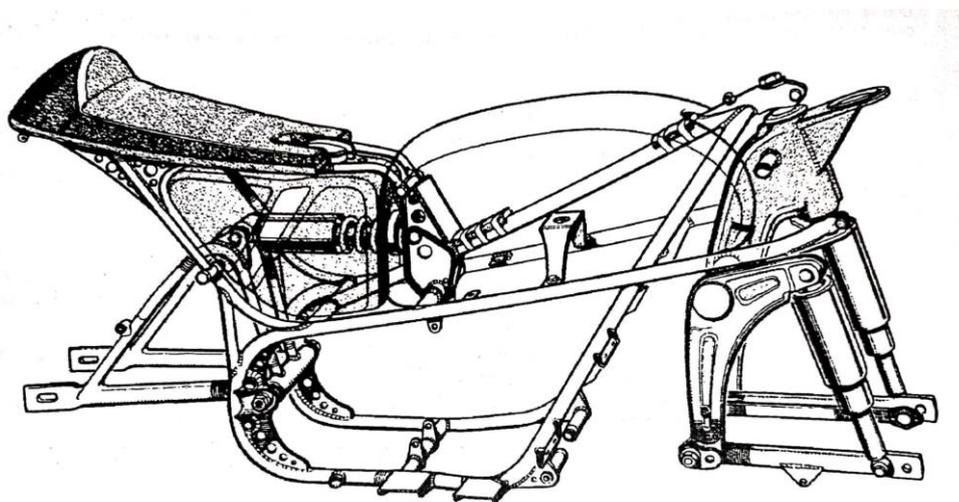
Para ello, combinaron diferentes secciones en los brazos del basculante, sin necesidad de utilizar una triangulación.



*Ilustración 13 Basculante rigidizado utilizando diferentes secciones en su estructura diseñado por Velocette.*

Con el objetivo de minimizar al máximo la torsión que sufrían los basculantes planos, se comenzó a utilizar pares de amortiguadores ajustados, uno a cada lado y esto condicionó también a que uno de los chasis más utilizados para estos tipos de basculantes fuera el diseñado por la marca Norton y nombrado como “featherbed” o “colchón de plumas”, utilizado durante los años 50 para sus prototipos de carreras, que ofrecía grandes avances frente al sistema de suspensión Plunger.

En 1952, Dough Hele diseñó una motocicleta de 250cc cuyo basculante estaba triangulado por la parte superior y montando un único amortiguador y colocado de forma horizontal que pasaba por una especie de túnel para anclarse al chasis.



*Ilustración 14 Dibujo del chasis y basculante de la BSA de Gran Premio de 250cc diseñada por Dough Hele en 1952.*

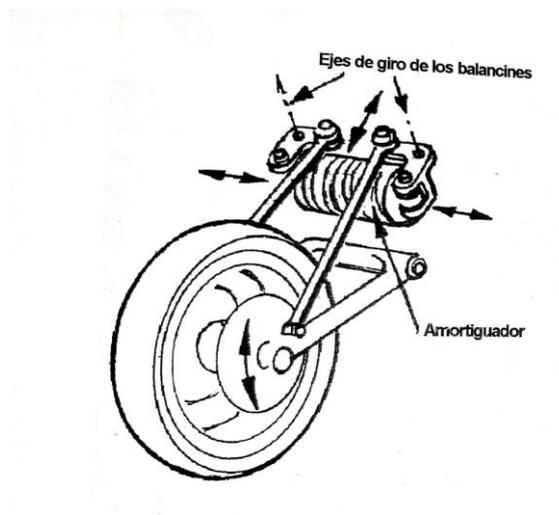
Aproximadamente en los años 70, Yamaha retomó un sistema utilizado un par de décadas antes, que consistía en un amortiguador hidráulico separado, montado bajo el asiento de la motocicleta. Este sistema es conocido hoy en día como “monoshock” o “cantilever”.

Otra de las marcas más reconocidas a nivel mundial como es Suzuki, también utilizó el método de triangulación, pero esta vez por debajo del eje de giro del propio basculante, en su modelo RG 500 de competición a pesar de que montaba una pareja de amortiguadores ubicados en su parte superior.

A mediados de década, Kawasaki implementó en sus máquinas de 250cc un sistema de suspensión por bieletas, que pasó a ser utilizado por la mayoría de marcas en motocicletas de competición y que sigue siendo utilizado a día de hoy en la élite del motociclismo ya que el propósito que persigue este sistema de suspensión es conseguir mayor resistencia en función del hundimiento del propio amortiguador, manteniendo una constante de muelle constante, y así poder conseguir un comportamiento progresivo y que permite tener sensibilidad frente a los baches pequeños, y aumentando su resistencia frente a mayores obstáculos.

Debido a la complejidad que presenta de diseño, algunos fabricantes optaron por utilizar muelles de paso variable, que se comportaran de similar forma.

Una de las soluciones más brillantes fue la del modelo de Yamaha OW61 de competición, la cual montaba un amortiguador de forma transversal con un sistema de bieletas y varillas que ahorran espacio en esa zona.



*Ilustración 15 Sistema de suspensión trasera utilizada en la Yamaha OW61 de GP.*

## 1.5 INFLUENCIA DE LA CADENA DE TRANSMISIÓN

En todas las transmisiones por cadena, las fuerzas que se generan se pueden clasificar en dos tipos principales.

La primera de ellas es de tipo estructural y está relacionada con las fuerzas que produce la acción de la cadena sobre la propia estructura del basculante y por tanto, habrá que tenerlas en cuenta a la hora de diseñar la estructura ya que esta fuerza que produce la cadena, tiene un orden de magnitud de tres o cuatro veces mayor que la fuerza de fricción del propio neumático con el asfalto. Como el basculante está sometido a ambas fuerzas, la de tracción y la que ejerce la cadena, la fuerza total es de cuatro a cinco veces la fuerza del neumático y es precisamente por este motivo que, tanto los anclajes como los elementos auxiliares que forman parte de la estructura como son los rodamientos o el tensor de la rueda trasera, tendrán que ser bien diseñados y seleccionados para que cumplan con los esfuerzos necesarios y se comporten de la forma deseada.

El segundo tipo de esfuerzos que hay que considerar es la holgura de la cadena de transmisión ya que por el movimiento del sistema de suspensión trasero, si el piñón no es coaxial al anclaje del basculante, la holgura varía dependiendo del recorrido del sistema de suspensión y esto es debido a la diferente trayectoria que sigue el eje de la rueda, con la que debería seguir para que la distancia que separa el piñón y la corona fuera constante.

Existen varias soluciones a este problema como puede ser la implementación de rodillos o duplicar el basculante con el objetivo de que se cree un paralelogramo articulado, pero a veces estas soluciones presentan mayores inconvenientes que ventajas.

## 1.6 SQUAT Y HUNDIMIENTO

Para comprender el concepto de Squat, es necesario conocer las transferencias de cargas que se producen en la motocicleta y cómo influye este fenómeno.

### TRANSFERENCIA DE CARGA

La transferencia de carga es el fenómeno que se origina cuando se acelera, se frena o se inclina el vehículo en una curva. En una aceleración muy fuerte como puede ser la de una motocicleta del campeonato del mundo de Moto GP, se puede ver en muchas ocasiones como se producen caballitos o, al realizar una frenada fuerte, se puede incluso levantar la rueda trasera del asfalto como es en el caso de la **Ilustración 16** en el que se puede observar ambos casos de transferencia de carga.



*Ilustración 16 Ejemplo de transferencia de carga en una Moto GP.*

También puede ser causada aerodinámicamente ya que en ocasiones, la resistencia que se produce en la parte delantera puede llegar a levantar esa parte y hundir la trasera o incluso es posible que se cause por culpa del terreno ya que, en el caso de circular por una pendiente, se produce una transferencia del peso dependiendo del sentido, ascendente o descendente.

Finalmente, en motocicletas con motores transversales y dependiendo del sentido de giro del cigüeñal, si este gira hacia delante cargará la parte trasera y si gira hacia atrás, reducirá la carga en el tren trasero.

La transferencia puede ser diferente dependiendo del tipo de motocicleta, pero la regla que siempre se mantiene para todas es que la carga vertical que soportan las ruedas siempre es la misma y si en caso de frenar fuerte, se transfiere un porcentaje del peso al tren delantero, exactamente la misma cantidad de carga se resta del tren trasero.

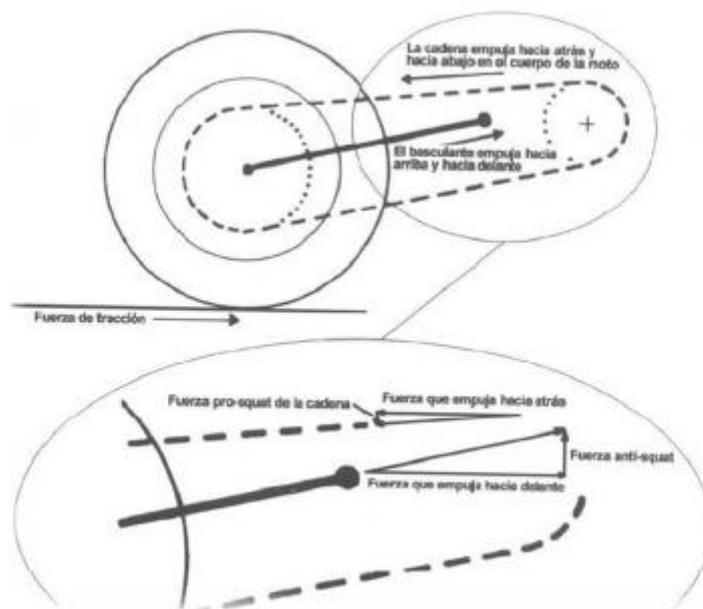
Especialmente es en este tipo de vehículos donde mayor influencia tiene este fenómeno debido a que el centro de gravedad se encuentra elevado para la corta distancia entre ejes que tienen las motocicletas.

## SQUAT Y HUNDIMIENTO

Ambos son movimientos originados debido a la transferencia de carga y son fenómenos no deseables en la mayoría de ocasiones ya que pueden ocasionar un mal comportamiento del vehículo llegando incluso a desestabilizarlo.

Este movimiento se refiere a la inclinación que se produce hacia atrás en la motocicleta cuando esta acelera. La diferencia de ángulos que se produce entre la cadena y el basculante, la longitud del basculante y la posición del anclaje de la suspensión, condicionan este fenómeno llamado Squat que, de este modo, queda definido cuando la suspensión trasera se comprime y el Anti-Squat cuando se levanta o se abre.

Es importante considerar que al variar el conjunto de transmisión piñón-corona y el alojamiento de la rueda trasera (tensar la cadena), varían el porcentaje de Anti-Squat que se obtiene en la motocicleta.



*Ilustración 17 Fuerzas que causan el Squat y Anti-Squat en el sistema de suspensión trasero.*

Se puede observar en la **Ilustración 17** como la fuerza que origina la cadena va en sentido opuesto a la fuerza de avance del basculante, que es mayor, y de este modo, se crea el fenómeno de Anti-Squat.

## 2.OBJETIVO

El objeto de estudio del siguiente proyecto se basa en el diseño y desarrollo del sistema de suspensión trasero para una motocicleta de competición de 250cc. El conjunto será diseñado siguiendo las normas establecidas por el reglamento oficial de la organización y amoldándose a los recursos económicos y materiales disponibles por el equipo, así de una serie de parámetros técnicos con el fin de asegurar el correcto funcionamiento del conjunto y obteniendo la mayor eficiencia posible.

Las diferentes fases del proyecto seguirán la siguiente estructura:

- Análisis de fuerzas incidentes en la estructura y determinación de los esfuerzos más desfavorables.
- Dimensionamiento del basculante y cálculo geométrico del sistema de suspensión trasero con el objetivo de conseguir el mejor comportamiento dinámico posible.
- Diseño y simulación de la estructura atendiendo las cargas críticas que debe soportar y asegurando su integridad física.
- Diseño y selección de los elementos auxiliares complementarios y necesarios para el funcionamiento del mecanismo.

Por último, el proyecto tomará la realidad con el objetivo de alcanzar los mejores resultados posibles en la VI Edición MotoStudent, que tendrá lugar en las fechas próximas a la primavera del 2021 debido a la Pandemia sufrida durante el 2020, que han demorado las fases inicialmente establecidas y obligando a la organización a mover la competición de fecha.

### 3. REGLAMENTO TÉCNICO DE LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT

Como se ha comentado anteriormente, el diseño y la fabricación del basculante que formará parte del prototipo que participará en la VI edición de la competición MotoStudent, deberá cumplir con el reglamento técnico oficial dictado por la propia organización.

Cualquier incumplimiento del reglamento podría causar la descalificación inmediata del equipo durante las verificaciones técnicas que realiza la organización además de que el objetivo del reglamento, es asegurar de cierta forma que las motocicletas que se fabriquen sean seguras para la competición.

A continuación se exponen los artículos y secciones del reglamento oficial que repercuten de forma directa sobre el presente proyecto. Dicho reglamento ha sido facilitado por la organización a los equipos participantes para la VI edición MotoStudent.

#### SECCIÓN A: REGLAMENTO ADMINISTRATIVO

##### ARTÍCULO 1: INTRODUCCIÓN A LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT

###### A.1.3 Categorías de la Competición

La Competición MotoStudent cuenta con dos categorías diferentes:

- MotoStudent Petrol
- MotoStudent Electric

A.1.3.1 La Categoría MotoStudent Petrol se caracteriza por utilizar como método de propulsión un motor de combustión interna. La normativa relativa a la Categoría MotoStudent Petrol viene definida a lo largo del presente Reglamento en sus apartados correspondientes.

A.1.3.2 La Categoría MotoStudent Electric se caracteriza por utilizar como método de propulsión un sistema 100% eléctrico. La normativa relativa a la Categoría MotoStudent Electric viene definida a lo largo del presente Reglamento en sus apartados correspondientes. 6 02.2019 2019/2020 MotoStudent International Competition

A.1.3.3 Cada Categoría se desarrollará de forma paralela e independiente con su evaluación y puntuación correspondiente, así como las pruebas e hitos a cumplir a lo largo de la Competición, incluyendo el Evento Final.

##### ARTÍCULO 4: FABRICACIÓN DE LA MOTO

###### A.4.1 Fabricación del prototipo

Los prototipos participantes en MotoStudent deben ser creados, diseñados, y ensamblados por los estudiantes registrados en el equipo sin la participación directa de ingenieros profesionales, ingenieros de competición, mecánicos profesionales, etc. El equipo se compromete a ello con la firma del documento de conformidad con la Organización y el Reglamento de la Competición.

#### **A.4.2 Kit MotoStudent**

La Organización proveerá a todos los equipos de un Kit que incluirá todos los componentes de obligada instalación en los prototipos. La normativa técnica referente a este Kit viene definida en las secciones B, C y D del presente Reglamento.

A.4.2.1 Los gastos de transporte del Kit MotoStudent a las dependencias indicadas por los equipos participantes serán cubiertos por la Organización. No obstante, cada equipo se responsabilizará de los impuestos y aranceles derivados de las políticas de importación del país, zona o región a las que se envíen los Kits.

A.4.2.2 Los equipos deberán informarse previamente al envío de los Kits de las políticas arancelarias y límites logísticos derivados del destino de envío y comunicar las particularidades a la Organización para evitar retenciones del material.

A.4.2.3 Es posible que, dependiendo del país de localización del equipo, no se permita el envío de alguno de los componentes incluidos en el Kit MotoStudent. En ese caso, la Organización se pondrá en contacto con el equipo para encontrar soluciones alternativas para la gestión de dichos componentes.

A.4.2.4 Los componentes incluidos en el Kit MotoStudent para ambas categorías deben ser utilizados con el único propósito de la fabricación de los prototipos para la VI Edición de MotoStudent y su participación en ella, quedando terminantemente prohibido darles otras aplicaciones fuera de ésta.

## **SECCIÓN B: REGLAMENTO TÉCNICO GENERAL**

### **ARTÍCULO 1: REQUISITOS TÉCNICOS DEL PROTOTIPO Y RESTRICCIONES**

#### **B.1.1 Introducción al Reglamento Técnico**

Los prototipos presentados para competir en MotoStudent deben ser de fabricación propia.

B.1.1.1 El diseño y fabricación de los prototipos presentados deben atenerse a la normativa impuesta en el presente Reglamento, para poder participar en las fases puntuables de la Competición.

B.1.1.2 Los prototipos deberán mantener todas las especificaciones requeridas en el Reglamento Técnico durante todas las pruebas del Evento Final. La Organización podrá revisar el correcto cumplimiento del Reglamento en cualquier momento del Evento Final.

B.1.1.3 Cualquier incumplimiento de los requisitos técnicos y restricciones deberán ser corregidos y volverse a inspeccionar antes de que el prototipo pueda participar en cualquier prueba durante el Evento Final.

B.1.1.4 La normativa reflejada en la presente Sección B del Reglamento afecta por igual tanto a la Categoría “MotoStudent Petrol” como a la Categoría “MotoStudent Electric” de la Competición, salvo en los artículos en los que se indiquen requerimientos específicos para una Categoría concreta.

## B.1.4 Kit MotoStudent

B.1.4.1 El Kit MotoStudent, para los equipos inscritos en la Categoría “MotoStudent Petrol” constará de los siguientes componentes:

- Motor de combustión interna
- Centralita de gestión del motor (\*pendiente de confirmación)
- 1 juego de neumáticos slick delantero y trasero
- Pinzas y bombas de freno

B.1.4.3 Los componentes incluidos en el Kit MotoStudent llevarán incorporado un marcaje identificativo. Dicho marcaje deberá permanecer intacto, pues será revisado por el Cuerpo Técnico de la Organización en el Evento Final. En caso de rotura o daño de estos marcajes los equipos deberán ponerse en contacto con la Organización para determinar una solución.

B.1.4.4 No se podrá cubrir con pintura o lámina adhesiva ningún elemento identificador de los componentes suministrados por la Organización.

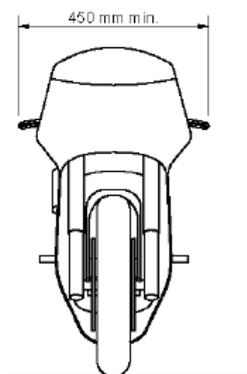
B.1.4.5 Cualquier cuestión técnica relativa a los componentes incluidos en el Kit MotoStudent deberá ser canalizada a través de la Organización. Está prohibido el contacto directo entre los equipos participantes y las empresas suministradoras para cuestiones técnicas relativas al Kit MotoStudent.

## ARTÍCULO 2: REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO

### B.2.1 Dimensiones

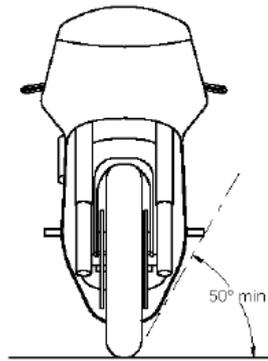
Las dimensiones del prototipo son libres exceptuando los requisitos básicos expuestos a continuación.

B.2.1.1 La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares debe ser de 450mm.



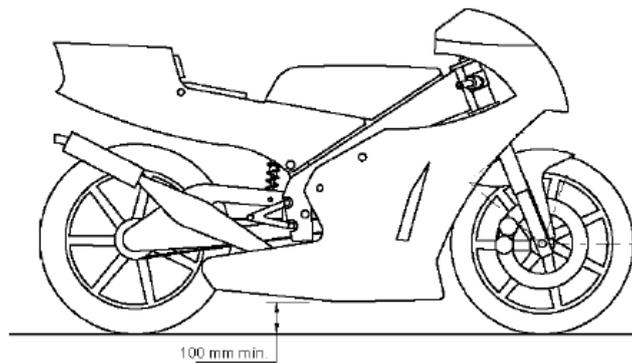
*Ilustración 18 Anchura mínima entre extremos de los semimanillares.*

B.2.1.2 El ángulo mínimo de inclinación lateral del prototipo sin que ningún elemento del mismo (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.



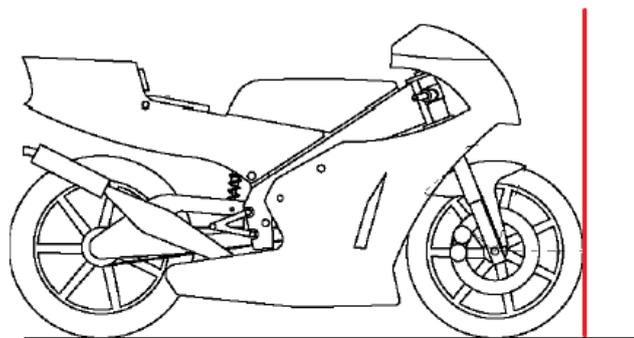
*Ilustración 19 ángulo mínimo de inclinación lateral.*

B.2.1.3 La distancia libre al pavimento con el prototipo en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en situación de reposo. Esta medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto), pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.



*Ilustración 20 Altura libre al pavimento con el prototipo en posición vertical.*

B.2.1.4 Límite frontal: Ningún elemento del prototipo podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.



*Ilustración 21 Límite frontal que no se puede sobrepasar.*

B.2.1.5 Límite posterior: Ningún elemento del prototipo podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

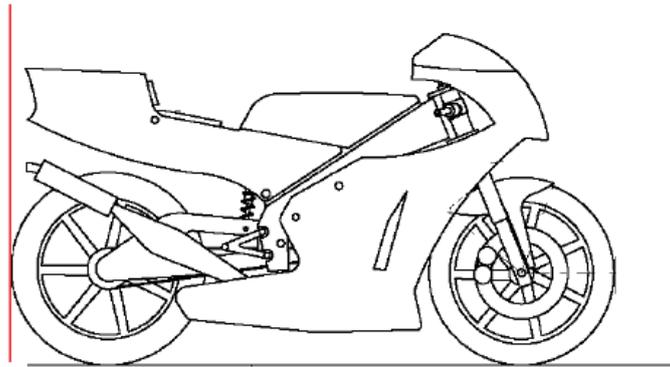


Ilustración 22 Límite posterior no sobrepasable.

B.2.1.6 La banda de rodadura de los neumáticos deberá presentar una distancia libre mínima de 15mm a lo largo de toda su superficie a cualquier elemento del prototipo, en cualquier posición del mismo y para cualquier reglaje de geometrías.

B.2.1.7 La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento del prototipo del asiento hacia atrás, excepto el sistema de escape para motos de la categoría “MotoStudent Petrol”.

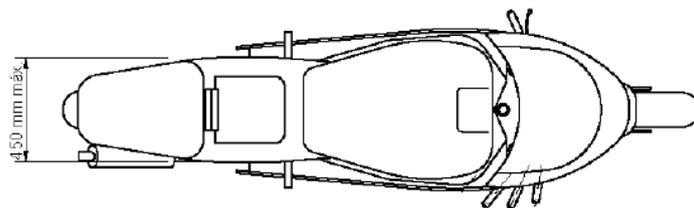


Ilustración 23 Anchura máxima del asiento.

B.2.1.8 La anchura máxima del carenado será de 600mm.

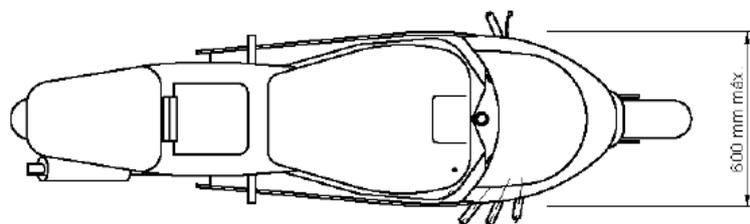
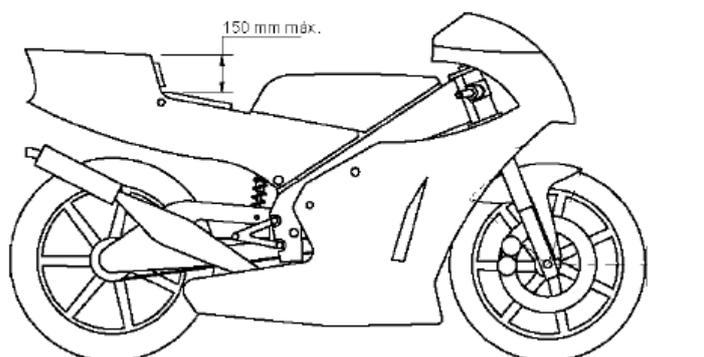


Ilustración 24 Anchura máxima del carenado.

B.2.1.9 Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150mm.



*Ilustración 25 Cota máxima entre altura del asiento y la parte más elevada del colín.*

## **B.2.2 Peso**

B.2.2.1 El peso mínimo total del prototipo sin piloto será de 95 Kg para ambas categorías, incluyendo todos los líquidos que pudieran ser necesarios para el funcionamiento del prototipo.

B.2.2.2 En cualquier momento del Evento Final, el peso total de la motocicleta debe estar por encima del peso mínimo indicado en el Art. B.2.2.1.

B.2.2.3 El uso de lastre está permitido para alcanzar el peso mínimo. Dicho lastre debe ser declarado al Cuerpo Técnico durante las verificaciones.

B.2.2.4 En caso de instalar lastre desmontable, éste deberá ir correctamente sujeto al chasis, de forma que no pueda desprenderse del conjunto en caso de choque o caída. Puede ser instalado mediante bridas o atornillado.

## **ARTÍCULO 3: CHASIS**

### **B.3.1 Diseño**

No se permite el uso de un chasis comercial, ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de diseño y fabricación propia.

Se engloba en este artículo el chasis principal, el subchasis y el basculante.

B.3.1.1 No hay limitaciones en el tipo de diseño o materiales utilizados para la fabricación de chasis, basculante o subchasis, siempre y cuando el resultado cumpla con la normativa impuesta en el presente Reglamento.

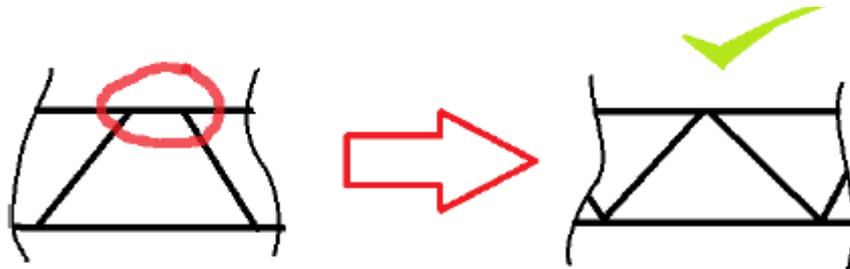
B.3.1.2 En caso de duda sobre la seguridad del diseño de chasis presentado, la Organización podrá solicitar un informe justificativo de seguridad que incluya análisis por el método de elementos finitos, simulaciones u otros ensayos demostrativos.

B.3.1.3 El chasis deberá diseñarse de forma que todos los elementos del motor, admisión de combustible y comburente, y sistemas eléctricos y electrónicos de control y seguridad queden protegidos en caso de caída.

### B.3.2 Soldaduras y uniones

Está permitida la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero deberá resultar una estructura consistente.

B.3.2.1 En las estructuras de tipo celosía se deberá buscar la correcta triangulación en los nodos de la estructura.



**Ejemplo de triangulación correcta**

*Ilustración 26 Ejemplo de triangulación correcta.*

## ARTÍCULO 6: SISTEMA DE FRENADO

El prototipo deberá disponer de sistema de frenado por discos y de accionamiento hidráulico tanto en eje delantero como trasero.

La Organización suministrará, dentro del Kit MotoStudent, los siguientes componentes del sistema de frenado:

- Pinza delantera
- Pinza Trasera
- Bomba delantera de mano
- Bomba trasera de pie

La información relativa a estos componentes será suministrada a todos los equipos participantes.

### B.6.1 Comando y control

B.6.1.1 No se permiten sistemas de freno combinados. El sistema delantero y el trasero deben ser completamente independientes uno del otro.

B.6.1.2 El sistema de frenado para el eje delantero se deberá comandar por sistema de leva manual instalada junto al puño de aceleración, en el lado derecho del manillar.

B.6.1.3 El sistema de frenado para el eje trasero se deberá comandar por sistema de leva de pie instalada en la zona de apoyo o estribera del pie derecho del piloto.

## **ARTÍCULO 7: SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

Los sistemas de suspensión son de configuración libre, a excepción de las pautas expuestas a continuación.

### **B.7.1 Aspectos generales**

B.7.1.1 Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y /o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.

B.7.1.2 Los reglajes de suspensión sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos o hidráulicos.

B.7.1.3 La Organización podrá no aceptar la participación de un prototipo cuyo sistema de suspensión se determine peligroso para su participación en las pruebas en pista. 43

### **B.7.2 Suspensión delantera**

B.7.2.1 Se permiten sistemas de suspensión delantera de cualquier tipo: horquilla convencional, horquilla invertida, telelever, duolever, basculante delantero, etc. Se permiten tanto sistemas comerciales como de diseño propio o modificados.

B.7.2.2 El conjunto de suspensión delantera podrá disponer de cualquier sistema de ajuste mecánico o hidráulico, como por ejemplo regulación de precarga del muelle, regulación de compresión, extensión o rebote.

### **B.7.3 Suspensión trasera**

B.7.3.1 Se permiten sistemas de suspensión trasera de cualquier tipo. Se permiten tanto sistemas comerciales como de fabricación propia o modificados.

B.7.3.2 El conjunto de suspensión trasera podrá disponer de sistemas de ajuste mecánicos o hidráulicos, tales como regulación

## **SECCIÓN E: VERIFICACIONES PREVIAS**

### **ARTÍCULO 3: STATIC SCRUTINEERING – VERIFICACIONES TÉCNICAS GENÉRICAS**

#### **E.3.1 Aplicación**

La etapa Static Scrutineering consiste en una serie de verificaciones sobre el prototipo para comprobar el correcto cumplimiento del Reglamento Técnico de la Competición y la seguridad del mismo. Además, se verificará que la equipación del piloto es apta para su participación en la Fase MS2.

E.3.1.1 Las verificaciones técnicas descritas en el presente artículo afectan a los prototipos presentados tanto para las Categorías “MotoStudent Petrol” y “MotoStudent Electric”.

### **E.3.2 Procedimiento**

El prototipo y la equipación del piloto serán examinados por el Cuerpo Técnico siguiendo todas las normas descritas en el Reglamento Técnico de la Competición.

E.3.2.1 Los equipos pueden disponer de los elementos de recambio (cualquier componente o parte del prototipo) que consideren oportunos. Estos recambios deberán ser presentados a la Organización simultáneamente con el prototipo para su verificación.

E.3.2.2 El Static Scrutineering se llevarán a cabo en el Technical Control Area.

E.3.2.3 El prototipo deberá presentarse en condiciones apropiadas para participar en las pruebas MS2, es decir, cumpliendo estrictamente toda la normativa reflejada en el Reglamento Técnico de la Competición.

E.3.2.4 La utilización de componentes no verificados por la Organización en el Static Scrutineering significará la expulsión inmediata de la Competición.

E.3.2.5 Para el Static Scrutineering deberán asistir al Technical Control Area únicamente 2 Team Members (integrantes del equipo), que serán los encargados de transportar el prototipo y algún tipo de sujeción o soporte que permita presentarlo en posición estática para su examen.

### **E.3.3 Banco de ensayo de parte ciclo**

Si la Organización lo estimara necesario, se podrá someter al prototipo a una serie de fuerzas horizontales y verticales en un banco de ensayos para comprobar rigidez del chasis, correcto ensamblaje, geometrías y trabajo de suspensiones.

E.3.3.1 Se aplicarán sobre el prototipo las siguientes fuerzas:

- Carga horizontal progresiva en rueda delantera: 300kg
- Carga vertical progresiva sobre el asiento: 250kg

E.3.3.2 Estas cargas se aplicarán de forma alternativa y progresiva, verificando que en situación de compresión no se producen interferencias entre elementos, así como que todos los sistemas que integran la parte ciclo del prototipo trabajan adecuadamente. Al retirar el esfuerzo se verificará que la geometría original no ha sufrido deformaciones, así como que no haya aparecido ninguna fisura en los componentes estructurales o elementos de unión. Para que el prototipo se considere apto en esta prueba deberá cumplir las disposiciones descritas.

### E.3.3.3 Descripción gráfica de la prueba:

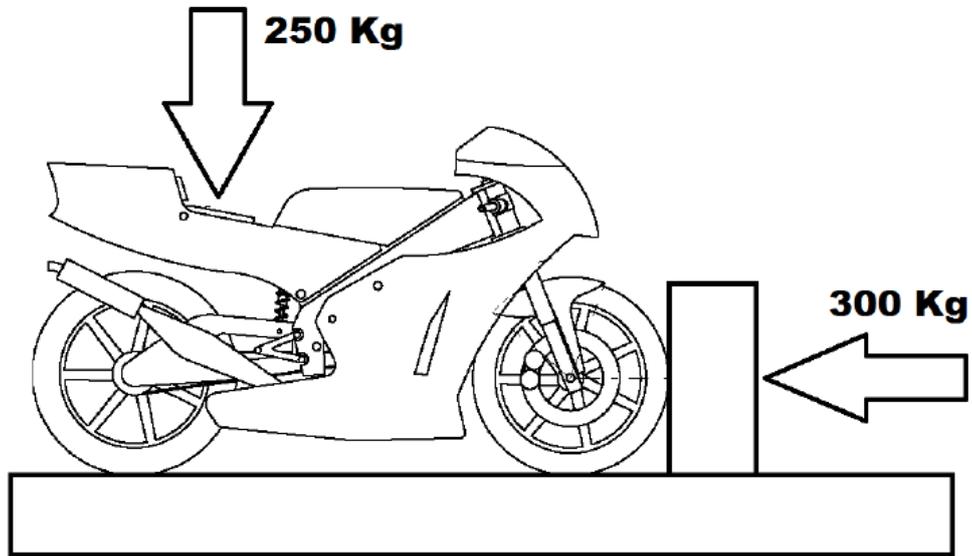


Ilustración 27 Esquema de aplicación de cargas.

### E.3.4 Comprobación de frenos

Se examinará el correcto funcionamiento de los frenos delantero y trasero en un frenómetro de rodillos.



Ilustración 28 Prueba de comprobación de Frenos.

E.3.4.1 Para que el prototipo se considere apto en esta prueba deberá rendir por encima de los siguientes valores de fuerza de frenada:

- Eje delantero: 0,30 kN
- Eje trasero: 0,25 kN

E.3.4.2 Para que el prototipo pueda cumplir los valores de frenada se recomienda realizar la prueba de comprobación de frenos con las pastillas y discos de freno con un ligero rodaje previo. Ciertos conjuntos de discos y pastillas pueden dar problemas de eficacia recién montadas debido a los recubrimientos, adaptaciones entre superficies, etc.

### **E.3.5 Validación**

E.3.5.1 Si el prototipo se considera apto tras el Static Scrutineering, se marcará con el adhesivo correspondiente y podrá acceder a la etapa Dynamic Safety Check.



*Ilustración 29 Ejemplo de adhesivo de verificación de las pruebas.*

## 4. DISEÑO

En el siguiente apartado se procede a explicar los criterios que se han seguido para el diseño de la estructura del basculante, así como de los componentes auxiliares que componen el sistema de suspensión trasera de la motocicleta y por tanto, el diseño quedará definido según los criterios preestablecidos y al mismo tiempo, el resultado final deberá satisfacer las necesidades para las cuales se desarrolla el proyecto.

El primer criterio que hay que seguir es el citado en el “Apartado 3. Reglamento Técnico de la competición MotoStudent”, el cual establece una serie de parámetros que son de obligado cumplimiento.

Otro aspecto importante a destacar es que el prototipo es un conjunto de ensamblajes formado por más estructuras como el chasis, por lo que se tendrá que mantener diálogo con los demás grupos para que el diseño global del prototipo no presente problemas por interferencia entre piezas o incompatibilidad de montaje.

Uno de los criterios más restrictivos es que el equipo cuenta con recursos económicos limitados y por tanto, habrá que optimizar al máximo posible para alcanzar la mejor solución.

Finalmente y muy importante, el prototipo deberá ser capaz de soportar todos los esfuerzos a los que se le someta tanto en las pruebas de banca de la organización como los posibles esfuerzos que se puedan presentar durante su circulación.

### GEOMETRÍA DEL PROTOTIPO

Para el prototipo que se desea diseñar, al tratarse de una motocicleta de cilindrada pequeña y cuyas características tienen que ser una conducción ágil y deportiva, se ha establecido la siguiente geometría de referencia con el objetivo de conseguir el comportamiento deseado.

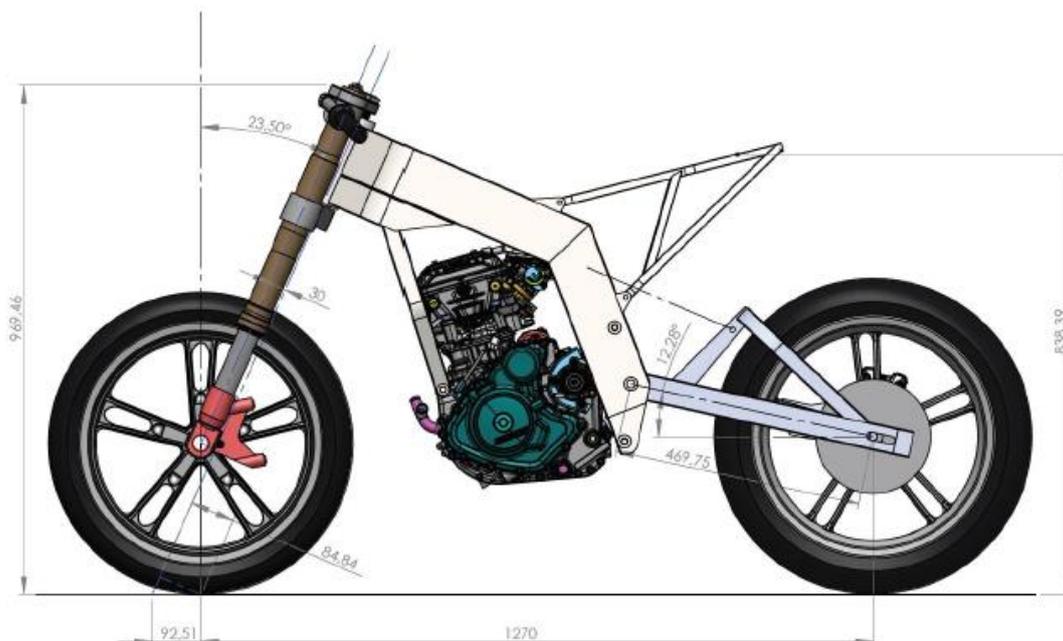


Ilustración 30 Cotas del prototipo para MS21.

Como se puede observar en la **Ilustración 30**. Cotas del prototipo, los parámetros principales que definen la geometría y detallados en el “Apartado 1.2 Geometría de una motocicleta de competición”, se ha establecido los siguientes valores para el prototipo:

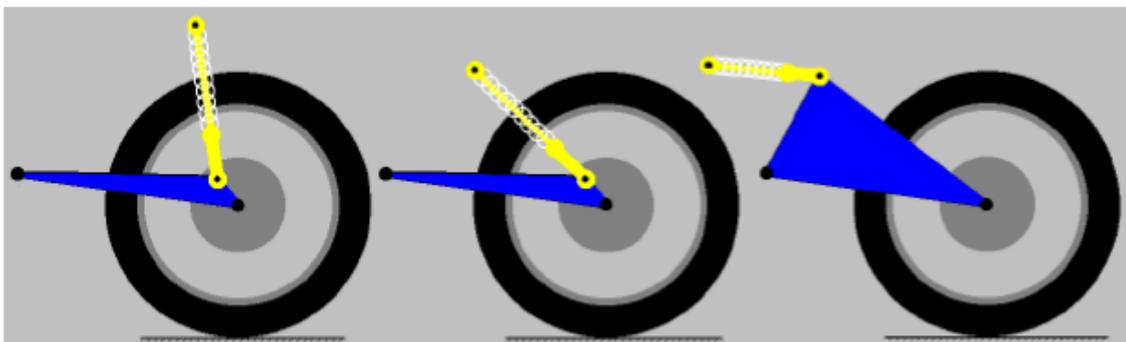
- **Distancia entre ejes:** La distancia entre ejes establecida para el prototipo es de 1270mm pudiendo ser regulada en un margen de  $\pm 40$ mm para el ajuste de la cadena. Esta es una distancia entre ejes bastante común en motocicletas de competición de la misma cilindrada que compiten al más alto nivel.
- **Ángulo de lanzamiento:** El ángulo de lanzamiento se ha decidido establecer en  $23,5^\circ$  de igual forma que estaba en el anterior prototipo ya que el piloto aseguraba que ese ángulo se comportaba de una manera óptima en el circuito de Motorland y en las pruebas dinámicas de slalom. Como se ha comentado anteriormente, entra dentro del rango de las motocicletas de competición.
- **Avance:** El avance resultante de los parámetros es igual a 84,84mm dentro del rango de motocicletas de competición que debe estar entre 75-90mm.

#### 4.1 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Así pues, con el paso del tiempo y la evolución de los sistemas, los más utilizados a día de hoy son el anclaje directo y el sistema de suspensión por bieletas, siendo este último el favorito en el sector de la competición de alto nivel.

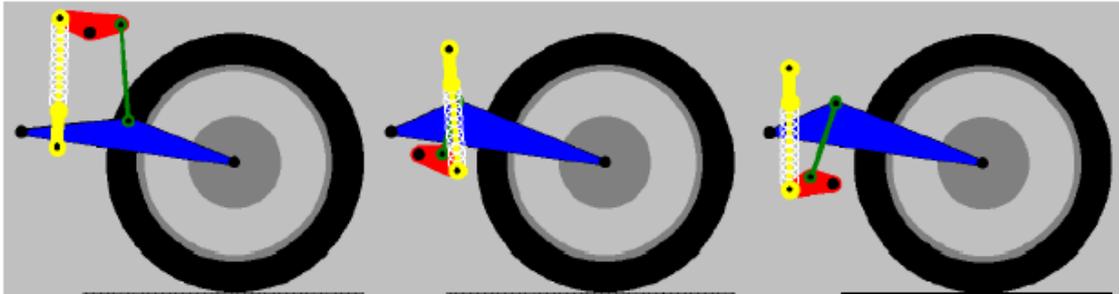
En cuanto al sistema de anclaje directo, a pesar de ser aparentemente sencillo, puede verse dificultado al instalar más de un amortiguador o variando su posición para cambiar su comportamiento. La complejidad de estas configuraciones se presenta al intentar conseguir un comportamiento progresivo, aunque también presenta numerosas ventajas como su fácil fabricación al mismo tiempo que bajo coste, unas fuerzas de reacción transmitidas al chasis pequeñas, reducción de las masas no suspendidas y presenta buena rigidez torsional.

Uno de sus inconvenientes, a parte de la dificultad para encontrar la progresividad del sistema, es que es difícil disipar el calor por el trabajo del propio amortiguador.



*Ilustración 31 Ejemplos de diferentes tipos de suspensiones con anclaje directo al basculante.*

Por otro lado, en referencia al sistema más utilizado actualmente en competición, el sistema de bieletas presenta un diseño y fabricación más complejo y con costes más elevados pero, ofrece una mejor constante efectiva de suspensión y una gran desmultiplicación del recorrido con respecto al amortiguador. A día de hoy, existe una gran cantidad de variantes de este sistema como el Unitrak de Kawasaki, el Pro-Link de Honda, el Full Floater de Suzuki o el Pro-Lever de KTM.



*Ilustración 32 Ejemplos de diferentes configuraciones de sistemas de suspensión por bieletas.*

Se ha decidido que el sistema de suspensión trasera sea de anclaje directo mono-punto ya que de esta forma, la fabricación es más económica, se reduce las masas no suspendidas y se ha sido capaz de encontrar una geometría que cumple con un comportamiento progresivo. Para ello, se ha realizado una triangulación en la que se ha ubicado el anclaje del amortiguador en su zona superior. Además, la solución seleccionada ofrece también una muy buena rigidez torsional.

## 4.2 TIPO DE BASCULANTE

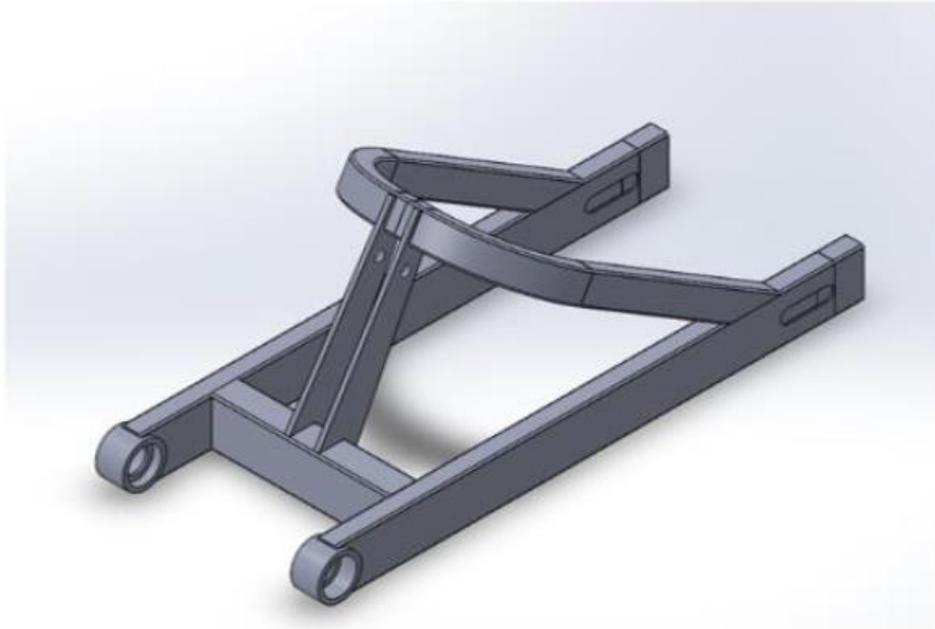
Hasta la V Edición de la competición, la organización se encargaba de suministrar dentro del Kit MotoStudent las llantas que había que montar de forma obligatoria pero sin embargo, esta edición han decidido cambiar las llantas por la centralita electrónica y con este cambio, el equipo ha decidido reutilizar las llantas de la IV Edición, que cumplen con la normativa y homologadas para su uso.

Con esto, el equipo ahorra una gran suma de dinero y por tanto, queda descartado el uso de un basculante monobrazo ya que las llantas no son compatibles con este sistema y, entre ambas opciones de diseño, únicamente es posible el diseño y fabricación de un basculante simétrico de doble brazo, triangulado por encima del eje de giro y compuesto por diferentes piezas soldadas.

A continuación, se muestra un listado de las piezas que conforman el basculante y los perfiles y piezas mecanizadas:

- X2 Brazo Basculante Perfil (50x20x2)
- X1 Refuerzo intermedio Perfil (50x30x2)
- X1 Arco para soporte Perfil (30x20x2)
- X2 Soporte Eje Mecanizado ( $\varnothing e45/\varnothing i35$ )
- X2 Pletinas soporte Amortiguador 5mm espesor.

De tal forma que el conjunto queda ensamblado de la siguiente forma:



*Ilustración 33 Diseño del basculante para MS21.*

### 4.3 AMORTIGUADOR

Habiendo ejecutado el análisis de las diferentes alternativas y teniendo en cuenta los diferentes criterios de diseño como los recursos económicos, humanos y de material disponible, además del comportamiento y geometría que se desean conseguir para afrontar las cargas a las que se verá sometida la motocicleta, se ha encontrado una muy buena solución que ha sido capaz de justificar los cálculos y que garantiza la seguridad del prototipo.

Para la adquisición de los elementos de suspensión, se ha evaluado detalladamente todas las posibilidades dentro del presupuesto que es capaz de afrontar el equipo y se ha estudiado el amplio abanico de posibilidades que existe a día de hoy en el mercado con el objetivo de adquirir el mejor tipo de amortiguador que cumpla con las necesidades de funcionamiento y que sea posible adquirirlo al mejor precio posible.

Se ha seleccionado un amortiguador procedente de una motocicleta comercial que tiene la máxima cantidad de regulaciones y que cumple que la constante elástica de su muelle sea entre 100 y 110 N/mm. Tras un largo proceso de selección se ha seleccionado un amortiguador de una Aprilia Tuono V4 2018 cuya constante elástica es de 103 N/mm.

### AMORTIGUADOR

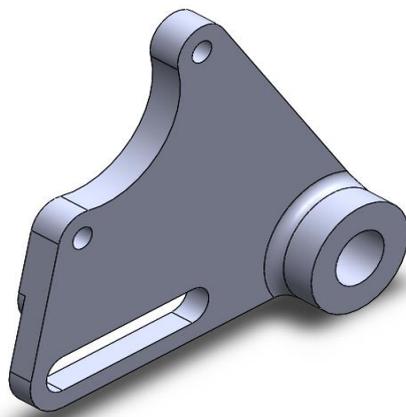
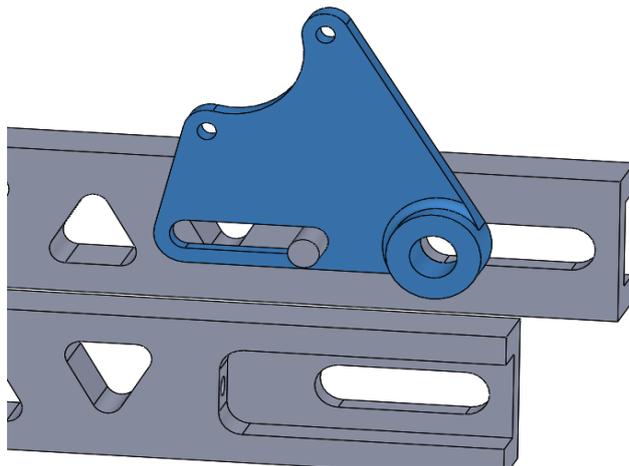
- Fabricante: Sachs
- Longitud: 300 mm
- Muelle: 103 N/mm
- Recorrido: 130 mm
- Regulaciones: precarga de muelle y extensión del hidráulico



*Ilustración 34 Amortiguador SACHS seleccionado para el sistema de suspensiones.*

### 4.4 SOPORTE DE PINZA DE FRENO TRASERO

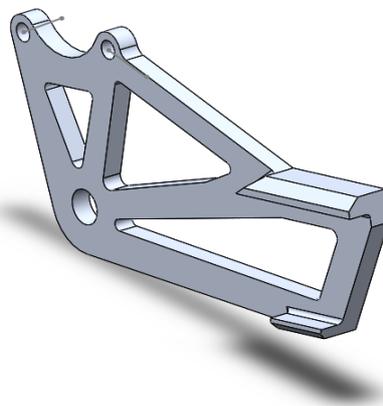
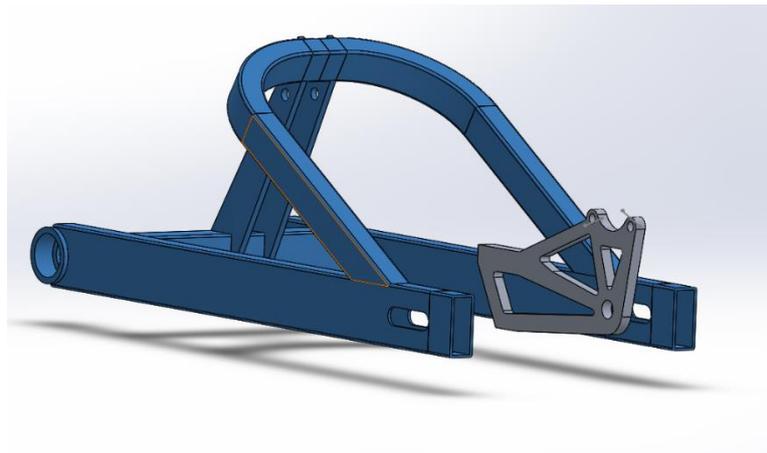
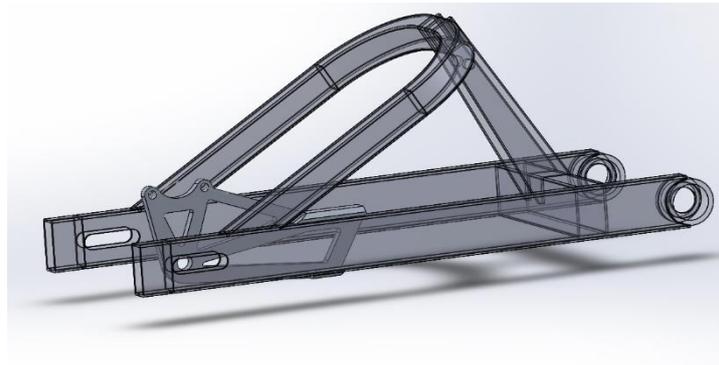
En la anterior edición, el quipo tuvo problemas con el soporte de la pinza del freno trasero ya que el diseño de este, la parte que ejercía de guía para poder realizar el ajuste de la cadena, estaba formado por un tetón de aluminio soldado al basculante.



*Ilustración 35 Ejemplo del soporte de pinza trasero utilizado en la anterior edición MS en 2018.*

El tetón que servía de guía se fisuró tras una fuerte frenada y el equipo tuvo que volver a soldar el tetón de nuevo al brazo del basculante.

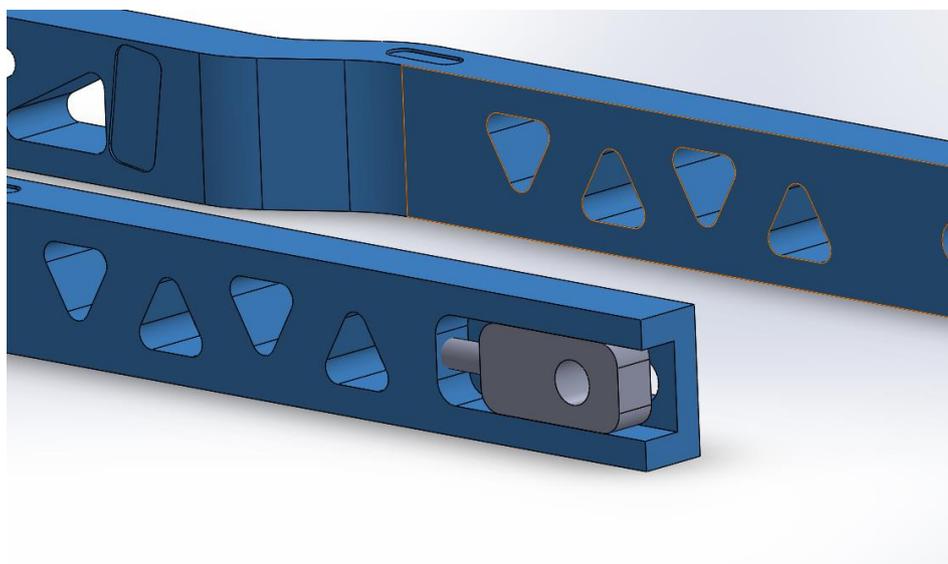
Para evitar este problema, se ha realizado un diseño diferente para favorecer la seguridad del elemento y reducir los posibles problemas que puedan surgir durante el uso del prototipo y es por esto, que se ha decidido mecanizar la pieza en aluminio 6063 T5 para reducir el peso y sustituir el tetón por un sistema de guía con el mismo brazo del basculante:



*Ilustración 36 Imágenes del nuevo diseño del soporte de pinza de freno trasero, que será fabricado y utilizado en la VI edición MS 2021.*

## 4.5 TENSOR DE CADENA

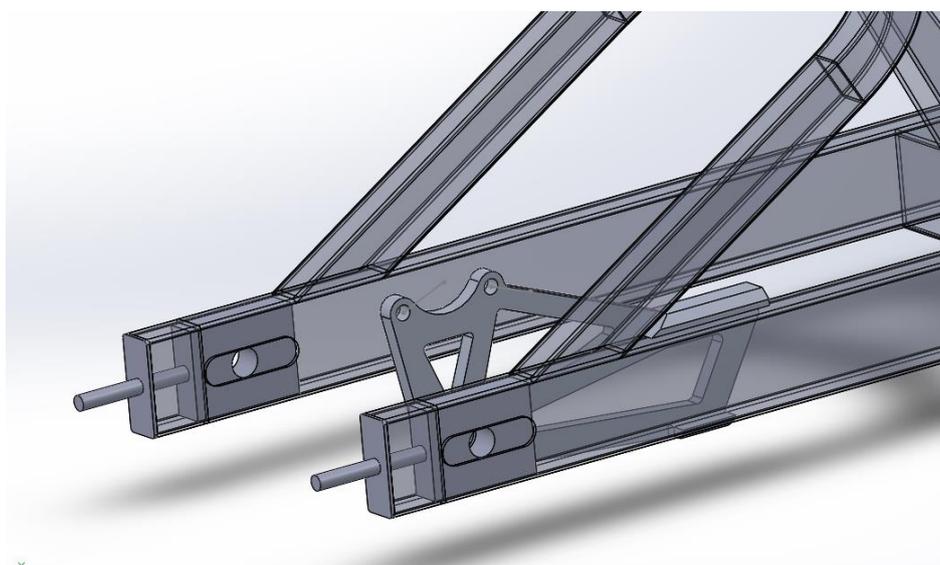
El tensor de la cadena es un elemento con un funcionamiento muy sencillo y si el basculante estuviera fabricado con unos brazos macizos, sería más fácil mecanizar por la parte exterior del final del brazo, una ranura la cuál serviría de guía para el tensor. La **Ilustración 37** muestra el tensor de cadena diseñado por el grupo de suspensiones de la edición MS.



*Ilustración 37 Tensor de cadena diseñado por el equipo para la V edición MS de 2018.*

Al disponer de unos brazos de basculante hechos con perfiles huecos, es necesario que el mecanismo actúe por la parte interna del perfil, como se puede observar en la **Ilustración 38**.

Así pues, la pieza es muy sencilla y consta de una pieza maciza que servirá para pasar el eje de la rueda a través del agujero, y a esta pieza se le soldará un tornillo de métrica 10 que permitirá el ajuste desde la parte externa con el uso de tuercas.



*Ilustración 38 Tensor de cadena diseñado para la VI edición MS de 2021.*

## 4.6 MATERIALES

### 4.6.1 BASCULANTE

Hay un amplio abanico de materiales útiles para la fabricación y dado a que se va a dar un uso de competición, se busca siempre la mayor ligereza posible. La fabricación de este elemento puede ser en acero, aluminio, materiales compuestos como la fibra de carbono o materiales ligeros como el titanio.

El titanio queda descartado debido a su elevado coste y la fibra de carbono también ha sido descartada debido a que no se dispone de suficientes recursos para su fabricación y el estudio y análisis de elementos finitos es complejo y puede variar mucho con respecto a la realidad si no se fabrica de la forma correcta.

Tras conseguir una colaboración con una empresa de perfilería que proporciona material de forma gratuita al equipo, se puede realizar la fabricación en aluminio y acero.

Finalmente, con el fin de economizar al máximo y comparando ventajas y desventajas, se ha optado por seleccionar un acero de tipo estructural con espesor de 2mm y de límite elástico de 275MPa, en detrimento del aluminio, ya que el equipo pretende fabricar el prototipo y no dispone de máquina de soldadura para aluminio y de este modo, ahorrar mucho dinero en la fabricación del chasis y basculante del prototipo.

Las propiedades del material se recogen en la **Gráfica 10: Acero S275JR**

Norma	Calidades	Límite elástico mínimo $R_{eH}$						Resistencia a la tracción $R_m$		Alargamiento mínimo A $L_0 = 5,65 \cdot \sqrt{S_0}$ %				Ensayo de flexión por choque	
		MPa						MPa						Temperatura °C	Energía mín. absorbida J
		Espesor nominal (mm)						Espesor nominal (mm)		Espesor nominal (mm)					
≤16	>16 ≤40	>40 ≤63	>63 ≤80	>80 ≤100	>100 ≤125	>3 ≤100	>100 ≤125	>3 ≤40	>40 ≤63	>63 ≤100	>100 ≤125				
EN 10025-2: 2004	S235JR S235JO S235J2*	235	225		215		195	360-510	350-500	26	25	24	22	+20 0 -20	27 27 27
	S275JR S275JO S275J2*	275	265	255	245	235	225	410-560	400-540	23	22	21	19	+20 0 -20	27 27 27
	S355JR S355JO													+20 0	27 27
	S355J2 S355K2													-20 -20	27 40
	S450JO	450	430	410	390	380	380	550-720	530-700	17				0	27
	E295* E335* E360*	295 335 360	285 325 355	275 315 345	265 305 335	255 295 325	245 275 305	470-610 570-710 670-830	450-610 550-710 650-830	20 16 11	19 15 10	18 14 9	16 12 8		

Gráfica 10 Propiedades mecánicas del Acero S275JR.

El tensor de cadena, será fabricado también en este tipo de acero ya que se encuentra ubicado en el interior del brazo del basculante y esto dificulta su mantenimiento y podría ocasionar corrosión con el paso del tiempo, si se fabricara en aluminio. De esta forma, se asegura un correcto funcionamiento del mecanismo.

#### 4.6.2 SOPORTE DE PINZA DE FRENO TRASERO

Para evitar la corrosión galvánica que se pueda crear al estar en contacto el aluminio del soporte de la pinza con el acero del brazo del basculante, se tratará con una pintura especial la superficie del brazo y evitar de esta forma la corrosión.

Se ha seleccionado el Aluminio 6063T5 ya que presenta unas buenas propiedades mecánicas y es un material muy común y relativamente económico. Las propiedades junto con su composición química y los tratamientos térmicos que permite, se recogen en la **Gráfica 11**:

ALEACIÓN		% Si	% Fe	% Cu	% Mn	% Mg	% Cr	% Ti	% Zn	otros	% Al
6061		0.4 - 0.8	0.70	0.150.40	0.15	0.8 - 1.2	0.040 0.35	0.15	0.25	0.05	remanen
6063		0.20-0.6	0.35	0.10	0.10	0.45-0.9	0.10	0.10	0.10	0.05	remanen
6261		0.40-0.7	0.4	0.150.40	0.2-0.35	0.7 - 1.0	0.10	0.10	0.20	0.05	remanen

PROPIEDADES MECÁNICAS					
ALEACION Y TEMPLE	DIAMETRO Ó ESPE. mm	AREA Mm2	RESIS. A LA TRAC. (psi) MIN	LIM ELAST. MIN (psi)	% ELONG. EN 50mm. MIN
6061 O	todos	todos	Max. 22000	16000	16
6061 T6	Hasta 6.32	todos	38000	35000	8
	>6.33	todos	38000	35000	10
6063 O	todos	todos	Max 19000	-----	18
6063 T4	Hasta 12.7	todos	19000	10000	14
	12.7 a 25.4	todos	18000	9000	14
6063 T5	Hasta 12.7	todos	22000	16000	8
	12.7 a 25.4	todos	21000	15000	8
6063 T6	Hasta 3.15	todos	30000	25000	8
	3.15 a 15.4	todos	30000	25000	10
6261 T6	todos	todos	38000	35000	10

Gráfica 11 Propiedades mecánicas y composición química del Aluminio 6063T5.

## 5. ESTUDIO DE CARGAS

El punto de partida antes de comenzar el diseño de la estructura es conocer detalladamente todas las solicitaciones que va a sufrir el basculante, por tanto, a continuación se procede a analizar todas las cargas que actúan durante la conducción del vehículo y las pruebas estáticas que realiza la propia organización según la “sección E Artículo 3” del reglamento MotoStudent y para ello, se ha utilizado como referencia los cálculos publicados en el libro de **Vittorio Cossalter “Motorcycle Dynamics”**.

Una vez conocidas las cargas críticas que deberá soportar la estructura, se podrá comenzar el diseño atendiendo a dichas solicitaciones y posteriormente, realizar las simulaciones pertinentes por el método de simulación de elementos finitos con el software informático SolidWorks.

Por tanto, las cargas que sufrirá el prototipo se dividirán en dos tipos:

- Cargas Estáticas
- Cargas Dinámicas

### 5.1 CARGAS ESTÁTICAS

Las cargas estáticas son aquellas aplicadas por la organización durante las verificaciones técnicas previas a la carrera, en las que aplican una carga horizontal progresiva de 300kg en el tren delantero, y una carga vertical progresiva de 250kg sobre el subchasis, según el “Artículo 3: Static Scrutineering – Verificaciones Técnicas Genéricas” de la sección E del reglamento.

#### PRENSA HORIZONTAL

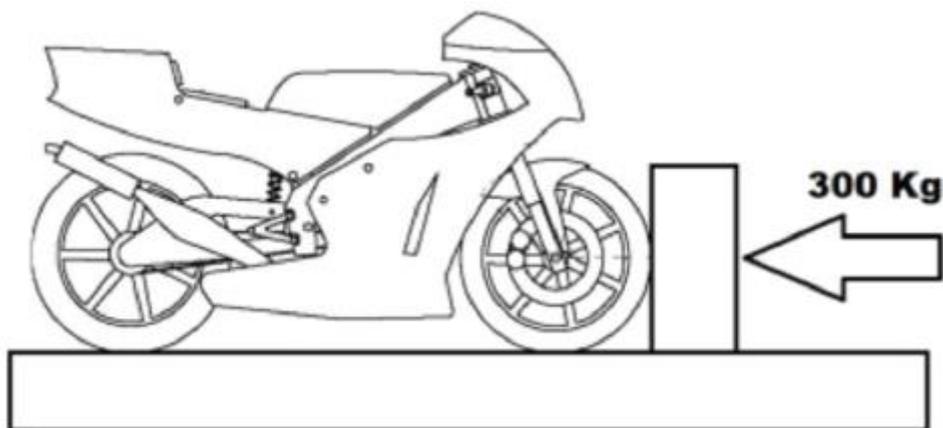


Ilustración 39 Ejemplo de aplicación de prensa horizontal.

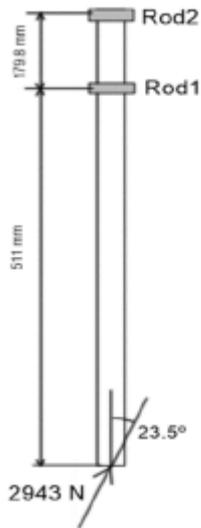
Las solicitaciones provocadas en dicha prueba, deberán ser soportadas por los rodamientos de la pipa de dirección.

$$\sum F_x = (2943 \cdot \cos(23,5^\circ)) + F_{rrod1} + F_{rrod2} = 0 \quad \text{Ec.1}$$

$$\sum F_x = (2943 \cdot \sen(23,5^\circ)) + F_{arod1} = 0$$

$$F_{arod1} = -1173,5N$$

Dada la disposición de los rodamientos, la fuerza axial solo es absorbida por uno de los rodamientos, el nº1.



$$\sum M_{Rod2} = -(\cos(23,5^\circ) \cdot 2943 \cdot 690,8) - (F_{rrod} \cdot 179,8) = 0 \quad \text{Ec.2}$$

$$F_{rrod1} = -10369,33N$$

$$F_{rrod2} = (\cos(23,5^\circ) \cdot 2943) - 10369,33 = 7670,4N$$

#### PRENSA VERTICAL

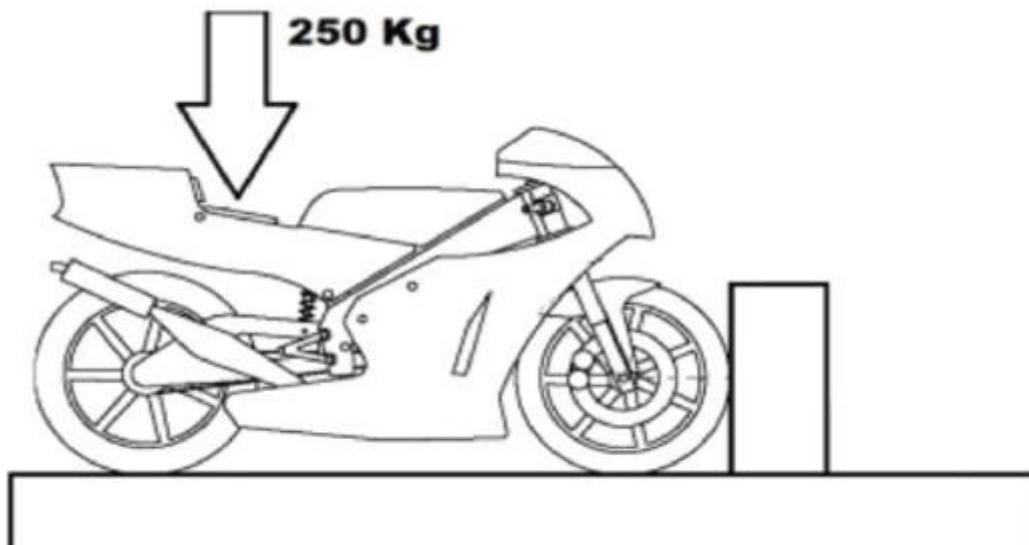


Ilustración 40 Ejemplo de aplicación de la carga vertical.

En este caso, habrá que calcular la fuerza resultante que se produce en la rueda trasera, para ello, se ha tomado el reparto de fuerzas como una viga bi-apoyada con un extremo fijo y otro articulado.

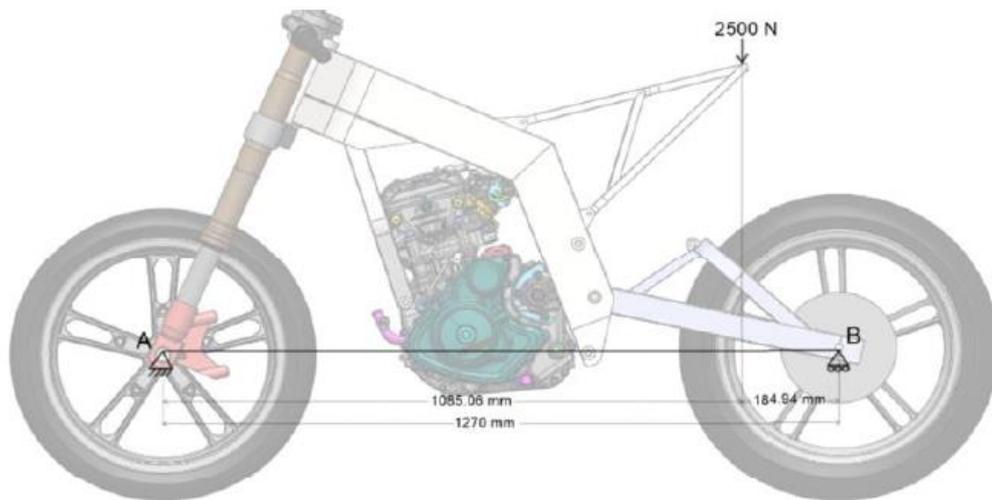


Ilustración 41 Esquema de cálculo de cargas en la prensa vertical cuando la prensa vertical.

De esta manera, la fuerza resultante en el eje trasero de la rueda, teniendo una distancia entre apoyos de 1270mm (equivalente a la distancia entre ejes), y una distancia desde el punto A al punto de aplicación de la fuerza de 1085,06mm:

$$\text{Ec.3} \quad \sum M_{\text{Rueda delantera}} = (1085,06 \cdot 2500) - (1270 \cdot B_y) = 0$$

$$B_y = 2135,94 \text{ N}$$

Una vez calculada la reacción en la rueda, se aplica dicha reacción al estudio cinemático del mecanismo de suspensión trasero en el que se puede observar en la “Ilustración 41”, como se ha obtenido las reacciones en los puntos de anclaje tanto del basculante con el chasis como en el amortiguador. El brazo articulado que simula al basculante está anclado por su eje de giro al chasis y además, se ha introducido a la simulación un amortiguador con la constante elástica del muelle correspondiente.

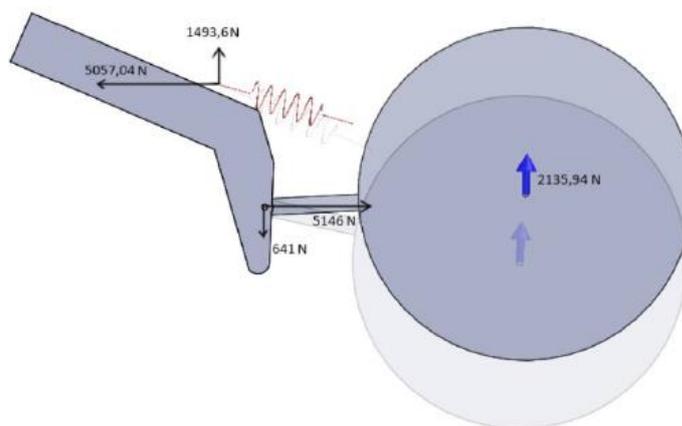


Ilustración 42 Animación de la simulación para el cálculo de reacciones.

## 5.2 CARGAS DINÁMICAS

Durante la conducción del prototipo, aparecen una serie de fuerzas que afectan a la estructura de la motocicleta. Estas fuerzas son originadas sobre todo por causa de la transferencia de carga que se producen en aceleraciones, frenadas, paso por curva o caídas que se puedan ocasionar durante la conducción.

Para el análisis de cargas dinámicas, se ha seguido la siguiente hipótesis:

- Fuerza de fricción despreciable
- Squat aerodinámico despreciable
- Única fuerza que ejerce resistencia es la aerodinámica
- Se toma como centro de presión el centro de gravedad de la motocicleta

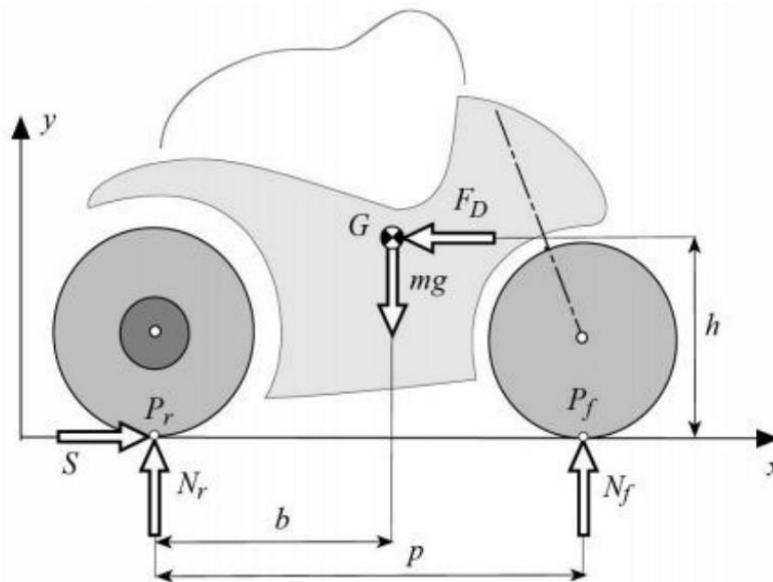


Ilustración 43 Esquema de fuerzas resultantes de la conducción del vehículo.

Aplicando las ecuaciones de equilibrio, se obtiene las fuerzas  $N_f$  y  $N_r$ , una vez son conocidas las fuerzas aerodinámicas ( $F_D$ ), motriz ( $S$ ) y el peso del conjunto.

$$\sum F_x = 0; \quad S - F_D = 0 \quad \text{Ec.4}$$

$$\sum F_y = 0; \quad (m \cdot g) - N_r - N_f = 0 \quad \text{Ec.5}$$

$$\sum M_{CDG} = 0; \quad Sh - N_r \cdot b - N_f \cdot (p - b) = 0$$

Si se igualan ambos momentos,  $P_r$  y  $P_f$  se puede calcular  $N_r$  y  $N_f$ :

$$N_f = \left( m \cdot g \cdot \frac{b}{p} \right) - \left( S \cdot \frac{h}{p} \right) \quad N_r = \left( m \cdot g \cdot \frac{p-b}{p} \right) + \left( S \cdot \frac{h}{p} \right) \quad \text{Ec.6}$$

Una vez conocidas las fuerzas principales que afectan al prototipo, se calcula el resto de fuerzas. Para ello, se toma como datos para los cálculos:

- $\mu_p$  Coeficiente de fricción: 1,2
- $g$  Aceleración de la gravedad:  $9,81\text{m/s}^2$
- $p$  Distancia entre ejes: 1270mm
- $b$  Distancia desde el CdG hasta el eje de la rueda trasera (Eje de las X): 635mm
- $h$  Altura CdG: 670mm
- $x$  Aceleración
- $m$  Masa del conjunto (Piloto+ Prototipo): 175kg
- $F_d$  Se desprecia la fuerza aerodinámica: 0N

## 5.2.1 FUERZAS DE ACELERACIÓN

### 5.2.1.2 FUERZAS DE ACELERACIÓN POR LÍMITE DE FRICCIÓN

En este caso se estudia la fuerza justo en el momento previo a que el neumático derrape. Así pues, el empuje  $S$  será determinado por la suma de la masa inercial  $m\ddot{x}$ , la fuerza de fricción aerodinámica  $F_d$  y el coeficiente de fricción  $\mu_p$  con el peso en la rueda trasera  $N_r$ .

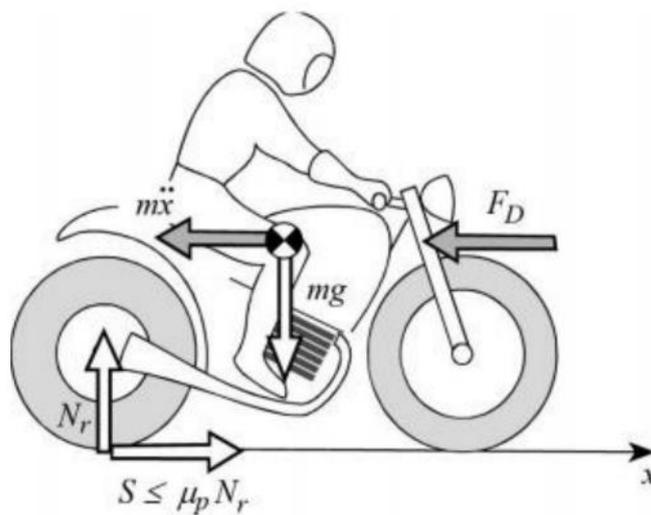


Ilustración 44 Esquema de fuerzas de aceleración.

Como

$$S = m\ddot{x} + F_d \quad \text{Ec.7 y 8}$$

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

Y

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

Si se sustituye  $N_r$  en  $S \leq \mu_p \cdot N_r$  se obtiene:

$$s \leq 1,2 \cdot (175 \cdot 9,81 \cdot \frac{1270 - 635}{635} + s \cdot \frac{670}{1270})$$

Si se despeja  $S$  de la ecuación, se obtiene el valor de:

$$s \leq \mathbf{2807,21 N}$$

Valor que corresponde con la fuerza máxima que ejerce el neumático justo antes de que comience a deslizar y el cual cabe destacar, que el motor que montará el prototipo del caso de estudio no alcanzará por falta de potencia.

Finalmente, la aceleración se calcula sustituyendo el valor del empuje y despejando  $X$  de la masa inercial:

$$S = mx + F_d$$

Como  $F_d=0$

$$x = \frac{s}{m} = \frac{2807,21}{175} = 16,04 \text{ m/s}^2$$

### 5.2.1.3 POR POTENCIA

Este caso se produce durante el periodo de aceleración máxima y en primera velocidad cuando el motor se encuentra girando en su rango de máximo par, que es cuando mayor fuerza tiene.

En el capítulo B del proyecto MotoStudent entregado por el equipo, el grupo de "Motores y sistemas auxiliares" calculó las prestaciones de la motocicleta con los parámetros del motor, gran parte recogidos en pruebas privadas y otros cedidos por parte de la organización. Este documento se encuentra adjunto en el apartado "Adjuntos a la memoria" y ha sido utilizado para realizar los siguientes cálculos.

La situación de máxima aceleración corresponde con el valor de **1428,35 N** en un régimen de 8500 rpm a 47,3 km/h.

De esta forma,  $F_d$  queda:

$$F_d = \frac{C_a \cdot A \cdot R_o \cdot V^2}{2} = \frac{0,4 \cdot 1,225 \cdot 0,5 \cdot 12,128^2}{2} = 18,02 \text{ N Ec.9}$$

Donde:

- $C_a$  es el coeficiente de fricción aerodinámico (0,4)
- $A$  el área que frena el aire por la parte delantera (0,5m<sup>2</sup>)
- $V$  es la velocidad a la que circula la motocicleta (12,128 m/s)
- $R_o$  es la densidad del aire (1,225 kg/m<sup>3</sup>)

En este caso,  $F_D$  ejerce una fuerza de resistencia de diferente sentido a la fuerza producida por el motor y por tanto despejando la aceleración:

$$x = \frac{F_{motor} - F_D}{m} = \frac{1428,35 - 18,02}{175} = 8,06 \text{ m/s}^2$$

#### 5.2.1.4 POR WHEELIE

El wheelie es comúnmente conocido como caballito y este puede ocasionarse por una gran transferencia de carga en la parte trasera de la motocicleta causada por una gran aceleración y por tanto, el neumático delantero deja de entrar en contacto con la superficie del asfalto.

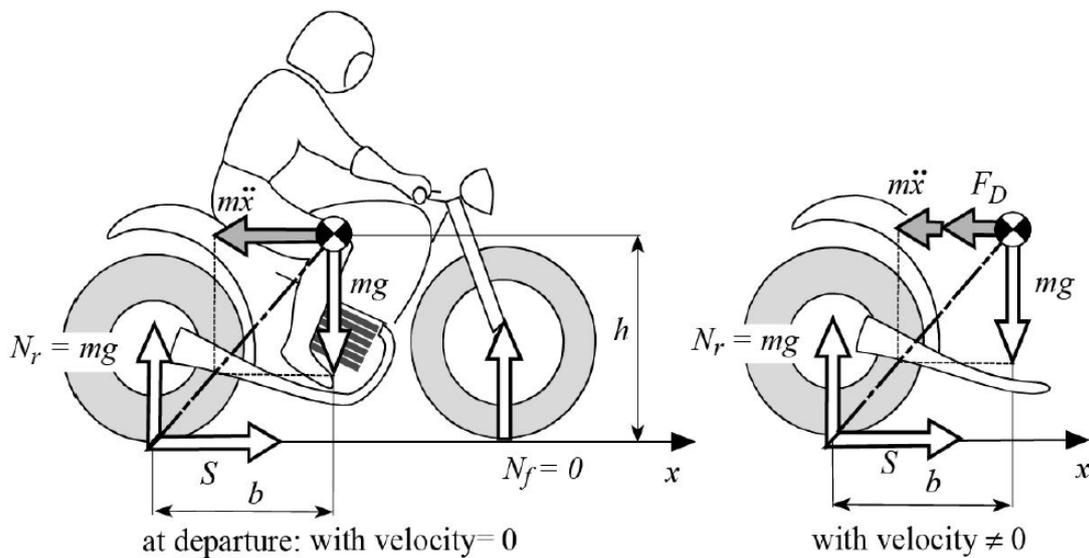


Ilustración 45 Esquema de fuerzas con transferencia de carga que causan un caballito.

Al ser  $N_f=0$ , sustituyendo los valores en la ecuación:

$$N_f = gm \frac{b}{p} - S \frac{h}{p} = 0$$

$$0 = 9,81 \cdot 175 \cdot \frac{635}{1270} - S \cdot \frac{670}{1270}$$

$$S = 1627,07N$$

De esta forma, se conoce que la fuerza resultante en el neumático trasero ha de ser menor que ese valor para que el prototipo no haga "wheelie".

La relación entre la distancia desde el punto de apoyo trasero con el centro de gravedad ( $b$ ) y la altura del centro de gravedad con el suelo ( $h$ ) es muy importante para que se cause este fenómeno y  $F_D$  aumenta también en función de la velocidad, fuerza que también ayuda a la aparición de caballito.

En este caso, la aceleración máxima tendrá lugar cuando  $F_d$  sea mínima.

$$S = m_x + F_d \quad (F_d = 0)$$
$$x = \frac{s}{m} = \frac{1627,07}{175} = 9,29 \text{ m/s}^2$$

Esta disminuye en función al aumento de  $F_d$ .

## 5.2.2 FUERZAS DE FRENADA

### 5.2.2.1 LÍMITE DE FRICCIÓN DEL NEUMÁTICO

Se desprecia la fuerza aerodinámica y se supone que la transferencia de cargas cae sobre el tren delantero de la motocicleta.

De esta manera, sustituyendo valores:

$$S = \mu_p \cdot N_f \cdot g = 1,2 \cdot 175 \cdot 9,81 = \mathbf{2060,1N}$$

### 5.2.2.2 INSTANTE ANTES DE VUELCO

En este caso se estudia la situación que puede producirse al realizar una gran frenada debido a la gran potencia que tienen las pinzas de freno empleadas en competición. Este fenómeno es conocido como caballito invertido en el caso de ser controlado y en el que todo el peso del conjunto recae sobre el tren delantero.

Por tanto,  $N_r$  será nula y:

$$N_r = mg \cdot \frac{(p - b)}{p} + s \cdot \frac{h}{p}$$

$$0 = 175 \cdot 9,81 \cdot \frac{(1270 - 635)}{1270} + S \frac{670}{1270}$$

$$\mathbf{S = 1627,06N}$$

Como se puede observar, antes de que el neumático perdiera la adherencia con el asfalto, este produciría la situación de vuelco en condiciones normales.

### 5.2.2.3 FUERZA SOBRE EL SOPORTE DE LA PINZA TRASERA

Otro esfuerzo a considerar que deberá soportar el basculante es la fuerza que ejercerá el soporte de la pinza sobre este.

$$S = \mu \cdot Nr \quad \text{Ec.10}$$

$$Nr = mg \cdot \frac{(p - b)}{p} + S \frac{h}{P}$$

Donde:

S= Fuerza de frenado de la Rueda (N)

$\mu$ = Coeficiente de rozamiento del neumático (1,2)

$N_r$ = Carga de la rueda trasera

m= masa del peso de la moto + piloto (175Kg)

g= aceleración de la gravedad (9,81m/s<sup>2</sup>)

P= Distancia entre ejes (1270mm)

b= Distancia en X de rueda trasera a CdG (635mm)

h= Altura CdG (670mm)

Despejando  $N_r$  de la primera ecuación e igualando ambas fórmulas, se obtiene una fuerza S de 630,74N

Si se multiplica este valor por el radio de la rueda se obtiene el par que se produce justo antes de que el neumático derrape:

$$Par = 630,74 \cdot 0,301 = 189,85 \text{ Nm}$$

Si a continuación se divide este par entre la distancia que hay entre la rueda y los tornillos de la pinza (0,07401m), se obtiene la fuerza que se produce en los soportes que es igual a 2565,19N y al haber 2 soportes, se reparte de igual forma entre los dos por tanto cada uno ha de soportar una fuerza de 1282,6N.

Finalmente, la fuerza resultante que se produce sobre el brazo del basculante sobre la guía del soporte de la pinza es igual a **1460N**.

### 5.2.3 PASO POR CURVA

Para analizar el paso por una curva cuyo radio permanece constante, se ha seguido la siguiente hipótesis:

- Se desprecia la fuerza producida por el viento
- El radio y la velocidad son constantes
- Se desprecian efectos giroscópicos
- No se tiene en cuenta el desplazamiento lateral del neumático al inclinar por el paso por curva

$$\varphi_i = \arctan \frac{R_c \Omega^2}{g} = \arctan \frac{V^2}{g R_c} \quad \text{Ec.11}$$

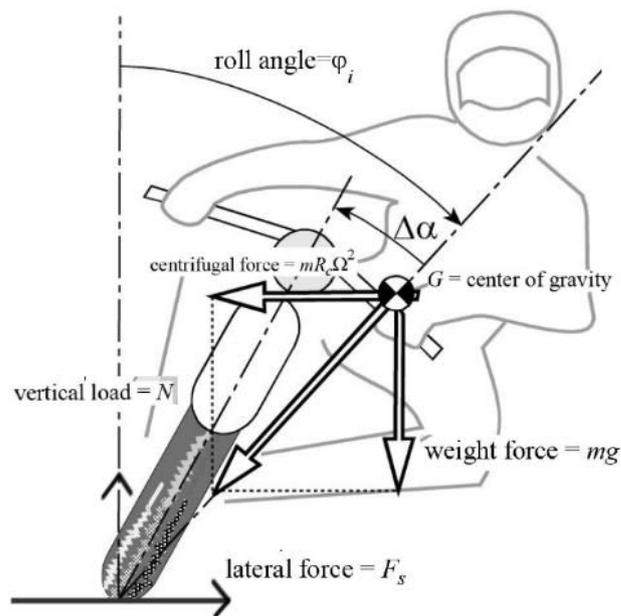


Ilustración 46 Esquema de fuerzas originadas por el paso por curva de la motocicleta.

Durante el paso por curva de la motocicleta, surge un efecto de torsión en el chasis y en el basculante y es por ello que se deberá conocer el valor de dicha fuerza. Para conocer dicho valor, se calcula la velocidad y el radio máximo al que se puede enfrentar la motocicleta sin perder el contacto con el suelo, es decir, los límites antes de caída.

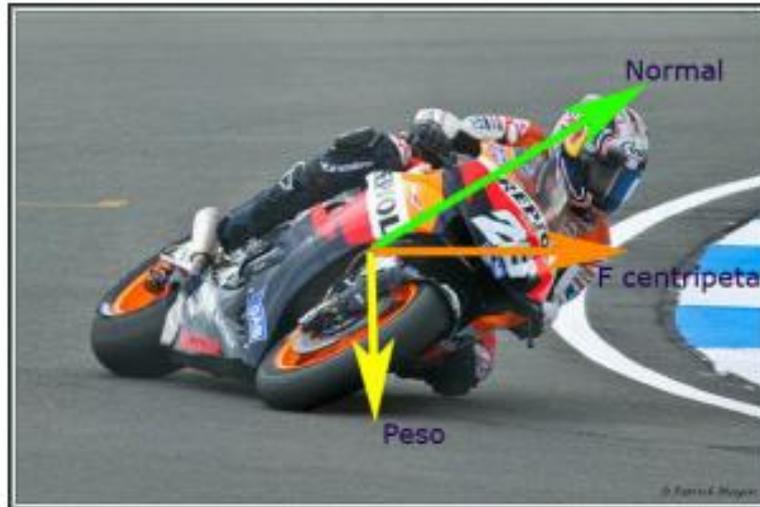


Ilustración 47 Esquema de las principales fuerzas que ocasionan el giro.

Primero se calcula la velocidad:

$$\frac{90\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot \frac{100\text{m}}{1\text{km}} = 25\text{m/s}$$

Seguidamente, se calcula las fuerzas verticales que actúan sobre el prototipo:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_3 - P_{total} = 0$$

$$F_3 = P_{total} = \mathbf{1912,95N}$$

Una vez conocidas dichas fuerzas, se calcula la fuerza centrípeta:

$$F_{Centrípeta} = M_{Total} \cdot \frac{V^2}{R_{Curvatura}} = 937,5N$$

Finalmente se calcula la fuerza resultante:

$$F_r = \sqrt{F_{Centrípeta}^2 + F_3^2} = \mathbf{2130,32N}$$

Por tanto, la fuerza más crítica que deberá soportar el prototipo tras realizar el análisis de cargas en este apartado, y con la que se deberá realizar las simulaciones, será la fuerza que aplica la organización a la motocicleta en su prueba estática de **Prensa Vertical** alcanzando un valor de **2135,94 N**.

## 6.CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

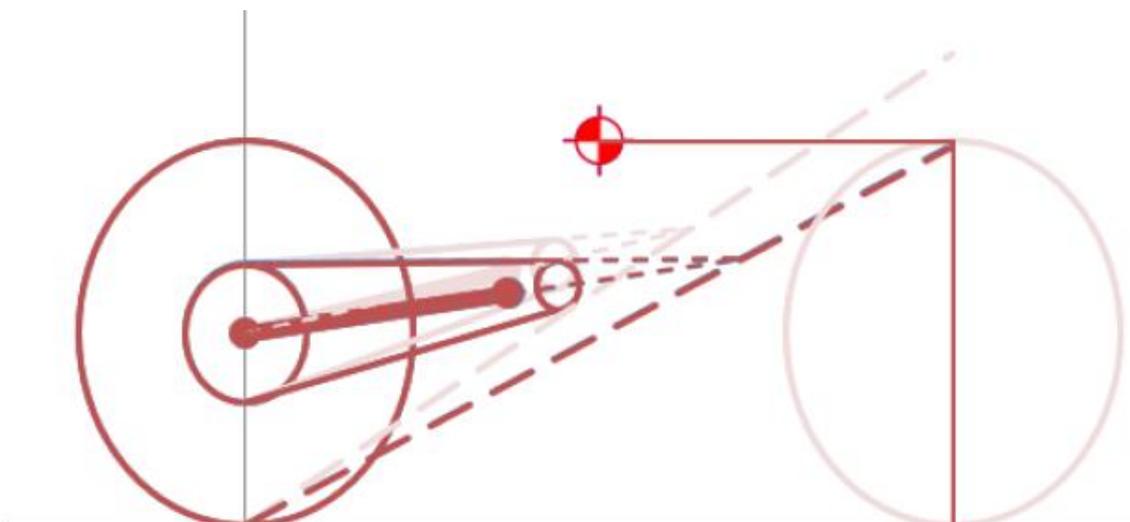
### 6.1 CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA ÓPTIMA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERO

Una correcta geometría es fundamental para el perfecto funcionamiento del sistema de suspensiones ya que es posible tener muy buenos materiales y elementos de suspensión pero que presenten un mal comportamiento debido a una mala geometría de este. Es por este motivo que en el siguiente apartado se procederá al cálculo del Anti-Squat definido en el “Apartado 3, sección 3.5 Squat y transferencia de carga” y se tratará de conseguir un Motion Ratio adecuado para las necesidades del prototipo.

#### 6.1.1 CÁLCULO DEL ANTI-SQUAT

Para el cálculo de este parámetro, se ha utilizado un método gráfico detallado en el libro de **Tony Foale “Motocicletas, Comportamiento dinámico y diseño de chasis”**, que consiste en alargar la línea del basculante y la de la cadena por su parte superior, hasta que ambas se cortan en un punto.

A continuación se une ese punto con el punto de contacto de la rueda trasera, que cortará con la línea vertical que sube por el punto en el que la rueda delantera se encuentra en contacto con el asfalto. La unión de esas dos rectas, generará otro punto que indicará el grado de Anti-Squat.



*Ilustración 48 Ejemplo del método gráfico utilizado para el cálculo del Anti-Squat.*

Si se dibuja una línea horizontal por el centro de gravedad hasta que corte con la vertical de la rueda delantera. En ese punto, el Anti-Squat será del 100% y por tanto, no habrá perturbaciones.

Si el punto sube, aumentará el Anti-Squat y si llega al punto de contacto con el suelo, el Anti-Squat será igual a cero.

En la **ilustración 48** se puede observar cómo al hundirse la suspensión trasera, baja el punto que determina el Anti-Squat y por tanto, será necesario que estando la motocicleta en

situación de reposo, el Anti-Squat sea mayor que 100% para que cuando se esté realizando el paso por curva, quede cerca del 100% y se pueda acelerar sin problemas.

Para predefinir el hundimiento de la suspensión en cada punto, se ha utilizado como referencia unos valores muy comunes de hundimiento en motocicletas de competición.

De esta manera quedan definidos tres puntos:

- R1= 0 Motocicleta levantada
- R2= 10mm Peso de la motocicleta sin el piloto
- R3= 28mm Peso de la motocicleta más el piloto

Considerando un reparto de pesos del 50% siendo la masa del conjunto de 110kg una masa del piloto de 65kg se puede determinar el peso que recae sobre la rueda trasera.

$$P = \frac{110 \cdot 9,81}{2} = 539,55N \quad \text{Ec.12}$$
$$P_{Tot} = \frac{(110 + 65) \cdot 9,81}{2} = 858,575N$$

Dadas las posibles situaciones que puedan cambiar las condiciones de conducción o que requieran de un ajuste de suspensiones, habrá que dejar un margen de ajuste de la precarga.

$$K = \frac{F\Delta}{(\Delta x + x_{Pre})} \quad \text{Ec.13}$$

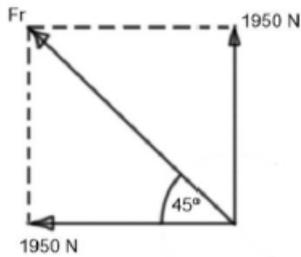
En el caso de R1 y R2, la constante es la misma y de esta forma, igualando ambas expresiones, se despeja la precarga necesaria:

$$\frac{539,55}{x_{Pre} + 10} = \frac{858,375}{x_{Pre} + 28} \rightarrow x_{Pre} = 20,46mm$$

Aplicando este valor en cualquiera de las dos expresiones, se obtiene la constante en la rueda:

$$K = \frac{539,55}{20,46 + 10} = \frac{858,375}{20,46 + 28} = 17,71 N/mm$$

A continuación conocidos los datos que se ha calculado, se puede determinar la cantidad de hundimiento que experimenta la suspensión suponiendo una curva de 45 grados de inclinación.



$$Fr = \frac{\sqrt{1950^2 + 1950^2}}{2} = 1378.5 \text{ N}$$

Por lo tanto, el hundimiento en curva (R4) será:

$$17.71 = \frac{1378.5}{20.46 + R4}$$

$$R4 = 57.37 \text{ mm}$$

Conocidos todos los puntos, se puede comenzar con el cálculo del Anti-Squat y para ello, será necesario posicionar el motor, determinar los grados de inclinación del basculante y la longitud.

Una vez colocado el motor se dibuja el croquis de la **Ilustración 49** con la rueda trasera, la línea superior de cadena, la prolongación del basculante y el punto que determina el Anti-Squat:

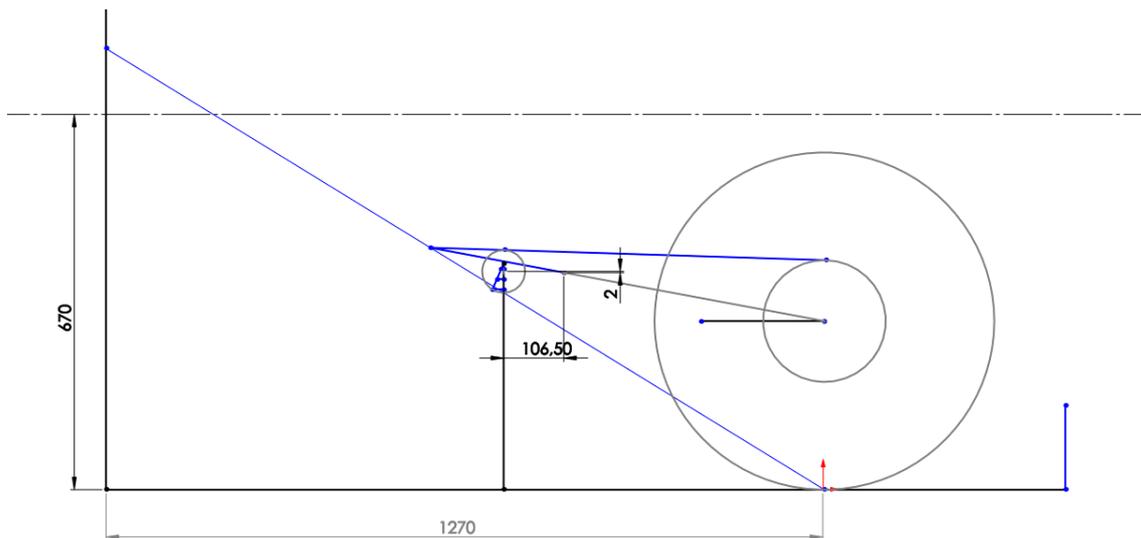


Ilustración 49 Croquis con el motor, la línea superior de la cadena, basculante y el neumático.

En la **Ilustración 50** se observa los cuatro puntos preestablecidos en los que se producirá la variación de altura calculada anteriormente y que simularán un hundimiento del amortiguador trasero. Gracias a esta variación, se podrá determinar el grado de Anti-Squat para cada punto.

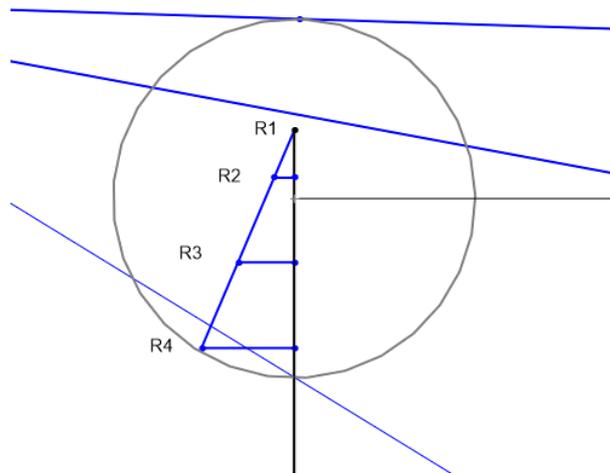


Ilustración 50 Croquis con los diferentes puntos de hundimiento.

Para simular la basculación del tren de suspensión trasera, se ha variado la altura del piñón del motor y junto con relaciones de posición, se ha obtenido los diferentes grados de Anti-Squat para cada punto R1, R2, R3 Y R4.

**R1**

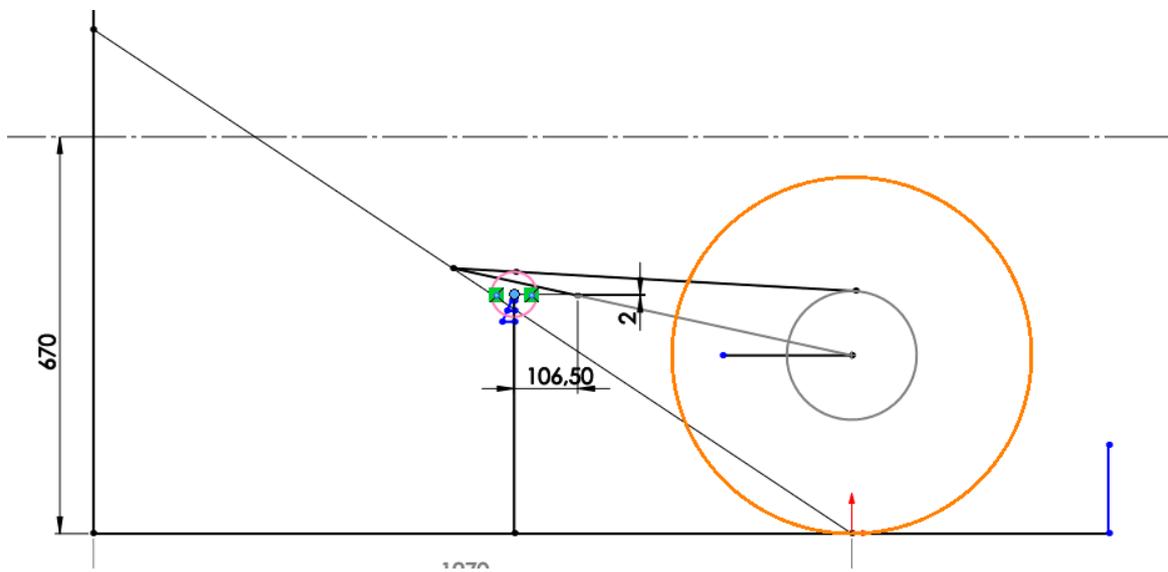


Ilustración 51 Croquis con el piñón posicionado en R1.

En este caso, se ha posicionado el centro del piñón de ataque con la medida del punto R1, que corresponde con la posición de la motocicleta elevada.

R2

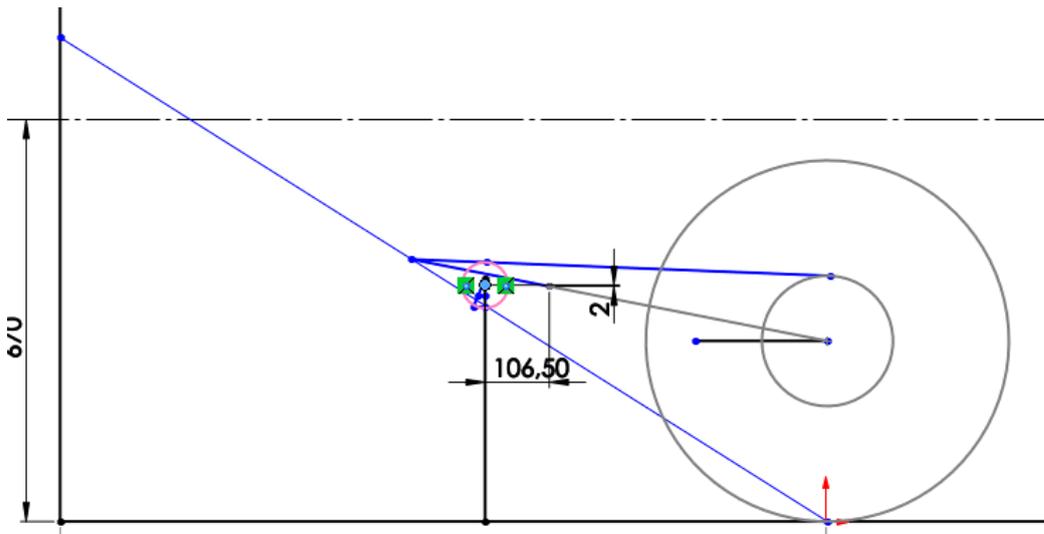


Ilustración 52 Croquis del piñón de ataque posicionado en R2.

En el croquis de la **Ilustración 52**, se posiciona el piñón con el punto R2 que equivale al hundimiento que experimentaría la motocicleta cuando esta soporta su propio peso.

R3

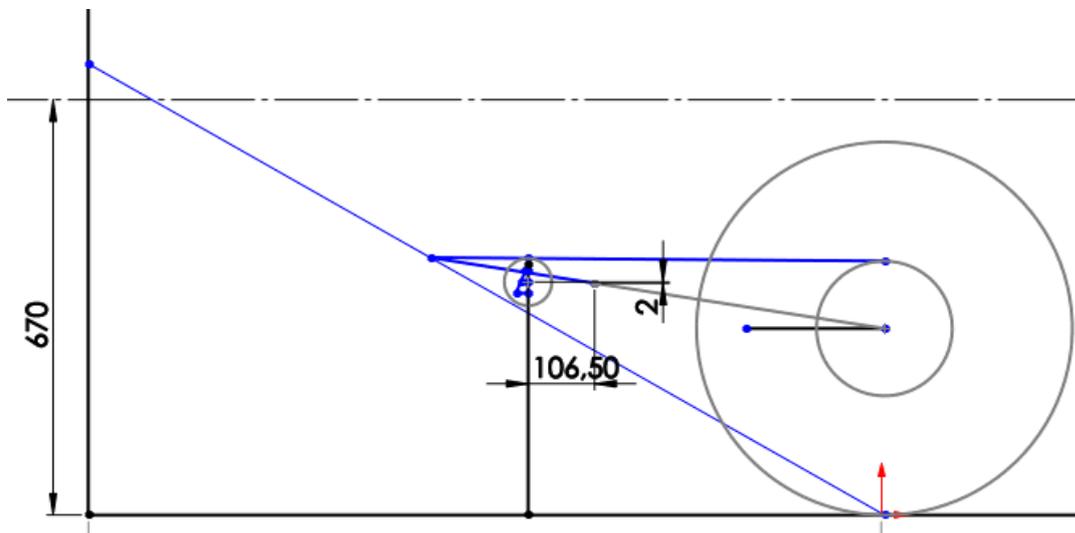


Ilustración 53 Croquis con el piñón en posición R3.

Seguidamente, se calcula el grado de Anti-Squat cuando el piñón del motor se centra en el punto R3, punto que corresponde al hundimiento del amortiguador trasero cuando soporta el peso del prototipo más el peso del piloto.

R4

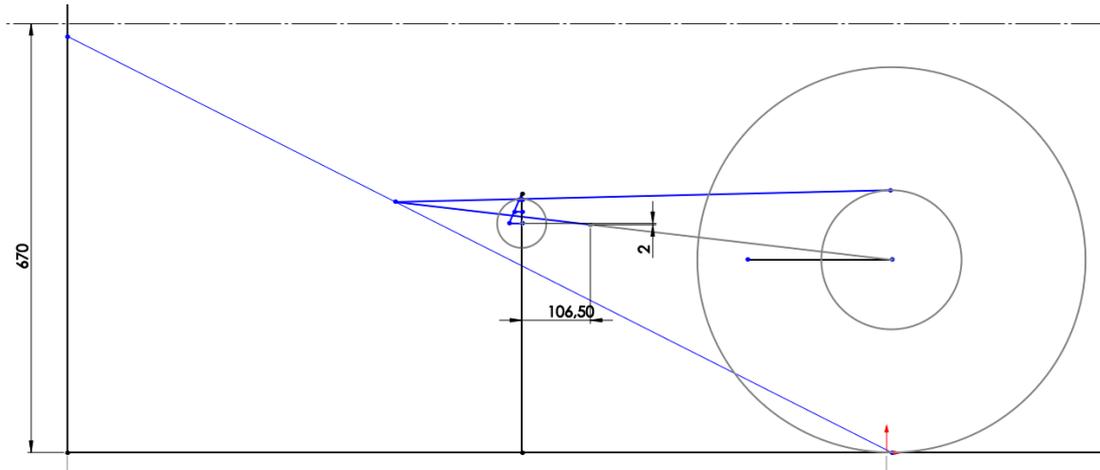


Ilustración 54 Croquis con el piñón alineado en R4.

Finalmente, en la **Ilustración 54** se posiciona el piñón en el último punto calculado R4, que simularía el hundimiento que sufre frente al paso por curva de la motocicleta.

Mediante este método gráfico, se puede medir los grados de Squat-ratio para cada punto establecido y medir directamente también, el ángulo de inclinación del basculante.

$$Squat = \frac{\text{altura squat}}{\text{altura CdG-hundimiento}} \cdot 100 \quad \text{Ec.14}$$

	POSICIÓN			
	R1	R2	R3	R4
SQUAT (%)	125,5	116,6	111,8	96,8
ALTURA SQUAT (mm)	840,61	769,26	717,77	592,73
ALTURA CdG (MM)	670	660	642	612,63
HUNDIMIENTO (mm)	0	10	28	57,37
ÁNGULO DE BASCULANTE (º)	12,29	11,04	8,82	5,21

Gráfica 12 Resumen de resultados cálculo Anti-Squat.



Gráfica 13 Evolución de Squat Ratio según el hundimiento de la suspensión.

Por tanto, el ángulo de inclinación del basculante en reposo será de  $12,29^\circ$  y de esta forma, ubicando el eje del basculante en dicha posición, se consigue un Squat ratio cercano al 100% en el paso por curva.

### 6.1.2 CÁLCULO DEL MOTION RATIO

Como se ha justificado en el “Capítulo 4 sección 4.1 Sistema de suspensión”, el sistema de suspensiones del prototipo que competirá en la VI Edición MotoStudent y objeto del actual estudio, se diseñará y calculará mediante un sistema de anclaje directo con un basculante triangulado por su parte superior.

El cálculo del Motion Ratio es uno de los cálculos más importantes y al mismo tiempo complejo ya que como se ha descrito anteriormente, es más difícil encontrar un comportamiento progresivo sin el uso de un sistema de bieletas y a ello se le suma que no es un cálculo metódico o que siga una estructura, es decir, es muy complicado conseguir una configuración óptima del sistema que cumpla con todos los requisitos. Además, un óptimo valor de este se encuentra alrededor de una relación de 2:1, es decir, cada 2cm de desplazamiento positivo de la rueda trasera, el amortiguador hunde 1cm.

Una vez realizado el cálculo del Anti-Squat en el anterior apartado, midiendo el ángulo de inclinación del basculante del propio croquis, y conociendo la geometría de la moto, se puede determinar la longitud del basculante, que será necesaria para poder ubicar el anclaje del amortiguador y con el ángulo de inclinación del basculante y una distancia entre ejes de 1270mm, se determina una longitud de basculante de 470mm entre ejes (Eje pivotante y eje de la rueda).

#### 6.1.2.1 SIMULACIÓN DE LA GEOMETRÍA

Tomando un croquis del chasis del prototipo, y con el eje del basculante ubicado correctamente, se realiza un ensamblaje 2D con la finalidad de poder realizar un estudio cinemático y poder determinar los anclajes del amortiguador.

Es importante tener el croquis del chasis para poder saber el límite de anclaje superior ya que podría ocasionar interferencias con el sistema de admisión de la motocicleta. Para ello, se traza una línea límite la cual no habrá que sobrepasar.

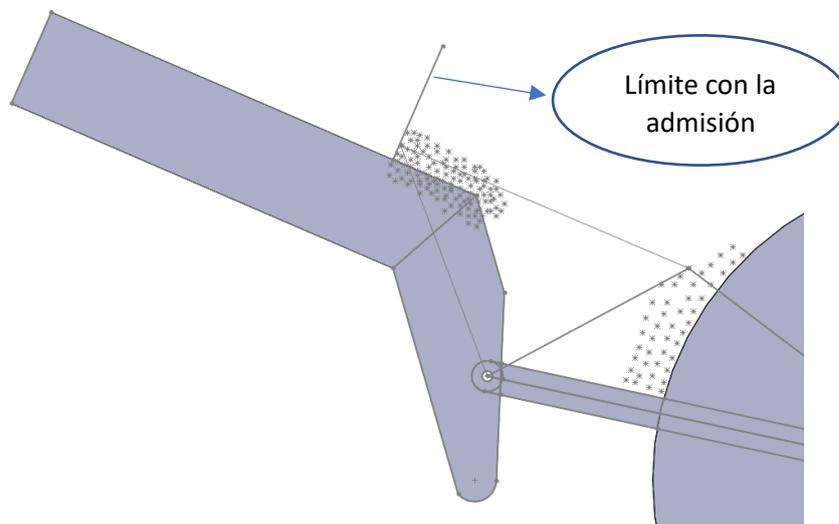
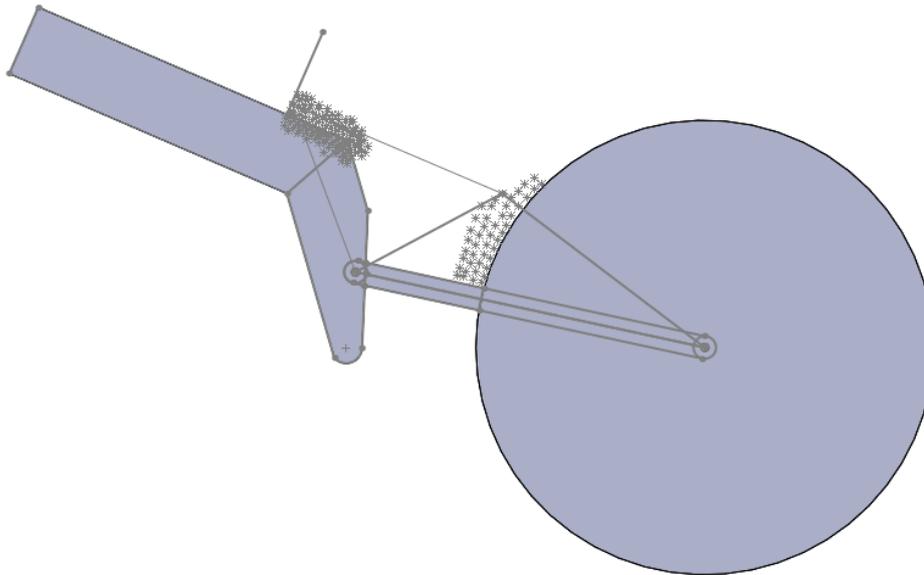


Ilustración 55 Límite en el chasis por interferencia con el sistema de admisión del motor.

Además, se coloca la rueda con las dimensiones del neumático y se crea un brazo que hace de basculante, coordinado mediante relaciones de posición con un plano sobre el que se pondrá muchos puntos en los que se probará mediante iteración, el comportamiento del sistema.

Como se puede observar, el diseño para la simulación es muy básico pero efectivo al mismo tiempo.



*Ilustración 56 Conjunto de ensamblajes para el cálculo de la geometría.*

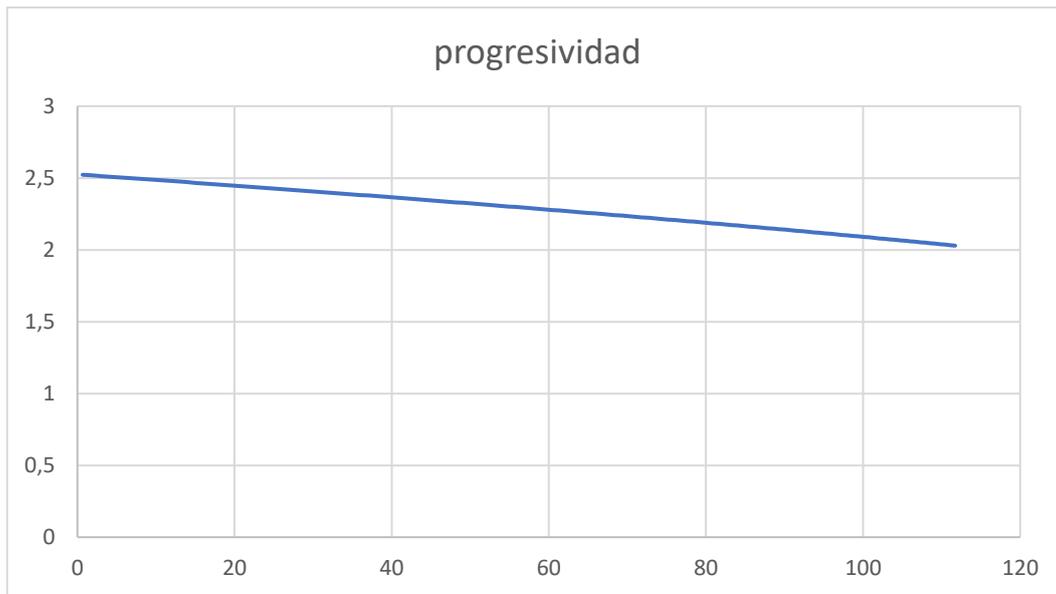
Tras varias iteraciones de posición, realizando por cada iteración el estudio de movimiento y poniéndole un amortiguador al ensamblaje, introduciendo la constante del muelle (110N/mm) y la longitud del amortiguador (300mm), se exporta los datos del ensayo a Excel para comprobar los resultados y finalmente, se consigue una geometría muy buena para el conjunto.

El Motion Ratio que es la proporción de desplazamiento de la rueda trasera con respecto al hundimiento del amortiguador, trabaja en un rango de 2,5 a 2 consiguiendo de esta manera un comportamiento progresivo y obteniendo unos desplazamientos muy buenos en su rango de trabajo por lo que el diseño del basculante y el anclaje del amortiguador al chasis, se ven condicionados por dicha geometría.

Teniendo el valor del Motion Ratio y la constante efectiva en la rueda trasera según la geometría, se justifica la elección del amortiguador SACHS de la Aprilia Tuono V4 mediante el siguiente cálculo que definirá la constante elástica del muelle necesaria:

$$K_{muelle} = K_{rueda} \cdot Motion_{Ratio}^2 = 17,71 \cdot 2,5^2 = 110 \text{ N/mm} \quad \text{Ec.15}$$

Se observa que es ligeramente superior al del propio amortiguador que es de 103N/mm pero esto permitirá un mayor ajuste del amortiguador trasero ya que es regulable en precarga, compresión y extensión.



Gráfica 14 Evolución de la progresividad del Motion Ratio en la suspensión trasera.

El ángulo de inclinación del amortiguador con respecto a la horizontal o al plano de planta es de  $23,24^\circ$  y el comportamiento que experimenta el amortiguador seleccionado con dicha inclinación, se puede observar en la **Gráfica 14** cuyo comportamiento a simple vista se puede ver progresivo por lo que al principio del recorrido, con cada 1cm de hundimiento del amortiguador, la rueda se desplaza 2,5cm y en función de que el recorrido de la rueda es mayor, el hundimiento del amortiguador disminuye y es esta precisamente, la característica del comportamiento que se desea, ya que de esta forma, se absorberá los impactos a menor velocidad con mayor facilidad, y conforme aumente la velocidad y los impactos sean más fuertes, costará más trabajo mover la suspensión.

Por tanto, se utilizará el croquis de la geometría para el diseño del basculante y será estrictamente necesario que el anclaje del amortiguador se encuentre en el punto exacto del croquis ya que de no ser así, el comportamiento se vería afectado. Tanto el anclaje con el basculante como el anclaje al chasis deben de ser fijos en esos puntos para que el comportamiento sea el calculado y esperado.

Cabe destacar, que se ha mejorado la geometría con respecto al diseño de la anterior edición a pesar de utilizar el sistema con anclaje directo ya que el sistema diseñado para la V edición tenía un mayor valor del Motion Ratio y en este caso, se ha conseguido ajustar al máximo este parámetro.

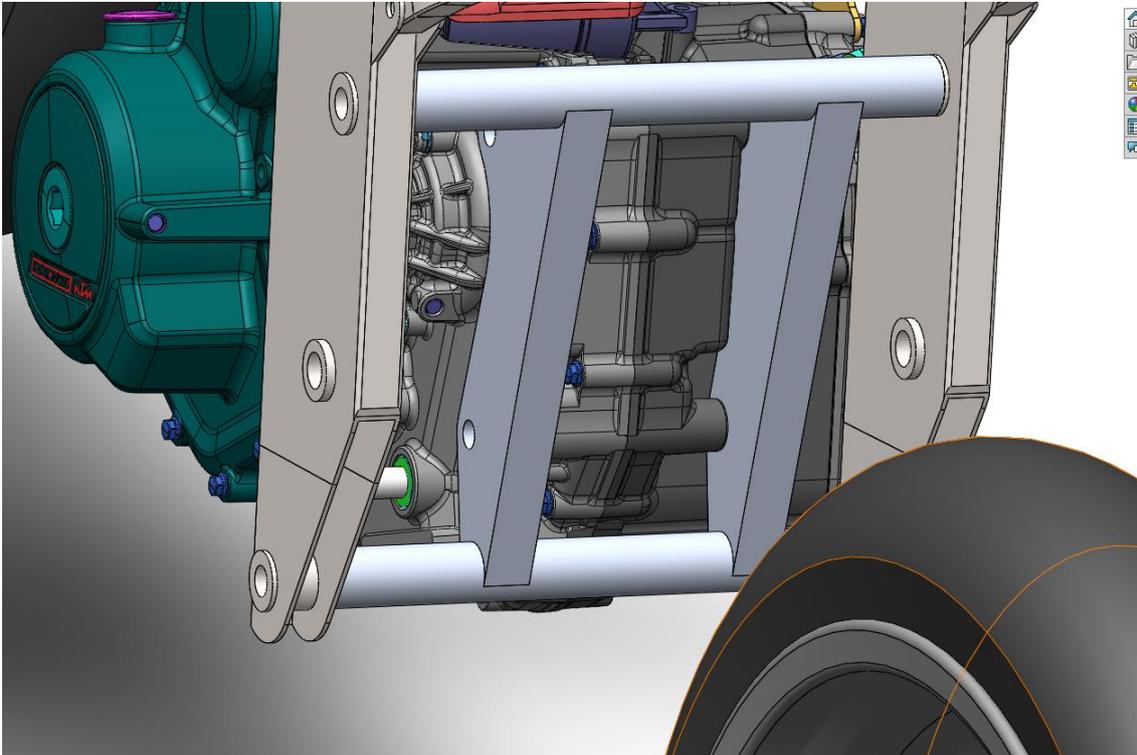
## 6.2 DIMENSIONAMIENTO

Para el dimensionamiento de la estructura, será necesaria la coordinación con el grupo encargado de diseñar el chasis para evitar posibles interferencias además de problemas con elementos auxiliares a la estructura.

Cabe la posibilidad de poder anclar el basculante por la parte externa del chasis o por la parte interna pero en este caso, tras analizar las ventajas e inconvenientes que se pudieran ocasionar, se ha decidido anclarlo por su parte interna ya que de no ser así, habría problemas con la cadena o incluso con las estriberas. Además de que sería más ancho y por tanto, empeoraría la rigidez de la estructura, aumentaría el peso del conjunto y de esta forma, el peso de las masas no suspendidas y esto no se desea.

### 6.2.1 DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DEL BASCULANTE

El primer paso para el dimensionamiento del basculante es tomar la distancia que existe entre los anclajes que ejercerán de eje de giro del basculante en el chasis, para poder determinar la anchura que deberá tener la estructura.



*Ilustración 57 Captura del ensamblaje para la toma de medidas del chasis.*

Tras tomar medidas del diseño del chasis, se establece la anchura máxima que debe tener el basculante y con ello y la longitud calculada previamente, se realiza un croquis 3D (**Ilustración 58**) en el que aparece fijo el punto de anclaje del amortiguador, el diámetro del neumático y las dimensiones del basculante.

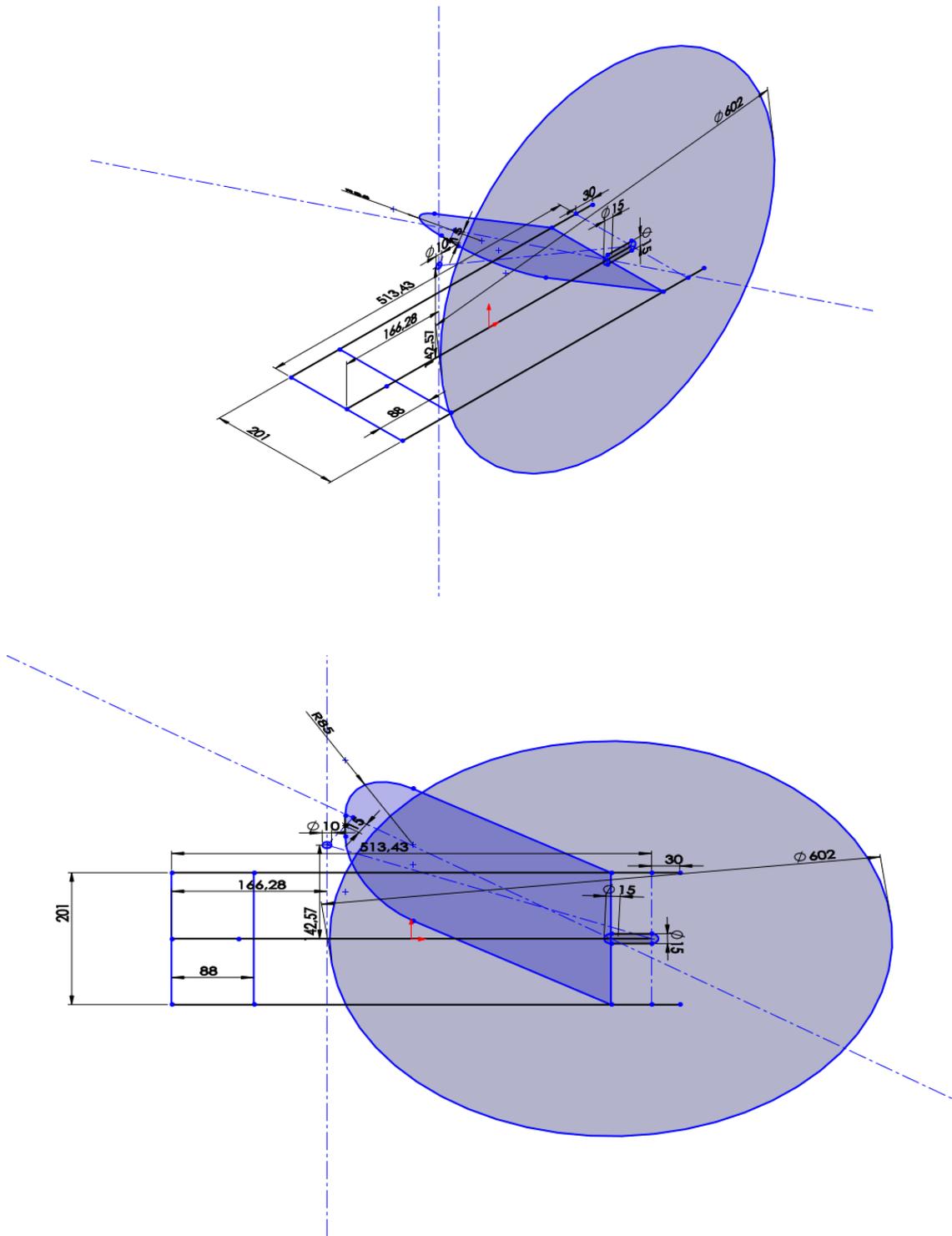
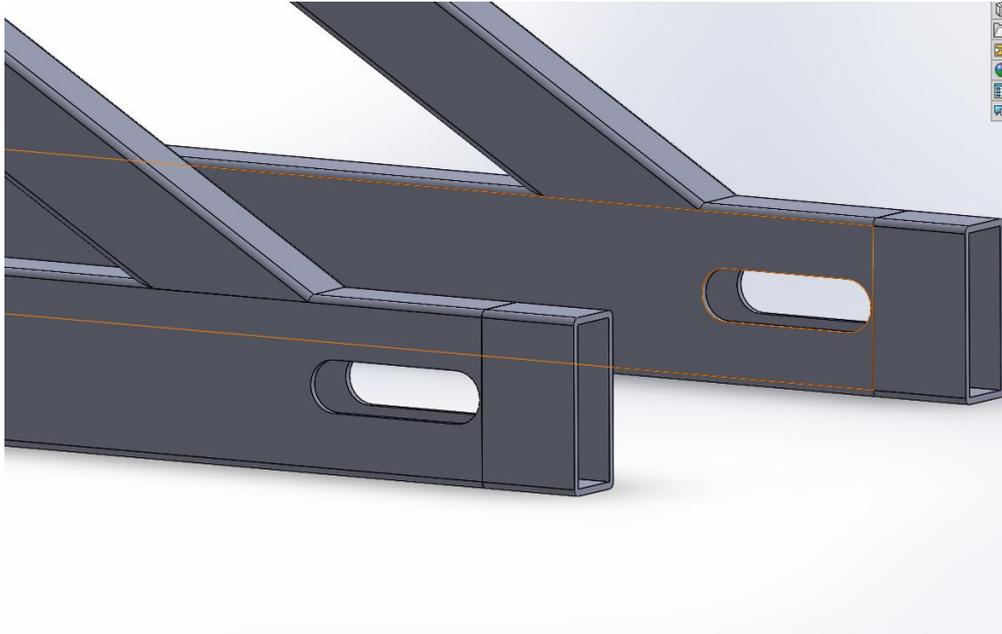


Ilustración 58 Croquis 3D con todas las medidas que definen el diseño del basculante para MS 2021.

Como se ha comentado en el “Apartado 6.1” referente al cálculo y simulación de la geometría óptima para el sistema de suspensión, el punto de anclaje del amortiguador en el basculante condicionará todo el diseño ya que, es estrictamente necesario respetar la geometría calculada para obtener un correcto comportamiento.

Inicialmente se traza el rectángulo inferior con las dimensiones de la anchura para que sea posible montarlo en el chasis, y la longitud que se puede observar en el croquis de la **Ilustración 58**, es superior a la de 470mm calculada en el “Apartado 6.1” y esto es debido a que la rueda trasera necesita poder ser ajustada para tensar la cadena y por ello que se le ha dado un recorrido al eje trasero de 40mm. Esto quiere decir, que en posición normal, la distancia entre ejes del basculante será de 470mm pero puede verse reducida o alargada por el ajuste de la cadena dependiendo de las necesidades.



*Ilustración 59 Ejemplo del diseño para el ajuste de la cadena.*

Para ello ha sido muy importante tener en cuenta la “Sección B Artículo B.2.1.6” del reglamento que dicta que debe existir una distancia mínima de rodadura entre la banda del neumático y cualquier parte fija de al menos 15mm.

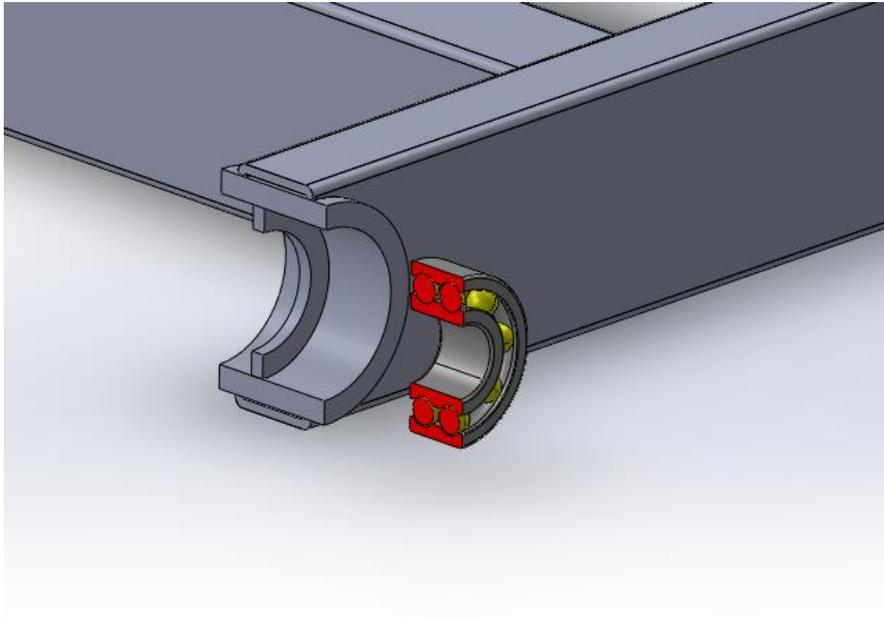
El arco que se observa en el croquis de la **Ilustración 58**, corresponde a la triangulación que se le ha dado a la estructura para poder ubicar el anclaje del amortiguador en el punto exacto, así como de otorgar mayor rigidez a esta.

Como se ha descrito en el “Apartado 4”, referente al diseño del sistema de suspensión trasera, se ha optado por reforzar el basculante para obtener mejores resultados en cuanto al comportamiento frente a Comba, Giro y Desplazamiento lateral.

Una vez definido el croquis con las medidas, se ha utilizado para sus elementos estructurales, perfiles rectangulares gracias a la colaboración con una empresa externa que ofrece material de forma gratuita al equipo y por tanto, se ha utilizado para el diseño los perfiles que fabrican.

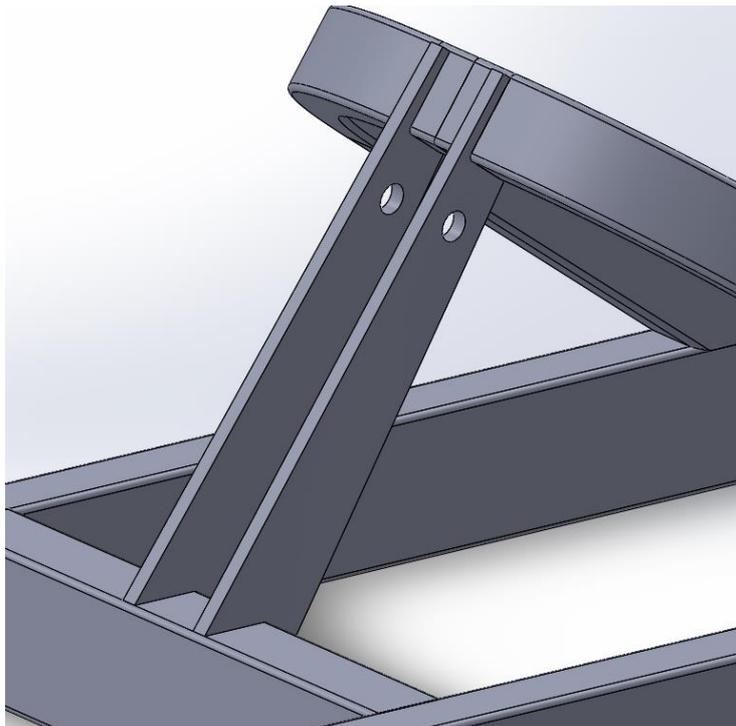
- X2 Brazo Basculante Perfil (50x20x2)
- X1 Refuerzo intermedio Perfil (50x30x2)
- X1 Arco para soporte Perfil (30x20x2)

Para el arco que crea la triangulación, será necesario doblar el perfil con los radios de curvatura de 85mm. En cuanto a eje pivotante del basculante, se trata de una pieza cilíndrica mecanizada en su interior para alojar los rodamientos y el eje del basculante.



*Ilustración 60 Eje del basculante con alojamiento para los rodamientos.*

Por último, las pletinas donde se encuentra el anclaje del basculante son de chapa de 5mm de espesor y que requiere de un mecanizado para que encaje de forma sencilla con los perfiles. Estas permiten ubicar el anclaje del amortiguador en el punto exacto en el que se ha calculado.



*Ilustración 61 Pletinas con el anclaje del amortiguador.*

Cabe destacar la simplicidad del diseño y esto está hecho a conciencia ya que, como va a ser el propio equipo el encargado de fabricar el basculante, se ha decidido simplificar el diseño mediante el uso de ángulos con cortes rectos y soldaduras sencillas y accesibles que posibilitan la completa fabricación con los medios y recursos de los que dispone el equipo, sin necesidad de tener que pagar un servicio a una empresa y de esta forma, ahorrar bastante dinero en el proceso de fabricación. Por otro lado, la única parte que requiere de un servicio externo es el doblado del perfil que conforma el arco.

Finalmente, el diseño de la estructura que conforma el basculante de la motocicleta queda de la siguiente forma:

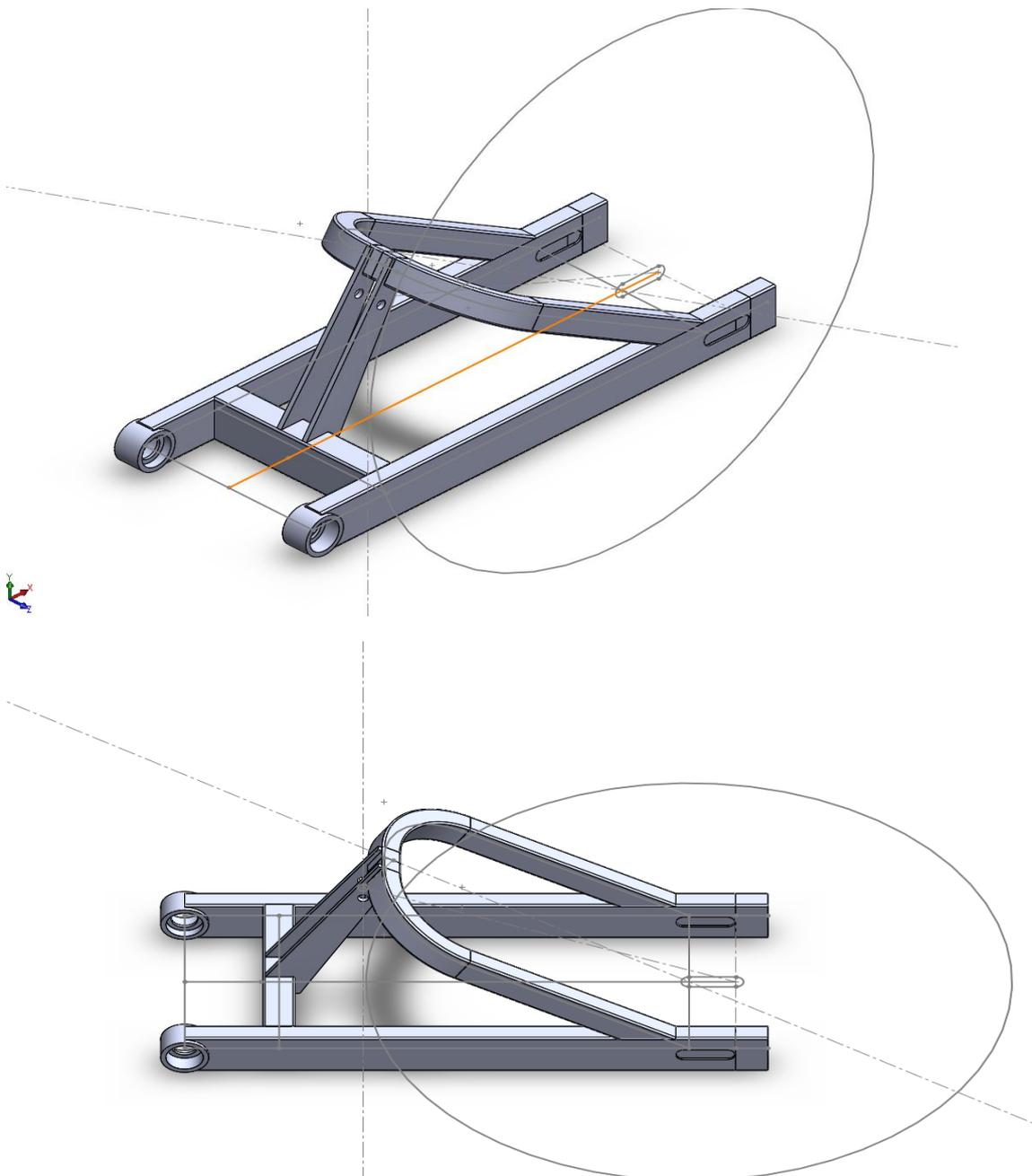


Ilustración 62 Diseño final del basculante soldado.

## 7.SIMULACIONES

Una vez diseñada la estructura, habrá que comprobar que esta sea capaz de soportar con éxito las cargas a las que se va a tener que enfrentar.

Tras el análisis de cargas del “Apartado 5”, se ha comprobado que la sollicitación más crítica a la que se va a exponer la estructura, es la prueba estática de prensa vertical, la cual aplica una fuerza de 250kg vertical sobre la motocicleta. A continuación, en el cálculo de fuerzas y comportamiento dinámico del sistema de suspensión trasero, se ha obtenido como fuerza resultante en los anclajes del amortiguador una fuerza igual a 5290N, fuerza que ha sido mayorada con un Cs de 1,4 para asegurar la seguridad de la estructura y que haya un margen de fuerza admisible.

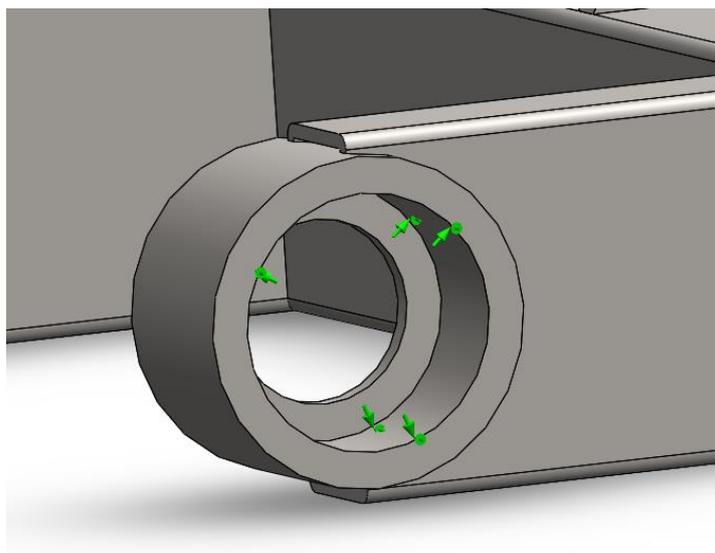
Para comprobar la resistencia del modelo diseñado, se ha realizado las simulaciones oportunas que determinarán si la estructura está bien diseñada y para ello, se ha hecho uso de un software informático que demuestra el comportamiento de la estructura bajo estas condiciones.

### 7.1 SIMULACIÓN PRENSA ESTÁTICA

Como se ha calculado en el “Apartado 5: Estudio de Cargas”, tras el estudio dinámico aplicando la fuerza resultante en el eje trasero producida por la prensa vertical con una carga de 250kg sobre el subchasis del prototipo, se obtiene las fuerzas resultantes tanto del amortiguador como la que deben soportar los rodamientos del eje del basculante.

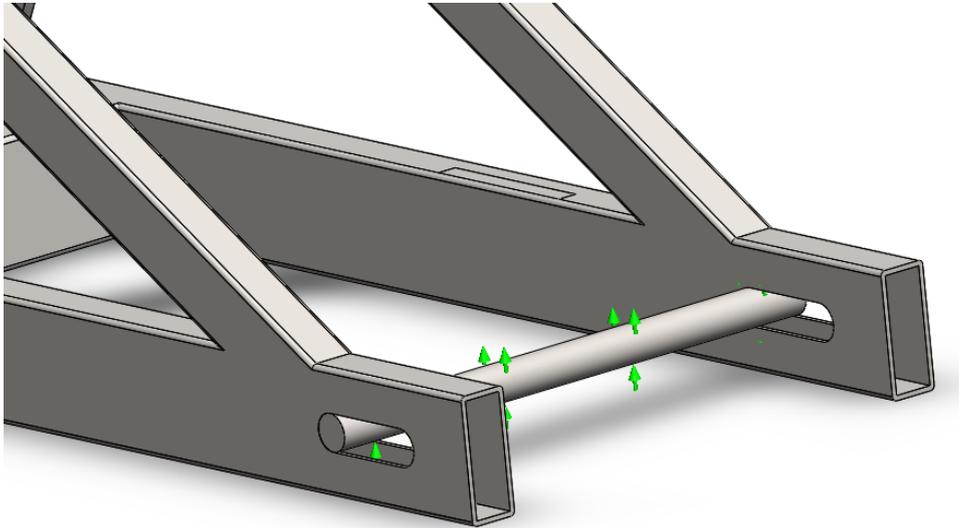
Así pues, con la finalidad de asegurar la estructura ya que esta prueba es eliminatoria en caso de no ser superada, las fuerzas han sido mayoradas con un coeficiente de seguridad de 1,4 y en este caso, para la simulación, se ha introducido los siguientes parámetros:

Al sólido “Basculante” se le ha ensamblado el eje trasero para evitar que se abra dicha zona al aplicar la fuerza y al conjunto se ha establecido las fijaciones para la simulación en la que el eje del basculante actúa como una bisagra ya que en este, se encuentran los rodamientos y trabaja con oscilaciones.



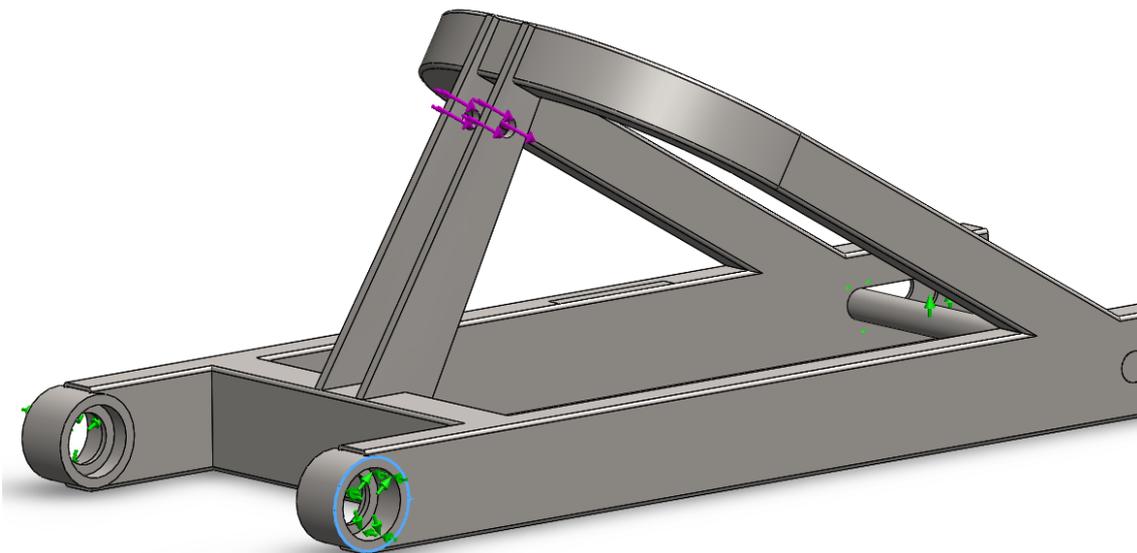
*Ilustración 63 Ejemplo de la sujeción tipo bisagra para el eje del basculante.*

Además, se ha utilizado geometría de referencia con el eje trasero para evitar que se mueva con respecto a la planta del diseño para de esta forma, poder simular el comportamiento del conjunto en dicha prueba de la competición. De esta forma, al aplicar la carga, esta fijación mediante la geometría de referencia evitará que el basculante comience a girar sobre el eje “bisagra”.



*Ilustración 64 Aplicación de la geometría de referencia sobre el eje trasero.*

En cuanto a la fuerza, se ha introducido un valor de 6500N que ha sido mayorado como se ha comentado anteriormente y se ha sometido dicha fuerza en el anclaje del amortiguador, con la dirección de este y en sentido opuesto al movimiento ya que es la fuerza resultante que ejerce.



*Ilustración 65 Aplicación de la carga mayorada de 6500N de fuerza en el sentido de inclinación que tiene el amortiguador.*

Finalmente, para completar los parámetros introducidos a la simulación, se ha mallado la pieza estableciendo un mallado fino para una mejor simulación y reparto de tensiones.

## TENSIONES

Tras realizar la simulación, se obtiene los siguientes resultados en cuanto a tensiones aplicando el análisis por elementos finitos de SolidWorks:

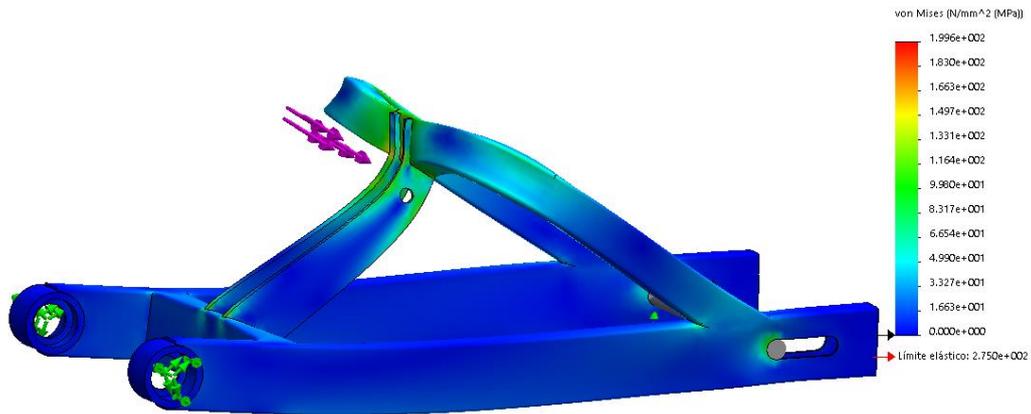


Ilustración 66 Resultados del reparto de tensiones obtenido.

Como se puede observar, la estructura cumple a la perfección ya que el pico de tensiones, se obtiene en la parte superior de la triangulación debido a la fuerza que ejerce de resistencia el amortiguador.

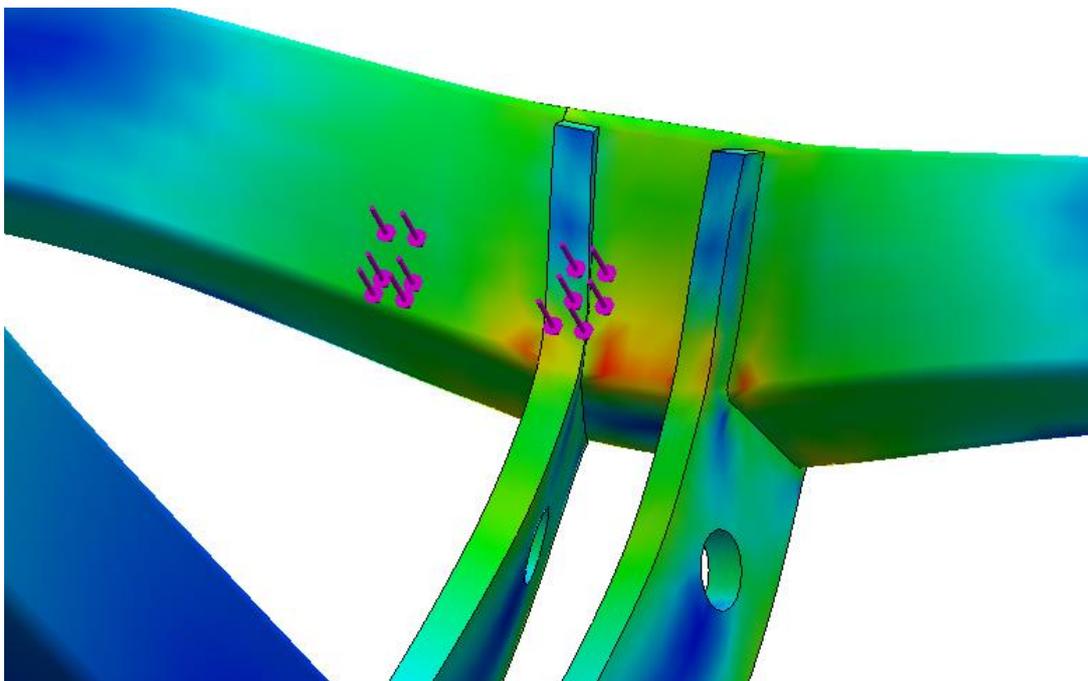
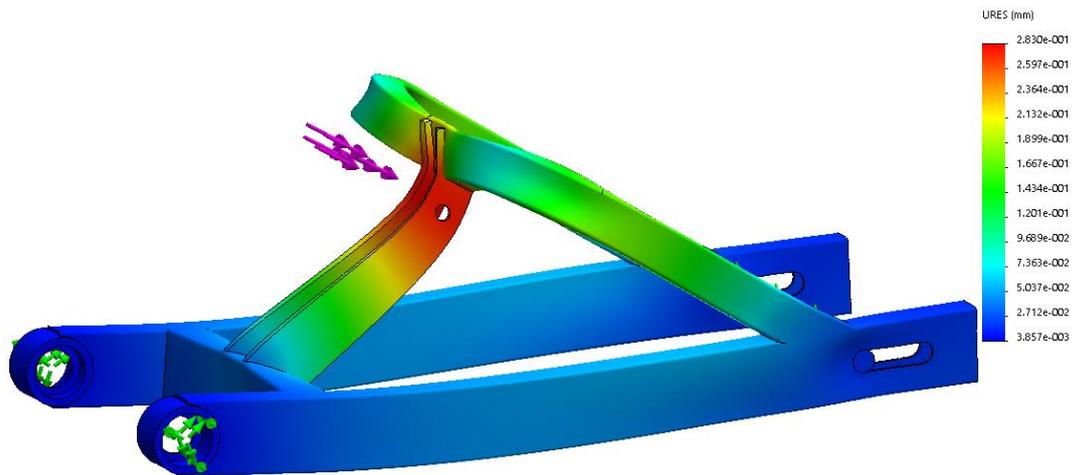


Ilustración 67 Sección crítica donde mayor concentración de tensiones se produce.

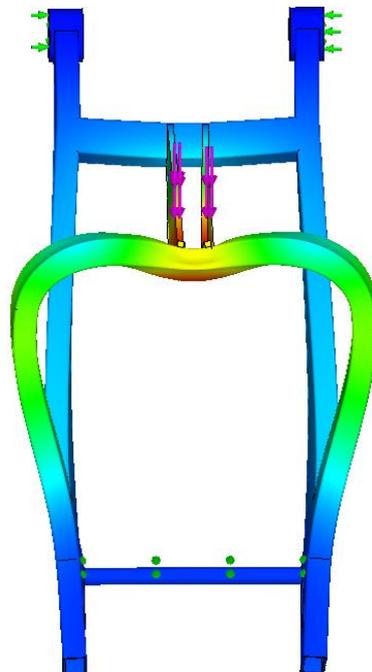
Este pico obtiene un valor máximo de 199MPa, siendo el límite elástico del material de 275MPa y habiendo sido la fuerza mayorada y de esta forma, se puede afirmar que a estructura superará sin problemas la prueba estática de prensa vertical aplicada por la organización.

### DESPLAZAMIENTOS

En la **Ilustración 68 y 69** se puede observar cómo se comporta la estructura frente a los desplazamientos que sufre debido a las cargas que debe soportar en esta prueba.



*Ilustración 68 Resultados de los desplazamientos ocasionados en la estructura al aplicar la carga de 6500N.*



*Ilustración 69 Ejemplo desde la vista planta de las deformaciones.*

Como se puede observar, el valor máximo corresponde con 0,283 mm el cual, es un valor aceptable y por último, comentar que los desplazamientos que se observan en la simulación están exagerados para que se pueda observar con mayor claridad la deformación que experimenta la estructura.

Resultados prueba de **Prensa Vertical**:

TENSIONES:  $\sigma$  199MPa <  $\sigma_{adm}$ 275MPa

DESPLAZAMIENTOS: 0,283mm

## 7.2 SIMULACIÓN RIGIDEZ

Como se ha descrito en el “Apartado 3 sección 3.3 Suspensión Trasera de una Motocicleta”, durante la conducción de una motocicleta, aparecen diferentes cargas que afectan al conjunto de suspensión trasera y por tanto, que pueden ocasionar comportamientos no deseados durante el pilotaje.

Para evitar dichos comportamientos, el basculante debe cumplir unas características a nivel de rigidez torsional y lateral, que deben de comprenderse entre los siguientes rangos para un correcto comportamiento:

-Rigidez Lateral: 0,8-1,6 KN/mm

-Rigidez Torsional: 1-2 KNm/º

Este tipo de fuerzas se pueden ocasionar durante el trazado de la motocicleta en curva y es muy importante que esté entre los valores establecidos para asegurar la seguridad del piloto además de conformar un perfecto funcionamiento del conjunto por el paso de curva, ya que es muy importante para ir rápido en el circuito.

### 7.2.1 RIGIDEZ LATERAL

Para la simulación de la rigidez lateral del modelo diseñado, se ha establecido como sujeciones, el eje del basculante como fijo y se aplicará una carga horizontal paralela al plano de planta de 1KN en el eje trasero de la rueda.

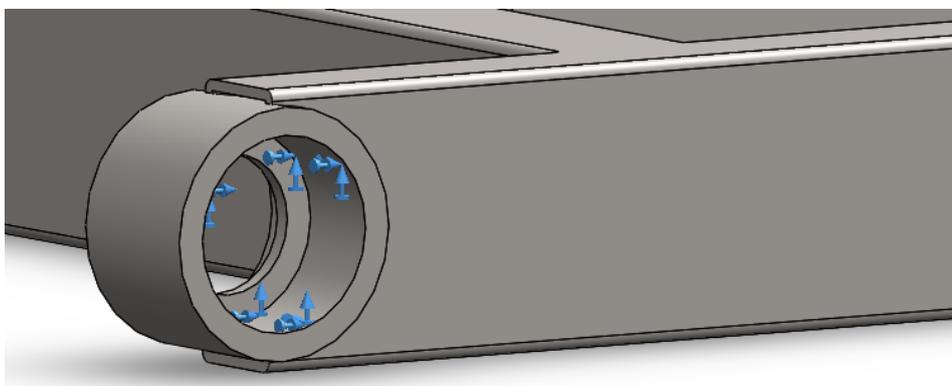
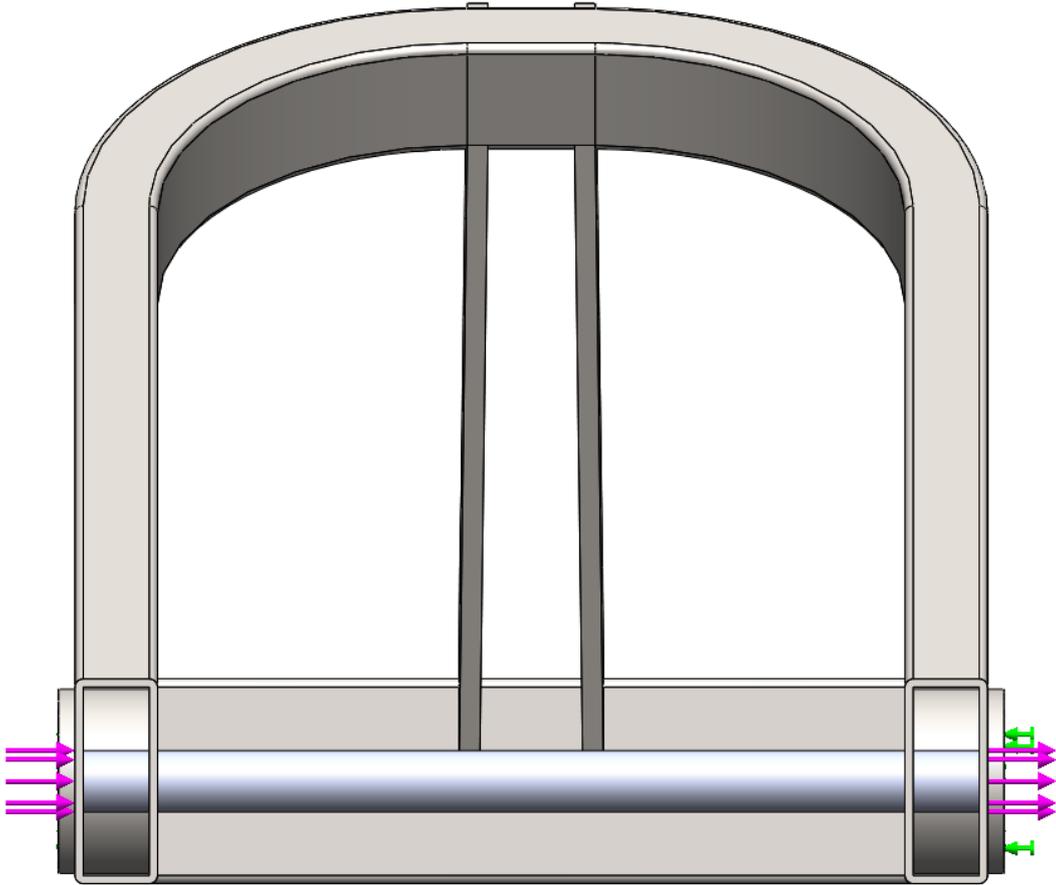


Ilustración 70 Sujeción de tipo Fija en el eje de giro del basculante.



*Ilustración 71 Aplicación de la carga lateral de 1kN a la estructura.*

Con la misma finalidad que en el caso de estudio anterior, se establecerá el mallado de tipo fino a toda la estructura y una vez establecidos todos los parámetros, se puede dar comienzo a la simulación de la rigidez lateral que presenta la estructura diseñada.

### **TENSIONES**

El pico de tensión obtenido, se encuentra ubicado en la guía del eje trasero y tiene un valor máximo de 171,3MPa, inferior al límite elástico del material de 275MPa.

En realidad, este pico de tensión no es preocupante ya que en el interior del perfil se ubicará una pieza maciza de acero que actuará de tensor de cadena, y de esta forma, la tensión se repartirá por dicha pieza también disminuyendo así el pico. Sin el uso de dicha pieza, la estructura soportaría sin ningún problema la carga aplicada.

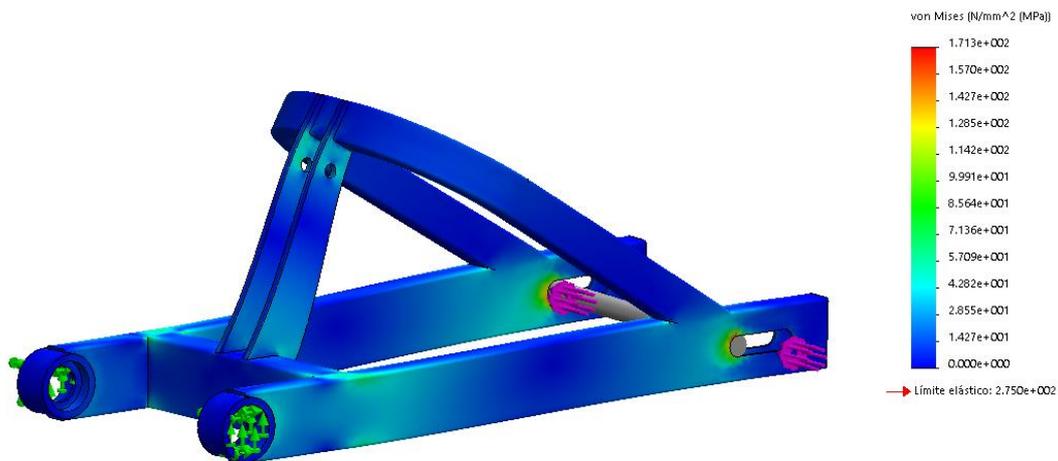


Ilustración 72 Resultados del estado tensional en la simulación de rigidez lateral.

## DESPLAZAMIENTOS

Una vez comprobadas las tensiones, el valor que determinará la rigidez lateral son los desplazamientos que se producen en la estructura.

Para facilitar el cálculo del valor de rigidez, directamente se ha aplicado la fuerza de 1KN y como se puede observar en la escala de valores de la **Ilustración 73**, el desplazamiento máximo lateral obtenido es de  $8,448e-001$  y por tanto, la estructura presenta una rigidez lateral de  $1,19\text{KN/mm}$ , un valor que cumple con el rango preestablecido de  $0,8-1,6\text{KN/mm}$ .

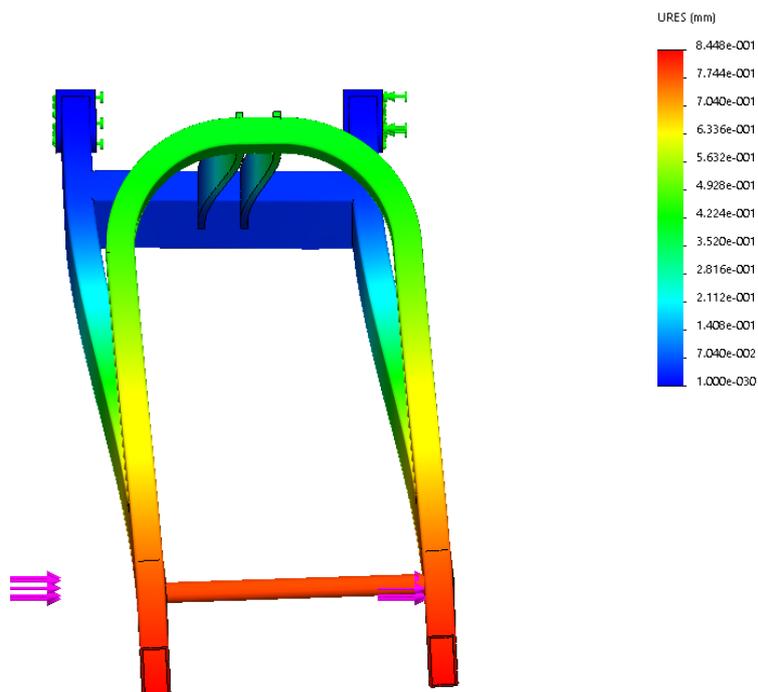


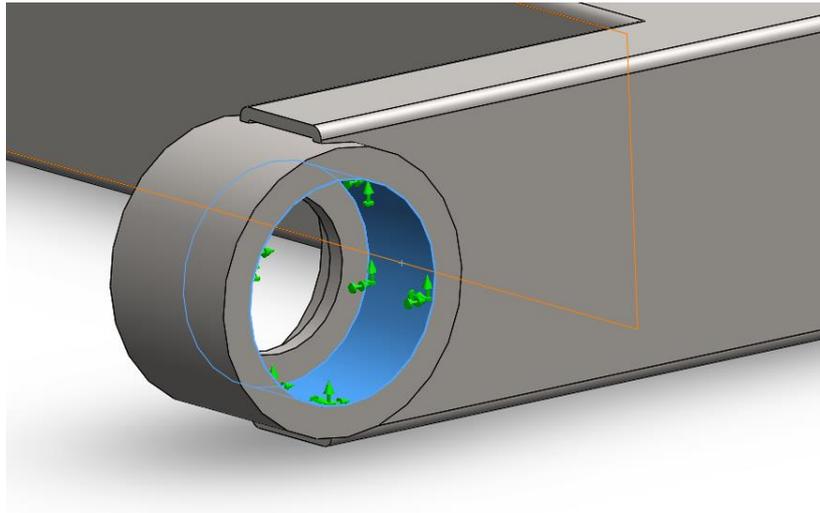
Ilustración 73 Ejemplo exagerado de los desplazamientos que sufre la estructura en la simulación de rigidez lateral.

## 7.2.2 RIGIDEZ TORSIONAL

Como se ha descrito anteriormente, este es probablemente el aspecto más fundamental y el que más ha evolucionado durante la historia de los basculantes en motocicletas.

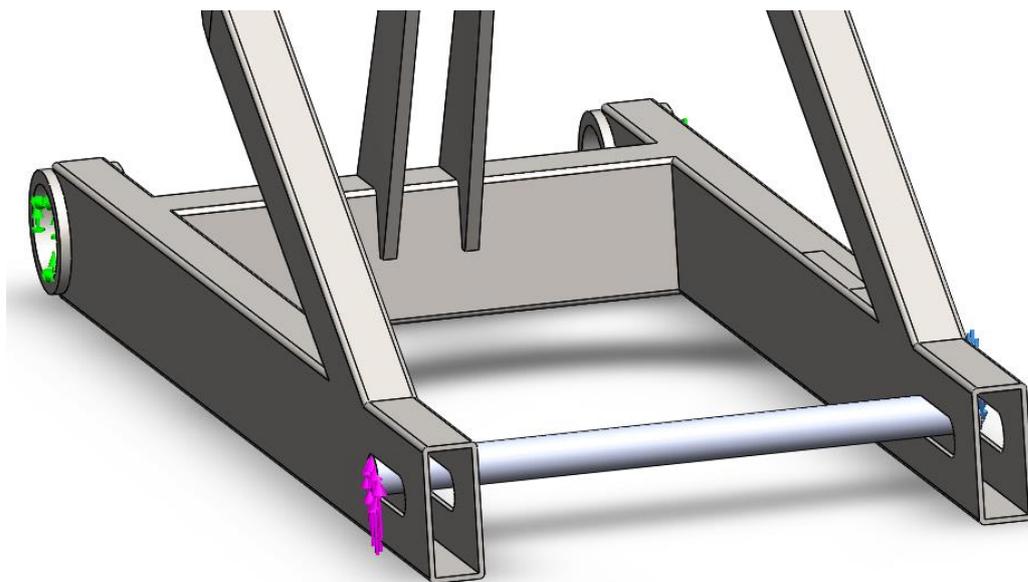
Para ello, será fundamental que la rigidez torsional del modelo diseñado cumpla con los valores preestablecidos y por tanto, que el conjunto se comporte de forma correcta cuando la motocicleta se encuentre compitiendo.

Para proceder con la simulación de rigidez torsional, se ha fijado de nuevo los anclajes del eje del basculante.



*Ilustración 74 Ejemplo de anclaje de tipo Bisagra.*

A continuación, se ha dividido la fuerza de 1KN en cada uno de los extremos del eje de la rueda trasera y se ha indicado un sentido opuesto a cada una de ellas.



*Ilustración 75 Aplicación de las cargas en cada extremo del eje y en sentido opuesto.*

Tras aplicar una vez más el mallado fino a la estructura, se ha realizado la simulación y se ha obtenido los siguientes valores:

## TENSIONES

Alerta observar que la prueba supera el límite elástico del material, aunque de nuevo, ocurre como en el caso anterior y este pico se encuentra ubicado en la guía del eje trasero de la rueda, por lo que al colocar el tensor de la cadena, la tensión quedaría repartida por una mayor superficie y desaparecería el problema.

El resto de la estructura no presenta ningún problema de tensiones.

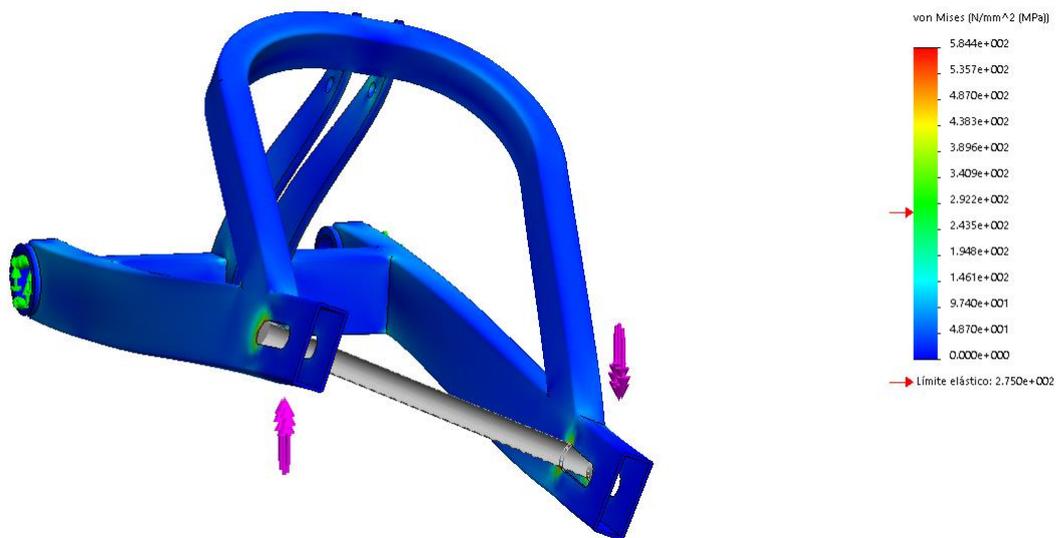


Ilustración 76 Resultados de las tensiones de la simulación de rigidez torsional.

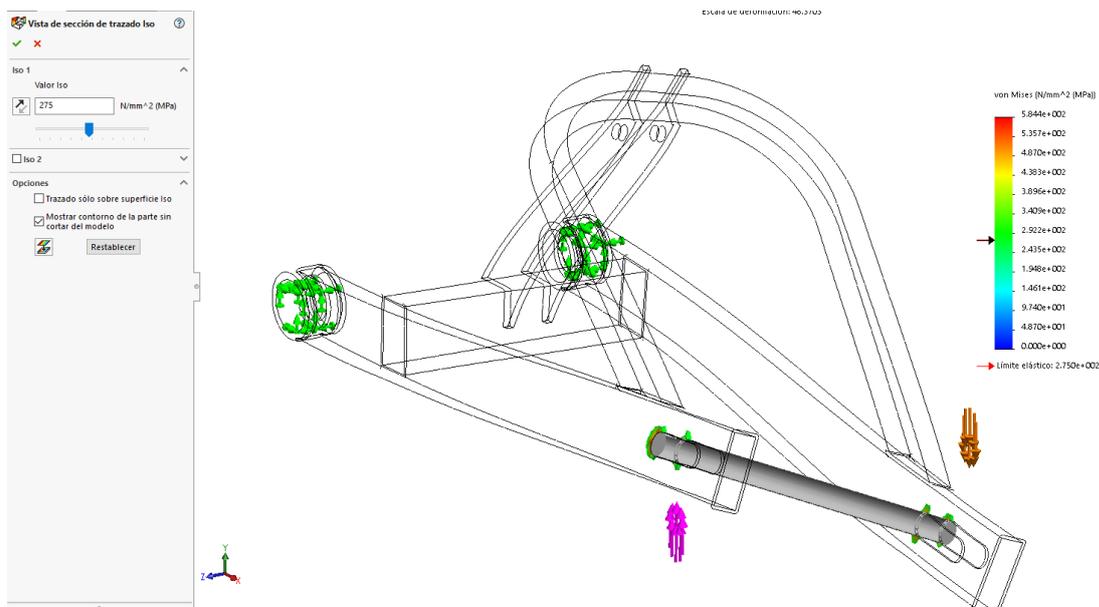


Ilustración 77 Análisis del reparto de tensiones por Iso-Superficies sobre toda la estructura.

En la **Ilustración 77** se puede observar el análisis de tensiones por Iso-Superficies que se utiliza para filtrar aquellas secciones que están sobrecargadas con una tensión igual a superior a la introducida, es decir, muestra únicamente las secciones más cargadas al valor introducido y aplicando el valor del límite elástico, aparece las zonas que superan dicho valor.

Como se puede observar, dichas zonas corresponden con las citadas anteriormente.

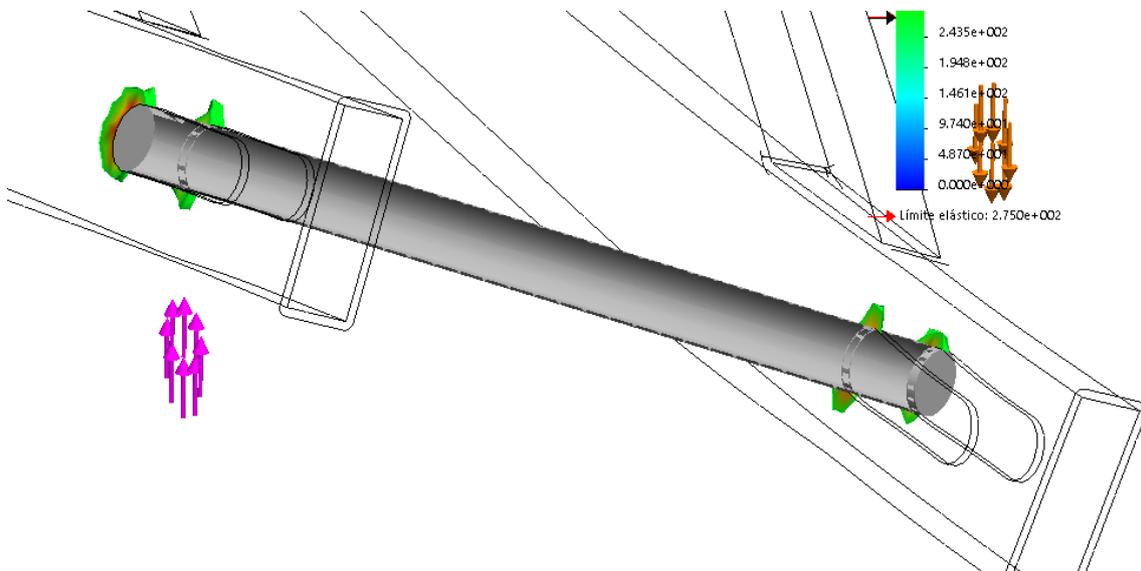


Ilustración 78 Ampliación de la zona crítica donde se concentran las tensiones.

## DESPLAZAMIENTOS

De los valores de desplazamiento será de donde se calculará la rigidez torsional de la estructura.

Para ello, se ha analizado los desplazamientos que se producen en el eje trasero de la rueda y se obtiene un desplazamiento angular total de 2,126mm (1,063mm por cada extremo).

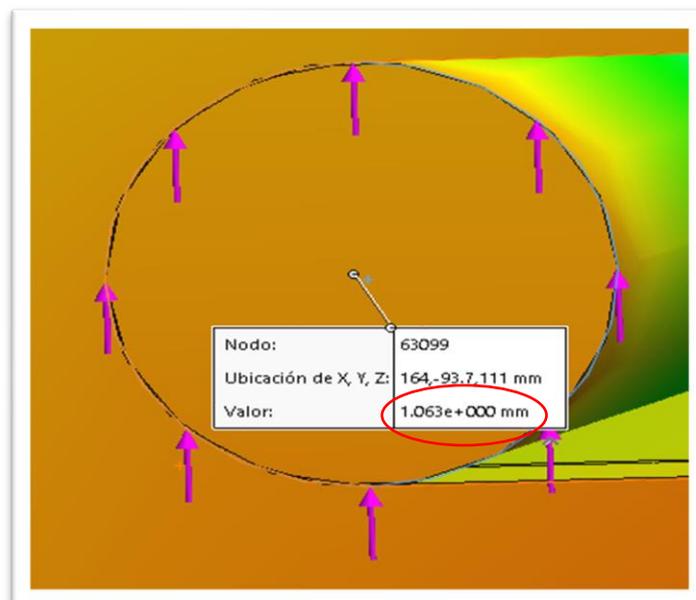


Ilustración 79 Desplazamientos ocasionados en los extremos del eje de la rueda trasera que determinarán la variación angular ocasionada.

Tras aplicar la fórmula para calcular el ángulo de desplazamiento, se obtiene el siguiente resultado:

$$tg\alpha = \frac{\text{Desplazamiento}(mm)}{\text{Distancia eje}(mm)} \quad \text{Ec.16}$$

$$tg\alpha = \frac{1,063 + 1,063}{225}$$

$$\alpha = 0,541^\circ$$

Estos resultados se traducen a un valor de rigidez torsional para la estructura de 1,85KNm/º y, por tanto, dentro del rango preestablecido que comprende valores de entre 1-2 KNm/º.

Finalmente, se recoge los valores de los resultados obtenidos tras los ensayos de prensa y rigidez aplicados a la estructura:

#### RIGIDEZ LATERAL:

-TENSIONES: **171,3** MPa < 275MPa

-DESPALZAMIENTOS: **8,448 \* 10<sup>-1</sup>** mm

-VALOR DE RIGIDEZ: 0,8 < **1,19** < 1,6 kN/mm

#### RIGIDEZ TORSIONAL:

-TENSIONES: **50** MPa < 275MPa (Tensión media de toda la estructura)

-DESPALZAMIENTO ANGULAR TOTAL: 2,116 mm / 0,541º

-VALOR DE RIGIDEZ: 1 < **1,85** < 2 kNm/º

#### TABLA RESUMEN:

	$\sigma$ obtenida [MPa]	$\sigma$ Admisible [MPa]	Desplazamientos [mm]	Rigidez
Prensa Vertical	<b>199</b>	275	0,283	N/A
Rigidez Lateral	<b>171,3</b>	275	8,45E-01	1,19 kN/mm
Rigidez Torsional	<b>50</b>	275	2,116	1,85 kNm/º

Gráfica 15 Resumen de resultados de las simulaciones.

## 8.ELEMENTOS AUXILIARES

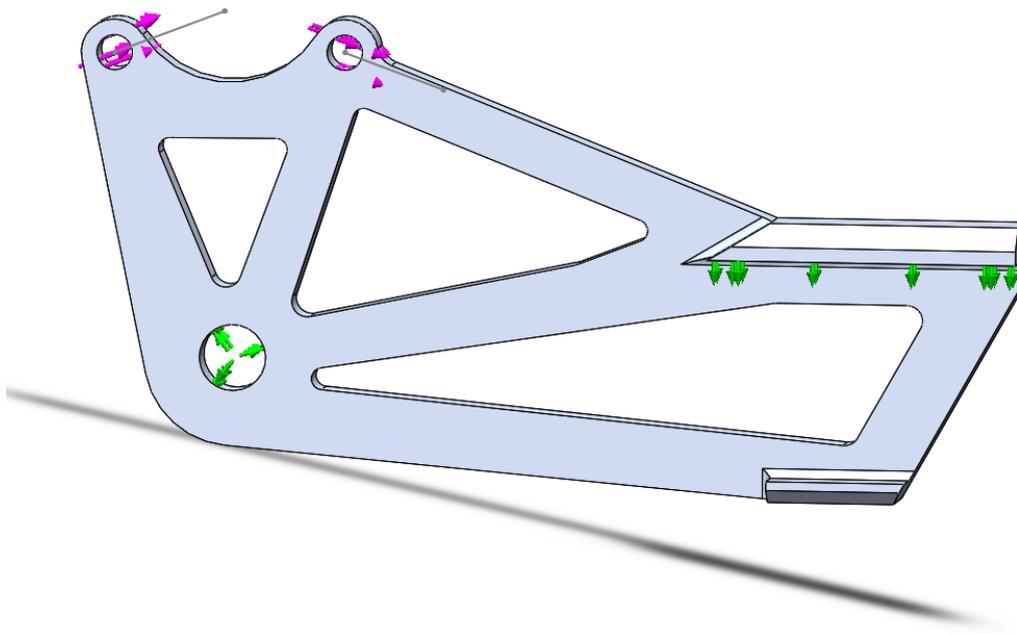
A continuación, se va a realizar los cálculos de los elementos auxiliares que son necesarios para el correcto funcionamiento del sistema de suspensión trasera de una motocicleta y estos son los rodamientos del eje del basculante, el propio eje de basculante y el soporte de la pinza del freno trasero.

### 8.1 FRENADA TRASERA

En el “Apartado 5 Estudio de Cargas”, se ha calculado en situación de frenada máxima, la fuerza que ejerce la pinza sobre el soporte de la pinza trasera y dado a que este elemento auxiliar tiene incidencia directa sobre el brazo del basculante, habrá que comprobar cómo se comporta y si este puede alterar su estructura.

En cuanto a las sujeciones, en el eje de la rueda se ha establecido como bisagra, y en la guía corredera que se mueve por el brazo del basculante para poder tensar la cadena, como apoyo de rodillos.

Aplicando las fuerzas calculadas en los tornillos con el sentido correspondiente a cada uno de ellos y mallando la pieza con un mallado fino, se realiza la simulación para comprobar que la pieza soporte la situación de máxima frenada.



*Ilustración 80 Simulación del soporte de pinza del freno trasero.*

Como se puede observar en los resultados obtenidos de la simulación, la pieza soporta perfectamente las sollicitaciones ya que alcanza un máximo valor de 52,79MPa siendo su límite elástico de 145MPa.

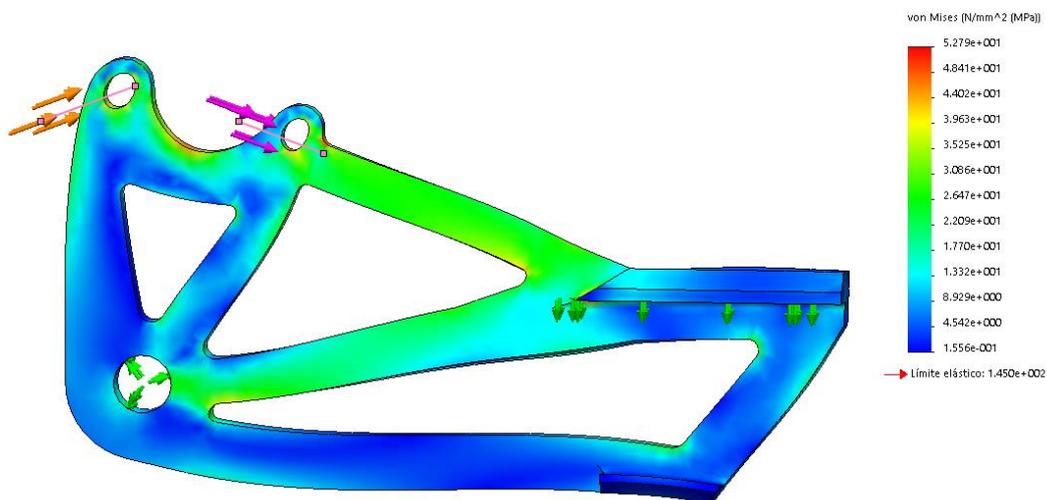


Ilustración 81 Resultados obtenidos de las tensiones en el soporte de la pinza trasera del freno.

A continuación, se comprueba la incidencia que tendría sobre el brazo del basculante ya que es necesario conocer cómo afectaría este elemento auxiliar a la estructura en una situación de máxima frenada.

Para ello, se ha calculado que el momento que se produce durante la frenada, ejerce una fuerza de presión de 1460N aplicada sobre la superficie de la guía en el brazo del basculante y se ha establecido las mismas fijaciones en la estructura que para la simulación de la prensa estática (Bisagra en el eje del basculante y el eje trasero de la rueda referenciado con el plano de planta).

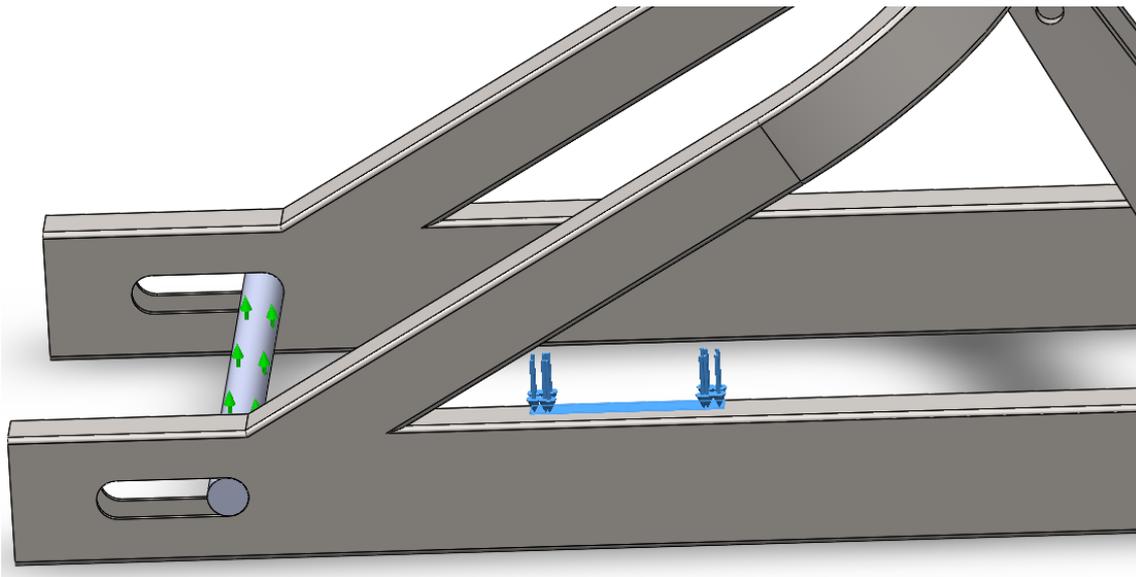


Ilustración 82 Ejemplo de los parámetros establecidos para la simulación por método de elementos finitos.

Tras realizar la simulación, se puede observar como el soporte de la pinza no supone ningún riesgo para la estructura del basculante ni en tensiones ni en desplazamientos ya que no se alcanza el límite elástico en el brazo del basculante.

## TENSIONES

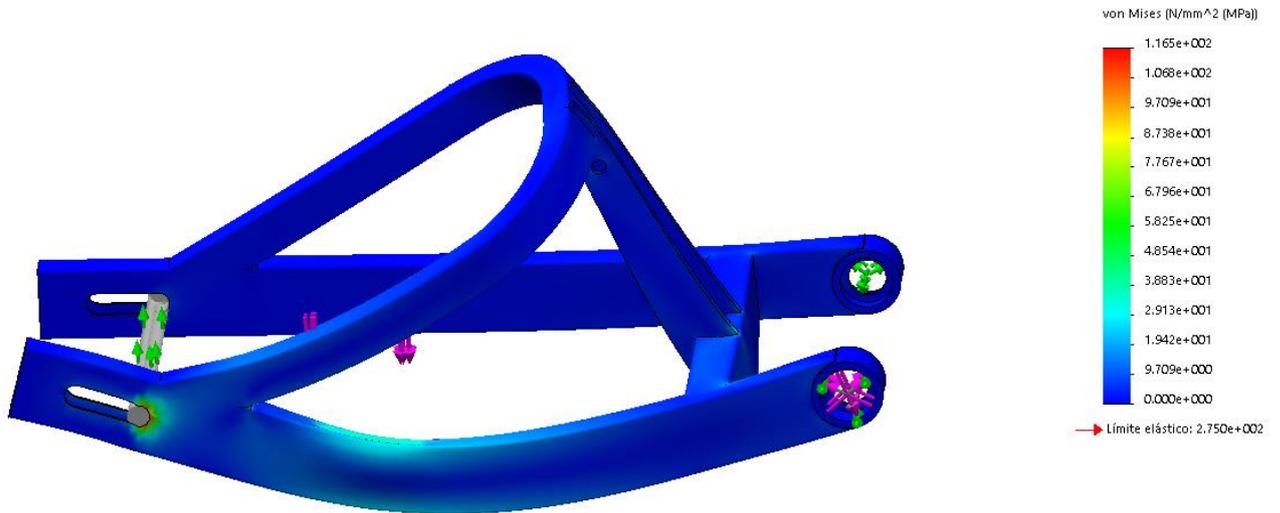


Ilustración 83 Resultado estado tensional del basculante por incidencia del soporte de pinza trasero.

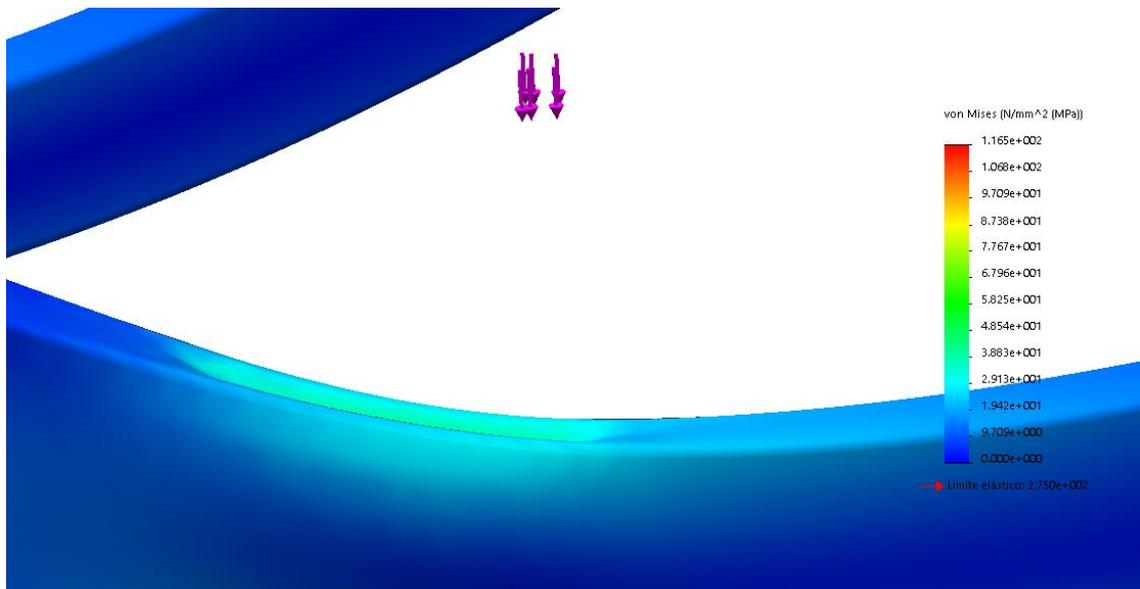
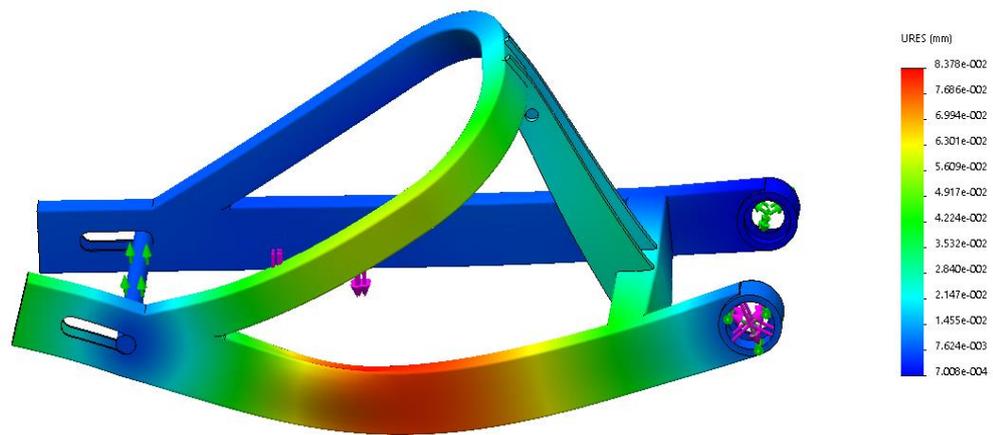


Ilustración 84 Ejemplo de la carga que produce el soporte sobre el brazo de suspensión en una frenada.

De nuevo, aparece el mismo problema comentado anteriormente en la guía del eje trasero pero aun así el pico de 116,5MPa no alcanza el valor del límite elástico del material de 275MPa.

## DESPLAZAMIENTOS

En cuanto a los valores de máximo desplazamiento que sufre el brazo del basculante, el pico se encuentra en la superficie donde el soporte ejerce la fuerza de presión sobre este y alcanza un valor máximo de 0,084mm un valor que no supone ningún riesgo para el conjunto.



*Ilustración 85 Deformaciones que produce el soporte sobre el brazo del basculante (Exageradas).*

## RESUMEN DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LAS SIMULACIONES:

SOPORTE DE PINZA:

-TENSIONES: **52,79** MPa < 145MPa

ESTRUCTURA DEL BASCULANTE:

-TENSIONES: **38,83** MPa < 275MPa

-DESPALZAMIENTOS: **8,378 \* 10<sup>-2</sup>** mm

## 8.2 CÁLCULO DEL EJE DEL BASCULANTE

Este componente es muy importante para el conjunto ya que al final, es imprescindible para el funcionamiento del sistema de suspensiones y estos ejes utilizan tornillos de alta resistencia del tipo 8,8 y cuyas propiedades mecánicas se pueden observar en la siguiente tabla:

Tipo	Tornillos Ordinarios			Tornillos de Alta Resistencia	
Grado	4,6	5,6	6,8	8,8	10,9
Fyb (N/mm <sup>2</sup> )	240	300	480	640	900
Fub (N/mm <sup>2</sup> )	400	500	600	800	1000

Gráfica 16 Tabla de tensiones admisibles según el grado de calidad del tornillo.

Como se ha detallado en el “Apartado 5. Cálculo de Cargas”, en la situación más crítica que es la prueba de prensa que le realizan al prototipo, en el eje del basculante se produce una fuerza cuyo módulo es igual a 5186 N.

Además, durante la circulación del prototipo se producen una serie de esfuerzos cortantes debidos a las fuerzas de aceleración y frenada.

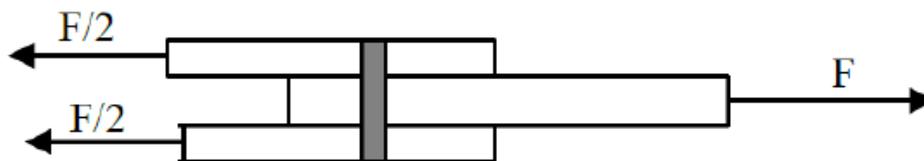


Ilustración 86 Esfuerzos de cortadura que se producen en los tornillos y sujeciones.

Por tanto, habrá que calcular la tensión que se produce en el eje y en las uniones atornilladas para asegurar que resistirán a los esfuerzos cortantes y poder seleccionar el correcto material a utilizar en cada caso.

Para ello, la fórmula que estudia dichas tensiones es:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{Q}{n \cdot A} \quad \text{Ec.17}$$

Donde:

- $\sigma_{adm}$  corresponde con la tensión de cortadura máxima admisible por el Eje o Tornillo
- $Q$  es el esfuerzo cortante al que se somete dicho Eje o Tornillo
- $n$  corresponde al número de áreas que se someten a dicho esfuerzo
- $A$  es el área resistente del Eje o Tornillo

Para el cálculo se utilizará un factor de seguridad de 0,65 que se aplicará a la tensión admisible del tornillo

La fuerza de reacción que se produce en el eje del basculante debida a la prueba de prensa estática que le aplica la organización, es de 5186N. Si se analiza dicha fuerza frente a la tensión admisible de los tornillos de alta resistencia, se deduce que:

$$\sigma_{adm} = \frac{Q}{n \cdot A} = \frac{5186N}{2 \cdot (\pi \cdot 7,5 \text{ mm}^2)} = 14,67MPa < 640 \cdot 0,65 MPa$$

$$14,67 MPa < 416MPa$$

Por tanto, los cálculos aseguran que el Eje seleccionado de Ø15mm soportará perfectamente los esfuerzos a los que se verá sometido.

El diámetro de 15mm es el necesario para el basculante diseñado ya que no se comercializan ejes de basculante con inferior diámetro y con la longitud que se necesita en este caso.

Tras la búsqueda del componente, se ha encontrado un eje de basculante de una KTM Duke 125 cuyas dimensiones son útiles y cuyo precio es muy económico por lo que es la mejor solución.

### 8.3 TORNILLO ANCLAJE AMORTIGUADOR

Siguiendo el mismo procedimiento de cálculo que el utilizado para el cálculo del Eje del basculante, se analizará la otra unión existente en el sistema de suspensión que afecta a la estructura del basculante.

Este corresponde con la unión del amortiguador con el basculante, unión realizada mediante el uso de un tornillo de Ø10mm y de calidad 8,8 de alta resistencia y se utilizará sus correspondientes tuercas de tipo autoblocantes para su fijación.

En el “Apartado 5. Cálculo de Cargas” se determina las fuerzas de reacción producidas en el soporte del amortiguador en el basculante.

La carga que debe soportar dicha unión es de 5273N.

$$\sigma_{adm} \geq \frac{Q}{n \cdot A}$$

$$0,65 \cdot \sigma_{adm} \geq \frac{5273}{2 \cdot (\pi \cdot 5^2)}$$

$$416MPa > 33,57MPa$$

Por tanto, queda demostrado que el tornillo seleccionado cumple a la perfección.

## 8.4 CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Para el cálculo que determinará qué tipo de rodamientos emplear, la elección se ha basado en las cargas que soportará cada uno de ellos y se han tenido en cuenta sus dimensiones para mecanizar sus alojamientos en el basculante además de comprobar su método de unión.

Inicialmente, conociendo los diferentes tipos de cargas que deben soportar, tanto axial como radial, se ha hecho una preselección del tipo de rodamiento necesario para dichas condiciones de trabajo:

Tipos de Rodamiento		Rodamientos Rígidos de Bolas de una Hilera	Rodamientos para Magnetos	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular de Hilera Doble	Rodamientos de Bolas de Contacto Angular Dublex	Rodamientos de Bolas de Cuatro Puntos de Contacto	Rodamientos de Bolas Autoalineantes	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos de Doble Hilera	Rodamientos de Rodillos Cilíndricos con una Sola Guía Lateral
		Características									
Capacidad de Carga	Cargas radiales	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	Cargas axiales	←→	←	←	←→	←→	←→	←	x	x	←
	Cargas combinadas	○	○	○	○	○	○	○	x	x	○

◎	○	○	○	x	←	←→
Excelente	Buena	Correcta	Pobre	Imposible	Una dirección sólo	Dos direcciones
☆	★	Aplicable, pero es necesario permitir la contracción / dilatación del eje en las superficies de contacto con los rodamientos.				

Gráfica 17 Tabla de los tipos de cargas que admite cada variante de rodamiento.

Como se puede observar, el tipo de rodamientos de bolas de dos hileras cumple perfectamente con los requisitos de trabajo tanto para cargas radiales como para cargas axiales en ambas direcciones.

Los principales criterios de búsqueda han sido que su diámetro interior tiene que ser del mismo tamaño que el eje del basculante y además, debe soportar las cargas a las que se va a someter sin problemas.

A continuación, se ha buscado este tipo de rodamientos en el catálogo de la marca SKF y se ha comprobado mediante una serie de cálculos, el correcto funcionamiento de estos. Para ello se ha utilizado la siguiente formulación:

$$P_{O_{calc}} = (X_o \cdot F_r) + (Y_o \cdot F_a) \text{ Ec.18}$$

Donde:

$P_{O_{calc}}$  es la carga estática equivalente calculada en el sistema (kN)

$F_r$  es la carga radial (kN)

$F_a$  es la carga axial (kN)

$X_o$  es el factor de carga radial

$Y_o$  es el factor de carga axial

En la práctica, el coeficiente de seguridad de los rodamientos bajo una carga estática se compara con los datos de la tabla, donde vienen indicados los valores de los coeficientes mínimos aceptables  $S_0$  para condiciones de funcionamientos diferentes.

$$S_0 = \frac{C_{or}}{P_{or}} \text{ Ec.19}$$

Donde:

$S_0$  es el factor de seguridad estático

$C_{or}$  es la carga estática básica que admite el rodamiento (kN)

$P_{or}$  es la carga estática equivalente del sistema (kN)

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
10	30	14	9,23	5,2	0,224	40 000	22 000	0,049	4200 ATN9
12	32	14	10,6	6,2	0,26	36 000	20 000	0,053	4201 ATN9
	37	17	13	7,8	0,325	34 000	18 000	0,092	4301 ATN9
15	35	14	11,9	7,5	0,32	32 000	17 000	0,059	4202 ATN9
	42	17	14,8	9,5	0,405	28 000	15 000	0,120	4302 ATN9

Gráfica 18 Tabla con las propiedades mecánicas del rodamiento SKF 4202 ATN9.

Como se puede observar en la **Gráfica 18**, habrá que fijarse en la carga estática ya que al trabajar en oscilaciones y no en giros, su cálculo deberá de ser mediante la capacidad de carga estática y no dinámica.

Así pues, teniendo en cuenta dichas restricciones, se ha seleccionado el siguiente modelo:

### SKF 4202 ATN9

Corresponde con un rodamiento de la marca SKF de dos hileras de bolas y cuya capacidad de carga estática es de 7,5KN.

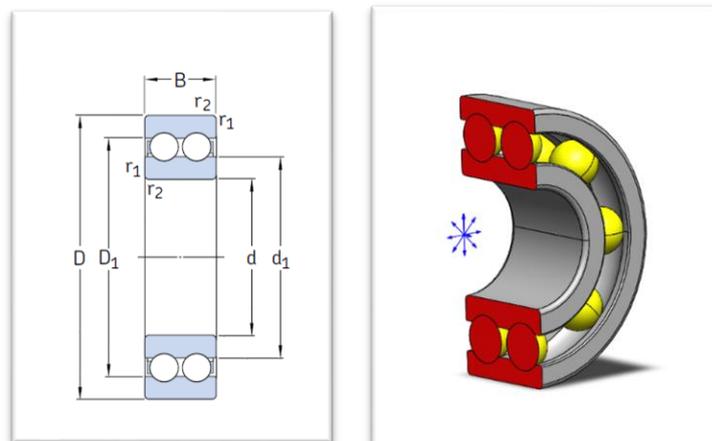


Ilustración 87 Rodamiento seleccionado del fabricante SKF modelo 4202 ATN9.

Como se determinó en el estudio de cargas, en el eje del basculante se ve afectada una carga de 2593N y, por tanto, el coeficiente de seguridad para el rodamiento es de:

$$S_0 = \frac{7500N}{2593N} = 2,9$$

Que como se puede ver en la tabla, cumple a la perfección ya que los mínimos para un movimiento pendular en rodamientos de bolas varían entre 1,5 y 2.

Coeficiente $s_0$			Tab. 8
Movimiento del rodamiento	Forma de carga, requisitos sobre la marcha del rodamiento	$s_0$ Rodamientos de bolas	$s_0$ Rodamientos de rodillos cilíndricos, de agujas, a rótula, cónicos
Rotativo	Cargas elevadas de choque, altas exigencias de marcha suave	2	4
	Después de la carga estática el rodamiento gira bajo una carga menor	1,5	3
	Condiciones normales de marcha suave		
	Condiciones normales de funcionamiento y requisitos normales de marcha	1	1,5
	Marcha suave sin vibraciones	0,5	1
Pendular	Ángulo de oscilación pequeño con frecuencia alta con cargas de choque fluctuantes	2	3,5
	Ángulo de oscilación grande con frecuencia baja y con carga periódica prácticamente constante	1,5	2,5
No gira (en reposo)	Carga de choque acentuada	1,5 hasta 1	3 hasta 2
	Carga normal y pequeña, sin requisitos especiales sobre la marcha del rodamiento	1 hasta 0,4	2 hasta 0,8
	Rodamientos axiales de rodillos a rótula bajo todas las formas de marcha y carga	-	4

Gráfica 19 Coeficientes de seguridad admisibles por tipo de rodamiento y funcionamiento.

En el proceso de búsqueda, se localizó un rodamiento de bolas de una hilera que también cumplía con las necesidades.

### W6302-2RS1



## W 6302-2RS1

Producto popular

Rodamientos rígidos de bolas

Ilustración 88 Rodamiento descartado por su mayor coste frente al seleccionado. También pertenece al fabricante SKF.

Este se trata de un rodamiento de la marca SKF de bolas de una hilera cuyo factor de carga estático es de 5,4KN y por tanto, su coeficiente de seguridad es menor que el del rodamiento seleccionado ya que:

$$S_0 = \frac{5400N}{2593N} = 2,1$$

Además de que el precio de dicho rodamiento alcanza un valor de 56,30€ IVA incluido, frente a los 16,44€ IVA incluido del 4202 ATN9 seleccionado y por tanto, se descarta el rodamiento W6302-2RS1 ya que de esta forma se optimiza la selección de rodamientos además de que se está consiguiendo un mejor precio y una mayor seguridad.

## PRESUPUESTO

En el siguiente apartado se va a detallar dos tipos de presupuestos, uno que corresponde con el presupuesto inicial de fabricación sin contar con colaboradores, y otro que será el presupuesto que deberá de afrontar el equipo ya que se dispone de varias empresas colaboradoras que ofrecen sus servicios gratuitamente.

### PRESUPUESTO INICIAL

#### MATERIAL

Material	Descripción	Cantidad [m]	Precio	Subtotal
<b>BASCULANTE</b>				
Perfil Acero S275JR (50x20x2)	Perfil Tubular hueco de sección rectangular laminado en caliente	0,5 m	2,91 €/m	1,46 €
Perfil Acero S275JR (50x30x2)	Perfil Tubular hueco de sección rectangular laminado en caliente	1,5 m	3,34 €/m	5,01 €
Perfil Acero S275JR (30x20x2)	Perfil Tubular hueco de sección rectangular laminado en caliente	1 m	2 €/m	2,00 €
Pletina Acero S275JR (1000x600x5)	Pletina de Acero rectangular para soporte amortiguador	3 m	3,67 €/m	11,00 €
Tocho macizo Acero S275JR (Ø45x30)	Tocho macizo de Acero para el eje giro del basculante	2 ud	0,25 €	0,50 €
<b>SOPORTE DE PINZA</b>				
Pletina de Aluminio 6063T5 (300X100X20)	Pletina de Aluminio 6063T5	1,62 kg	2,30€/kg	3,73 €
<b>TENSOR CADENA</b>				
Tocho macizo Aero S275JR (60x46x16)	Tocho macizo de Acero para el tensor de la cadena	0,688 kg	0,668 €/kg	0,46 €
			<b>TOTAL</b>	<b>24,15 €</b>

## ELEMENTOS AUXILIARES

Elemento	Descripción	Cantidad	Precio	Subtotal
SKF 4202 ATN9	Rodamiento rígido de dos hileras de bolas	4	16,44 €/ud	65,76 €
Tornillo Hex.931	Tornillo hexagonal zincado de alta resistencia 8,8	4	0,26 €/ud	1,04 €
DIN 985 C10 M10	Tuerca exagonal autoblocante	10	0,05 €/ud	0,50 €
Tornillo Hex.933	Tornillo hexagonal de alta resistencia 8,8 10x100 zincado	4	0,48 €/ud	1,92 €
DIN 934 M10 INOX A4	Tuerca exagonal M10	10	0,19 €/ud	1,90 €
Tornillo Allen M8	Tornillo soporte pinza trasea freno	4	0,1 €/ud	0,40 €
Eje Basculante	Eje de basculante con tornillo de 15mm Ø de alta resistencia 8,8	1	14,9 €/ud	14,90 €
Amortiguador SACHS	Amortiguador trasero reculable en precarga y extensión	1	150 €/ud	150,00 €
			TOTAL	236,42 €

## MANO DE OBRA

La fabricación del presente proyecto, requiere de una serie de procesos de fabricación mediante los cuales se le dará la forma diseñada a los perfiles y materia prima seleccionada.

Dado a que este apartado contempla el presupuesto inicial que costará fabricar el conjunto de suspensión trasera, será necesario la contrata de servicios a empresas externas para el mecanizado y procesado del material y por tanto, estos servicios aumentan el coste de fabricación del conjunto.

<b>Operación</b>	<b>Horas</b>	<b>€/Hora</b>	<b>Subtotal</b>
Doblado	0,5	50,00 €	25,00 €
Torneado	1	40,00 €	40,00 €
Fresado	1	30,00 €	30,00 €
Corte	1,5	30,00 €	45,00 €
Soldadura	4	60,00 €	240,00 €
Pintado	1,5	40,00 €	60,00 €
Mec. CNC	2	40,00 €	80,00 €
<b>TOTAL</b>			<b>520,00 €</b>

## RESUMEN

En la **Gráfica 20** se puede ver el resumen del presupuesto inicial que costará fabricar el sistema de suspensión trasera para una motocicleta de altas prestaciones de 250cc.

MATERIAL			
Descripción	Tipo	Cant (m)	€
BASCULANTE			
Perfil	50x20x2	0,5	1,46 €
Perfil	50x30x2	1,5	5,01 €
Perfil	30x20x2	1	2,00 €
Pletina	60x5	3	11,00 €
Macizo eje	45x30	2	0,50 €
SOPORTE DE PINZA			
Pletina	30x10x2	1	3,73 €
TENSOR			
Macizo	60x46x16	2	0,46 €
<b>TOTAL</b>	<b>24,15 €</b>		
ELEMENTOS AUXILIARES			
Descripción	Tipo	Cant uds	Precio
Rodamientos	4202 ATN9	4	65,76 €
Tornillería	Alta Res 8,8	-	5,76 €
Eje de Basc.	Alta Res 8,8	1	14,90 €
Amortiguador	SACHS	1	150,00 €
<b>TOTAL</b>	<b>236,42 €</b>		
MANO DE OBRA			
Operación	Horas	€/Hora	Precio
Doblado	0,5	50	25,00 €
Torneado	1	40	40,00 €
Fresado	1	30	30,00 €
Corte	1,5	30	45,00 €
Soldadura	4	60	240,00 €
Pintado	1,5	40	60,00 €
Mec. CNC	2	40	80,00 €
<b>TOTAL</b>	<b>520,00 €</b>		
		<b>TOTAL</b>	<b>780,57 €</b>

Gráfica 20 Tabla resumen de presupuesto inicial.

## COSTE REAL DEL PROYECTO

Gracias a las empresas colaboradoras y los recursos materiales y humanos con los que cuenta el equipo, además del diseño de la estructura con cortes rectos y soldaduras simples, se ha conseguido ahorrar en el coste de fabricación una gran suma de dinero que podrá ir destinada a otros proyectos del prototipo.

De esta forma, el coste real del proyecto es:

### MATERIAL

Material	Descripción	Cantidad [m]	Precio	Subtotal
<b>BASCULANTE</b>				
Perfil Acero S275JR (50x20x2)	Perfil Tubular hueco de sección rectangular laminado en caliente	0,5 m	- €	- €
Perfil Acero S275JR (50x30x2)	Perfil Tubular hueco de sección rectangular laminado en caliente	1,5 m	- €	- €
Perfil Acero S275JR (30x20x2)	Perfil Tubular hueco de sección rectangular laminado en caliente	1 m	- €	- €
Pletina Acero S275JR (1000x600x5)	Pletina de Acero rectangular para soporte amortiguador	3 m	3,67 €/m	11,00 €
Tocho macizo Acero S275JR (Ø45x30)	Tocho macizo de Acero para el eje giro del basculante	2 ud	0,25 €	0,50 €
<b>SOPORTE DE PINZA</b>				
Pletina de Aluminio 6063T5 (300x100x20)	Pletina de Aluminio 6063T5	1,62 kg	2,30€/kg	3,73 €
<b>TENSOR CADENA</b>				
Tocho macizo Aero S275JR (60x46x16)	Tocho macizo de Acero para el tensor de la cadena	0,688 kg	0,668 €/kg	0,46 €
			<b>TOTAL</b>	<b>15,69 €</b>

## ELEMENTOS AUXILIARES

Elemento	Descripción	Cantidad	Precio	Subtotal
SKF 4202 ATN9	Rodamiento rígido de dos hileras de bolas	4	16,44 €/ud	65,76 €
Tornillo Hex.931	Tornillo hexagonal zincado de alta resistencia 8,8	4	0,26 €/ud	1,04 €
DIN 985 C10 M10	Tuerca exagonal autoblocante	10	0,05 €/ud	0,50 €
Tornillo Hex.933	Tornillo hexagonal de alta resistencia 8,8	4	0,48 €/ud	1,92 €
DIN 934 M10 INOX A4	10x100 zincado Tuerca exagonal M10	10	0,19 €/ud	1,90 €
Tornillo Allen M8	Tornillo soporte pinza trasea freno	4	0,1 €/ud	0,40 €
Eje Basculante	Eje de basculante con tornillo de 15mm Ø de alta resistencia 8,8	1	14,9 €/ud	14,90 €
Amortiguador SACHS	Amortiguador trasero reculable en precarga y extensión	1	150 €/ud	150,00 €
			<b>TOTAL</b>	<b>236,42 €</b>

## MANO DE OBRA

En este caso, el coste de la mano de obra de la mayoría de operaciones se ahorra ya que el equipo puede realizarlos mediante sus propios recursos o a través de empresas colaboradoras que no cobran nada por prestar dichos servicios.

<b>Operación</b>	<b>Horas</b>	<b>€/Hora</b>	<b>Subtotal</b>
Doblado	0,5	50,00 €	25,00 €
Torneado	1	- €	- €
Fresado	1	- €	- €
Corte	1,5	- €	- €
Soldadura	4	- €	- €
Pintado	1,5	- €	- €
Mec. CNC	2	- €	- €
<b>TOTAL</b>			<b>25,00 €</b>

## RESUMEN

Finalmente, en la **Gráfica 21** se recoge el resumen del presupuesto cuyo coste de fabricación será el real y el cual deberá asumir el equipo para poder llevar a la vida real el sistema de suspensión trasera.

MATERIAL			
Descripción	Tipo	Cant (m)	€
BASCULANTE			
Perfil	50x20x2	0,5	- €
Perfil	50x30x2	1,5	- €
Perfil	30x20x2	1	- €
Pletina	60x5	3	11,00 €
Macizo eje	45x30	2	0,50 €
SOPORTE DE PINZA			
Pletina	30x10x2	1	3,73 €
TENSOR			
Macizo	60x46x16	2	0,46 €
<b>TOTAL</b>			<b>15,69 €</b>
ELEMENTOS AUXILIARES			
Descripción	Tipo	Cant uds	Precio
Rodamientos	4202 ATN9	4	65,76 €
Tornillería	Alta Res 8,8	-	5,76 €
Eje de Basc.	Alta Res 8,8	1	14,90 €
Amortiguador	SACHS	1	150,00 €
<b>TOTAL</b>			<b>236,42 €</b>
MANO DE OBRA			
Operación	Horas	€/Hora	Precio
Doblado	0,5	50	25,00 €
Torneado	1	40	- €
Fresado	1	30	- €
Corte	1,5	30	- €
Soldadura	4	60	- €
Pintado	1,5	40	- €
Mec. CNC	2	40	- €
<b>TOTAL</b>			<b>25,00 €</b>
		<b>TOTAL</b>	<b>277,11 €</b>

Gráfica 21 Tabla resumen del presupuesto real.

Así pues, optimizando los recursos de los que dispone el equipo se ha conseguido reducir el coste de fabricación del sistema de suspensión trasero en 503.46€ y el conjunto costará 277.11€

## CONCLUSIONES

En el presente proyecto, se ha realizado un diseño del sistema de suspensión trasero para una motocicleta de competición de categoría Pre-Moto 3 que competirá en el Campeonato del Mundo de Universidades MotoStudent.

Cabe destacar que el proyecto lleva muchos meses de trabajo en el que se comenzó a plantear los nuevos diseños que definirían el prototipo desde finales del año 2018 en el cual, la organización oficial publicó el reglamento de la nueva edición que tendrá lugar en abril de 2021 y por tanto, se ha ido trabajando en la medida de lo posible con el paso del tiempo.

A lo largo del proyecto se ha definido en qué consiste la competición y todas las fases que la componen y además, se ha definido las partes que forman el sistema de suspensión trasero de una motocicleta y la evolución que ha tenido a lo largo de los años en el ámbito de la competición.

Tras una descripción detallada de dichas partes y explicado el funcionamiento de cada una de ellas, se ha justificado cada una de las elecciones de diseño y una vez establecidos los criterios de diseño y las cargas a soportar, se ha calculado la geometría óptima y se ha dimensionado y comprobado el comportamiento de la estructura y del sistema de suspensiones en global incluyendo los elementos auxiliares como los rodamientos, soportes y uniones.

Finalmente, el proyecto define un sistema de suspensión trasero para una motocicleta de competición en el que gracias a su diseño simplificado, se ha conseguido ahorrar bastante dinero en métodos de fabricación, siendo igual de ligero que en la anterior edición a pesar de ser fabricado en acero y habiéndose mejorado la geometría y por tanto, el comportamiento global del sistema.

# BIBLIOGRAFÍA

**LIBROS:** Fecha de Visualización (12/2019)

Foale, T. (2003). *Motocicletas*. Tony Foale Designs.

Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Vittore Cossalter.

**INFORMACIÓN COMPETICIÓN:** Fecha de Visualización (11/2018)

*MotoStudent.org*. (2008). MotoStudent.

<http://www.motostudent.com/index.html>

*MotoStudent Regulations*. (2018). MotoStudent Regulations.

<http://www.motostudent.com/rules.html>

**MATERIALES Y ELEMENTOS PARA LA FABRICACIÓN:**

*Sitio web oficial Andreani MHS - Andreani Group International - España*. (s. f.).

Andreani MHS. Recuperado marzo de 2020, de <https://andreamhs.com/>

*Suspensiones regulables SACHS Performance*. (s. f.). SACHS. Recuperado marzo de

2020, de <https://aftermarket.zf.com/ib/es/sachs/productos/productos-para->

[automoviles-y-vehiculos-industriales-ligeros/afinamiento-sachs-](https://aftermarket.zf.com/ib/es/sachs/productos/productos-para-automoviles-y-vehiculos-industriales-ligeros/afinamiento-sachs-)

[performance/suspensiones-regulables/](https://aftermarket.zf.com/ib/es/sachs/productos/productos-para-automoviles-y-vehiculos-industriales-ligeros/afinamiento-sachs-performance/suspensiones-regulables/)

*SKF*. (s. f.). Rodamientos SKF. Recuperado marzo de 2020, de

<https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings>

*Productos.* (s. f.). NSK Rodamientos. Recuperado marzo de 2020, de

<https://www.nskeurope.es/es/products.html>

*Perfiles rectangulares.* (s. f.). Industrias Duero. Recuperado enero de 2020, de

<https://industriasduero.com/es/>

*ManoMano.es: Compra online de bricolaje, renovación y jardinería.* (s. f.).

ManoMano. Recuperado enero de 2020, de <https://www.manomano.es/>

*Repuestos 50 nuevos y usados para Box No. 1 en Francia - 50factory.com.* (s. f.). Eje

basculante KTM. Recuperado febrero de 2020, de <https://es.50factory.com/>

*Bornay | Somos referente tecnológico en la fabricación de tubos de acero soldado.* (s.

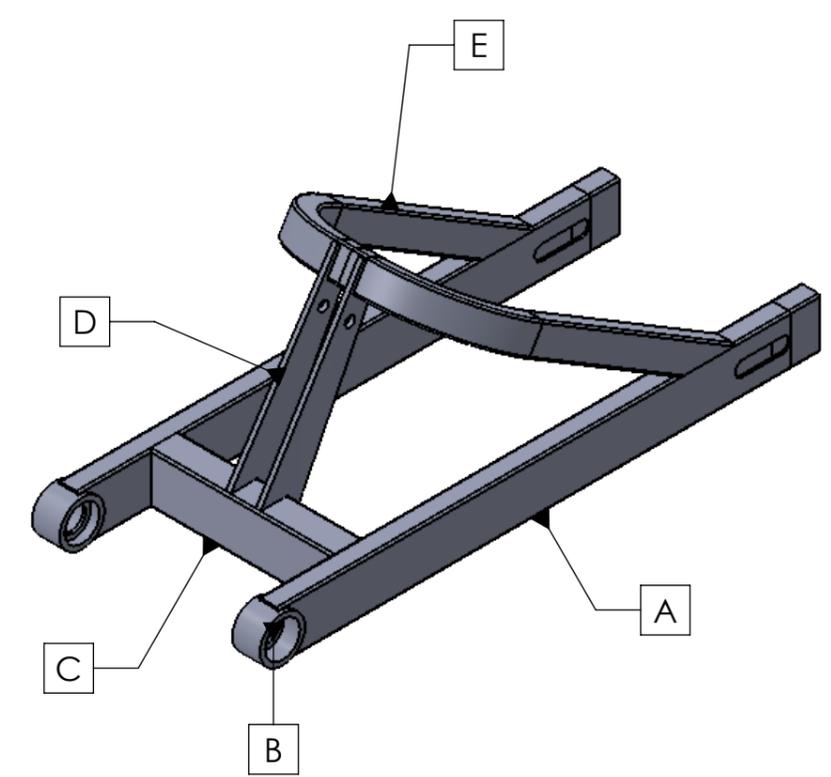
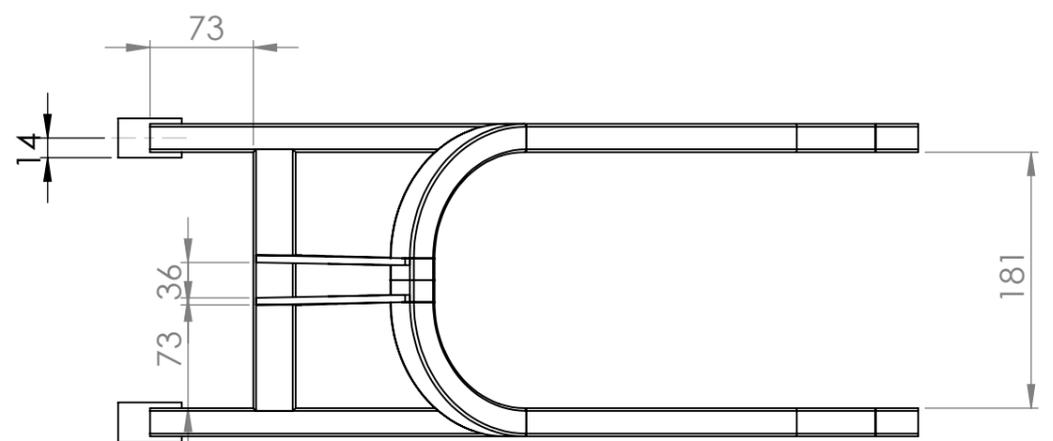
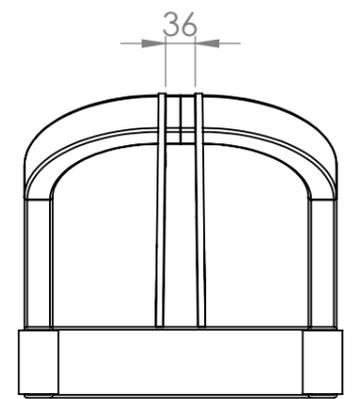
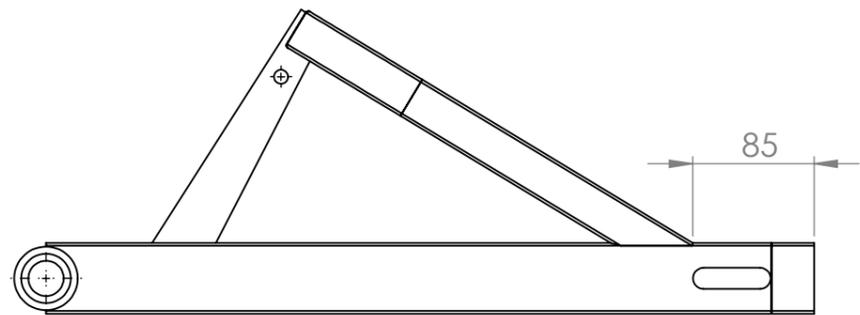
f.). Bornay. Recuperado enero de 2020, de <http://www.bornay.es/>

# **ANEXOS A LA MEMORIA**



# PLANOS





Referencia	Cantidad	Descripción	Dibujo nº
A	2	Brazo Basculante	B001
B	2	Eje Basculante	B002
C	1	Refuerzo	B003
D	2	Pletinas amort.	B004
E	1	Arco triangulación	B005

## ENGINEERING PROJECT ALCOY

**TÍTULO:**  
BASCULANTE MS20

Revisado por:  
José Manuel  
Berdugo Ayuste

ESCALA:  
1:5

MATERIAL:  
ACERO S275JR

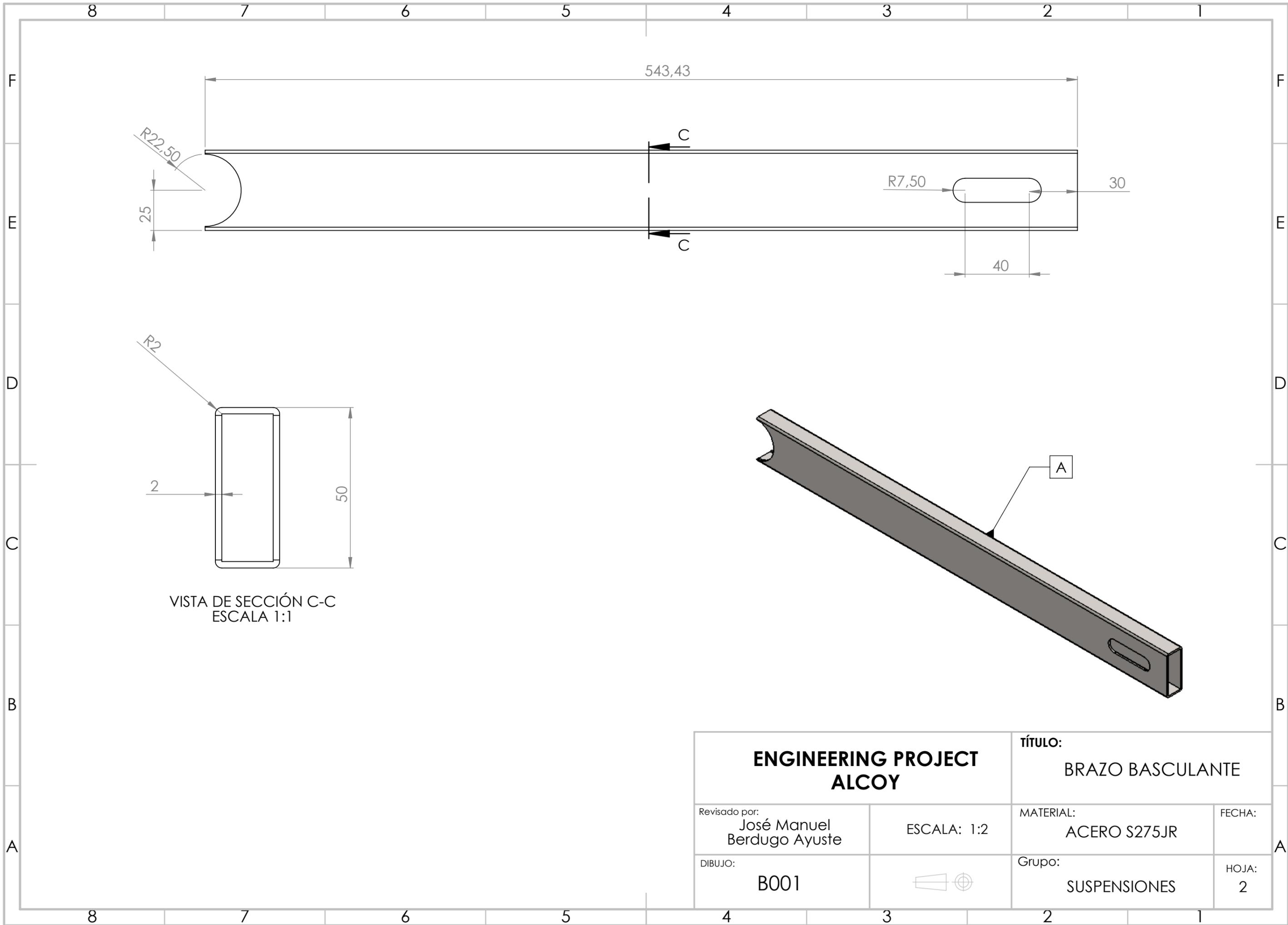
FECHA:

DIBUJO:  
B000



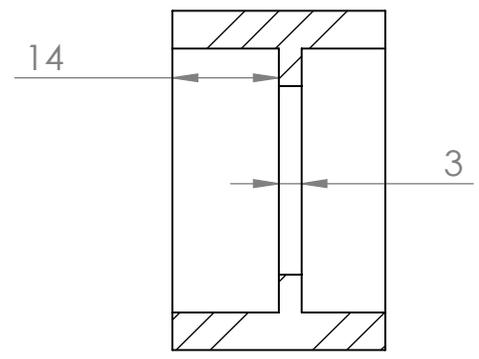
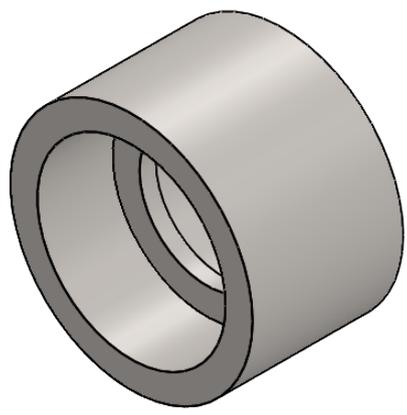
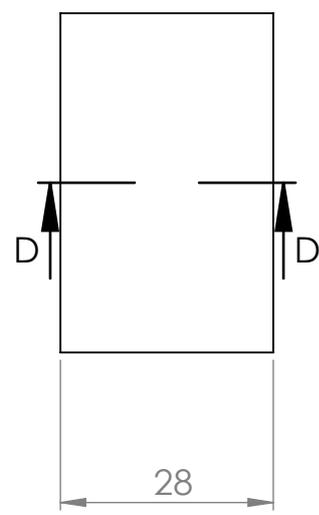
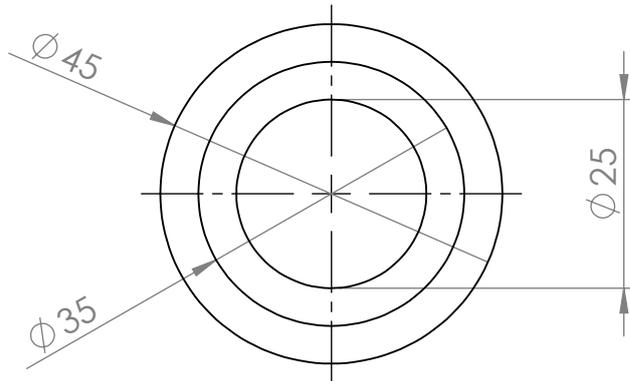
Grupo:  
SUSPENSIONES

HOJA:  
1



VISTA DE SECCIÓN C-C  
ESCALA 1:1

<b>ENGINEERING PROJECT ALCOY</b>		<b>TÍTULO:</b> BRAZO BASCULANTE	
Revisado por: José Manuel Berdugo Ayuste	ESCALA: 1:2	MATERIAL: ACERO S275JR	FECHA:
DIBUJO: B001		Grupo: SUSPENSIONES	HOJA: 2



SECCIÓN D-D

**ENGINEERING PROJECT  
ALCOY**

TÍTULO:  
EJE BASCULANTE

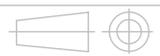
Revisado por:  
José Manuel Berdugo

MATERIAL  
S275JR  
ESCALA:  
1:1

DIBUJO: B002  
SUSTITUIDO POR:  
GRUPO DE SUSPENSIONES

FECHA:  
HOJA:  
3

Nota



1

2

3

4

A

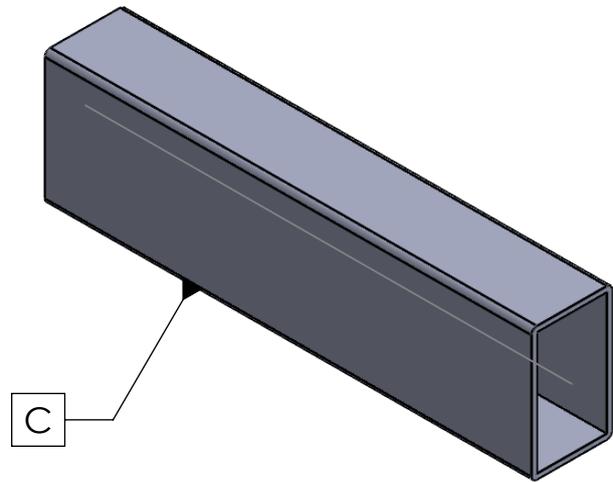
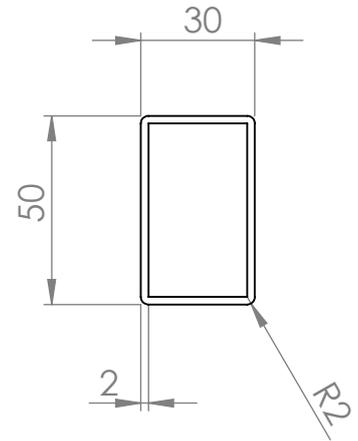
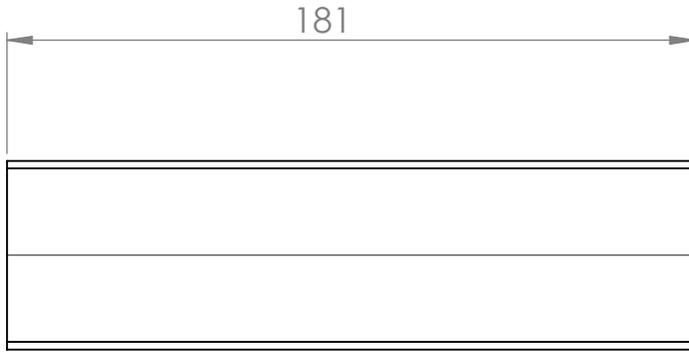
B

C

D

E

F



**ENGINEERING PROJECT  
ALCOY**

TÍTULO:

REFUERZO

Revisado por:

José Manuel  
Berdugo

Unidad:

ESCALA:  
1:2

DIBUJO: B003

SUSTITUIDO POR:  
GRUPO DE SUSPENSIONES

FECHA:

HOJA:  
4

Nota

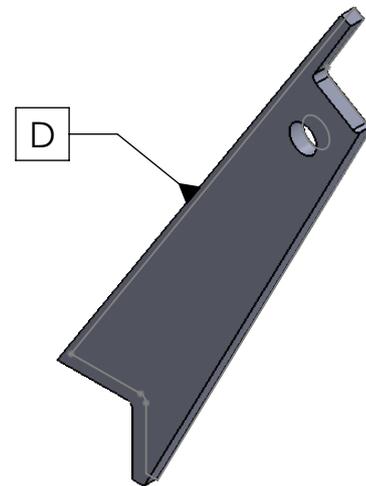
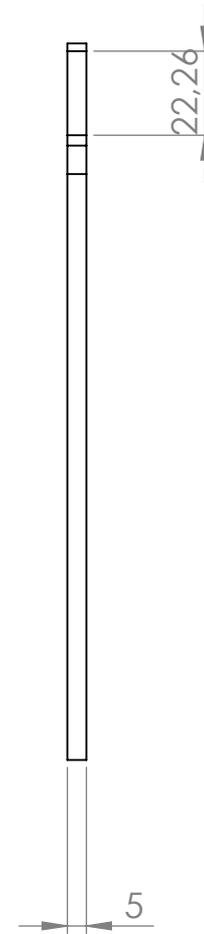
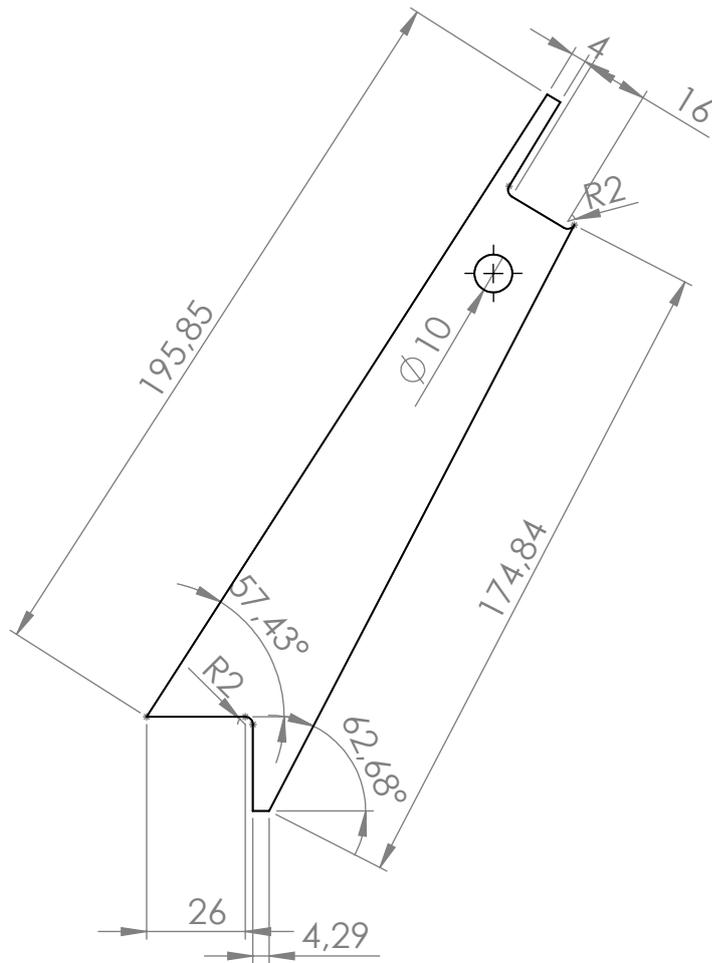


1

2

3

4



A

B

C

D

E

**ENGINEERING PROJECT  
ALCOY**

TÍTULO:

Soporte Amortiguador

Revisado por:

MATERIAL  
S275JR

DIBUJO: B004

FECHA:

ESCALA:  
1:5

SUSTITUIDO POR:

GRUPO DE SUSPENSIONES

HOJA:

Nota



5

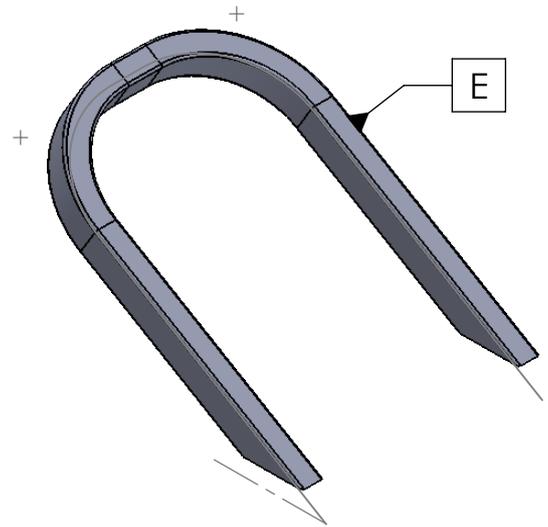
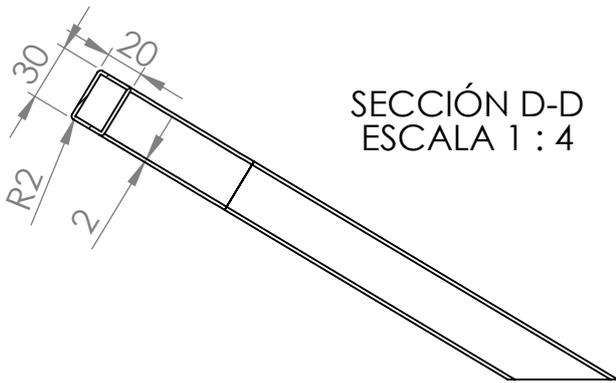
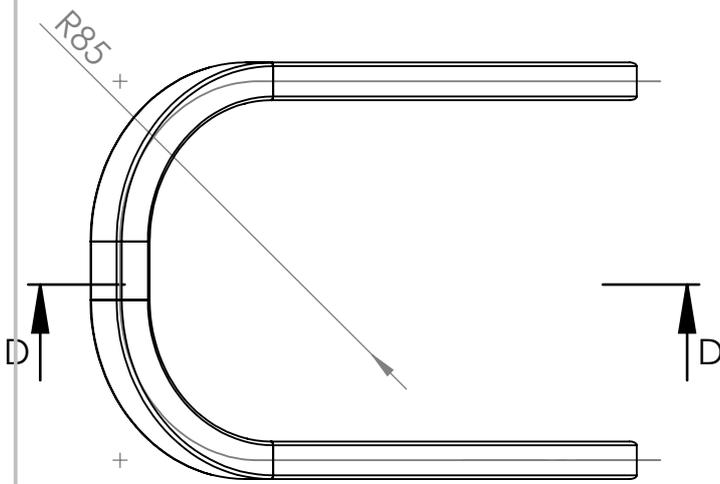
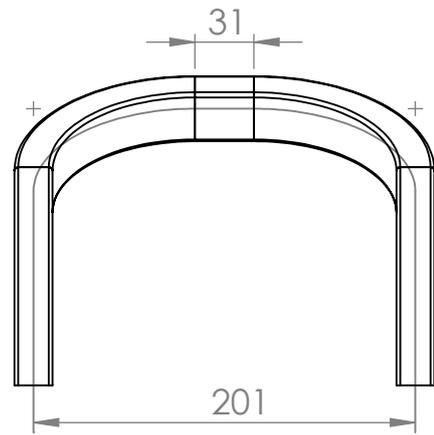
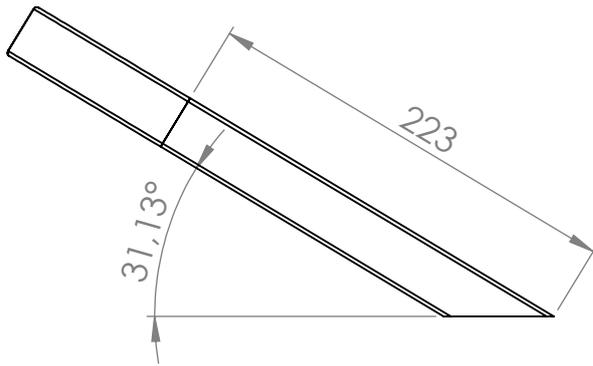
F

1

2

3

4



## ENGINEERING PROJECT ALCOY

TÍTULO:

Arco Basculante

Revisado por:

José Manuel  
Berdugo

Unidad:

ESCALA:  
1:4

DIBUJO: B005

SUSTITUIDO POR:

GRUPO DE SUSPENSIONES

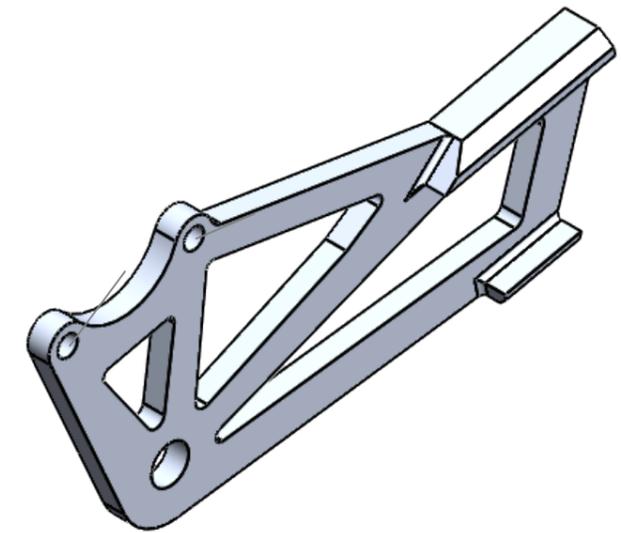
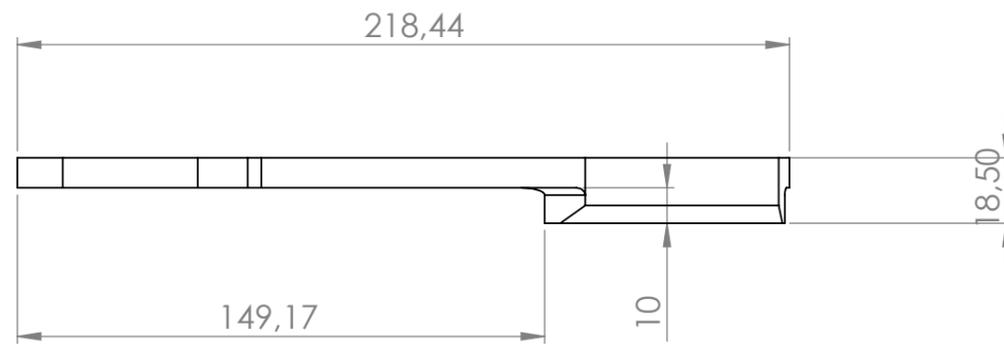
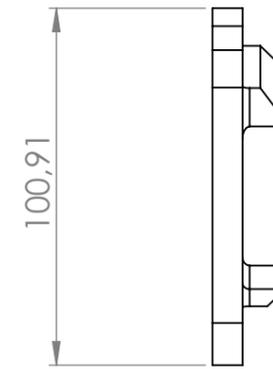
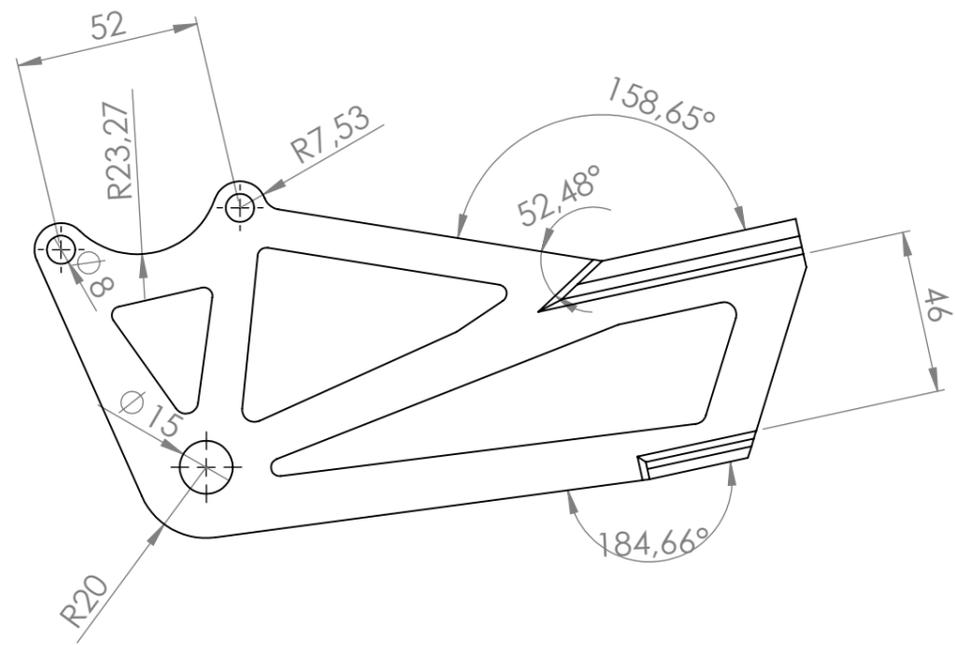
FECHA:

HOJA:

6

Nota





\*Nota: Para la fabricación de la pieza se va a utilizar un sistema de mecanizado por CNC en el que se inserta el modelo 3D para el reconocimiento de la pieza, por lo que las cotas que aparecen en el dibujo sirven para ver las dimensiones principales de la pieza. Si se desea conocer todas las medidas ver modelo 3D.

**ENGINEERING PROJECT  
ALCOY**

**TÍTULO:**  
SOPORTE PINZA  
FRENO TRASERO

Revisado por:  
José Manuel  
Berdugo Ayuste

ESCALA:  
1:2

MATERIAL:  
ALUMINIO 6063 T5

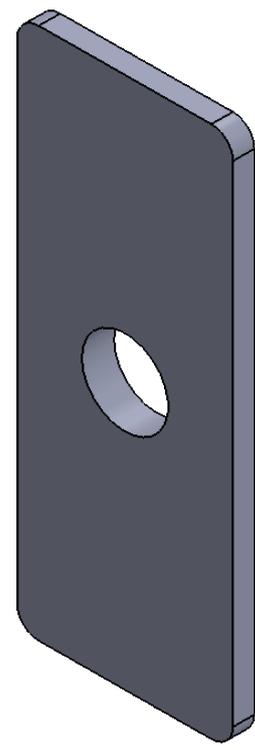
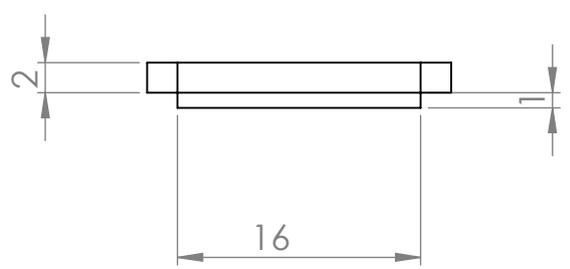
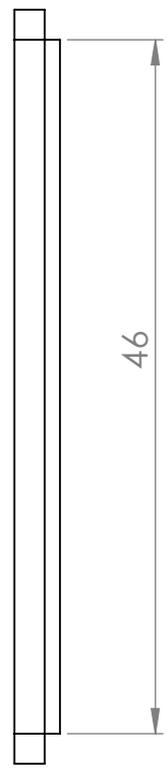
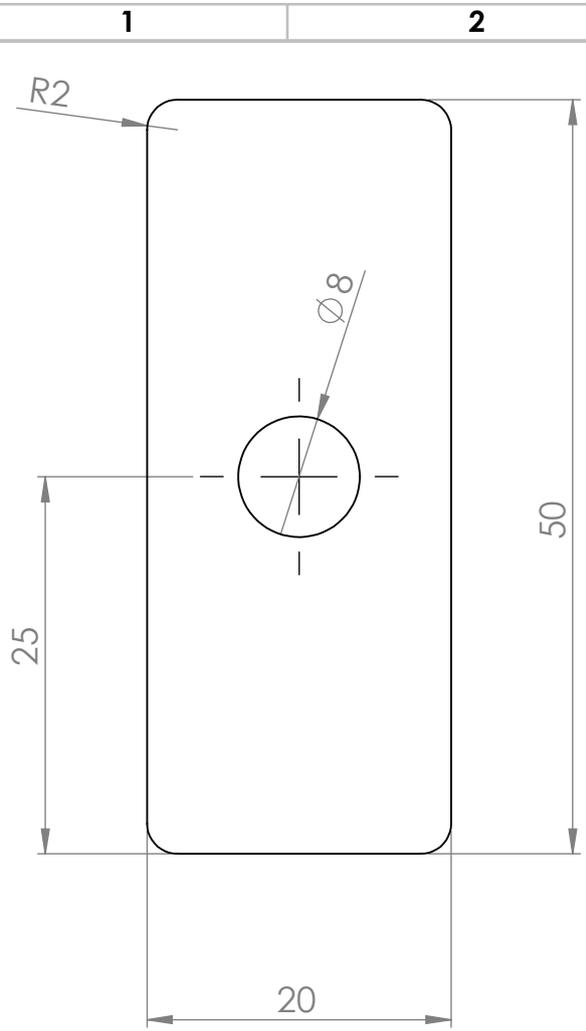
FECHA:

DIBUJO:  
B006



Grupo:  
SUSPENSIONES

HOJA:  
7



A  
B  
C  
D  
E  
F

**ENGINEERING PROJECT  
ALCOY**

TÍTULO:  
TAPA TENSOR

Revisado por:  
José Manuel  
Berdugo Ayuste

Unidad:  
ESCALA:  
2:1

DIBUJO: B007  
SUSTITUIDO POR:  
GRUPO DE SUSPENSIONES

FECHA:  
HOJA:  
8

Nota

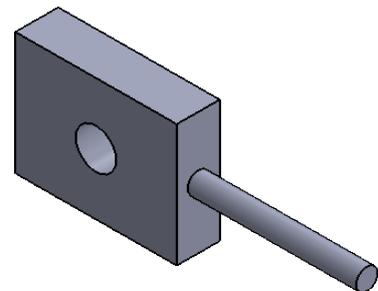
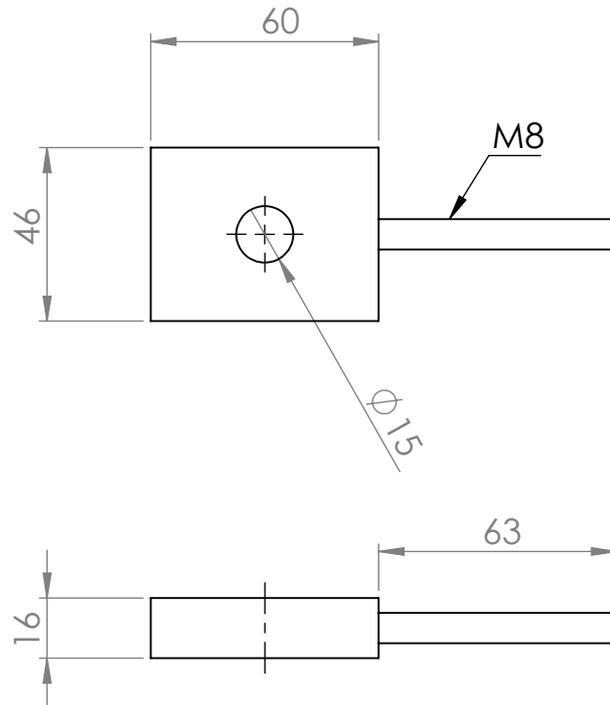


1

2

3

4



**ENGINEERING PROJECT  
ALCOY**

TÍTULO:

TENSOR CADENA

Revisado por:

José Manuel  
Berdugo

Unidad:

ESCALA:  
1:2

DIBUJO: B008

SUSTITUIDO POR:

GRUPO DE SUSPENSIONES

FECHA:

HOJA:

9

Nota



A

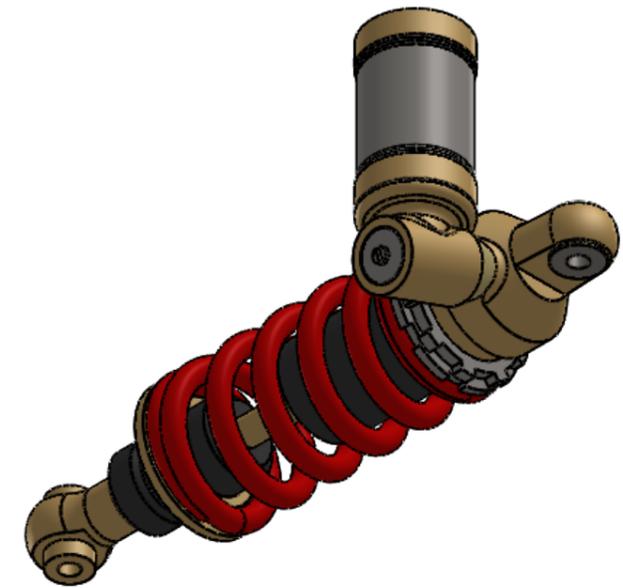
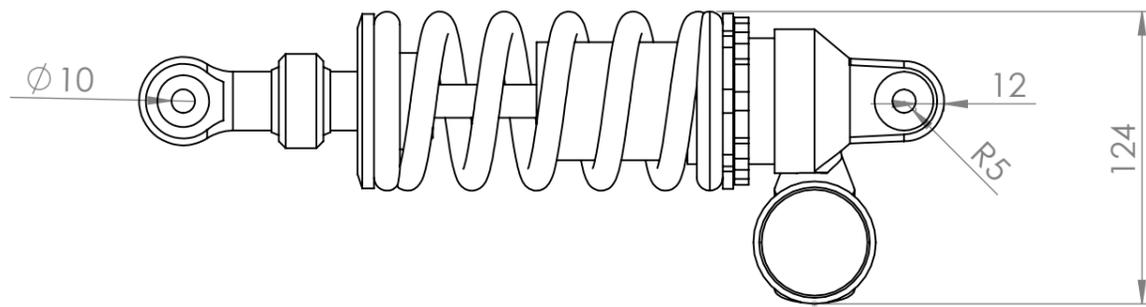
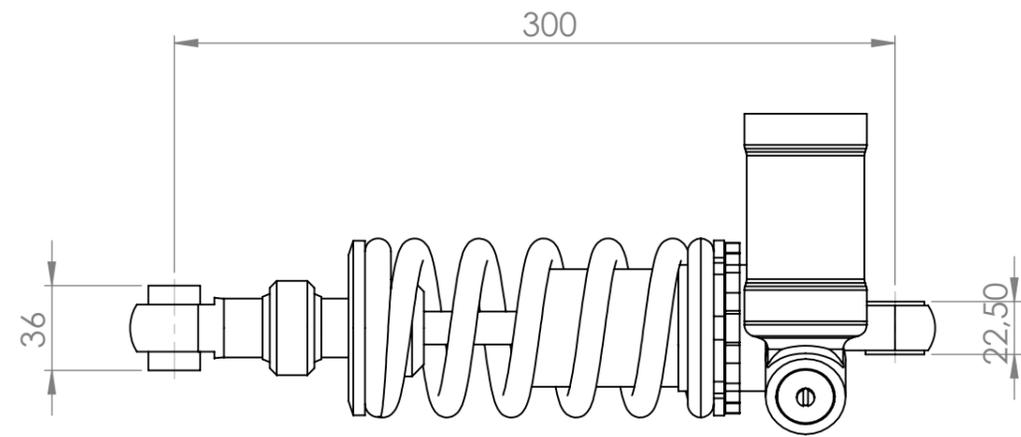
B

C

D

E

F



**ENGINEERING PROJECT  
ALCOY**

**TÍTULO:**  
AMORTIGUADOR

Revisado por:  
José Manuel  
Berdugo Ayuste

ESCALA:  
1:3

MATERIAL:  
N/A

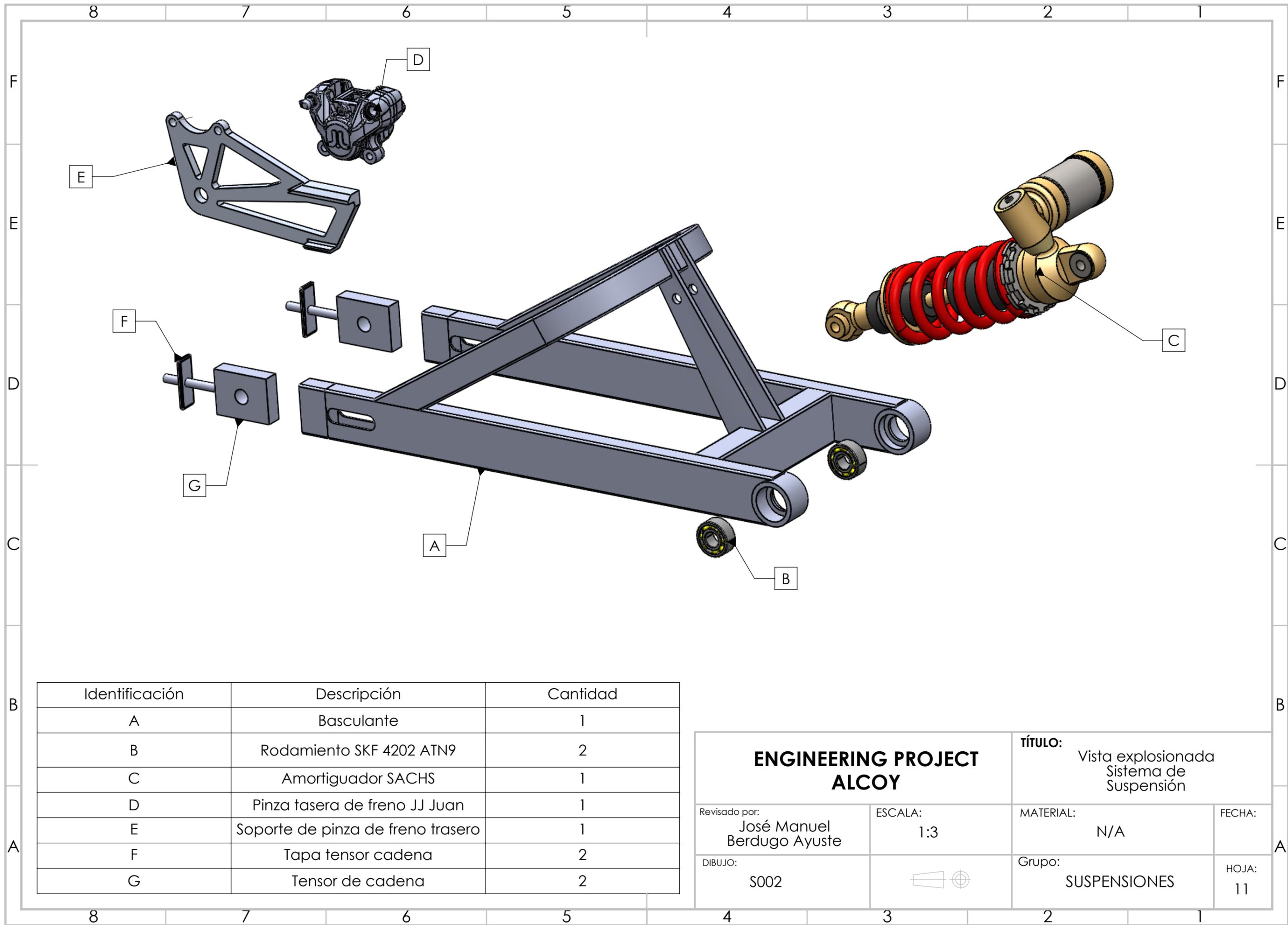
FECHA:

DIBUJO:  
S001



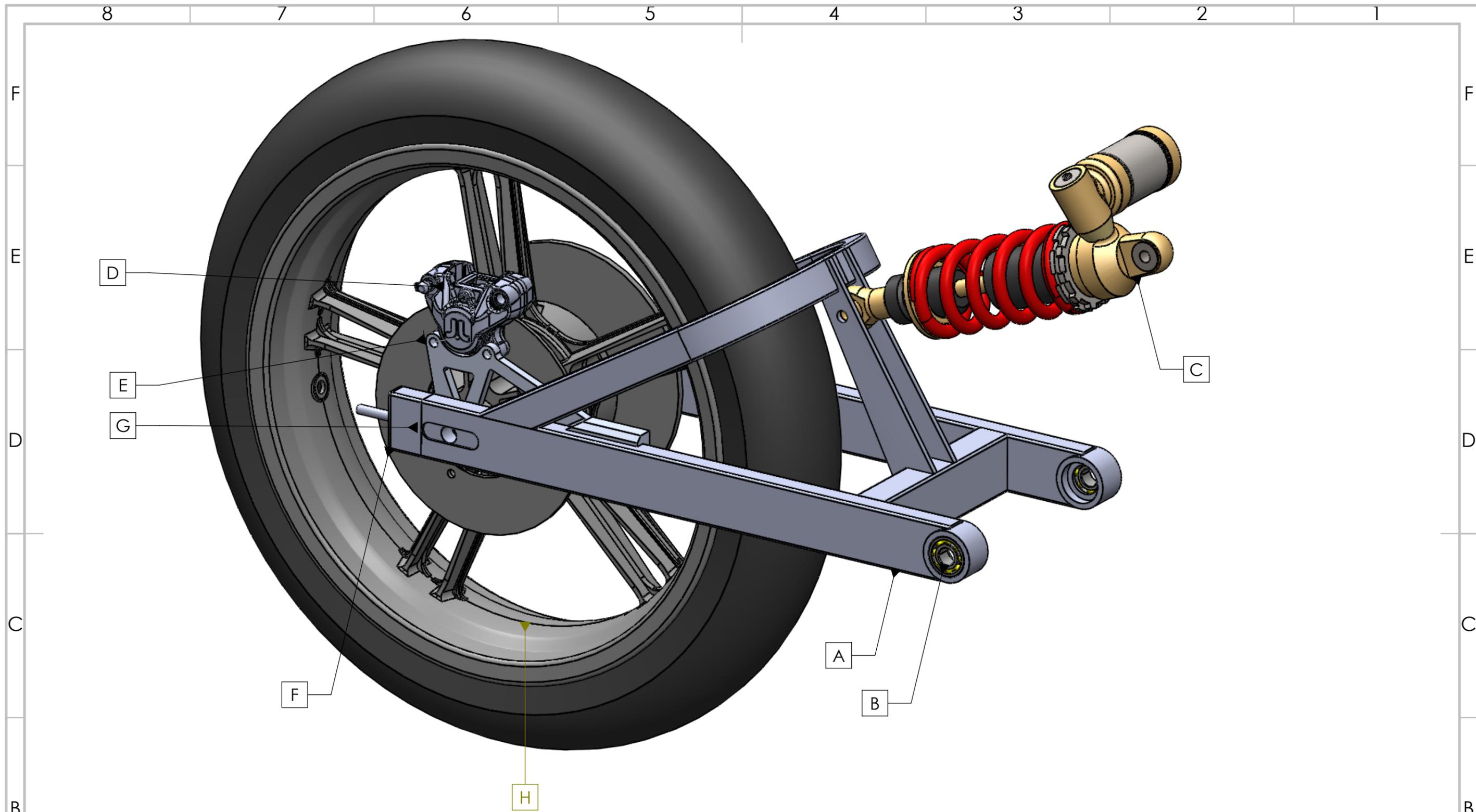
Grupo:  
SUSPENSIONES

HOJA:  
10



Identificación	Descripción	Cantidad
A	Basculante	1
B	Rodamiento SKF 4202 ATN9	2
C	Amortiguador SACHS	1
D	Pinza taser de freno JJ Juan	1
E	Soporte de pinza de freno trasero	1
F	Tapa tensor cadena	2
G	Tensor de cadena	2

<b>ENGINEERING PROJECT ALCOY</b>		<b>TÍTULO:</b> Vista explosionada Sistema de Suspensión	
Revisado por: José Manuel Berdugo Ayuste	ESCALA: 1:3	MATERIAL: N/A	FECHA:
DIBUJO: S002		Grupo: SUSPENSIONES	HOJA: 11



Identificación	Descripción	Cantidad
A	Basculante	1
B	Rodamientos SKF 4202ATN9	2
C	Amortiguador SACHS	1
D	Pinza trasera de freno JJ. Juan	1
E	Soporte pinza de freno trasero	1
F	Tapa tensor	2
G	Tensor de cadena	2
H	Rueda trasera	1

<b>ENGINEERING PROJECT ALCOY</b>		<b>TÍTULO:</b> Ensamblaje Sistema de Suspensión trasera	
Revisado por: José Manuel Berdugo Ayuste	ESCALA: 1:3	MATERIAL: N/A	FECHA:
DIBUJO: S003		Grupo: SUSPENSIONES	HOJA: 12

# **INFORMES DE LAS SIMULACIONES DE SOLIDWORKS**





## Descripción

Análisis de la simulación de la prueba de prensa vertical de 250 kg.

# Simulación de Prensa Vertical

**Fecha:** domingo, 26 de julio de 2020

**Diseñador:** José Mnauel Berdugo Ayuste

**Nombre de estudio:** Análisis prueba prensa vertical

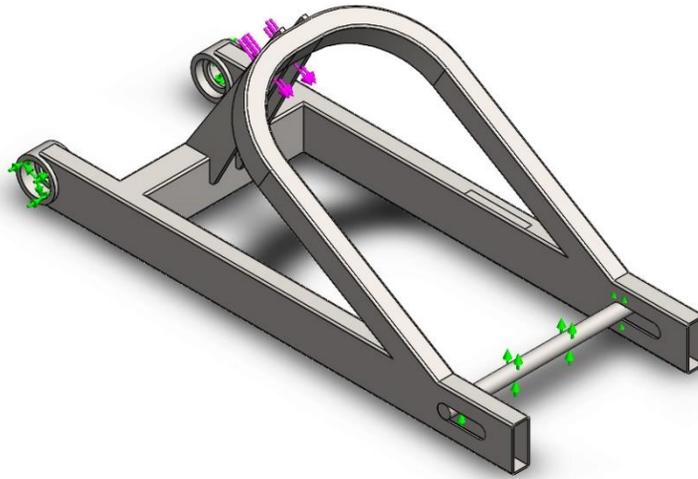
**Tipo de análisis:** Análisis estático

## Tabla de contenidos

Descripción.....	1
Información de modelo.....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades.....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones .....	5
Definiciones de conector.....	6
Información de contacto .....	6
Información de malla .....	7
Detalles del sensor .....	8
Fuerzas resultantes .....	8
Vigas .....	9
Resultados del estudio .....	10
Conclusión.....	12

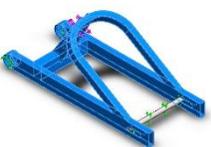


## Información de modelo



Nombre del modelo: Basculante  
Configuración actual: Predeterminado

### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición1  	Sólido	Masa:4.22681 kg Volumen:0.000541924 m <sup>3</sup> Densidad:7799.64 kg/m <sup>3</sup> Peso:41.4228 N	F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseno\Basculante\Basculante\IGES.SLDPRT Apr 26 16:34:40 2020



## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis prueba prensa vertical
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla mixta
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseño\Basculante\Basculante\Simulaciones)

## Unidades

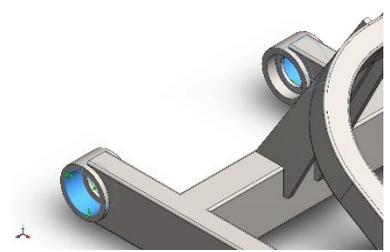
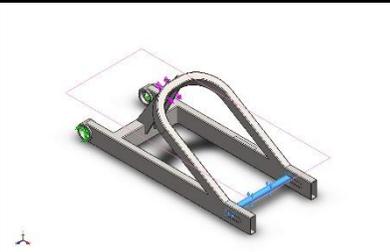
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

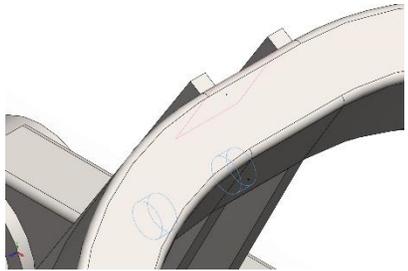


## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p> <b>Nombre:</b> 1.0044 (S275JR)  <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal  <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.  <b>Límite elástico:</b> 2.75e+008 N/m<sup>2</sup>  <b>Límite de tracción:</b> 4.1e+008 N/m<sup>2</sup>  <b>Módulo elástico:</b> 2.1e+011 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28  <b>Densidad:</b> 7800 kg/m<sup>3</sup>  <b>Módulo cortante:</b> 7.9e+010 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 1.1e-005 / Kelvin         </p>	<p>Sólido 1(Línea de partición1)(IGES-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(eje rueda trasera-1)</p>
Datos de curva:N/A		

## Cargas y sujeciones

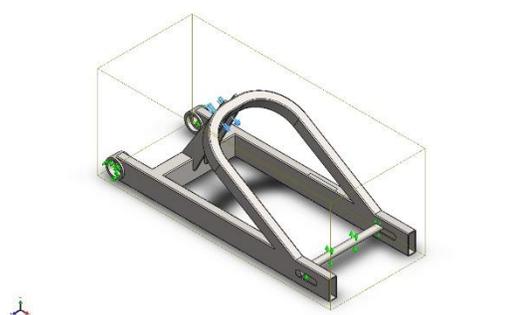
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Bisagra fija-1		<b>Entidades:</b> 2 cara(s) <b>Tipo:</b> Bisagra fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza de reacción(N)	-5564.11	384.185	0.000621796	5577.36
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	1e-033
Geometría de referencia-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s), 1 plano(s) <b>Referencia:</b> Planta <b>Tipo:</b> Utilizar geometría de referencia <b>Traslación:</b> ---, ---, 0 <b>Rotación:</b> ---, ---, --- <b>Unidades:</b> mm, rad		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza de reacción(N)	0	0	0	1e-033
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	1e-033

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 2 cara(s)  Referencia: Cara&lt; 1 &gt;  Tipo: Aplicar fuerza  Valores: ---, ---, 6500 N  Momentos: ---, ---, --- N.m</p>

## Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		<p>Tipo: Unión rígida  Componentes: 1 componente(s)  Opciones: Mallado incompatible</p>

## Información de malla

Tipo de malla	Malla mixta
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Verificación jacobiana para el vaciado	Activar
Tamaño de elementos	7.10007 mm
Tolerancia	0.355004 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	63712
Número total de elementos	31872
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:12
Nombre de computadora:	





## Detalles del sensor

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-5564.11	384.185	0.000621796	5577.36

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-033



## Vigas

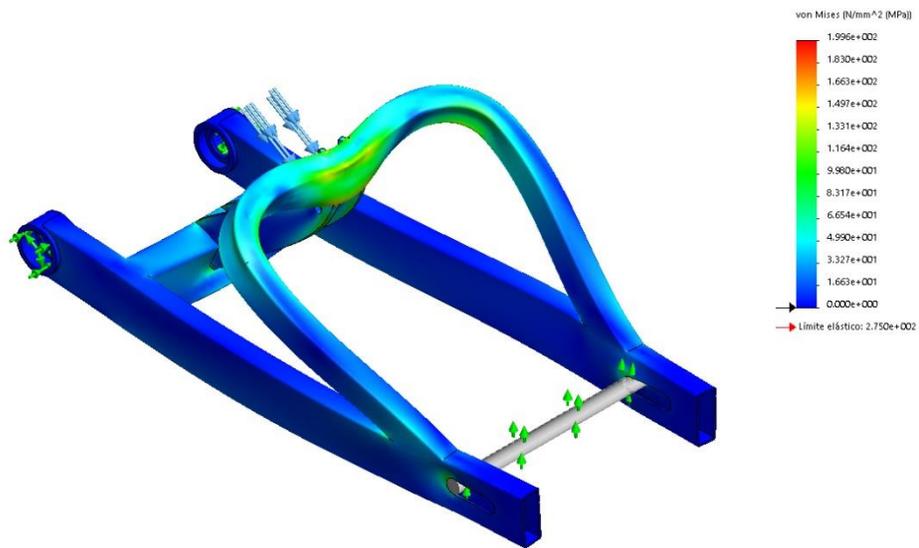
No hay datos



## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000e+000N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 62895	1.996e+002N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 38313

Nombre del modelo: Simulaciones  
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 244.86

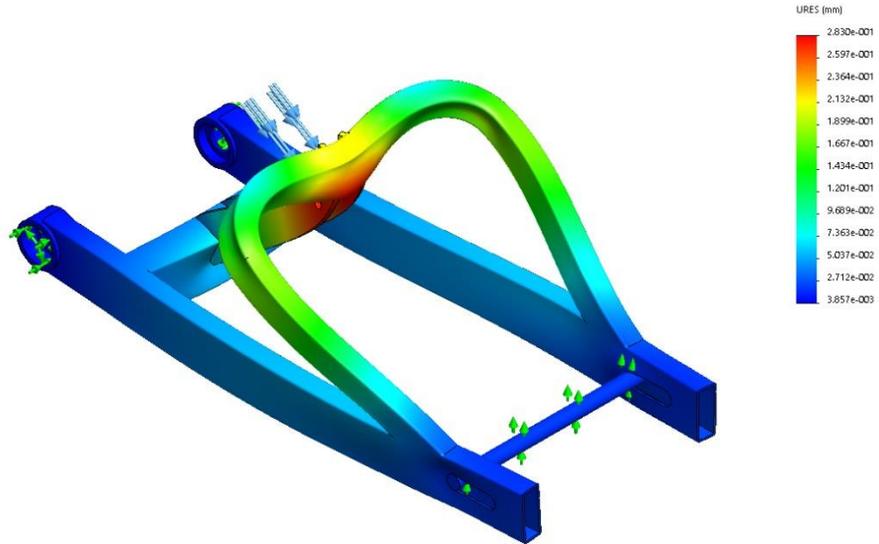


Simulaciones-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

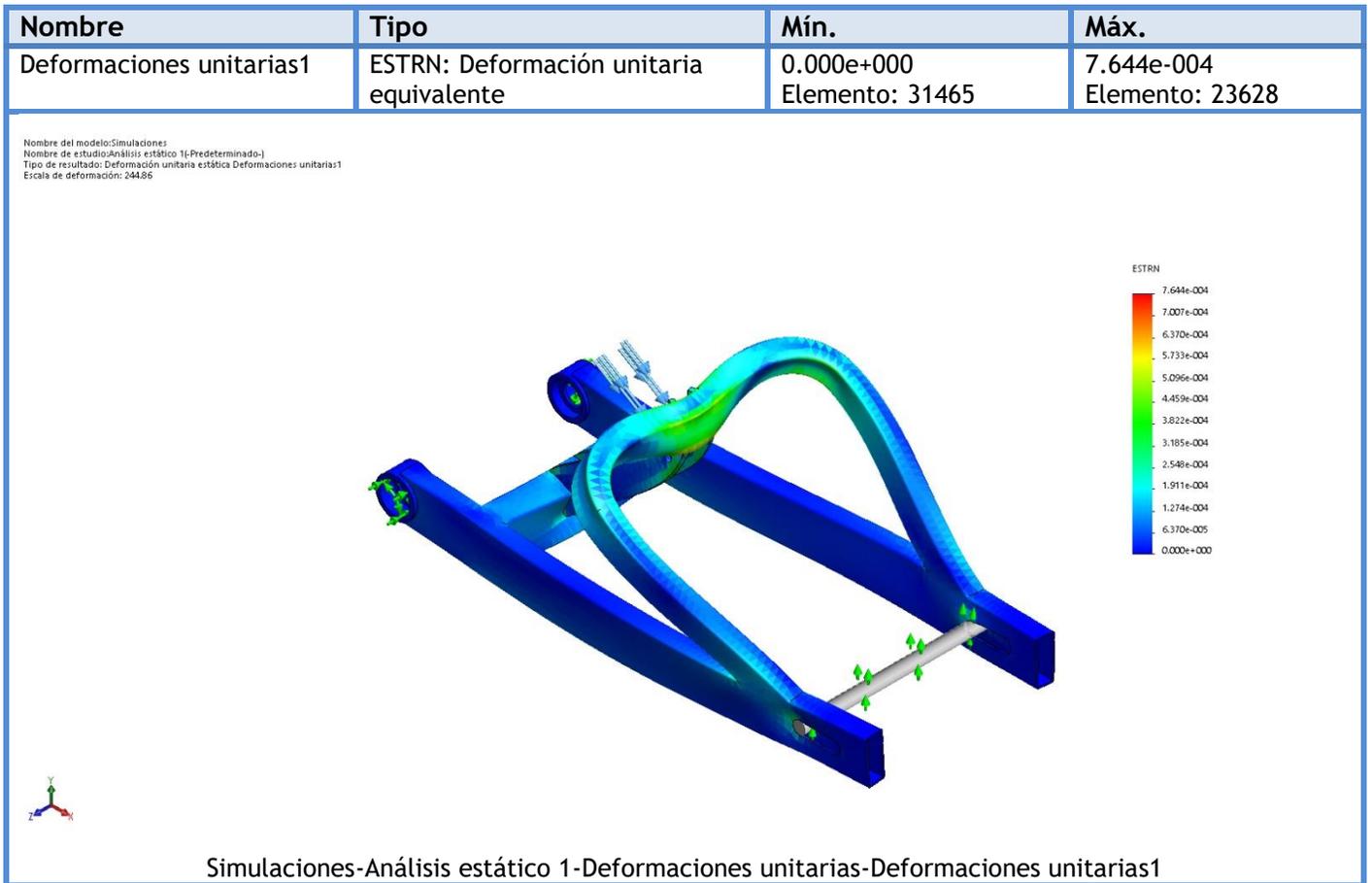


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	3.857e-003mm Nodo: 420	2.830e-001mm Nodo: 9372

Nombre del modelo: Simulaciones  
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado)  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 244.86



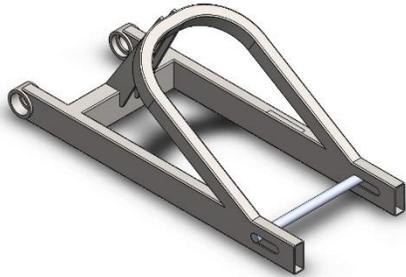
Simulaciones-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1



## Conclusión

La estructura es capaz de soportar las cargas de la prueba de prensa vertical de 250kg sin ningún problema habiendo sido la carga resultante aplicada, mayorada con un coeficiente de seguridad de 1.4.





## Descripción

Análisis de la simulación para la comprobación de la rigidez lateral de la estructura del Basculante.

# Simulación de Rigidez Lateral

**Fecha:** domingo, 26 de julio de 2020  
**Diseñador:** José Manuel Berdugo Ayuste  
**Nombre de estudio:** Rigidez Lateral  
**Tipo de análisis:** Análisis estático

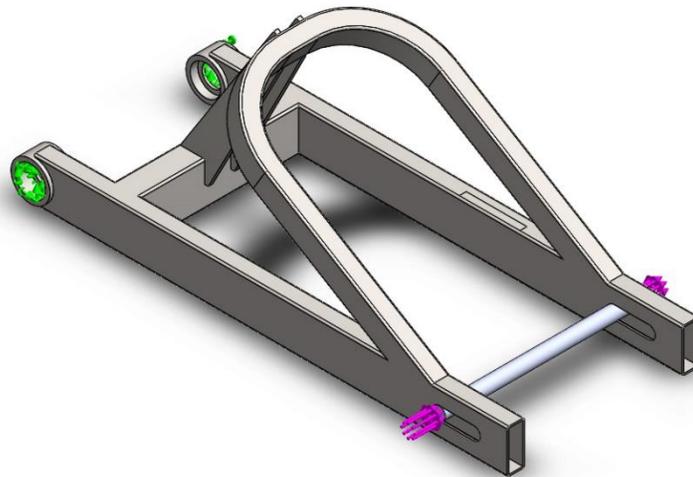
## Tabla de contenidos

Descripción.....	13
Suposiciones .....	14
Información de modelo.....	14
Propiedades de estudio .....	15
Unidades.....	16
Propiedades de material .....	16
Cargas y sujeciones .....	17
Definiciones de conector.....	17
Información de contacto .....	18
Información de malla .....	19
Detalles del sensor .....	20
Fuerzas resultantes .....	20
Vigas .....	21
Resultados del estudio .....	22
Conclusión.....	24



## Suposiciones

## Información de modelo



Nombre del modelo: Basculante  
Configuración actual: Predeterminado

### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición1  	Sólido	Masa:4.22681 kg Volumen:0.000541924 m <sup>3</sup> Densidad:7799.64 kg/m <sup>3</sup> Peso:41.4228 N	F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseno\Basculante\Basculante\IGES.SLDPRT Apr 26 16:34:40 2020



## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Rigidez Lateral
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla mixta
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseño\Basculante\Basculante\Simulacioens)



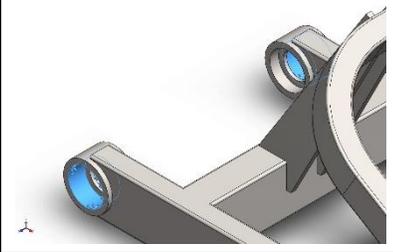
## Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.0044 (S275JR)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: 2.75e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p>Límite de tracción: 4.1e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p>Módulo elástico: 2.1e+011 N/m<sup>2</sup></p> <p>Coficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p>Módulo cortante: 7.9e+010 N/m<sup>2</sup></p> <p>Coficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>	Sólido 1(Línea de partición1)(IGES-1)
Datos de curva:N/A		

## Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		<b>Entidades:</b> 2 cara(s) <b>Tipo:</b> Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza de reacción(N)	0.000477791	1.40071e-006	1000	1000
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	1e-033

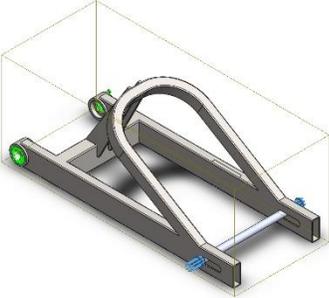
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-1		<b>Entidades:</b> 2 cara(s) <b>Referencia:</b> Cara< 1 > <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, 1000 N <b>Momentos:</b> ---, ---, --- N.m		

## Definiciones de conector

No hay datos



## Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global	 A 3D CAD model of a mechanical assembly, possibly a bracket or support, rendered in a semi-transparent style. The assembly consists of a base plate with a curved arm. A global contact is defined, indicated by green circles on the base plate and blue circles on the curved arm. A small red and white icon is visible in the bottom left corner of the image area.	<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 componente(s) <b>Opciones:</b> Mallado incompatible

## Información de malla

Tipo de malla	Malla mixta
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Verificación jacobiana para el vaciado	Activar
Tamaño de elementos	7.10007 mm
Tolerancia	0.355004 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	63712
Número total de elementos	31872
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:13
Nombre de computadora:	





## Detalles del sensor

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.000477791	1.40071e-006	1000	1000

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-033

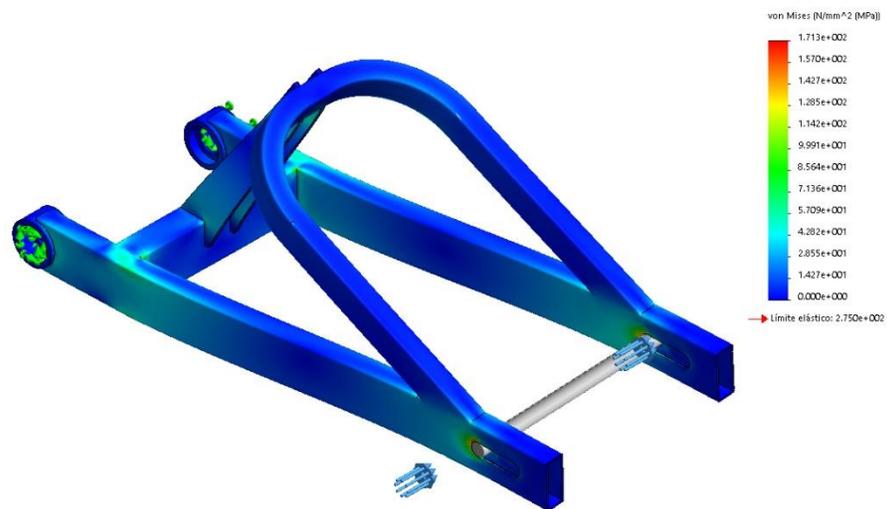
**Vigas**  
No hay datos



## Resultados del estudio

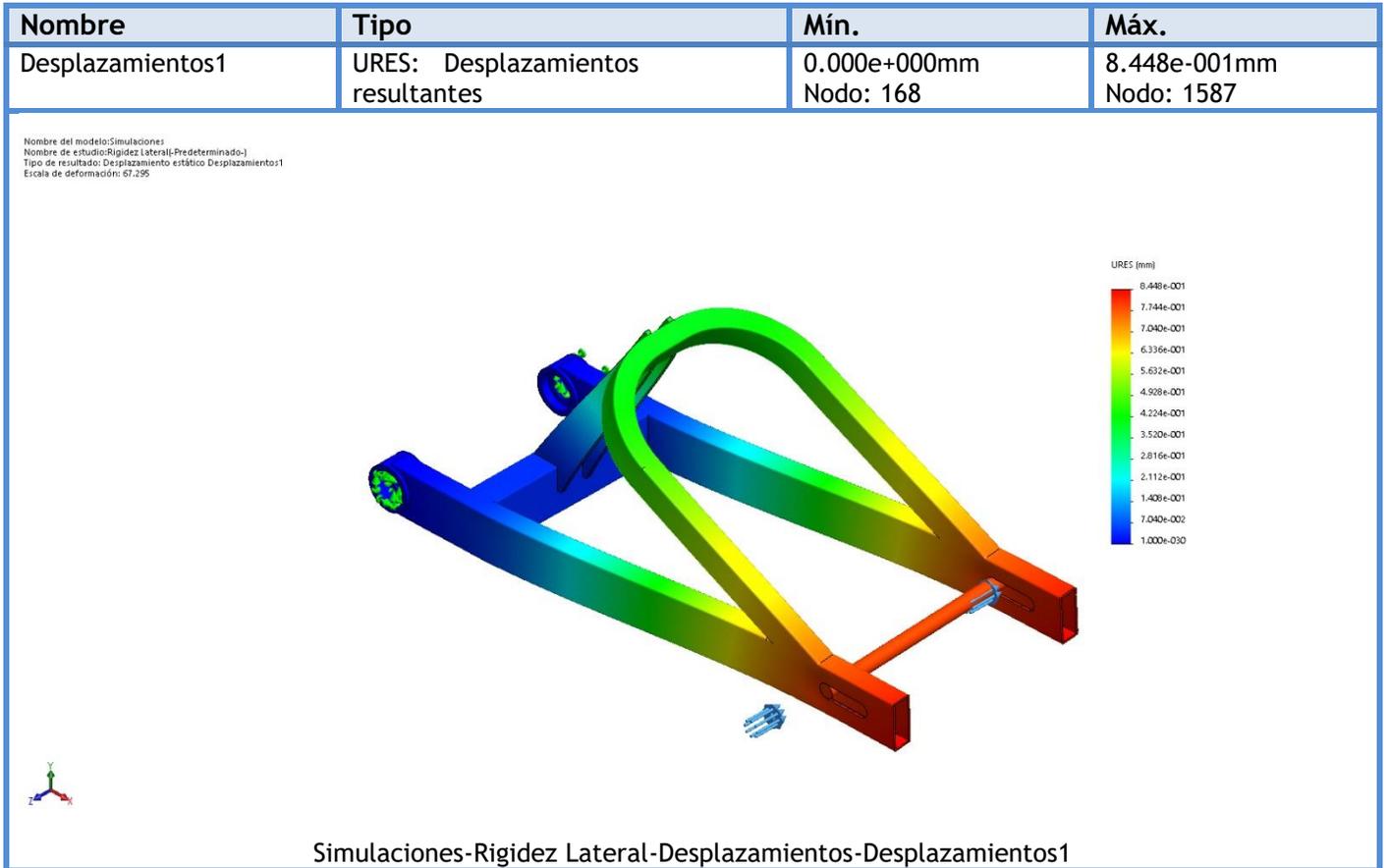
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000e+000N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 62895	1.713e+002N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 60721

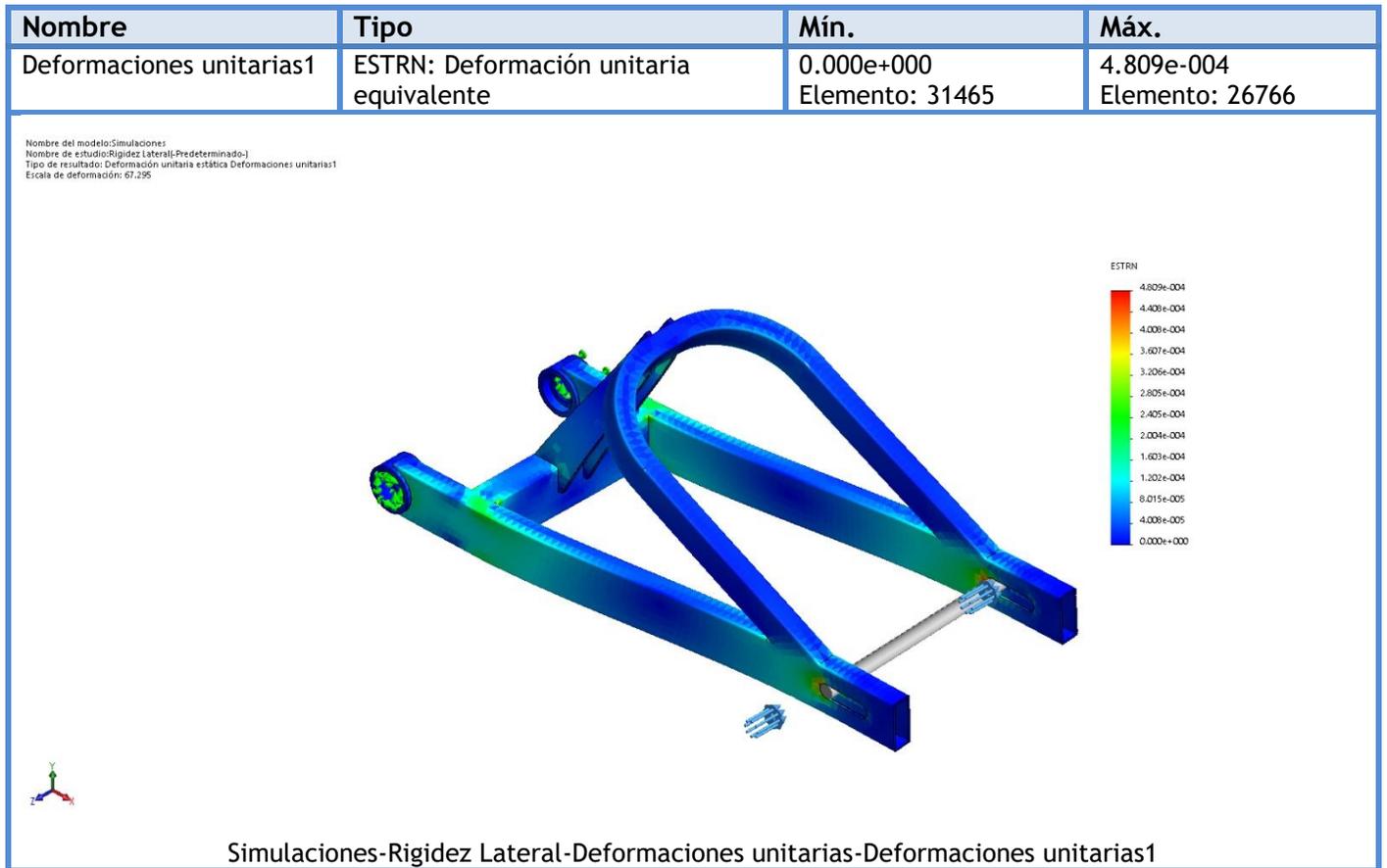
Nombre del modelo: Simulacion1  
Nombre de estudio: Rigidez Lateral-(Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 67.295



Simulaciones-Rigidez Lateral-Tensiones-Tensiones1

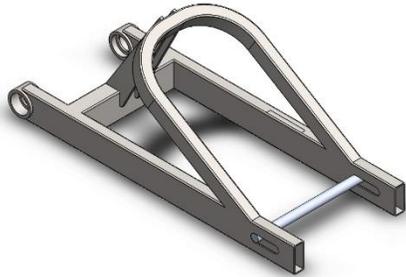






## Conclusión

La estructura cumple con los valores de rigidez lateral preestablecidos obteniendo un resultado de rigidez lateral de 1,19kN/mm estando este dentro del rango [0,8-1,6]kN/mm.



## Descripción

Análisis de la simulación para el cálculo de la rigidez torsional de la estructura.

# Simulación de Rigidez Torsional

**Fecha:** domingo, 26 de julio de 2020  
**Diseñador:** José Manuel Berdugo Ayuste  
**Nombre de estudio:** Rigidez Torsional  
**Tipo de análisis:** Análisis estático

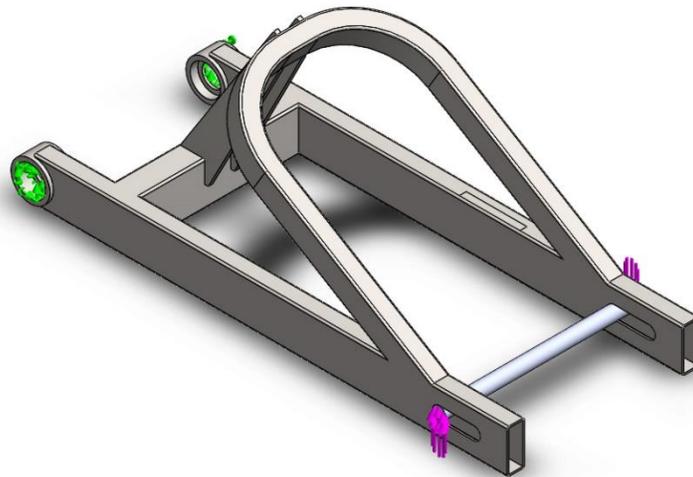
## Tabla de contenidos

Descripción.....	25
Suposiciones .....	26
Información de modelo.....	26
Propiedades de estudio .....	27
Unidades.....	28
Propiedades de material .....	28
Cargas y sujeciones .....	29
Definiciones de conector.....	30
Información de contacto .....	30
Información de malla .....	31
Detalles del sensor .....	32
Fuerzas resultantes .....	32
Vigas .....	33
Resultados del estudio .....	34
Conclusión.....	36



## Suposiciones

## Información de modelo



Nombre del modelo: Basculante  
Configuración actual: Predeterminado

### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición1  	Sólido	Masa:4.22681 kg Volumen:0.000541924 m <sup>3</sup> Densidad:7799.64 kg/m <sup>3</sup> Peso:41.4228 N	F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseno\Basculante\Basculante\IGES.SLDPRT Apr 26 16:34:40 2020



## Propiedades de estudio

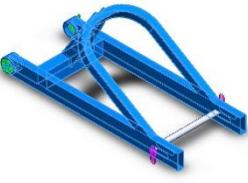
Nombre de estudio	Rigidez Torsional
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla mixta
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseño\Basculante\Basculante\Simulacioens)



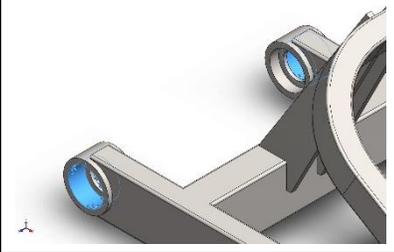
## Unidades

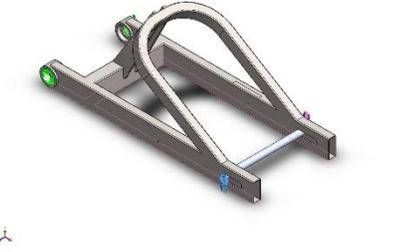
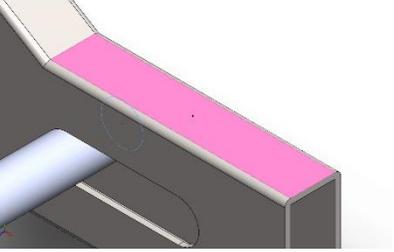
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p><b>Nombre:</b> 1.0044 (S275JR)</p> <p><b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal</p> <p><b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.</p> <p><b>Límite elástico:</b> 2.75e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Límite de tracción:</b> 4.1e+008 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Módulo elástico:</b> 2.1e+011 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coficiente de Poisson:</b> 0.28</p> <p><b>Densidad:</b> 7800 kg/m<sup>3</sup></p> <p><b>Módulo cortante:</b> 7.9e+010 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coficiente de dilatación térmica:</b> 1.1e-005 /Kelvin</p>	Sólido 1(Línea de partición1)(IGES-1)
Datos de curva:N/A		

## Cargas y sujeciones

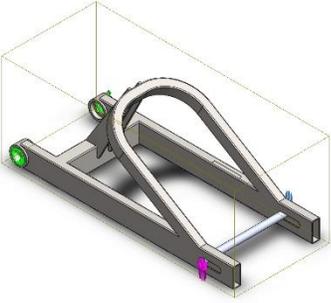
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		<b>Entidades:</b> 2 cara(s) <b>Tipo:</b> Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
<b>Fuerza de reacción(N)</b>	0.00164533	0.00107718	-9.53674e-005	0.00196888
<b>Momento de reacción(N.m)</b>	0	0	0	1e-033

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Referencia:</b> Cara< 1 > <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, 2222.22 N <b>Momentos:</b> ---, ---, --- N.m
Fuerza-2		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Referencia:</b> Cara< 1 > <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, 2222.22 N <b>Momentos:</b> ---, ---, --- N.m

## Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 componente(s) <b>Opciones:</b> Mallado incompatible

## Información de malla

Tipo de malla	Malla mixta
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Verificación jacobiana para el vaciado	Activar
Tamaño de elementos	7.10007 mm
Tolerancia	0.355004 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	63712
Número total de elementos	31872
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:13
Nombre de computadora:	





## Detalles del sensor

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.00164533	0.00107718	-9.53674e-005	0.00196888

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-033



## Vigas

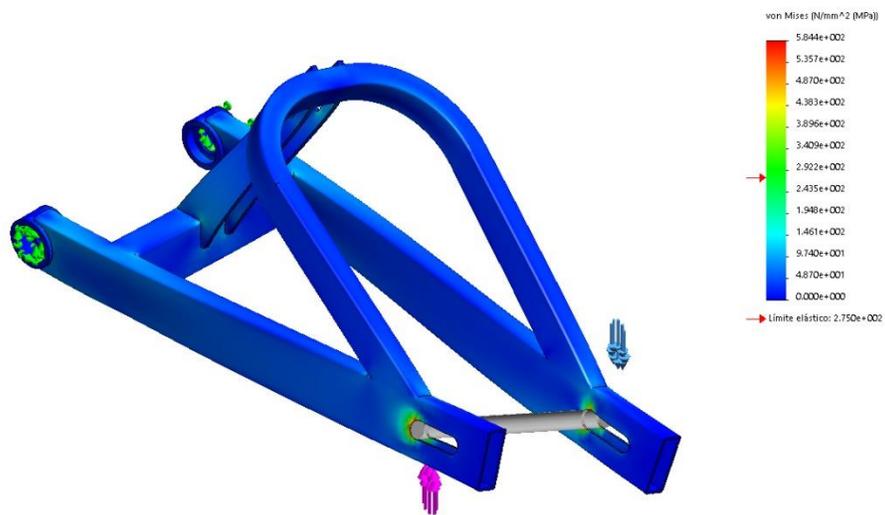
No hay datos



## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000e+000N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 62895	5.844e+002N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 246

Nombre del modelo: Simulaciones  
Nombre de estudio: Rigidez Torsional-(Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 48.3703

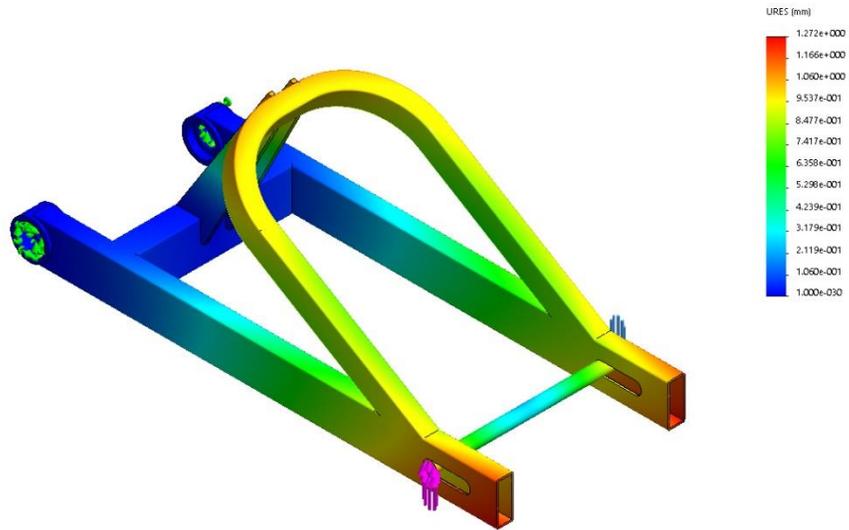


Simulaciones-Rigidez Torsional-Tensiones-Tensiones1

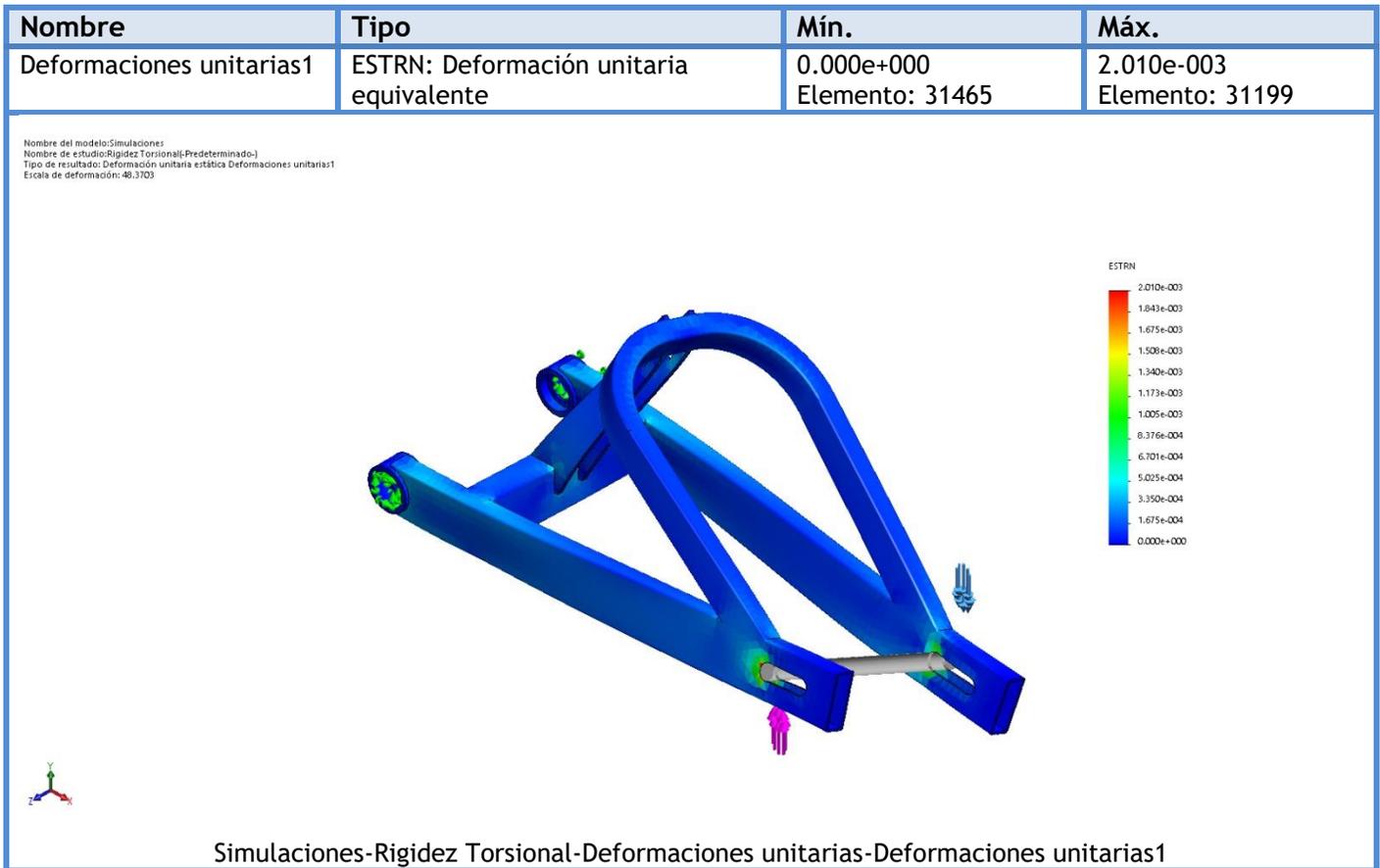


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+000mm Nodo: 168	1.272e+000mm Nodo: 28646

Nombre del modelo: Simulaciones  
Nombre de estudio: Rigidez Torsional (Predeterminado)  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1

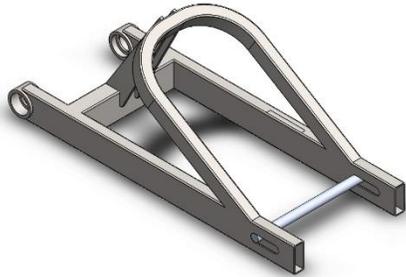


Simulaciones-Rigidez Torsional-Desplazamientos-Desplazamientos1



## Conclusión

A pesar de que en la simulación se supere el límite elástico del material, en la práctica no corresponde a esos valores ya que en la zona de concentración de las tensiones, se ubica el tensor de la cadena que es una pieza maciza y que por tanto, absorbería parte de la tensión por toda su superficie (ya no lo absorbería únicamente el espesor de 2mm de chapa del perfil) y esta se vería disminuida y no llegaría al límite elástico.



## Descripción

Análisis de la simulación de la incidencia del soporte de la pinza del freno trasero sobre la estructura del basculante en condiciones de máxima frenada trasera.

# Simulación de Máxima frenada trasera

**Fecha:** domingo, 26 de julio de 2020  
**Diseñador:** José Manuel Berdugo Ayuste  
**Nombre de estudio:** Frenada trasera Máxima  
**Tipo de análisis:** Análisis estático

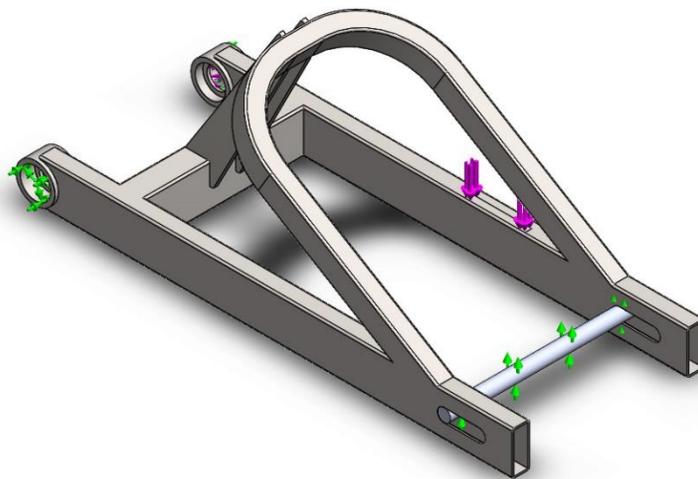
## Tabla de contenidos

Descripción.....	37
Suposiciones .....	38
Información de modelo.....	38
Propiedades de estudio .....	39
Unidades.....	40
Propiedades de material .....	40
Cargas y sujeciones .....	41
Definiciones de conector.....	42
Información de contacto .....	42
Información de malla.....	43
Detalles del sensor.....	44
Fuerzas resultantes .....	44
Vigas .....	45
Resultados del estudio .....	46
Conclusión.....	48



## Suposiciones

## Información de modelo



Nombre del modelo: Basculante  
Configuración actual: Predeterminado

### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición1  	Sólido	Masa:4.22681 kg Volumen:0.000541924 m <sup>3</sup> Densidad:7799.64 kg/m <sup>3</sup> Peso:41.4228 N	F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseno\Basculante\Basculante\IGES.SLDPRT Apr 26 16:34:40 2020



## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Frenada trasera Máxima
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla mixta
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\Diseño\Basculante\Basculante\Simulacioens)



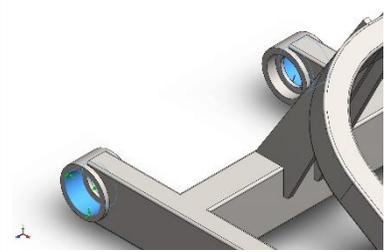
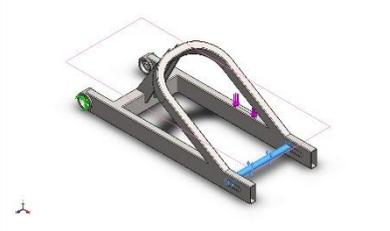
## Unidades

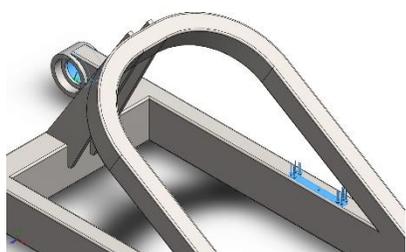
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.0044 (S275JR)                      Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.                      Límite elástico: 2.75e+008 N/m<sup>2</sup>                      Límite de tracción: 4.1e+008 N/m<sup>2</sup>                      Módulo elástico: 2.1e+011 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de Poisson: 0.28                      Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>                      Módulo cortante: 7.9e+010 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>	Sólido 1(Línea de partición1)(IGES-1)
Datos de curva:N/A		

## Cargas y sujeciones

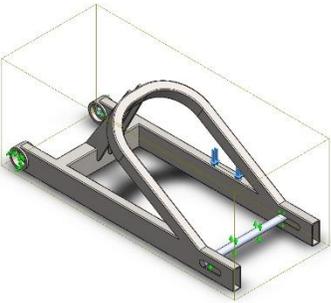
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Bisagra fija-1		<b>Entidades:</b> 2 cara(s) <b>Tipo:</b> Bisagra fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza de reacción(N)	0.000463307	342.856	0.000448648	342.856
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	1e-033
Geometría de referencia-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s), 1 plano(s) <b>Referencia:</b> Planta <b>Tipo:</b> Utilizar geometría de referencia <b>Traslación:</b> ---, ---, 0 <b>Rotación:</b> ---, ---, --- <b>Unidades:</b> mm, rad		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza de reacción(N)	0	0	0	1e-033
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	1e-033

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-1		<b>Entidades:</b> 2 cara(s) <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza normal <b>Valor:</b> 1460 N		

## Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 componente(s) <b>Opciones:</b> Mallado incompatible

## Información de malla

Tipo de malla	Malla mixta
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Verificación jacobiana para el vaciado	Activar
Tamaño de elementos	7.10007 mm
Tolerancia	0.355004 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	63712
Número total de elementos	31872
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:13
Nombre de computadora:	





## Detalles del sensor

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.000463307	342.856	0.000448648	342.856

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-033



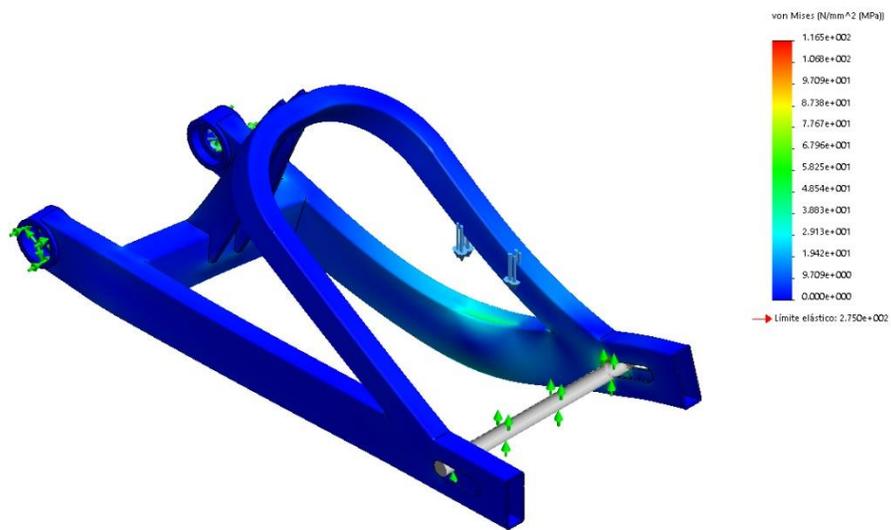
**Vigas**  
No hay datos



## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000e+000N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 62895	1.165e+002N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 3060

Nombre del modelo: Simulaciones  
Nombre de estudio: Frenada trasera Máxima (Predeterminado)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 671.795

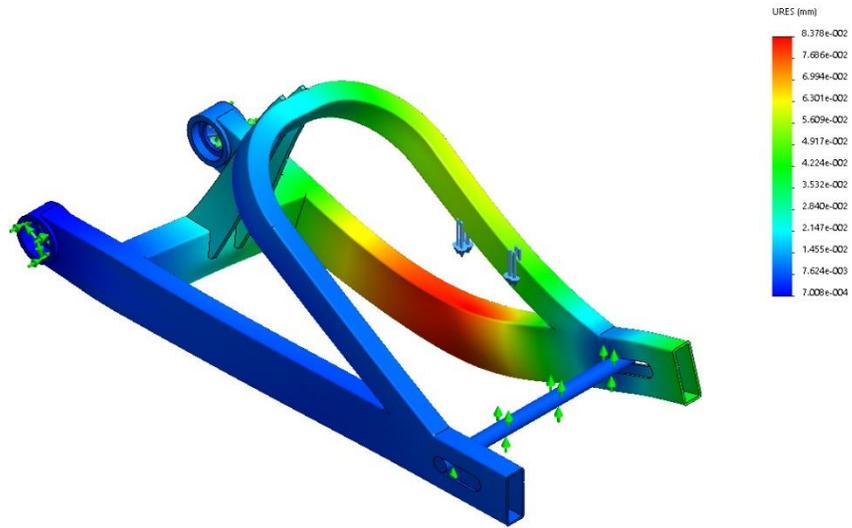


Simulaciones-Frenada trasera Máxima-Tensiones-Tensiones1

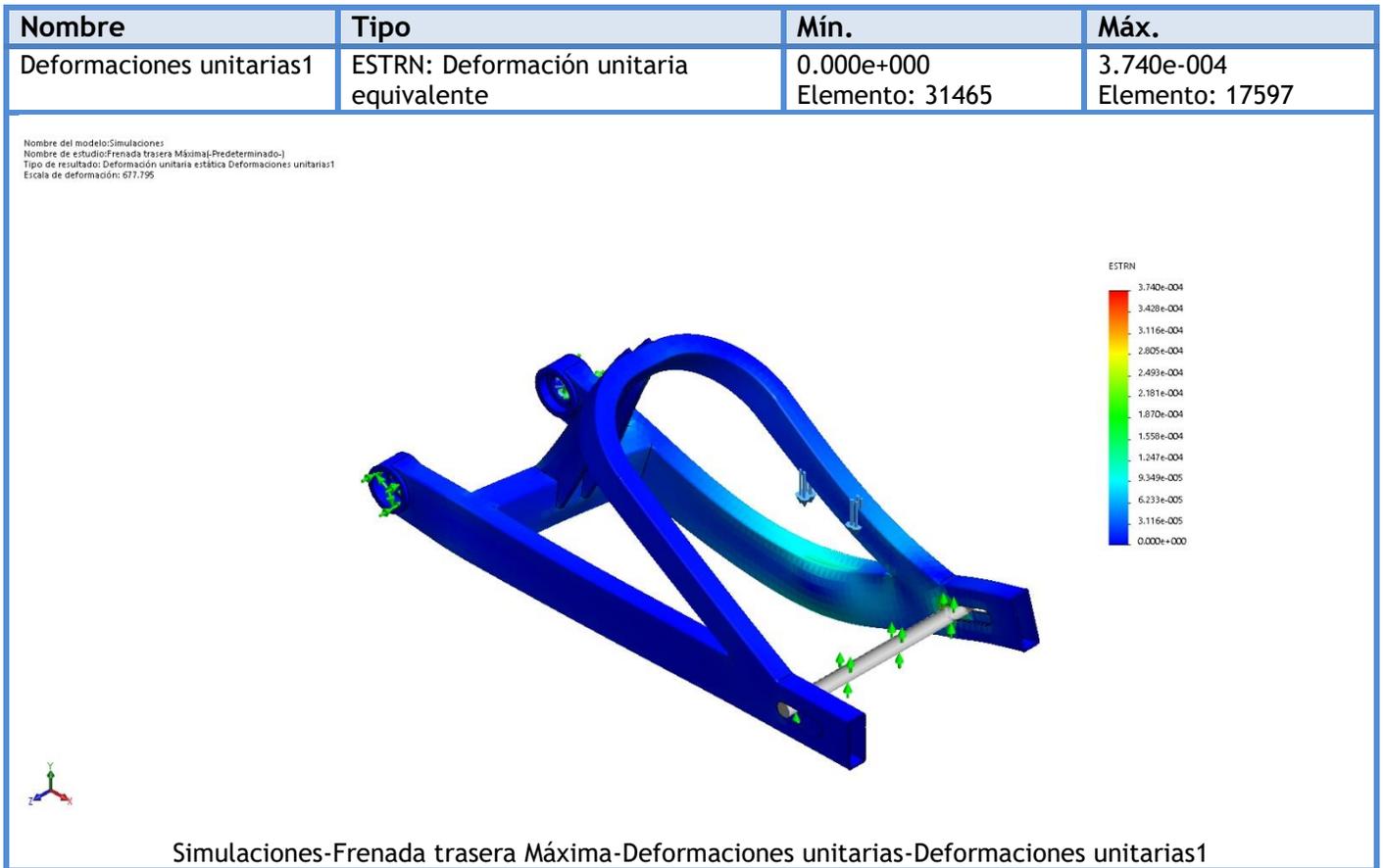


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	7.008e-004mm Nodo: 62881	8.378e-002mm Nodo: 57885

Nombre del modelo: Simulaciones  
Nombre de estudio: Frenada trasera Máxima-Predeterminado-1  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 677.795

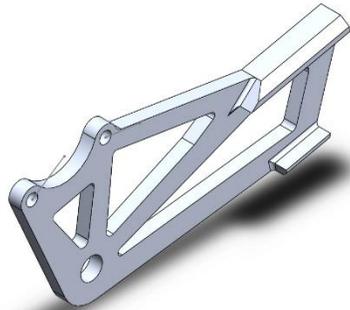


Simulaciones-Frenada trasera Máxima-Desplazamientos-Desplazamientos1



## Conclusión

Como se observa en los resultados de la simulación, la condición de máxima frenada trasera no supone ningún riesgo para la estructura ya que las tensiones y las deformaciones alcanzadas son muy bajas.



## Descripción

Análisis de la simulación del soporte para la pinza de freno trasera en condición de máxima frenada.

## Simulación de soporte freno trasero

**Fecha:** domingo, 26 de julio de 2020  
**Diseñador:** José Manuel Berdugo Ayuste  
**Nombre de estudio:** Análisis estático 1  
**Tipo de análisis:** Análisis estático

### Tabla de contenidos

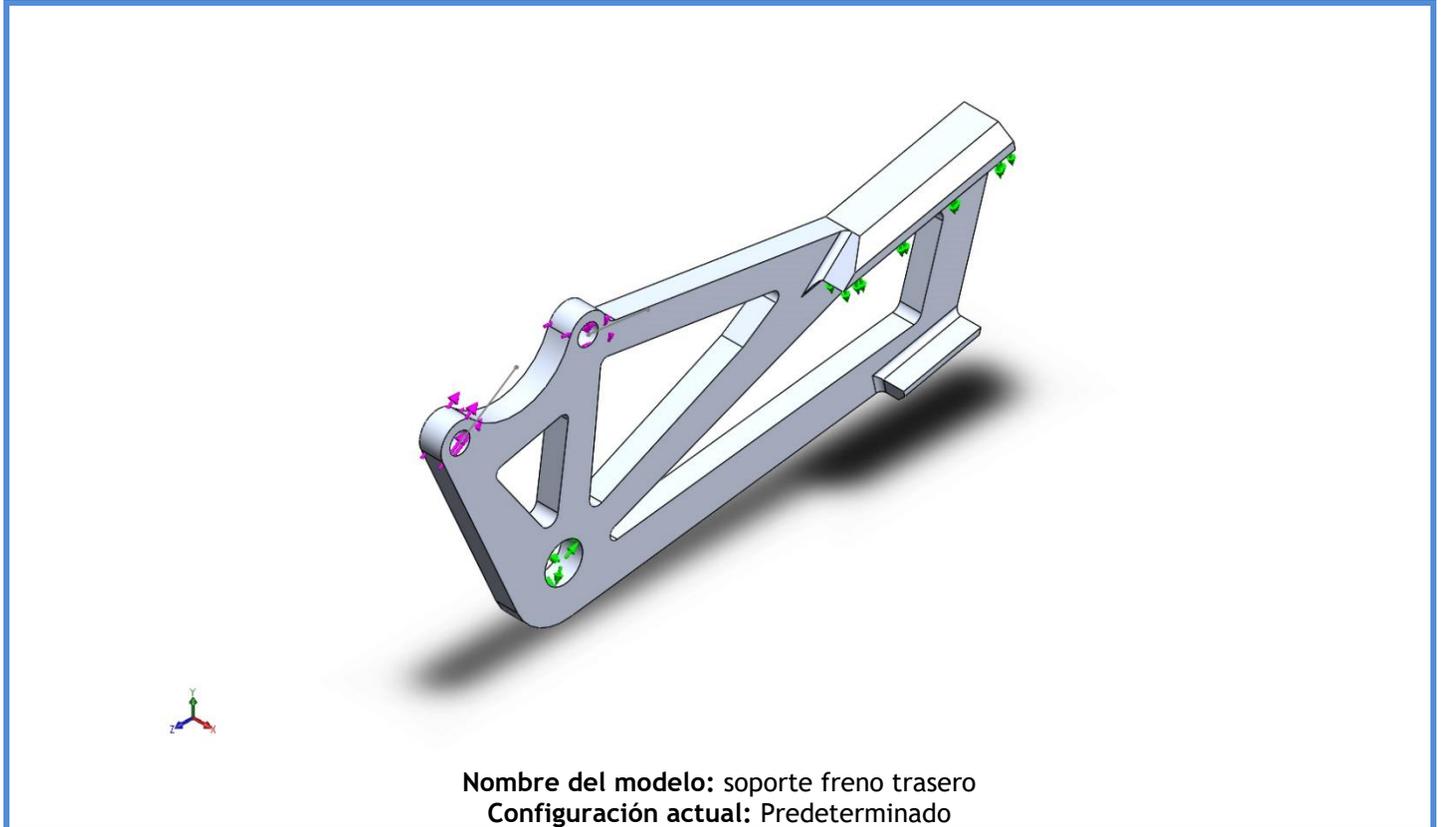
Descripción.....	49
Suposiciones .....	50
Información de modelo.....	51
Propiedades de estudio .....	52
Unidades.....	52
Propiedades de material .....	53
Cargas y sujeciones .....	54
Definiciones de conector.....	55
Información de contacto .....	55
Información de malla .....	56
Detalles del sensor .....	57
Fuerzas resultantes .....	57
Vigas .....	58
Resultados del estudio .....	59
Conclusión.....	61



## Suposiciones



## Información de modelo



### Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Cortar-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.230142 kg  Volumen:8.52379e-005 m<sup>3</sup>  Densidad:2700 kg/m<sup>3</sup>  Peso:2.25539 N</p>	<p>F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\soporte freno\soporte freno trasero para sim.SLDPRT  Apr 26 18:37:44 2020</p>

## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (F:\UNIVERSIDAD\Proyecto MS\MS20\SUSPENSIONES\soporte freno)

## Unidades

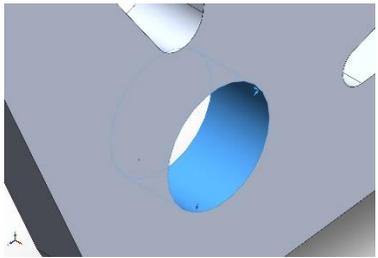
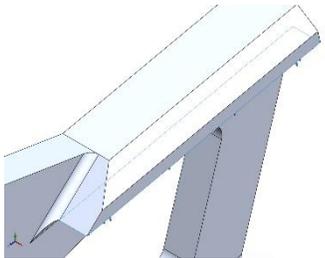
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

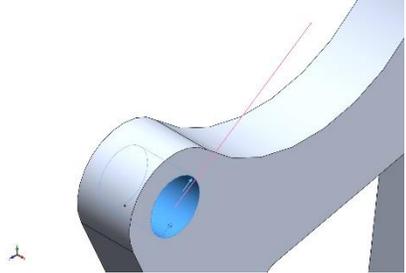
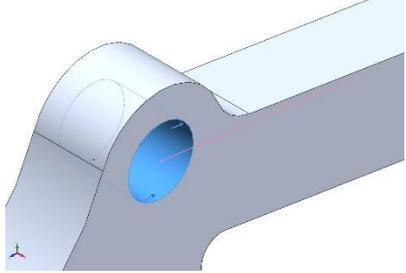


## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p> <b>Nombre:</b> 6063-T5  <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal  <b>Criterio de error predeterminado:</b> Tensión de von Mises máx.  <b>Límite elástico:</b> 1.45e+008 N/m<sup>2</sup>  <b>Límite de tracción:</b> 1.85e+008 N/m<sup>2</sup>  <b>Módulo elástico:</b> 6.9e+010 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.33  <b>Densidad:</b> 2700 kg/m<sup>3</sup>  <b>Módulo cortante:</b> 2.58e+010 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de dilatación térmica:</b> 2.34e-005 /Kelvin                 </p>	<p>Sólido 1 (Cortar-Extruir1)(soporte freno trasero para sim)</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

## Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Bisagra fija-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Bisagra fija			
<b>Fuerzas resultantes</b>					
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>	
Fuerza de reacción(N)	-0.0244579	-1972.15	2028.4	2829.1	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	
Rodillo/Control deslizante-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Rodillo/Control deslizante			
<b>Fuerzas resultantes</b>					
<b>Componentes</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>Resultante</b>	
Fuerza de reacción(N)	0	1425.71	310.322	1459.09	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, -1282.62 N
Fuerza-2		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, -1282.62 N

### Definiciones de conector

No hay datos

### Información de contacto

No hay datos



## Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.30496 mm
Tolerancia	0.265248 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	10273
Número total de elementos	5460
Cociente máximo de aspecto	7.3014
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03
Nombre de computadora:	





## Detalles del sensor

No hay datos

## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0.0244579	-546.447	2338.72	2401.71

### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0



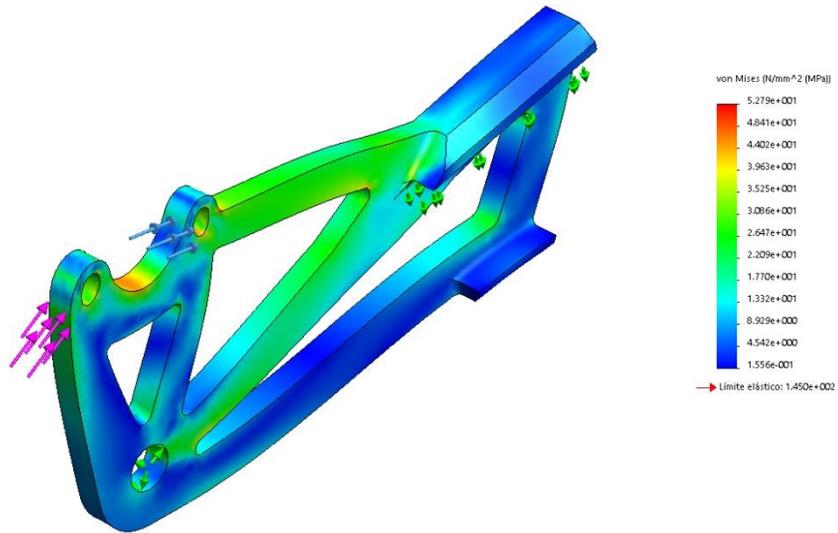
**Vigas**  
No hay datos



## Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1.556e-001N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 3816	5.279e+001N/mm <sup>2</sup> (MPa) Nodo: 10187

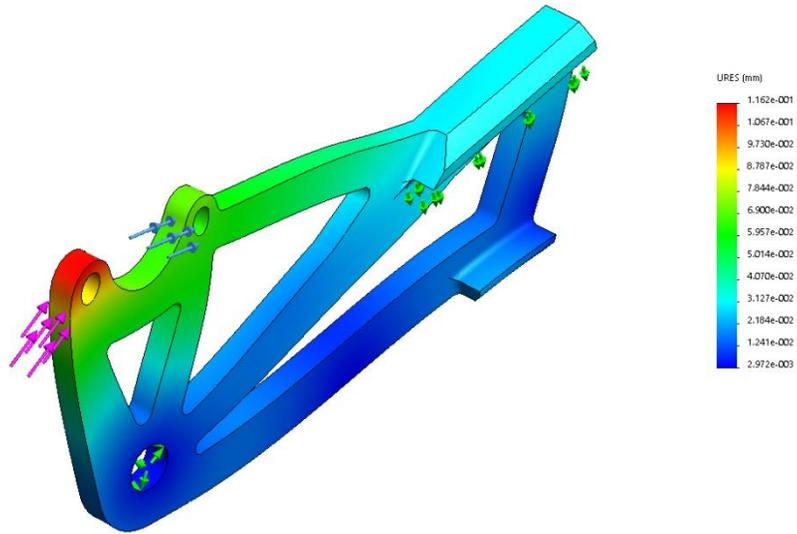
Nombre del modelo: soporte freno trasero para sim  
Nombre de estudio: análisis estático 1-[predeterminado]  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 221.842



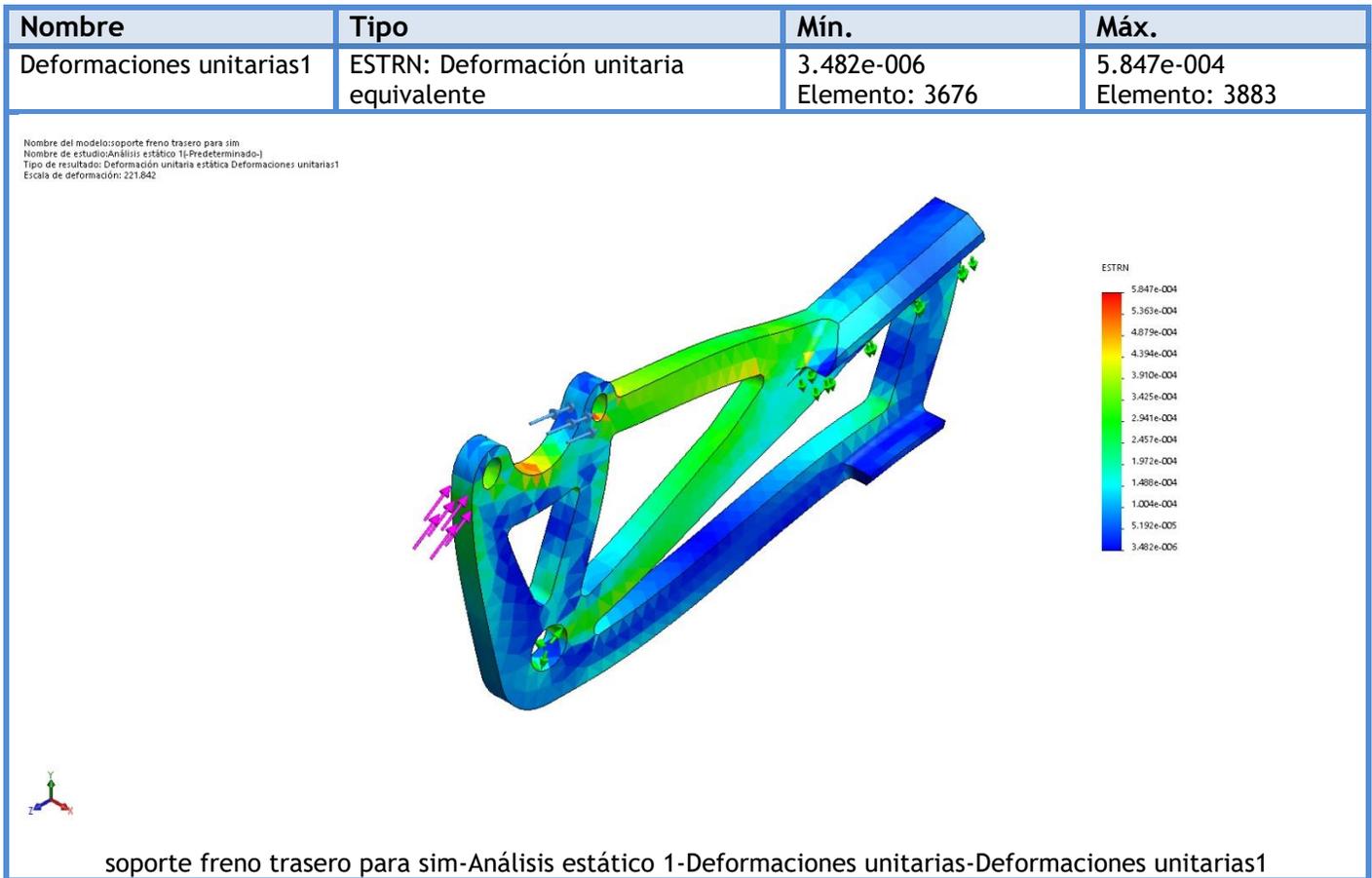
soporte freno trasero para sim-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	2.972e-003mm Nodo: 311	1.162e-001mm Nodo: 48

Nombre del modelo: soporte freno trasero para sim  
Nombre de estudio: Análisis estático 1-[Predeterminado-]  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 221.842



soporte freno trasero para sim-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1



## Conclusión

La pieza diseñada que se encargará de soportar la pinza del freno trasero, soporta perfectamente las solicitaciones en condición de máxima frenada ya que los valores de tensión y deformación no alcanzan los máximos admisibles.

# **CÁLCULO DE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR**



## CÁLCULO DE PRESTACIONES MOTOR KTM 250cc

En esta parte del proyecto, se pretende ver el comportamiento del motor en sus respectivas revoluciones, para así poder elegir una relación de marchas adecuada al circuito de Motorland Aragón en el que participará el prototipo en la VI edición MotoStudent.

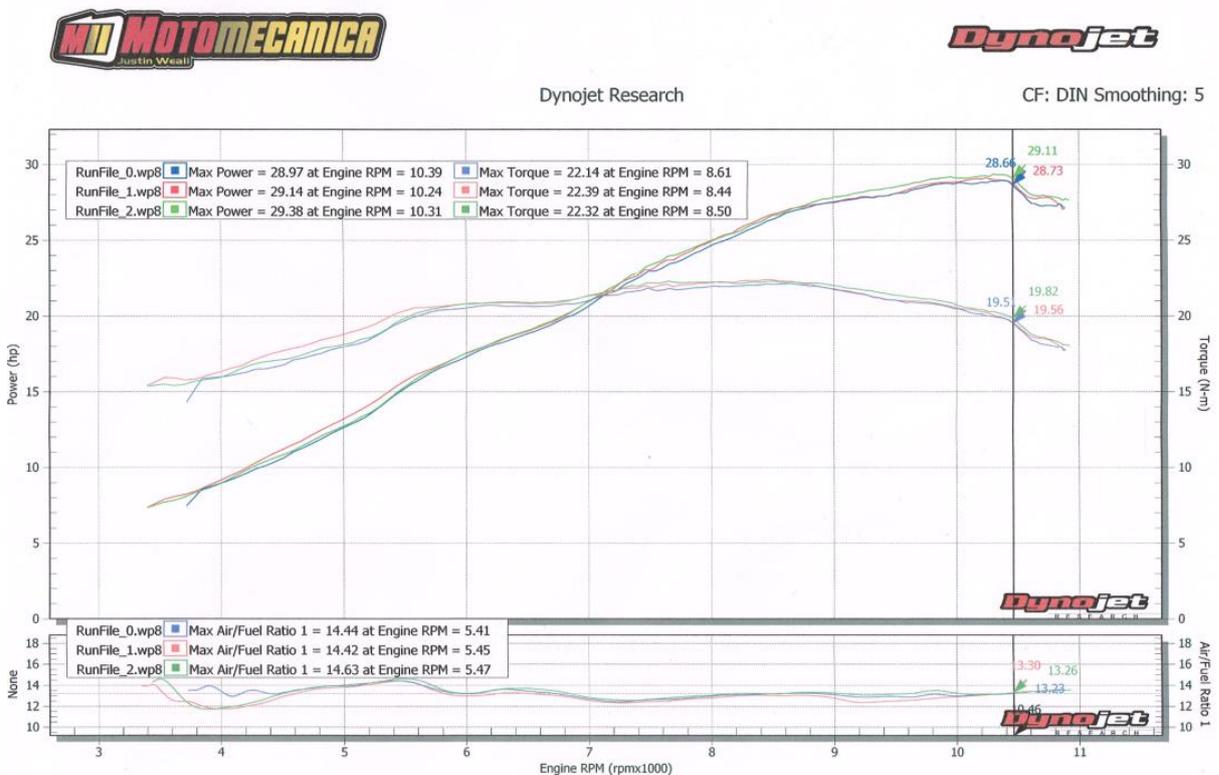
Para ello se necesita los siguientes datos para realizar el proceso del cálculo de prestaciones:

- Masa motocicleta = 100 kg
- Masa líquidos = 10 kg
- Piloto = 65 kg
- Peso total = 175 kg
- Gravedad = 9,81 m/s<sup>2</sup>
- Coeficiente aerodinámico = 0,4
- Densidad del aire = 1,225 kg/m<sup>3</sup>
- Área = 0,5 m<sup>2</sup>
- Neumático = 120/600 R17
- Diámetro rueda trasera = 602 mm
- Radio rueda trasera = 0,301 m
- Presión de inflado = 2 bar

	Entrada	Salida	i
Relación Primaria	30	80	2,7
1ª	12	32	2,7
2ª	14	26	1,9
3ª	19	27	1,4
4ª	21	24	1,1
5ª	23	22	1,0
6ª	25	21	0,8
Relación final	<b>15</b>	<b>43</b>	2,9

Tabla 1 Relaciones de transmisión de cada marcha.

Los datos que se pueden observar en la Gráfica 1 corresponden con los datos obtenidos del anterior prototipo en una prueba de banco de potencia y dado a que el motor es el mismo, se pueden utilizar como referencia.



Gráfica 1 Resultados banco de potencia motor KTM 250cc

Conociendo los datos del motor y con las relaciones de transmisión, se podrá calcular y realizar las tablas que muestren para cada desarrollo, la velocidad que puede alcanzar el prototipo con el motor KTM de 250cc. que proporciona la organización a todos los equipos.

### Cálculo de velocidad máxima

Con los datos de la relación de marchas de motor se calcula la relación de transmisión que es:

$$i = \frac{Z_{salida}}{Z_{entrada}}$$

Una vez calculados todos estos valores, se multiplican para obtener la transmisión total en cada una de las marchas, haciendo uso de la siguiente expresión:

$$i_{total} = i_{primaria} \cdot i_{marcha\ engranada} \cdot i_{final}$$

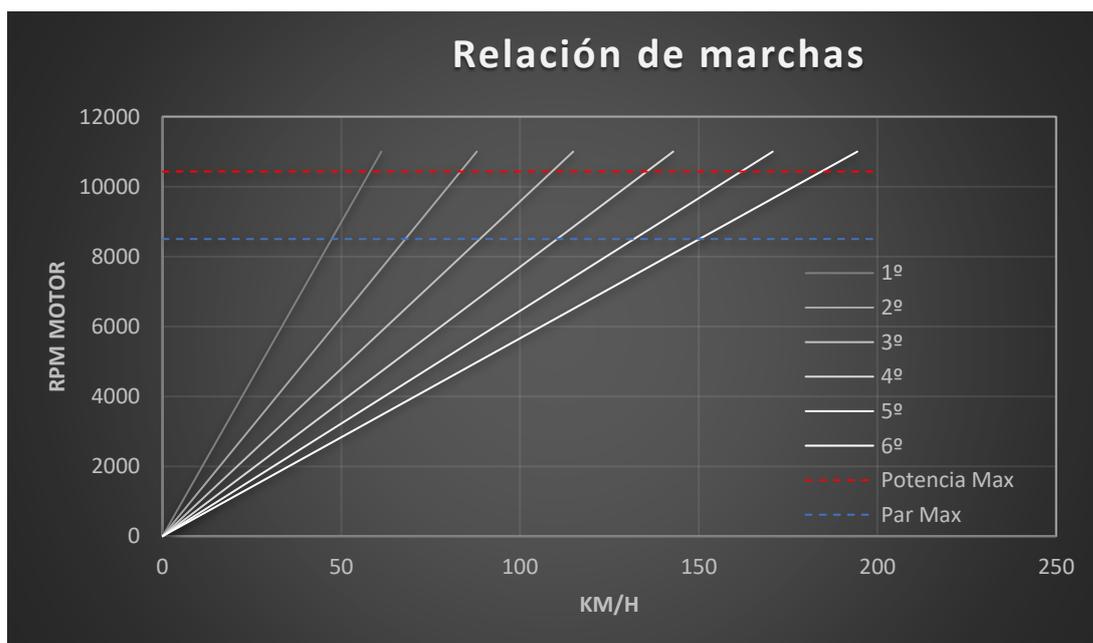
Se calcula la velocidad para cada rango de 500 rpm del motor. Para ello se necesita saber previamente la distancia lineal que recorrerá la motocicleta al dar una vuelta completa el neumático trasero:

$$Distancia_{rev} = 2 \cdot \pi \cdot radio$$

Finalmente, con todos estos datos se calcula la velocidad en función de las revoluciones:

$$v = rpm \cdot i_{total} \cdot Distancia_{rev}$$

El siguiente gráfico muestra la velocidad alcanzada según las revoluciones del motor y la marcha engranada



Gráfica 2 Relación de marchas según el régimen de giro del motor

La velocidad máxima de la motocicleta vendrá definida por la intersección entre la curva de potencia resistente y la potencia que alcanza la motocicleta en 6ª marcha. Para ello se han de definir las fuerzas resistentes aplicables a la motocicleta.

En cuanto a las fuerzas que ejercen resistencia a la motocicleta, se pueden encontrar dos tipos:

**Fuerza aerodinámica:**

$$\frac{coef \cdot aerodinámico \cdot densidad_{aire} \cdot Área_{frontal} \cdot v^2}{2}$$

**Fuerza de rodadura:**

$$F_r = mg_{total} \cdot g \cdot F_w$$

Siendo F<sub>w</sub>:

$$F_w = \frac{0,018}{p} + \frac{2,91 \cdot 10^{-6}}{p} \cdot v^2$$

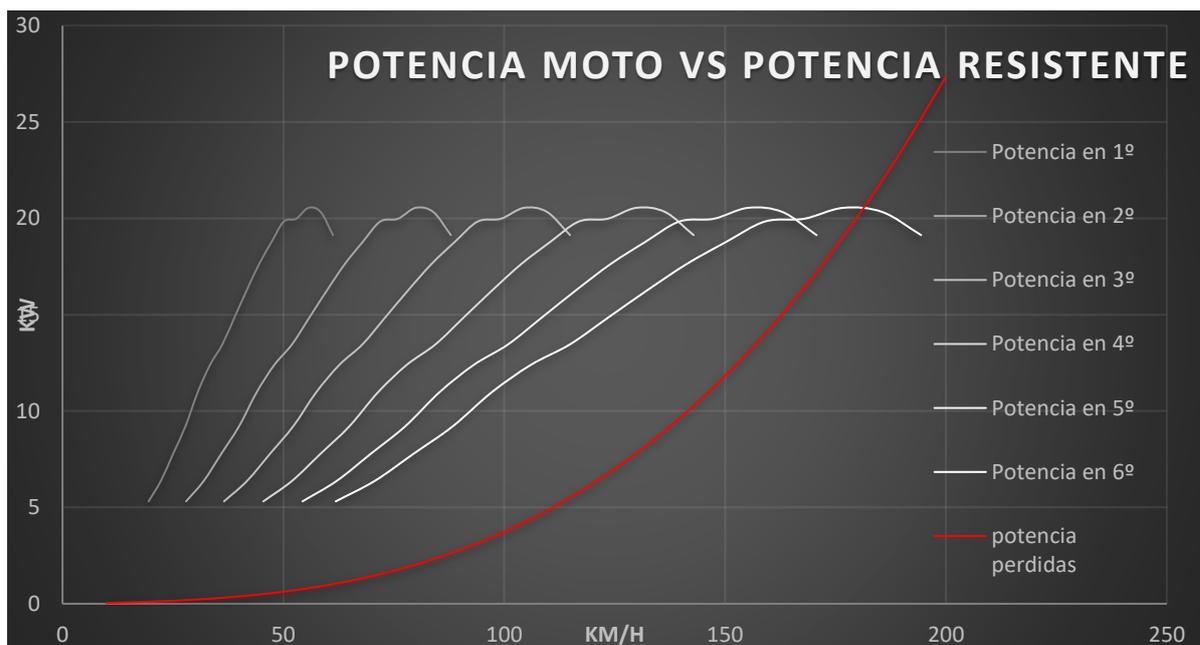
(para velocidades mayores a 165 km/h)

Una vez calculadas las fuerzas resistentes, se obtiene la potencia resistente:

$$F_{resistente\ total} = F_{rodadura} + F_{aerodinámica}$$

$$P_{resistente}(kw) = F_{resistente\ total} \cdot v\left(\frac{m}{s}\right) \cdot 1000$$

La potencia de la moto en cada marcha viene definida por las revoluciones del motor en ese momento dando lugar al siguiente gráfico:



Gráfica 3 Curva resistente de fuerzas frente a la potencia que otorga el motor en cada marcha.

En la Gráfica 3 se puede apreciar la intersección entre la potencia en 6ª marcha con la curva resistente y alcanzando el prototipo una velocidad máxima de 180 km/h.

**Cálculo de aceleración:**

Para la realización del cálculo de la aceleración se necesitan los siguientes datos:

- Par motor con pérdidas (5% estimado)
- Fuerza resistente (rodadura y aerodinámica)
- Relación de transmisión

Para el cálculo del par resultante en la rueda trasera se multiplica el par motor con la relación piñón/corona y las pérdidas del 5%.

$$Par_{neumático\ trasero} = Par_{motor} \cdot i \cdot 0,95$$

Una vez obtenido el par en la rueda trasera, se puede determinar la fuerza de empuje:

$$F_{empuje} = Par_{neumático\ trasero} \cdot radio$$

A esta fuerza de empuje se le restan las fuerzas resistentes para calcular la fuerza total:

$$F_{total} = F_{empuje} - F_{rodadura} - F_{aerodinámica}$$

Calculada la fuerza total, se obtiene la aceleración:

$$Aceleración = \frac{F_{empuje}}{masa\ motocicleta}$$

Con ayuda de Excel se ha realizado el cálculo de la aceleración para cada instante de tiempo, y se ha calculado el tiempo de aceleración por intervalos de velocidad con el objetivo de poder determinar el tiempo que tardará el prototipo en alcanzar los 100 km/h.

### Aceleración y tiempo en 1ª:

V 1ª (km/h)	Par con Pérdidas	Par en la rueda (Nm)	Fuerza de empuje en 1ª (N)	Drag aerodinámico	Rod	Aceleración en 1ª	Tiempo
0,00	0,00			0,00	38,26	-0,20	
2,78	0,00			0,07	38,26	-0,20	-3,92
5,57	0,00			0,29	38,26	-0,20	-3,89
8,35	0,00			0,66	38,26	-0,20	-3,85
11,13	0,00			1,17	38,26	-0,20	-3,79
13,92	0,00			1,83	38,26	-0,21	-3,72
16,70	0,00			2,64	38,26	-0,21	0,34
19,48	14,50	295,51	981,75	3,59	38,26	4,82	0,16
22,27	15,22	310,28	1030,84	4,69	38,26	5,07	0,15
25,05	16,54	337,10	1119,92	5,93	38,26	5,52	0,14
27,83	17,59	358,55	1191,19	7,32	38,26	5,87	0,13
30,62	19,06	388,64	1291,15	8,86	38,26	6,38	0,12
33,40	19,73	402,22	1336,27	10,54	38,26	6,60	0,12
36,18	19,77	403,10	1339,20	12,37	38,26	6,61	0,12
38,97	20,29	413,71	1374,45	14,35	38,26	6,78	0,11
41,75	20,75	422,90	1404,99	16,47	38,26	6,92	0,11
44,53	21,06	429,22	1425,99	18,74	38,26	7,02	0,11
47,32	21,09	429,93	1428,35	21,16	38,26	7,02	0,11
50,10	21,05	429,03	1425,35	23,72	38,26	6,99	0,11
52,88	20,08	409,35	1359,98	26,43	38,26	6,64	0,12
55,67	19,62	399,92	1328,63	29,29	38,26	6,47	0,12
58,45	18,49	376,93	1252,27	32,29	38,26	6,06	0,14
61,23	16,60	338,49	1124,55	35,44	38,26	5,39	

Tabla 2 Cálculo del tiempo de aceleración en primera velocidad.

Para realizar una correcta comprensión de las operaciones se realiza un ejemplo de cálculo con el intervalo resaltado en amarillo:

Para el intervalo de velocidad señalado hay una diferencia de velocidades de:

$$(22,26 - 19,48) \frac{km}{h} = 2,78 \text{ km/h} = 0,77 \text{ m/s}$$

Durante ese intervalo de velocidad se toma una aceleración media de:

$$\frac{4,82 + 5,06}{2} = 4,94 \text{ m/s}^2$$

Para calcular el tiempo de ese intervalo se divide el intervalo de velocidad entre la aceleración media:

$$\frac{0,77}{4,94} = 0,1564 \text{ seg.}$$

Cabe destacar que los primeros valores de tiempo que aparecen en negativo son debido a que no se dispone del par motor por debajo de las 4000 rpm, por tanto, para el cálculo del intervalo de 0 a 19,48 km/h, se ha tomado como referencia una aceleración de 4,82 m/s<sup>2</sup> simulando que se sale embragando progresivamente desde esas rpm y siendo el tiempo de 0-19,48:

$$t_{(0-19,48)km/h} = \frac{19,48 \cdot 1000}{3600 \cdot 4,82} = 1,12 \text{ seg.}$$

### Aceleración y tiempo en 2ª:

V 2ª (km/h)	Par con Pérdidas	Par en la rueda (Nm)	Fuerza de empuje en 2ª (N)	Drag aerodinámico	Rod	Aceleración en 2ª	Tiempo
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	38,26	-0,20	
4,00	0,00	0,00	0,00	0,15	38,26	-0,20	
7,99	0,00	0,00	0,00	0,60	38,26	-0,20	
11,99	0,00	0,00	0,00	1,36	38,26	-0,20	
15,99	0,00	0,00	0,00	2,42	38,26	-0,21	
19,98	0,00	0,00	0,00	3,77	38,26	-0,22	
23,98	0,00	0,00	0,00	5,43	38,26	-0,22	
27,98	14,50	216,63	719,70	7,40	38,26	3,46	
31,97	15,22	227,46	755,69	9,66	38,26	3,63	
35,97	16,54	247,12	820,99	12,23	38,26	3,95	
39,96	17,59	262,84	873,24	15,10	38,26	4,20	
43,96	19,06	284,90	946,52	18,27	38,26	4,56	
47,96	19,73	294,86	979,59	21,74	38,26	4,72	
51,95	19,77	295,51	981,75	25,51	38,26	4,71	
55,95	20,29	303,28	1007,58	29,59	38,26	4,82	
59,95	20,75	310,02	1029,97	33,97	38,26	4,91	
63,94	21,06	314,66	1045,37	38,65	38,26	4,97	0,2247
67,94	21,09	315,18	1047,10	43,63	38,26	4,95	0,2239
71,94	21,05	314,52	1044,90	48,91	38,26	4,91	0,2251
75,93	20,08	300,09	996,98	54,50	38,26	4,64	0,2325
79,93	19,62	293,17	974,00	60,39	38,26	4,49	0,2432
83,93	18,49	276,32	918,02	66,58	38,26	4,17	0,2564
87,92	16,60	248,14	824,39	73,07	38,26	3,66	

Tabla 3 Cálculo del tiempo de aceleración en segunda velocidad.

Conociendo el gráfico de relación de marchas-velocidad (Gráfica 1), se puede saber los cortes de revoluciones de cada cambio de marcha es por ello por lo que solo se ha calculado el intervalo de rpm/h en el que la moto va en 2ª ya que para velocidades más pequeñas, la moto iría en 1ª velocidad.

### Aceleración y tiempo en 3ª:

V 3ª (km/h)	Par con Pérdidas	Par en la rueda (Nm)	Fuerza de empuje en 3ª (N)	Drag aerodinámico	Rod	Aceleración en 3ª	Tiempo
0	0,00	0	0	0	38,259	-0,1962	
5,22289779	0,00	0	0	0,257842285	38,259	-0,19752227	
10,4457956	0,00	0	0	1,031369138	38,259	-0,20148907	
15,6686934	0,00	0	0	2,320580561	38,259	-0,20810041	
20,8915911	0,00	0	0	4,125476553	38,259	-0,21735629	
26,1144889	0,00	0	0	6,446057114	38,259	-0,2292567	
31,3373867	0,00	0	0	9,282322244	38,259	-0,24380165	
36,5602845	14,50	165,761724	550,7034005	12,63427194	38,259	2,56312886	
41,7831823	15,22	174,04981	578,2385705	16,50190621	38,259	2,68450084	
47,0060801	16,54	189,091151	628,209805	20,88522505	38,259	2,91828503	
52,2289779	17,59	201,124225	668,1867926	25,78422846	38,259	3,09817212	
57,4518757	19,06	218,001782	724,2584115	31,19891643	38,259	3,35795126	
62,6747734	19,73	225,620124	749,5685173	37,12928898	38,259	3,4573345	
67,8976712	19,77	226,115992	751,2159207	43,57534609	38,259	3,43272602	
73,120569	20,29	232,066413	770,9847607	50,53708777	38,259	3,49840345	
78,3434668	20,75	237,223444	788,1177554	58,01451403	38,259	3,54791919	
83,5663646	21,06	240,768903	799,8966892	66,00762485	38,259	3,56733366	
88,7892624	21,09	241,167057	801,2194572	74,51642024	38,259	3,53048224	0,4088
94,0121602	21,05	240,661465	799,5397518	83,5409002	38,259	3,47558898	0,4141
99,2350579	20,08	229,623609	762,8691316	93,08106473	38,259	3,2386106	0,4322
104,457956	19,62	224,330866	745,2852686	103,1369138	38,259	3,09686849	0,4579
109,680854	18,49	211,438287	702,4527819	113,7084475	38,259	2,82300172	0,4901
114,903751	16,60	189,87252	630,8057133	124,7956657	38,259	2,39872332	

Tabla 4 Cálculo del tiempo de aceleración en tercera velocidad.

Finalmente, se realiza el mismo proceso de cálculo para la tercera marcha ya que es en esta en la que se ha calculado con dicho desarrollo, que el prototipo alcanzará 100 km/h y así pues, sumando cada uno de estos tiempos se obtiene el tiempo estimado que tardaría la motocicleta en acelerar de 0 a 100 Km/h.

	0-19,48 km/h	1ª	cambio de marcha	2ª	cambio de marcha	3ª	Total 0-100km/h
<b>Segundos</b>	1,12	2,19	0,5	1,406	0,5	2,2	<b>7,916</b>

*Tabla 5 Sumatorio de tiempos aceleración 0-100 km/h.*

**El tiempo estimado de aceleración de la motocicleta de 0-100km/h será de 7,92 seg.**

**Conclusión:**

La relación de piñón corona más favorable y con la que se ha realizado todos estos cálculos ha sido de 15-43 no obstante, en el archivo creado se puede calcular todos estos valores de nuevo cambiando los valores de entrada, de este modo se puede comprobar diferentes combinaciones de piñón-corona para llevar a la carrera y tener un rango de marchas cortas y largas que mejor se adapten al circuito.