



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Politécnica Superior de Alcoy

Diseño, cálculo y fabricación del basculante y sistema de suspensión de una moto eléctrica de competición

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Espí Sánchez, Arturo

Tutor/a: Segura Alcaraz, Jorge Gabriel

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

Resumen

El presente TFG tiene como objetivo el diseño de un basculante junto a un sistema de suspensión para una moto eléctrica que participará en la competición MotoStudent. Para ello se analizarán las alternativas que existen actualmente tanto de basculantes como suspensiones, además de posibles diseños que surjan al analizar los requisitos de la moto. A continuación, se propondrán diversos diseños y finalmente se optará por uno de ellos, optimizándolo y adaptándolo a las necesidades de la moto.

Palabras clave

Motocicleta

Basculante

Suspensión

Competición

Resumen

El present TFG té com a objectiu el disseny d'un basculant juntament amb el sistema de suspensió per a una moto elèctrica que participarà a la competició MotoStudent. Per a això s'analitzaran les alternatives que hi ha actualment tant de basculants com suspensions, a més de possibles dissenys que sorgeixin en analitzar els requisits de la moto. A continuació, es proposaran diversos dissenys i finalment s'optarà per un, optimitzant-lo i adaptant-lo a les necessitats de la moto.

Paraules clau

Motocicleta

Basculaant

Suspensió

Competició

Abstract

The objective of this TFG is the design of a swingarm together with a suspension system for an electric motorcycle that will participate in the MotoStudent competition. For this purpose, we will analyze the alternatives that currently exist for both swingarms and suspensions, as well as possible designs that arise when analyzing the requirements of the motorcycle. Then, several designs will be proposed and finally one of them will be chosen, optimizing and adapting it to the needs of the bike.

key words

Motorcycle

Swingarm

Suspension

Competition

Orden de los documentos

1. Memória
2. Anexo 1. Planos
3. Anexo 2. Fichas técnicas
4. Presupuesto
5. Bibliografía

MEMORIA

Índice de la memoria

1. Introducción	1
1.1 Objeto del proyecto	1
1.2 Objetivos del proyecto	1
1.3 Estructura del proyecto	1
2. Antecedentes	2
2.1 Motostudent	2
2.2 Motostudent 2021	2
2.3 Reglamento	3
2.3.1 Dimensiones	3
2.3.2 Diseño	5
2.3.3 Elementos proporcionados	5
3. Tren trasero de una motocicleta	5
3.1 Tipos de basculantes	5
3.1.1 De doble brazo	5
3.1.2 Monobrazo	6
3.1.3 Comparación entre ambos tipos	6
3.2 Suspensión trasera	9
3.2.1 Amortiguador	9
3.2.2 Tipos de sistemas suspensión	11
4. Metodología	12
4.1 Datos de partida	12
4.2 Herramientas de diseño y cálculo	15
4.3 Criterios de diseño	15
4.3.1. Criterio para el basculante	15
4.3.2 Criterios para la suspensión	16
4.3.3. Criterio de elementos auxiliares	16
5. Propuestas de basculantes y suspensiones	16
5.1 Chasis	16
5.2 Squat	17
5.3 Diseños iniciales	20
5.3.1 Primera propuesta	20
5.3.2 Segunda propuesta	21
5.3.4 Tercera propuesta	23

6. Cálculos	24
6.1 Cálculos estáticos	24
6.2 Cálculos dinámicos	25
6.2.1 Fuerzas debidas a un movimiento rectilíneo uniforme	25
6.2.2 Fuerzas debidas a aceleraciones	27
6.3 Conclusiones de los cálculos realizados	33
6.4 Esfuerzos producidos por el caso desfavorable en los diferentes basculantes	33
6.4.1 Primera propuesta	34
6.4.2 Segundo diseño	35
6.4.3 Tercer diseño	37
6.5 Elección del basculante y sistema de suspensión	38
7. Simulación del basculante	38
7.1 Carga vertical	39
7.2 Carga horizontal	40
7.3 Paso por curva	41
7.4 Simulación del eje	42
7.5 Análisis de las simulaciones	42
8. Selección de materiales	43
8.1 Parámetros generales de selección de materiales	43
8.2 Acero	44
8.3 Aluminio	45
9. Diseño final	48
9.1 Partes principales	48
9.3 Squat final	49
9.2 Sistema de pivotamiento	50
9.2.1 Eje	50
9.2.3 Selección de rodamientos y anclaje al chasis	52
9.3 Simulaciones finales	56
9.3.1 Simulación del basculante. Carga vertical	56
9.3.2 Simulación del eje	57
10. Proceso de fabricación	57
11. Presupuesto	62
12. Conclusiones	63

Índice de figuras

Figura 1. Geometría del prototipo anterior	3
Figura 2. Ángulo mínimo de inclinación lateral. Fuente normativa MotoStudent 2022-23	3
Figura 3. Distancia libre al pavimento. Fuente normativa MotoStudent 2022-23	4
Figura 4. Límite posterior. Fuente normativa MotoStudent 2022-23	4
Figura 5. Anchura máxima del asiento. Fuente normativa MotoStudent 2022-23	4
Figura 6. Tipos de basculantes de doble brazo	6
Figura 7. Basculante monobrazo.....	6
Figura 8. Tipo de anclaje de la rueda trasera y deformación provocada. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science	7
Figura 9. Representación gráfica de la deformación por comba, giro y desplazamiento lateral. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science	7
Figura 10. Esquema de un amortiguador hidráulico.....	10
Figura 11. Esquema de un amortiguador hidráulico con cámara neumática	10
Figura 12. Esquema de un amortiguador con cámara neumática separada.	10
Figura 13. Sistema de suspensión trasera por anclaje directo.....	11
Figura 14. Sistema de suspensión trasera con sistema de bieletas	11
Figura 15. Distribución del peso de diferentes motocicletas. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science	12
Figura 16. Relación entre la altura del CdG y la longitud entre ejes. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science	13
Figura 17. Dimensiones de la llanta proporcionada por la competición	13
Figura 18. Esquema del amortiguador a utilizar	14
Figura 19. Dimensiones del motor proporcionado por la competición. Fuente www.motostudent.com	14
Figura 20. Esquema de la aplicación de las fuerzas en la prueba de la prensa. Fuente Normativa Motostudent	15
Figura 21. Esquema del basculante.....	15
Figura 22. Geometría del chasis del prototipo.....	17
Figura 23. Esquema de actuación de las fuerzas producidas por la cadena y el basculante. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science	18
Figura 24. Esquema de obtención del squat. Fuente Motorcycle Dynamics.....	18
Figura 25. Esquema del efecto de un squat del 0%. Fuente Motorcycle Dynamics	19
Figura 26. Esquema del efecto de pro-squat. Fuente Motorcycle Dynamics	19
Figura 27. Esquema del efecto de anti-squat. Fuente Motorcycle Dynamics.....	20
Figura 28. Modelo 1 de la primera propuesta de basculante y su posicionamiento del amortiguador	21
Figura 29. Modelo 2 de la primera propuesta de basculante y su posicionamiento del amortiguador	21
Figura 30. Squat de la primera propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2	21
Figura 31. Diseños de la segunda propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2	22
Figura 32. Posición del amortiguador de la segunda propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2.....	22
Figura 33. Squat de la segunda propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2	22

Figura 34. Diseño de la tercera propuesta de basculante y su posicionamiento del amortiguador	23
Figura 35. Squat de la tercera propuesta.....	23
Figura 36. Esquema de fuerzas derivado de la prueba de la prensa	24
Figura 37. Esquema de las fuerzas que actúan en un movimiento rectilíneo uniforme. Fuente Motorcycle Dynamics.....	26
Figura 38. Esquema de fuerzas que actúan en la pérdida de tracción. Fuente Motorcycle Dynamics	28
Figura 39. Esquema de fuerzas debidas a la aceleración máxima por Wheeling. Fuente Motorcycle Dynamics.....	29
Figura 40. Fuerzas que actúan en el paso por curva. Fuente Motorcycle Dynamics.....	30
Figura 41. Fuerzas que actúan en la rueda trasera al inclinarse durante el paso por curva.....	32
Figura 42. Descomposición de las fuerzas que actúan durante el paso por curva en una rueda vertical.....	32
Figura 43. Sentido de las fuerzas calculadas en una rueda vertical durante el paso por curva .	33
Figura 44. Dirección de las Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la primera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical	34
Figura 45. Dirección de las fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la primera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical	35
Figura 46. Dirección de las fuerzas obtenidas en el primer modelo de la segunda propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical	36
Figura 47. Dirección de las fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la segunda propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical	36
Figura 48. Dirección de las fuerzas obtenidas en el primer modelo de la tercera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical.....	37
Figura 49. Dirección de las fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la tercera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical	38
Figura 50. Tensiones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga vertical	39
Figura 51. Deformaciones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga vertical.....	39
Figura 52. Factor de seguridad producido en el prototipo por la aplicación de la carga vertical	39
Figura 53. Tensiones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga horizontal.....	40
Figura 54. Deformaciones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga horizontal	40
Figura 55. Factor de seguridad producido en el prototipo por la aplicación de la carga horizontal	40
Figura 56. Tensiones producidas en el prototipo provocadas por el paso por curva	41
Figura 57. Deformaciones producidas en el prototipo provocadas por el paso por curva.....	41
Figura 58. Factor de seguridad del prototipo provocado por el paso por curva	42
Figura 59. Estudio realizado del eje	42
Figura 60. Símbolos adicionales en la nomenclatura de aceros de construcción. Referencia El acero en la construcción	45
Figura 61. Características del aluminio 6061 en sus diferentes estados. Fuente www.alacermas.com	47
Figura 62. Características del aluminio 6080 en sus diferentes estados. Fuente www.alacermas.com	48
Figura 63. Geometría final del anclaje a la suspensión	48
Figura 64. Geometría de los cortes de los brazos del basculante.....	49
Figura 65. Squat del prototipo final	50

Figura 66. Ejes pasantes de un basculante de una Honda CBF 125 a la izquierda y una Yamaha YZF R125 a la derecha	50
Figura 67. Esquema de las dimensiones que ha de cumplir el eje.....	51
Figura 68. Estudio realizado para el diseño final del eje.....	51
Figura 69. Resultado del estudio realizado el diseño final del eje	52
Figura 70. Ámbito de uso de cada tipo de rodamiento. Fuente Catálogo SKF	52
Figura 71. Cargas que deben soportar los rodamientos	53
Figura 72. Geometría que debe cumplir el casquillo de unión entre el rodamiento y el brazo basculante	53
Figura 73. Datos de diferentes tipos y tamaños de rodamientos. A la izquierda de una hilera de rodillos cilíndricos y a la derecha de aguja. Fuente catálogo SKF	54
Figura 74. Especificaciones del rodamiento elegido NA 4902	55
Figura 75. Clases de tolerancia del eje y del soporte para casquillos de agujas y rodamientos de agujas autoalineables.....	55
Figura 76. Geometría final del casquillo de unión entre el rodamiento y el brazo del basculante	55
Figura 77. Tensiones producidas en el prototipo final provocadas por la aplicación de la carga vertical.....	56
Figura 78. Deformaciones producidas en el prototipo final provocadas por la aplicación de la carga vertical	56
Figura 79. Factor de seguridad producido en el prototipo final provocadas por la aplicación de la carga vertical	56
Figura 80. Tensiones producidas en el eje final provocadas por la aplicación de la carga vertical	57
Figura 81. Deformaciones producidas en el eje final provocadas por la aplicación de la carga vertical.....	57
Figura 82. Factor de seguridad producido en el eje final provocadas por la aplicación de la carga vertical	57
Figura 83. Esquema de fabricación de los brazos del basculante.....	58
Figura 84. Esquema de fabricación de los casquillos de unión entre los rodamientos y los brazos	59
Figura 85. Esquema de fabricación de los casquillos con los brazos	59
Figura 86. Esquema de fabricación del refuerzo central.....	60
Figura 87. Esquema de fabricación del anclaje de la suspensión	60
Figura 88. Esquema central de la pieza central.....	61
Figura 89. Diseño final del basculante	61
Figura 90. Esquema de fabricación de los ejes	62

Índice de gráficos

Gráfico 1. Rigidez a comba	8
Gráfico 2 Rigidez a deformaciones laterales	8
Gráfico 3. Rigidez al giro de la rueda.....	8

Índice de tablas

Tabla 1. Datos del amortiguador a utilizar	14
Tabla 2. Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la primera propuesta	34
Tabla 3. Fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la primera propuesta	35
Tabla 4. Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la segunda propuesta	35
Tabla 5. Fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la segunda propuesta	36
Tabla 6. Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la tercera propuesta	37
Tabla 7. Fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la tercera propuesta	38
Tabla 8. Fuerzas obtenidas en el basculante por el paso por curva	41
Tabla 9. Aplicaciones del acero y su designación.....	44
Tabla 10. Tipos de aceros de construcción y sus características. Referencia El acero en la construcción.....	45
Tabla 11. Series de las aleaciones de aluminio y sus aleantes.....	46
Tabla 12. Tipos de tratamientos térmicos y su designación en aluminios	47
Tabla 13. Esfuerzos producidos en el diseño final	49
Tabla 14. Precios parciales y total del proyecto.....	62

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Sistema de reacciones al aplicar la carga horizontal	24
Ecuación 2. Sistema de reacciones al aplicar la carga vertical a 1050 mm del eje de la rueda delantera	25
Ecuación 3. Sistema de reacciones al aplicar la carga vertical a 1150 mm del eje de la rueda delantera	25
Ecuación 4. Sistema de ecuaciones para el cálculo de las reacciones producidas por movimiento rectilíneo uniforme	26
Ecuación 5. Ecuación de fuerza resultante vertical de las ruedas delantera y trasera	27
Ecuación 6. Cálculo de la fuerza de tracción	27
Ecuación 7. Límite para la pérdida de tracción	28
Ecuación 8. Cálculo de la aceleración de la motocicleta.....	28
Ecuación 9. Cálculo de la resistencia producida por el aire	30
Ecuación 10. Cálculo del ángulo de inclinación.....	31
Ecuación 11. Cálculo del “Kinematic steering angle”	31
Ecuación 12. Cálculo de la fuerza centrípeta de la rueda delantera y trasera.....	32
Ecuación 13. Cálculo de los momentos que actúan en la rueda trasera durante el paso por curva.....	32
Ecuación 14. Cálculo de las fuerzas horizontales y verticales que actúan durante el paso por curva en una rueda vertical.....	33
Ecuación 15. Cálculo del factor de esfuerzos de un rodamiento	55

Abreviaturas

CdG	Centro de gravedad
R1	Anclaje del basculante al chasis
R2	Anclaje del basculante a la rueda

S	Anclaje de la suspensión al basculante
R_{h_t}	Fuerza resultante horizontal de la rueda trasera en cálculos estáticos
R_{v_t}	Fuerza resultante vertical de la rueda trasera en cálculos estáticos
R_{h_d}	Fuerza resultante horizontal de la rueda delantera en cálculos estáticos
N_f	Fuerza resultante vertical de la rueda delantera en cálculos dinámicos
N_r	Fuerza resultante vertical de la rueda trasera en cálculos dinámicos
S	Fuerza de tracción
F_D	Resistencia producida por el aire
μ_p	Coefficiente de fricción
g	Aceleración de la gravedad
p	Distancia entre ejes
b	Distancia desde el CdG hasta el eje de la rueda trasera (Eje de las X)
h	Altura CdG
a	Aceleración
m	Masa del conjunto (Piloto+ Prototipo)
ρ	Densidad del aire
A	Área frontal del prototipo
V	Velocidad del objeto
R_c	Radio de la curva
ε	Ángulo de lanzamiento
δ	Ángulo de giro del manillar
φ	Ángulo de inclinación
λ_f	Ángulos de deslizamiento de la rueda delantera
λ_r	Ángulos de deslizamiento de la rueda trasera
F_{s_f}	Fuerza centrípeta en la rueda delantera
F_{s_r}	Fuerza centrípeta en la rueda trasera
f_s	Factor de esfuerzo de un rodamiento
C_o	Capacidad de carga estática de un rodamiento

1. Introducció

1.1 Objeto del proyecto

Las motocicletas son uno de los transportes más utilizados a día de hoy. Son vehículos impulsados principalmente por un motor de combustión, pero, que debido a la evolución de la sociedad y tecnología, cada vez es más común la utilización de motores eléctricos para su propulsión. Esto ha provocado, que al igual que anteriormente surgieran competiciones de motocicletas de combustión, a día de hoy cada vez surjan más competiciones de esta nueva modalidad de motociclismo.

Motostudent es una oportunidad para los estudiantes de ingeniería de todas las ramas de realizar desde cero una motocicleta, ya sea de combustión o eléctrica y poder competir contra otras universidades de todo el mundo para ver quien ha realizado el mejor prototipo. Por tanto, este proyecto nace de la necesidad de realizar un basculante así como el sistema de suspensión para el nuevo prototipo que competirá en la próxima edición de MotoStudent electric.

A demás, es una oportunidad de poner a prueba todos los conocimientos de ingeniería adquiridos durante todo el grado, tanto a nivel individual como a nivel colectivo, ya que se trata de un conjunto de elementos que dependen al mismo tiempo de otros, y se ha de estar en permanente contacto con las diferentes partes para conseguir un prototipo de motocicleta totalmente funcional.

1.2 Objetivos del proyecto

El principal objetivo de este proyecto es diseñar un basculante funcional y que se adapte a las exigencias de la próxima motocicleta que competirá en Motostudent. A partir de este objetivo principal, se derivan otros que permiten encauzar el diseño del basculante, así como mejorar el rendimiento general de la motocicleta:

1. Realizar un diseño que entre dentro de las restricciones de la competición.
2. Cálculo de los esfuerzos que soporta el basculante en las pruebas de seguridad realizadas por la competición y que sea seguro para su conducción.
3. Mejorar el reparto de masas de la motocicleta anterior.
4. Reducir el peso del basculante anterior.

1.3 Estructura del proyecto

Para facilitar una primera idea de este proyecto, a continuación se exponen los diferentes puntos de los que consta el documento así como una breve explicación:

1. Introducción: Se explica en que se basa el proyecto, tanto el por qué como los objetivos que abarca.

2. Antecedentes. Motostudent: Se pone en contexto los datos obtenidos en la edición pasada y el punto de partida para este nuevo prototipo.

3. Tren trasero de una motocicleta: se analizan los diferentes tipos de basculantes que existen en la actualidad así como tipos de sistemas de suspensión trasera.

4. **Metodología:** Se expone que planificación se va a llevar a cabo para la resolución del proyecto.

5. **Propuestas de basculantes y suspensiones. Evaluación de alternativas:** En este punto se dan a conocer las diferentes alternativas y una primera comparación entre estas.

6. **Cálculos:** se procede al cálculo de los esfuerzos a soportar el basculante, la suspensión y otros elementos auxiliares.

7. **Simulaciones.**

8. **Selección de materiales:** Se explican los diferentes materiales que se utilizan principalmente para la fabricación de basculantes y se hace una selección de cual se va a utilizar en el prototipo.

9. **Diseño final:** En este apartado se expone el prototipo que se va a llevar a cabo con todas las restricciones cumplidas.

10. **Proceso de fabricación:** Análisis de los procesos de fabricación que se van a llevar a cabo para la realización del prototipo.

11. **Presupuesto:** explicación del presupuesto del proyecto.

12. **Conclusiones**

2. Antecedentes

2.1 Motostudent

Como bien se ha comentado anteriormente, este proyecto surge debido a la participación por parte del campus de Alcoy de la Universidad Politécnica de Valencia en la competición Motostudent eléctrico. Esta competición, promovida por la fundación Moto Engineering y TechnoPark MotorLand, enfrenta a estudiantes de diferentes universidades de todo el mundo. Consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de motocicleta de competición, que será evaluada de diferentes maneras, tanto a nivel de proyecto como de funcionalidad del prototipo. En cuanto a la evaluación que se lleva a cabo, consta de dos fases:

MS1: en esta fase, los equipos deben presentar mediante diferentes hitos, previamente programados, el proceso de concepción, diseño y desarrollo del prototipo, así como un proyecto teórico que simule la creación de un equipo de carreras.

MS2: consiste en una serie de pruebas, tanto estáticas como dinámicas llevadas a cabo en el circuito de MotorLand, donde se evalúa el comportamiento y las prestaciones del prototipo presentado.

2.2 Motostudent 2021

La Universidad Politécnica de Valencia, presentó un prototipo en la edición 2021, siendo la segunda vez que se participaba en esta competición y la primera en presentar un prototipo que pasó todas las evaluaciones anteriormente descritas y llegando a la última prueba la cual es

la carrera. Lamentablemente, por problemas eléctricos, el prototipo se quedó fuera del tiempo en la clasificación y no pudo correr.

Sin embargo, de esta segunda edición se extrajo mucha información, llegando a la conclusión de que la geometría de la moto era muy adecuada para su conducción en carrera y por tanto pudiendo partir de esta para el desarrollo del próximo prototipo. A continuación se expone un esquema de la geometría utilizada en la anterior motocicleta:

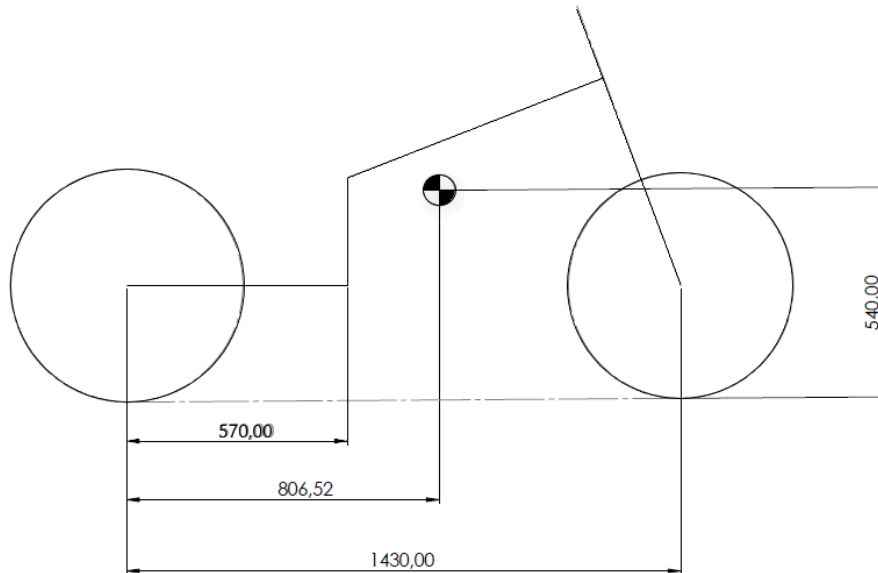


Figura 1. Geometría del prototipo anterior

2.3 Reglamento

En cuanto al reglamento técnico, consta de múltiples puntos referentes a diversas partes del prototipo, sin embargo, solo se expondrán aquellos que se hayan de tener en cuenta para desarrollar este proyecto relacionados con el dimensionamiento y diseño y otros elementos a tener en cuenta para la realización de este.

2.3.1 Dimensiones

- 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.

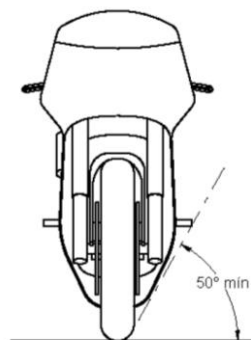


Figura 2. Ángulo mínimo de inclinación lateral. Fuente normativa MotoStudent 2022-23

· La distancia libre al pavimento con el prototipo en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100 mm 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.

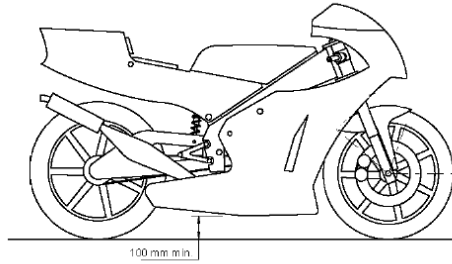


Figura 3. Distancia libre al pavimento. Fuente normativa MotoStudent 2022-23

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

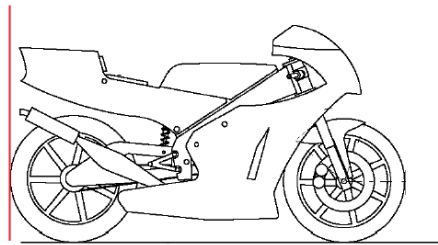


Figura 4. Límite posterior. Fuente normativa MotoStudent 2022-23

· 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.

· La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento del prototipo del asiento hacia detrás.

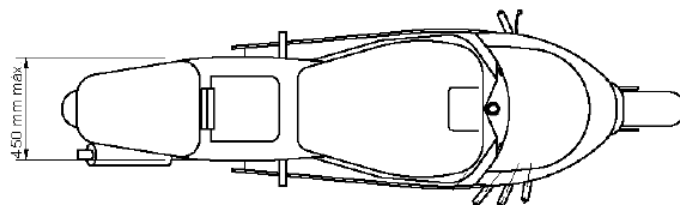


Figura 5. Anchura máxima del asiento. Fuente normativa MotoStudent 2022-23

· 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.

2.3.2 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 fabricaci3n propia. Se engloba en este artculo el chasis principal, el subchasis y el basculante.

· No hay limitaciones en el tipo de diseño o materiales utilizados para la fabricaci3n de chasis, basculante o subchasis, siempre y cuando el resultado cumpla con la normativa impuesta en el presente Reglamento.

· El chasis deber3 diseñarse de forma que todos los elementos del motor, admisi3n de combustible y comburente, y sistemas el3ctricos y electr3nicos de control y seguridad queden protegidos en caso de caída.

· La pinza de freno trasera debe instalarse con al menos alg3n elemento de anclaje directo al basculante.

2.3.3 Elementos proporcionados

A dem3s de las restricciones comentadas en los apartados anteriores, la competici3n proporciona a cada uno de los equipos participantes un kit que contiene diversos elementos de obligado uso:

- Motor el3ctrico
- Dispositivo Vigilante de aislamiento (IMD)
- 1 juego de neum3ticos slick delantero y trasero.
- Pinzas y bombas de freno

3. Tren trasero de una motocicleta

El tren trasero de una motocicleta est3 formado principalmente por el basculante y el sistema de suspensi3n. El basculante en una motocicleta es un elemento muy importante ya que es el encargado de unir la rueda trasera con el chasis y al mismo tiempo ayudar a la suspensi3n. En cuanto a la suspensi3n, es la encargada de absorber las irregularidades del terreno, asegurando que la rueda este en contacto en todo momento.

3.1 Tipos de basculantes

3.1.1 De doble brazo

Consiste en aquellos basculantes que constan de un eje con dos brazos laterales. Actualmente son los m3s utilizados. Dentro de este tipo, se pueden encontrar tres tipos:

- Dobles simples (a)
- De secci3n variable (b)
- Con triangulaci3n (c)

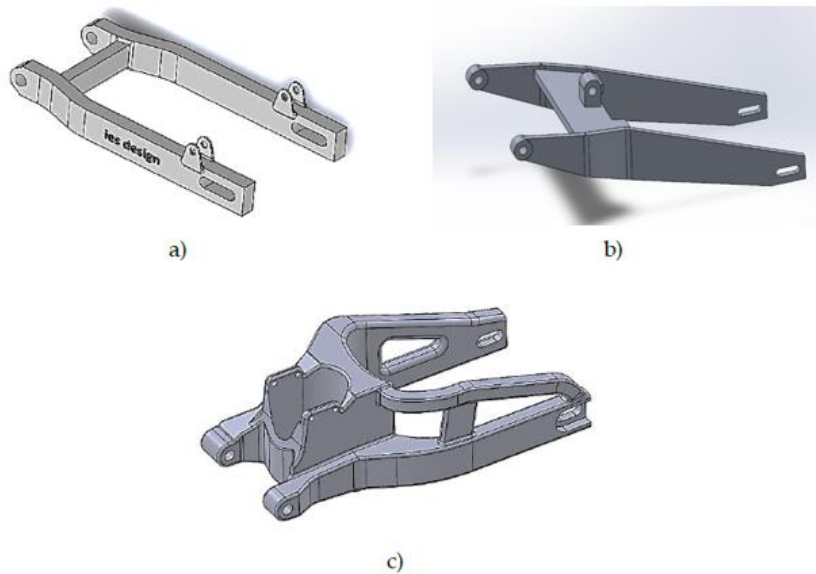


Figura 6. Tipos de basculantes de doble brazo

3.1.2 Monobrazo

Este tipo de basculante está formado, como su propio nombre indica, por un solo brazo que sujeta la rueda desde un lateral. Principalmente fueron concebidos para motos de pequeña cilindrada, pero con los avances de materiales actualmente se emplean en todo tipo de motocicletas.



Figura 7. Basculante monobrazo

3.1.3 Comparación entre ambos tipos

Para comparar ambos tipos de basculantes, se van a tener tres aspectos a tener en cuenta:

- Rigidez estructural. La rigidez depende en gran medida del tipo de anclaje que se utilice para la rueda trasera pudiendo diferenciar entre dos casos y se puede definir dependiendo de las deformaciones que se producen, cuanto menos deformaciones mayor rigidez. El peor escenario se observa en aquellos basculantes que tienen en el extremo una ranura para el ajuste de la cadena y que por tanto se considera que el eje esta articulado a ambos lados. El mejor caso se puede encontrar en motocicletas con un anclaje rígido haciendo que la deformación lateral

de éste sea entre tres o cuatro veces menor que en el primer caso. Para compensar la falta de rigidez en los basculantes del primer caso, se suele incorporar un segundo tubo transversal, igualándose prácticamente a los basculantes del segundo caso.

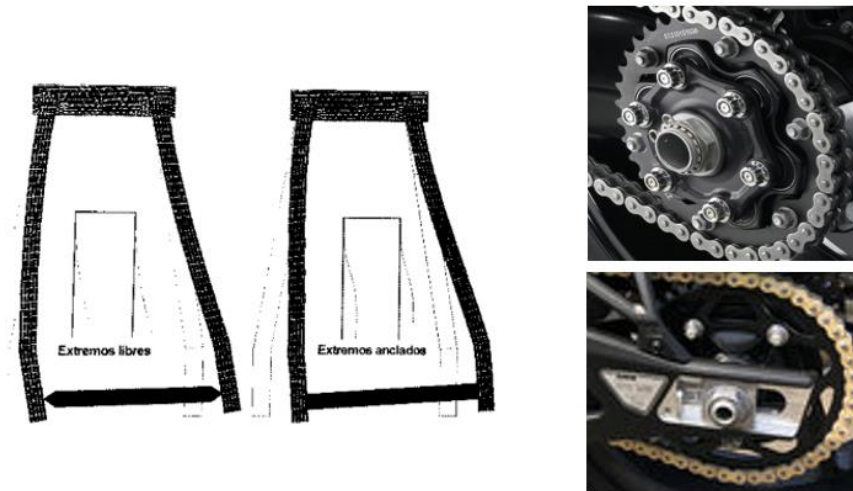


Figura 8. Tipo de anclaje de la rueda trasera y deformación provocada. Fuente *Motorcycle handling and chassis design: the art and science*

Para comparar ambos tipos de basculantes se expone una ilustración con los resultados de un estudio realizado por Tony Foalde en su libro “Motorcycle handling and chassis design: the art and science” que refleja el grado de rigidez de los diversos basculantes en función del tipo de deformaciones producidas por una fuerza lateral F siendo estas la deformación por comba, desplazamiento lateral y al ángulo de giro de la rueda:

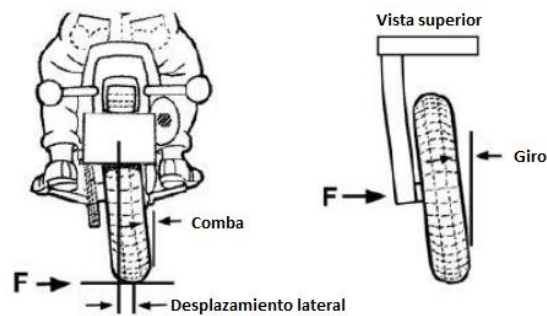


Figura 9. Representación gráfica de la deformación por comba, giro y desplazamiento lateral. Fuente *Motorcycle handling and chassis design: the art and science*

El estudio se realizó comparando los diferentes tipos de basculantes bajo las mismas condiciones de geometría, sistema de suspensión y aplicando las mismas cargas.

Memoria

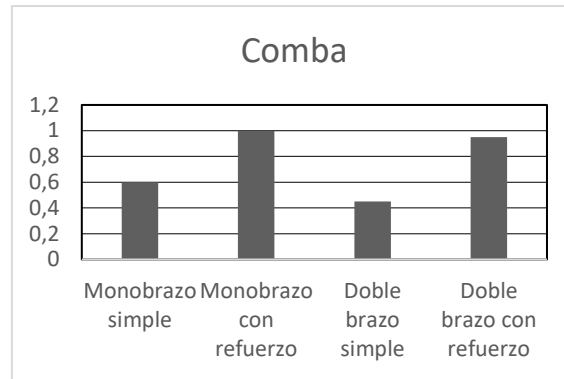


Gráfico 1. Rigidez a comba. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science

Analizando el gráfico se puede obtener que los basculantes con refuerzos se comportan de manera similar frente al efecto de la comba.

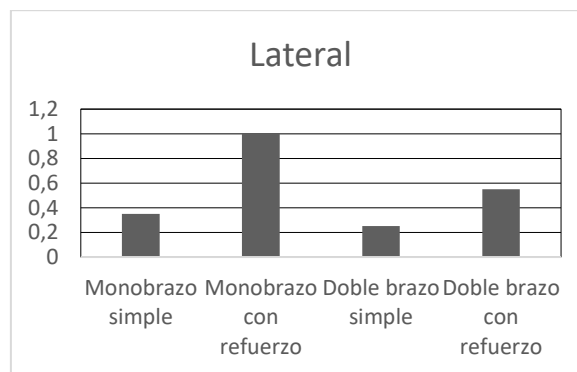


Gráfico 2. Rigidez a deformaciones laterales. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science

En cuanto a las deformaciones laterales, se observa una diferencia clara del monobrazo con refuerzo respecto al doble brazo con refuerzo, siendo la rigidez del primero muy superior.

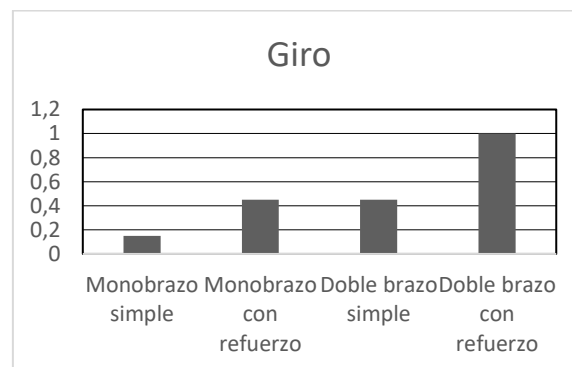


Gráfico 3. Rigidez al giro de la rueda. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science

En el caso del ángulo de giro de la rueda pasa un efecto contrario que en el caso anterior, siendo la rigidez de los basculantes de doble brazo superior a la del monobrazo con refuerzo, siendo una diferencia prácticamente de la misma proporción que en el caso anterior.

Por tanto, una vez comparados los gráficos, se puede afirmar que la adición de un refuerzo mejora la eficiencia de la estructura. Por esta razón se puede concluir que ambas estructuras pueden llegar a ser igual de eficientes para la tarea que se va a realizar y el criterio de

elección deberá contemplar más aspectos como pueden ser el peso, la posibilidad de fabricación o el coste que supone su fabricación.

- Peso total. El basculante es una de las piezas integrantes de la suspensión, por tanto se considera una masa suspendida. Su peso juega un papel importante en la conducción, ya que una reducción de este afecta a la sensibilidad de la suspensión y aumentará su agilidad al reducir las fuerzas inerciales de los componentes.

- Diseño y fabricación. En cuanto a diseño, se va a tener en cuenta que la transmisión es por cadena, eliminando así otros sistemas como el cardan que pueden dificultar tanto el diseño como la fabricación del basculante. Una vez dejado claro el sistema de transmisión, cabe recalcar que en un basculante monobrazo, todos los elementos de transmisión, anclajes y freno están en el mismo lado, lo que lleva a que su geometría sea compleja y al igual que su fabricación. En cuanto al basculante de doble brazo, al respetarse una simetría y poder utilizar ambos brazos para el reparto diferentes elementos externos, permite realizar geometrías más sencillas que facilitan también la tarea de fabricación.

3.2 Suspensión trasera

En este punto se van a explicar los diferentes tipos de sistemas de suspensión traseras que existen, entendiéndose como sistema al conjunto formado por el amortiguador y el tipo de anclaje que se utiliza para unirlo tanto al chasis como basculante.

3.2.1 Amortiguador

Si se compara los amortiguadores de la suspensión delantera con el trasero, se pueden observar muchas diferencias ya sean geométricas, como de cantidad y de utilidad. La horquilla tiene como función hacer frente a los esfuerzos torsionales y laterales que se generan en la parte delantera, mientras que los esfuerzos equivalentes generados en el tren trasero, son soportados por el basculante. Esto hace que el trabajo del amortiguador trasero sea únicamente la de amortiguar y evitar que el movimiento de la rueda trasera sea totalmente rígido, ya que puede ser incómodo y peligroso a la hora de conducir. En cuanto a tipos de amortiguadores traseros, se pueden considerar tres tipos:

- Amortiguador hidráulico: este tipo consiste en un cilindro donde en su interior encontramos dos cámaras, una llena de aceite y otra de aire, separadas por un pistón con válvulas u orificios, unido a un vástago que entra y sale del cilindro y en la parte exterior un resorte. El movimiento de la rueda se transmite por medio del vástago, el cual sube en el caso de comprimirse y baja si se expande. Lo que provoca la regulación de la velocidad del movimiento es el aceite, que pasa desde una cámara a otra por medio de los orificios del pistón y el comportamiento elástico lo aporta el resorte exterior. El principal problema de este tipo de amortiguador es que al estar las dos cámaras en contacto directo provoca que el aire se mezcle con el aceite y se creen burbujas en el fluido y al pasar el aceite por las válvulas sea de forma irregular.

Memoria

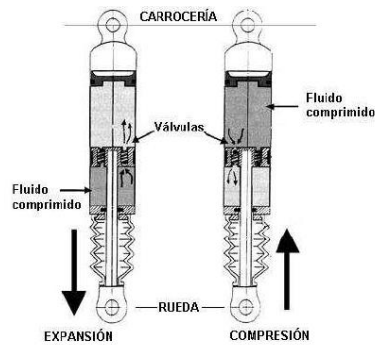


Figura 10. Esquema de un amortiguador hidráulico

- Amortiguador hidráulico con cámara neumática: este sistema consta de un sistema como en el caso anterior, pero en este caso, se le añade una cámara aislada llena de gas a presión. Al comprimirse el vástago, la presión originada sobre el líquido se transmite a la pared de la cámara que al estar llena de gas esta se comprime. Una vez se termina la compresión, y que el vástago retroceda debido al resorte, esta vuelve a su posición inicial. En este tipo de amortiguador al tener las dos cámaras aisladas el movimiento es regular debido a que se evita que se mezcle el aceite con el gas y por tanto que no se creen burbujas. Sin embargo, como inconveniente, al estar el gas en constante compresión y expansión va aumentando su temperatura, lo que provoca una disminución del rendimiento del amortiguador a medida que se va utilizando.

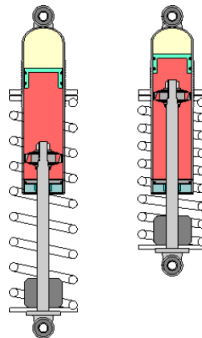


Figura 11. Esquema de un amortiguador hidráulico con cámara neumática

- Amortiguador hidráulico con cámara neumática separada: este tipo de amortiguador es una variación directa del anterior. El funcionamiento es el mismo, pero se consigue eliminar el problema del calentamiento del gas, ya que la cámara se encuentra fuera del cilindro donde se encuentra el aceite.

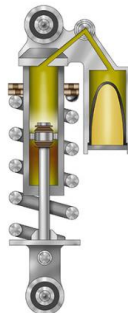


Figura 12. Esquema de un amortiguador con cámara neumática separada.

3.2.2 Tipos de sistemas suspensión

Aunque existan diferentes tipos de sistemas de suspensiones, en este proyecto se van a exponer los dos más utilizados actualmente tanto a nivel comercial como competitivo:

- Conexión directa: Este es el sistema más sencillo de los dos que se van a comentar, ya que consiste en una unión directa entre el chasis y basculante mediante el resorte, que permite a la hora de instalarlo tener una gran versatilidad en cuanto a su posición y además solo ocupa el espacio del propio amortiguador. El problema de este tipo de suspensión es que no se puede conseguir un sistema progresivo, tiene un comportamiento lineal, ya que el único elemento que realiza la amortiguación de la motocicleta es el resorte.

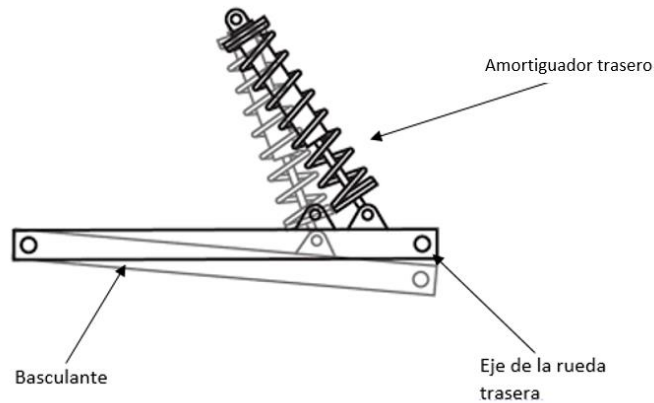


Figura 13. Sistema de suspensión trasera por anclaje directo

- Sistema de bieletas: Actualmente este es el más utilizado, ya que la adición de un sistema de bieletas, ya sea en el basculante o en el chasis, permite conseguir una gran progresión ya que la amortiguación no recae solo en el muelle, sino que el sistema de bieletas ayuda a una mejor transferencia de las cargas. Sin embargo, para este tipo de suspensión, se ha de tener en cuenta la geometría, ya que al depender de diferentes elementos, no solo el resorte, depende en gran medida del espacio que se disponga.

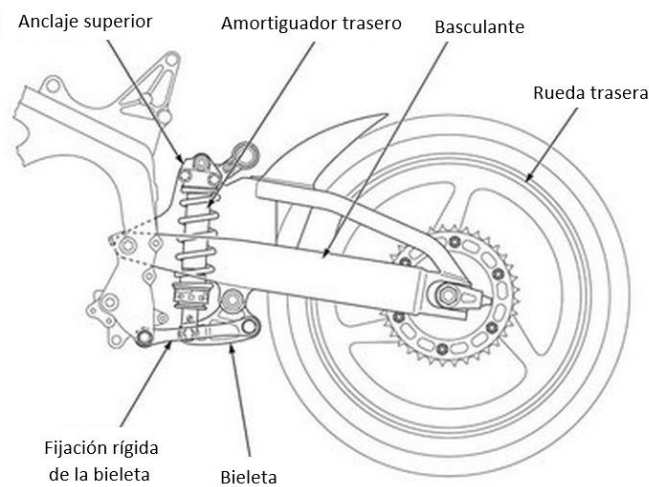


Figura 14. Sistema de suspensión trasera con sistema de bieletas

4. Metodología

4.1 Datos de partida

Para el dimensionamiento del tren trasero se van a tener en cuenta diferentes parámetros que pueden ayudar a llevar a cabo los objetivos que se buscan en este proyecto:

- Reparto de masas de la motocicleta: para obtener una idea de cuál es el reparto óptimo para una moto de competición, se ha optado por comparar diversas motocicletas teniendo en cuenta el porcentaje de peso, respecto al total, en la rueda delantera y la altura a la que debería estar.

En la primera tabla se pueden observar diferentes distribuciones del peso de la moto. Teniendo en cuenta el tipo de moto que se va a fabricar y comparándolas con otras parecidas, el porcentaje que se buscaría es entre un 50% y un 55% del peso en la rueda delantera. No obstante, a la hora de realizar los cálculos se considerará el peor de los casos, el cual es el 50%, ya que es el que más peso implica en la parte trasera.

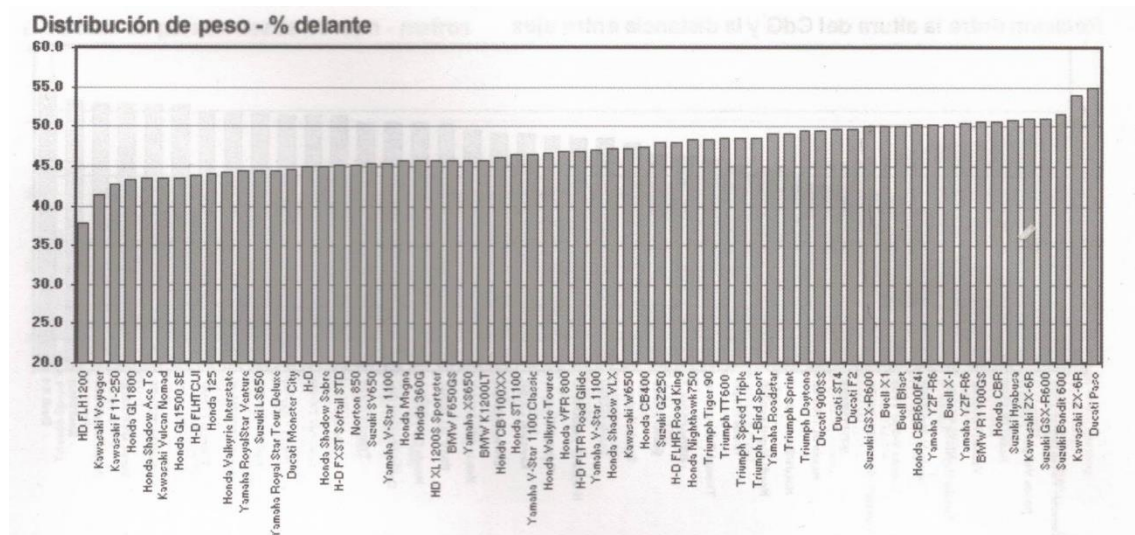


Figura 15. Distribución del peso de diferentes motocicletas. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science

A continuación, se muestra una tabla en la que se indican diferentes relaciones entre alturas del centro de masa y la longitud entre ejes de la motocicleta. Si comparamos la moto que se busca fabricar con otras parecidas, teniendo en cuenta que el prototipo que se va a diseñar tiene una longitud entre ejes de 1410 mm, la altura del centro de gravedad debería estar entre 500 mm y 600 mm. A la hora de realizar los cálculos, como la altura del centro de gravedad afecta a los estudios dinámicos, se considerará el caso más desfavorable, el cual es la de 600 mm, ya que cuenta más altura, los momentos aumentan.

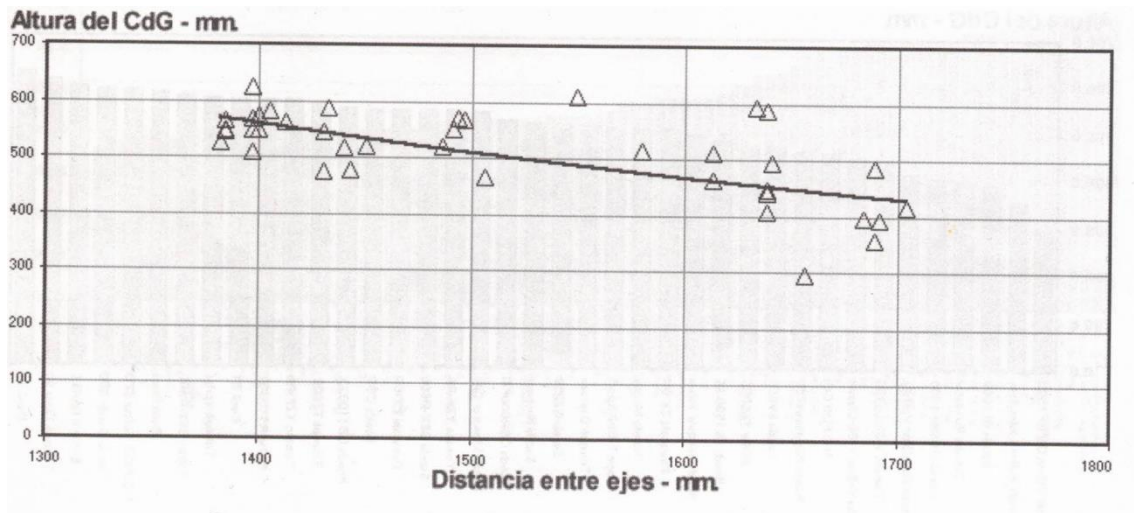


Figura 16. Relación entre la altura del CdG y la longitud entre ejes. Fuente Motorcycle handling and chassis design: the art and science

- Reducció del pes: en quant a la massa del basculante, se tindrà en cuenta el pes del basculante del prototipo anterior, ya que uno de los objetivos es mejorarlo, siendo este de unos 4 Kg.

- Llanta trasera: Se trata de una llanta OZ Racing 17'

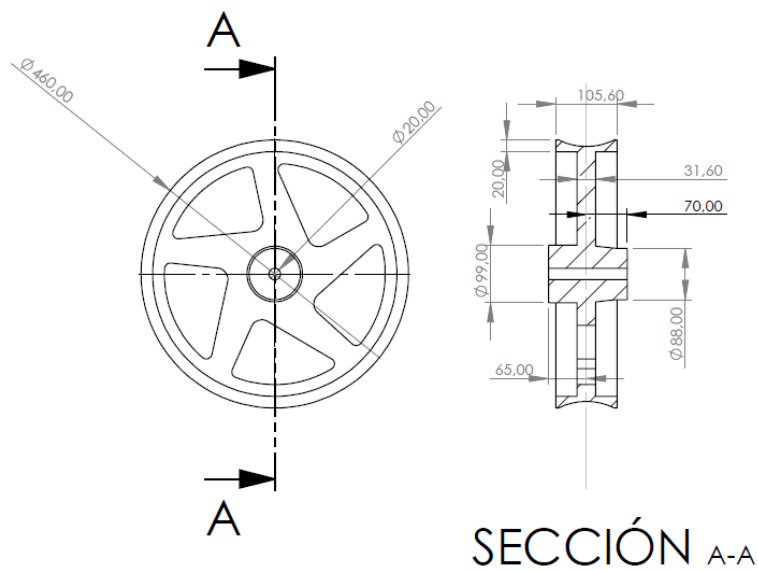


Figura 17. Dimensiones de la llanta proporcionada por la competición

- Amortiguador trasero: se va a utilizar el de la Yamaha YZF R6 del 2008, el mismo que en la competición pasada, el cual tiene los siguientes parámetros:

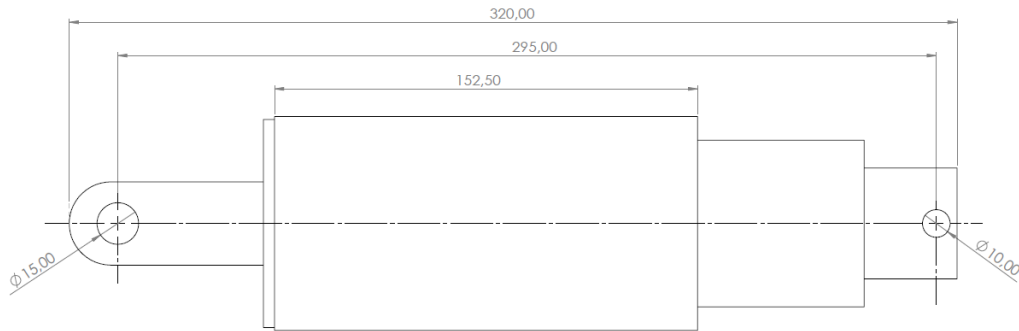


Figura 18. Esquema del amortiguador a utilizar

Tipo	Basculante (suspensión articulada)
Tipo de muelle/amortiguador	Muelle helicoidal/amortiguador de aceite
Recorrido del conjunto de amortiguador trasero	60,0 mm (2,36 in)
Longitud libre del muelle	161,5 mm (6,36 in)
Longitud montada	152,5 mm (6,00 in)
Tensión del muelle K1	103,00 N/mm (588,13 lb/in) (10,50 Kgf/mm)
Carrera del muelle K1	0,0-60,0 mm (0,00-2,36 in)
Presión gas/aire encerrado (STD)	1200 kPa (174,1 psi) (12,0 Kgf/cm2)

Tabla 1. Datos del amortiguador a utilizar

- Motor: el motor es el proporcionado por la competición:

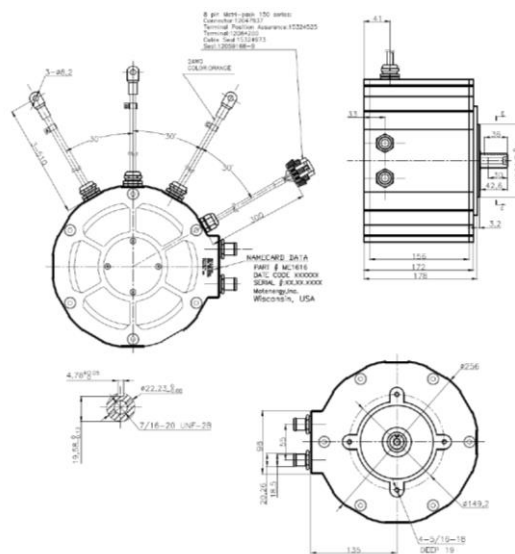


Figura 19. Dimensiones del motor proporcionado por la competición. Fuente www.motostudent.com

4.2 Herramientas de diseño y cálculo

Para el diseño de este proyecto se va a utilizar el programa SolidWorks, ya que ofrece una gran facilidad y versatilidad a la hora de diseñar y simular.

4.3 Criterios de diseño

4.3.1. Criterio para el basculante

Se van a realizar tres propuestas diferentes teniendo en cuenta en primera estancia los tipos de basculantes comentados anteriormente, la geometría del chasis y el efecto del squat. Además, cada tipo de basculante constará de dos submodelos, para poder así comparar diferentes posiciones de la suspensión y la transmisión de cargas derivadas esta.

Una vez realizados los diseños iniciales, los criterios que se van a llevar a cabo para la validación, selección y mejora del basculante son la rigidez y la ligereza. Ambos factores afectan directamente a la conducción, ya que la rigidez es la encargada de no producir deformaciones excesivas frente a los diferentes esfuerzos que se producen por la conducción y el peso es uno de los factores que pueden aumentar las cargas en la motocicleta y por tanto provocar aumentos de tensiones.

En cuanto a la manera de realizar los cálculos, se realizarán dos tipos:

- Cálculos estáticos: estos se deben a que la competición Motostudent obliga a los equipos a realizar una prueba estática donde se aplica en primer lugar una carga horizontal de 300 Kg sobre la rueda delantera y posteriormente una vertical de 250 Kg sobre el asiento del piloto y así simular fuerzas superiores a las supuestamente adquiridas en carrera y poder demostrar que el prototipo es apto para poder ser conducido.

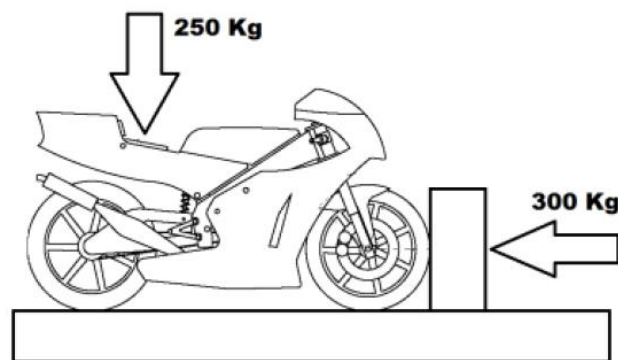


Figura 20. Esquema de la aplicación de las fuerzas en la prueba de la prensa. Fuente Normativa Motostudent

En primer lugar se calculará el prototipo en estado de equilibrio y a continuación se analizarán las cargas en los diferentes tipos de basculantes. Para el cálculo de cada basculante se considerará el siguiente esquema, que se adaptará a la geometría de cada uno:

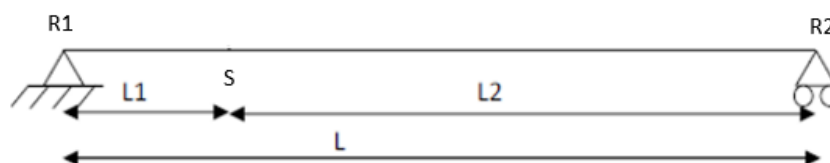


Figura 21. Esquema del basculante

Donde:

R1- anclaje del basculante al chasis

R2- anclaje del basculante a la rueda

S- anclaje de la suspensión al basculante

Cabe destacar que a la hora de realizar el cálculo se considerarán dos fuerzas independientes, es decir, primero se estudiará la carga horizontal y posteriormente la vertical, como se lleva a cabo en la prueba.

-Cálculos dinámicos: para la realización de los cálculos dinámicos se tendrán en cuenta las siguientes situaciones que se pueden dar durante la conducción:

- Fuerzas debidas a la aceleración máxima por perdida de tracción
- Fuerzas debidas a la aceleración máxima por wheeling
- Paso por curva

Lo que se busca con estos cálculos, es comprobar las fuerzas que se generan en la rueda trasera en situaciones límite durante la conducción y compararlas con las producidas en la prueba de la prensa. En el caso de ser alguna de éstas superior a las de las pruebas estáticas, se considerarán como el caso desfavorable y se harán las posteriores simulaciones en base a esas.

4.3.2 Criterios para la suspensión

Para la elección del sistema de suspensión se debe tener en cuenta el espacio disponible así como el ajuste y compatibilidad con otros elementos de la motocicleta. A demás, como requisitos añadidos se ha de tener en cuenta que se aproveche todo el recorrido del muelle así como la viabilidad del propio sistema.

4.3.3. Criterio de elementos auxiliares

Se consideran elementos auxiliares los ejes del sistema y los rodamientos. Para su dimensionamiento se estudiaran las cargas producidas y se diseñarán los ejes en SolidWorks y se elegirán los rodamientos mediante el catálogo de SKF.

5. Propuestas de basculantes y suspensiones

Antes de poder diseñar un basculante y una suspensión, se han de tener en cuenta diferentes parámetros geométricos. El primero de ellos el chasis que se va a utilizar para el prototipo y en segundo lugar el posicionamiento del motor, el cual se estudiará por medio del efecto del squat que relaciona directamente la cadena y por tanto el motor al basculante.

5.1 Chasis

Para poner en contexto el basculante y el sistema de suspensión, hace falta aclarar ciertos requisitos geométricos que se tienen que cumplir. En primer lugar la geometría de la moto que se pretende fabricar:

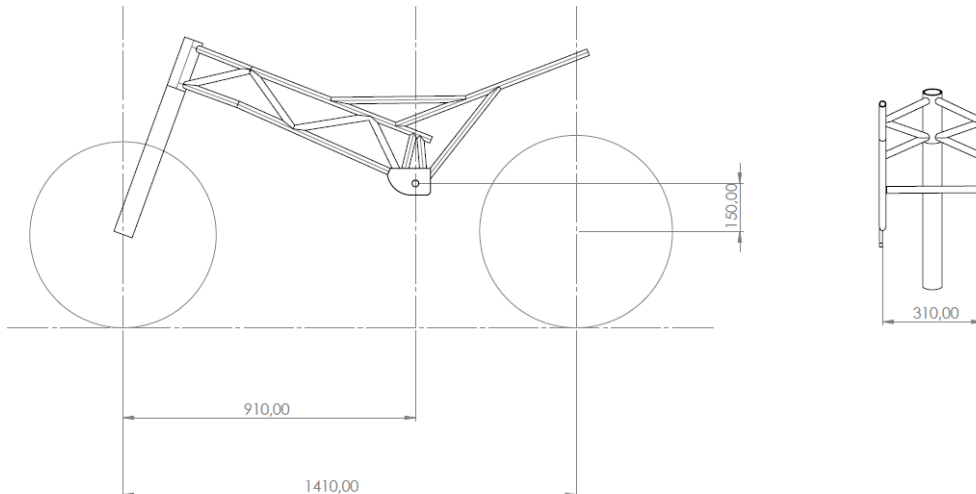


Figura 22. Geometría del chasis del prototipo

El tener las medidas del chasis y las totales del prototipo, permite saber cuáles serán las dimensiones principales del basculante, siendo estas 500 mm entre el anclaje al chasis y el de la rueda en el eje horizontal y 150 mm en el vertical. A demás, como medida de seguridad se trazará una circunferencia de 660 mm de diámetro para dejar una distancia de seguridad entre la rueda y los diferentes elementos que se alberguen en el basculante. Para el ancho del basculante, se procurará dejar una distancia de seguridad entre las placas de anclaje del chasis con el basculante de mínimo 10 mm ya que en ese punto se encuentra el eje, los rodamientos y el casquillo de sujeción de los rodamientos.

5.2 Squat

Como bien se sabe, cuando la motocicleta se somete a situaciones de aceleración o frenada se producen variaciones de cargas entre la parte delantera y trasera de la motocicleta. Estas transferencias son proporcionales a la masa de la motocicleta, la altura del CdG y a la aceleración. Por tanto, se puede definir el squat como la rotación de la motocicleta hacia la rueda trasera debido a la transferencia de cargas durante la aceleración, que provoca una compresión del amortiguador trasero y en muchos casos que se levante la rueda delantera.

Para ofrecer una mejor visión de cómo actúan estas fuerzas, en la figura 23, se muestra como la fuerza producida por la cadena tira hacia atrás y abajo el chasis, mientras que la fuerza de avance del basculante se opone. Además, si se descomponen ambas fuerzas, la componente vertical de la fuerza de la cadena se dirige hacia abajo lo que favorece al squat, también llamado pro-squat (compresión del amortiguador) mientras que la componente vertical del basculante es hacia arriba y mayor que la anteriormente mencionada produciendo un efecto global de anti-squat (traccionamiento del amortiguador).

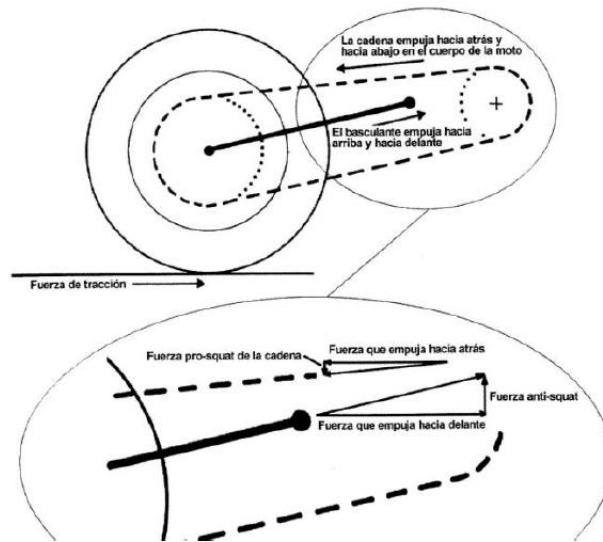


Figura 23. Esquema de actuación de las fuerzas producidas por la cadena y el basculante. Fuente *Motorcycle handling and chassis design: the art and science*

A continuación se expondrá, cómo determinar si el efecto global es pro-squat o anti-squat. Para ello, se establece un centro instantáneo de fuerzas realizando una línea a lo largo de la cadena superior y otra que una los anclajes a la rueda y chasis del basculante. El punto donde se cruzan ambas líneas "A" se puede considerar como el punto donde actúan las fuerzas combinadas del basculante y la cadena. Esta fuerza debe ser compensada por fuerzas iguales y opuestas en la huella de contacto del neumático, para determinar esto, se une el punto de contacto de la rueda trasera con el centro instantáneo de fuerzas obteniendo así la línea de squat con un ángulo σ sobre el suelo. La siguiente a representar es la línea de transferencia de carga "Fr", que es la suma de las fuerzas verticales que se generan en la rueda trasera y la fuerza de tracción generada por el motor. Para representarla se une el punto de contacto con el suelo de la rueda trasera y el punto de convergencia entre el plano horizontal del CdG y el vertical de la rueda delantera y tiene un ángulo τ sobre el suelo. Estas líneas se pueden observar en la siguiente imagen:

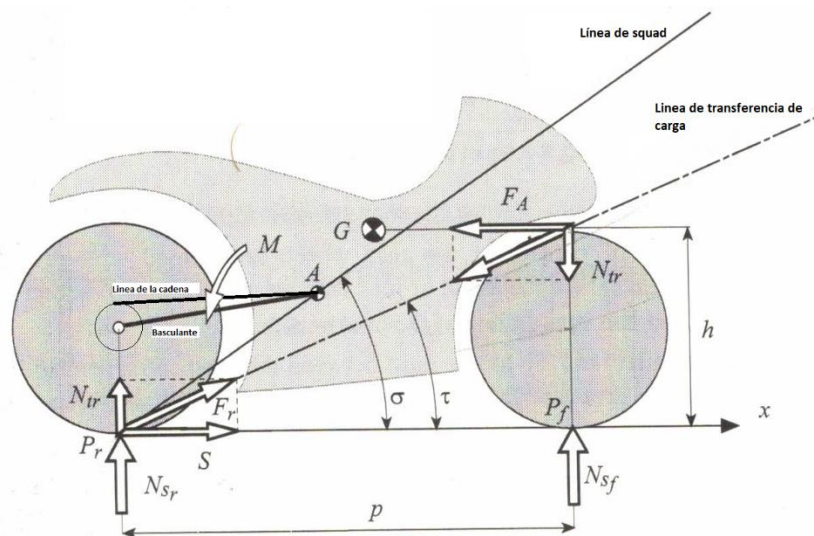


Figura 24. Esquema de obtención del squat. Fuente *Motorcycle Dynamics*

Una vez obtenidos la línea de squat y de transferencia de las cargas y por tanto sus respectivos ángulos, se pueden obtener tres escenarios diferentes:

- $\sigma = \tau$: en este caso se podría considerar que se trata de un squat del 0%, ya que se equilibra de forma exacta la tendencia al squat, liberando a la suspensión trasera de los efectos producidos por las fuerzas de tracción "S".

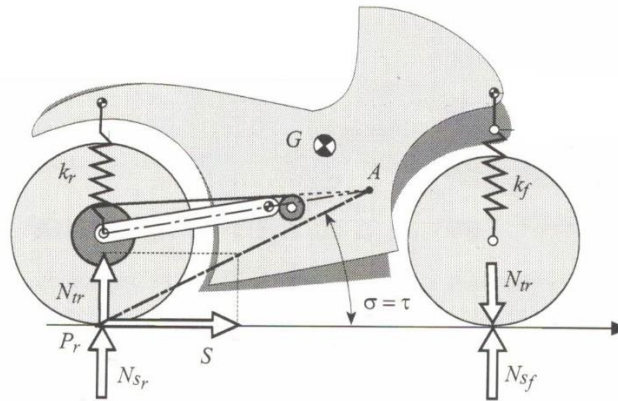


Figura 25. Esquema del efecto de un squat del 0%. Fuente Motorcycle Dynamics

- $\sigma < \tau$: en el caso de que la línea de squat se encuentre por debajo de la de transferencia de cargas, producirá que las fuerzas verticales de la parte trasera sean menores que en la delantera, provocando la compresión del amortiguador trasero y por tanto que el squat sea positivo o pro-squat. Cuanto menor sea σ , mayor será su compresión lo que puede agravar el efecto de que la rueda de adelante se despegue del suelo al acelerar.

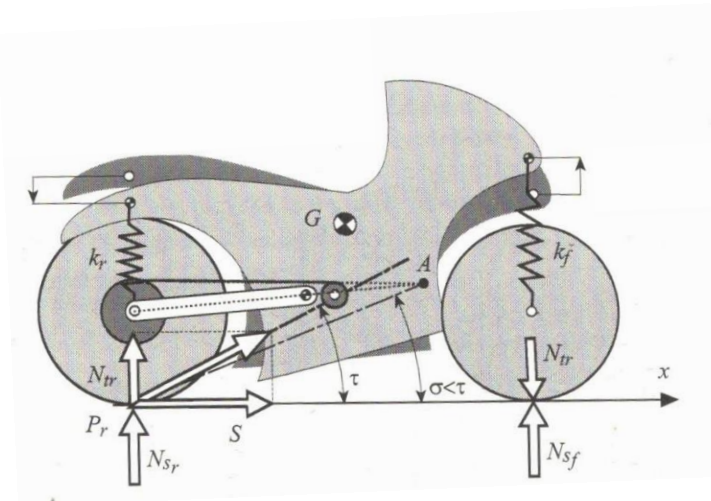


Figura 26. Esquema del efecto de pro-squat. Fuente Motorcycle Dynamics

- $\sigma > \tau$: se trata del caso contrario al anterior, las fuerzas de convergencia están situadas más hacia la parte trasera, incrementando las fuerzas en el tren trasero y provocando la tracción del amortiguador y por tanto provocando un squat negativo o anti-squat. Cuanto mayor sea el ángulo σ , mayor será la tracción del amortiguador.

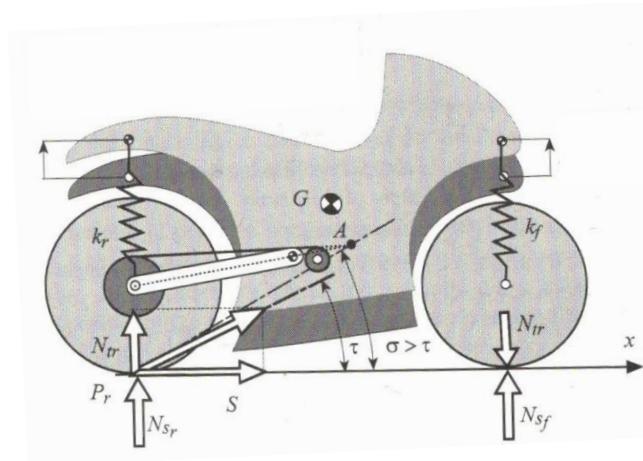


Figura 27. Esquema del efecto de anti-squat. Fuente Motorcycle Dynamics

A modo de conclusión, un squat óptimo sería aquel que se aproxima al 0%, ya que eso significaría que el amortiguador no soportaría en gran medida las fuerzas debidas a la tracción, además de evitar problemas como que la rueda plante o que el amortiguador llegue al final de su recorrido, ya sea por tracción o compresión.

Cabe destacar que en este primer momento, el squat que se puede adquirir sería una aproximación al que se tendría al finalizar el basculante elegido, ya que se tratan de diseños iniciales. Sin embargo, al tener la geometría principal y ciertos datos como el CdG que aunque sean supuestos se han de cumplir dentro de un cierto rango, sí que se podrá obtener una valoración de si el prototipo tendrá un comportamiento pro-squat o anti-squat.

5.3 Diseños iniciales

Como bien se ha explicado en el apartado de metodología, se van a proponer tres propuestas de basculante con dos variantes en cada una menos en la última. De esta manera se puede tener una primera percepción del espacio con el que se contaría, así como posibles disposiciones tanto del motor como de la suspensión.

5.3.1 Primera propuesta

En primera opción se ha optado por un basculante con una forma triangular con sus vigas en la parte superior. En este primer diseño la viga superior es paralela al eje horizontal, lo que permite tener espacio en la parte inferior del refuerzo para albergar el motor y poder modificar su posición para conseguir un reparto de pesos mejor.

En cuanto a las variaciones de este serían dos, derivadas del posicionamiento del refuerzo, la primera opción contaría con el refuerzo en la parte inferior y la segunda opción con el refuerzo en la parte superior.

El primer modelo, dependiendo del tamaño del refuerzo puede dar problemas por posibles roces con la cadena. En cuanto al sistema de suspensión, en el caso de utilizar un anclaje directo se podrían obtener una inclinación bastante neutra, sin embargo en el caso de utilizar un sistema de suspensión que no sea directo, como uno de bieletas el espacio útil para el motor se podría ver comprometido.

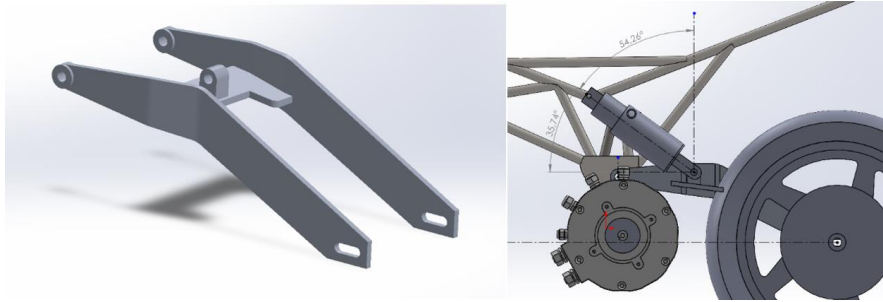


Figura 28. Modelo 1 de la primera propuesta de basculante y su posicionamiento del amortiguador

La alternativa a este diseño (refuerzo arriba), se traduce en un mayor espacio en su parte inferior lo que solucionaría los posibles problemas con la cadena además de poder optar a estudiar un sistema de suspensión alternativo al de anclaje directo.

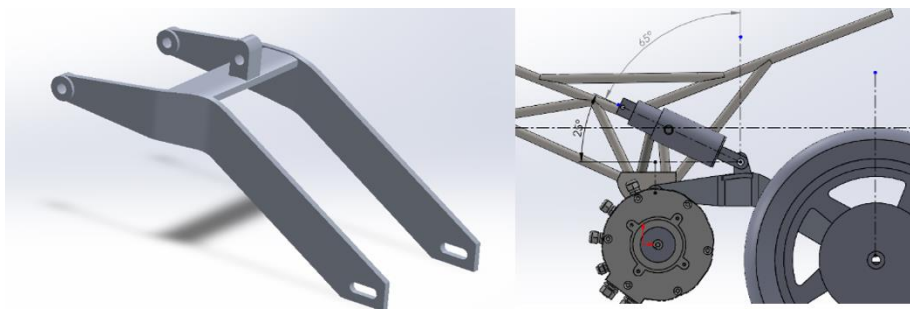


Figura 29. Modelo 2 de la primera propuesta de basculante y su posicionamiento del amortiguador

El squat adquiriría un comportamiento de anti-squat en ambos casos, lo que llevaría a una tracción de la suspensión trasera a la hora de acelerar. Si se observa el posicionamiento del motor, cuanto más alto se encuentre, el ángulo de la línea de squat será menor y por tanto se reduciría el porcentaje de anti-squat. En este caso, el segundo modelo vuelve a tener ventaja sobre el primero, ya que como se ha comentado tiene más espacio en la parte de abajo y se podría aumentar en mayor cantidad la altura del motor.

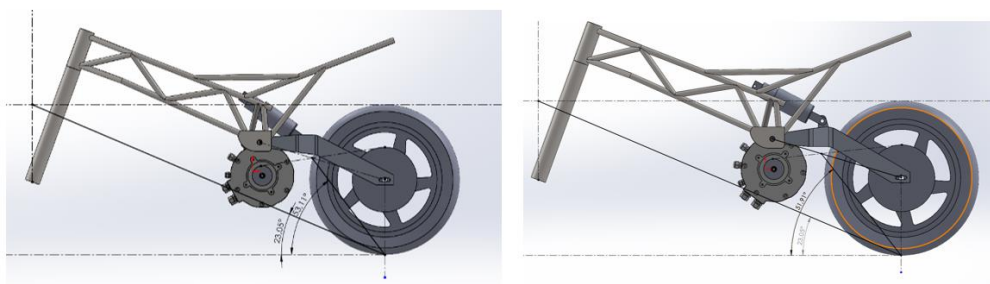


Figura 30. Squat de la primera propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2

5.3.2 Segunda propuesta

Para la segunda propuesta, se ha optado por un basculante recto. La ventaja de este es que su geometría es la más sencilla de las tres opciones. Sin embargo, como los dos brazos se encuentran en diagonal, hace que el refuerzo quede más bajo que en las opciones anteriores, tanto si se pone en la parte inferior (1r modelo) como si se pone en la parte superior (2o mo-

delo), la variación de la altura es mínima. Esto conlleva una disminución del espacio donde albergar el motor, teniendo que llevarlo un poco más adelante y posiblemente empeorando el centro de masas de la motocicleta, además de poder entrar en conflicto con la cadena.

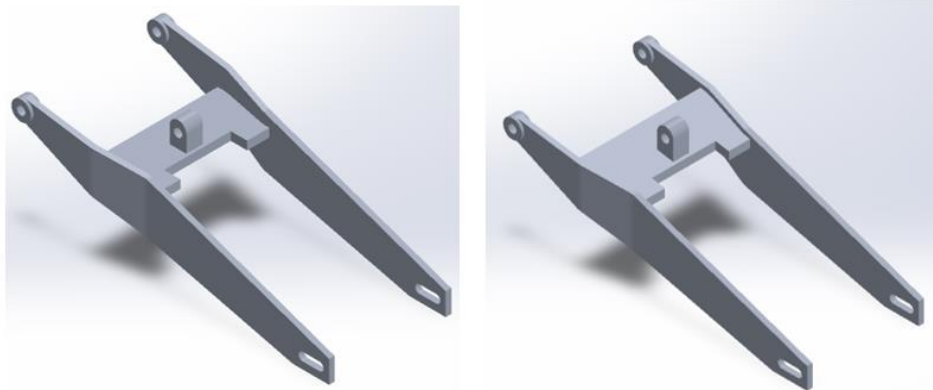


Figura 31. Diseños de la segunda propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2

En cuanto a la posición de la suspensión sería un caso parecido a la primera opción del primer diseño del basculante, en caso de un sistema de anclaje directo la inclinación sería neutra, sin embargo las opciones alternativas a esta podrían empeorar el posicionamiento del motor todavía más.

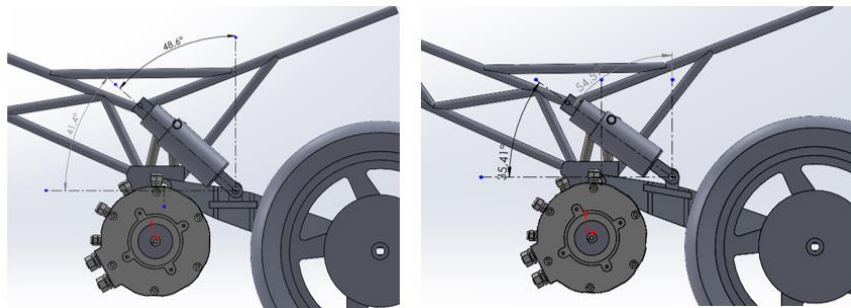


Figura 32. Posición del amortiguador de la segunda propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2

Finalmente, si se comprueba el squat se obtendría el mismo resultado que en el primer diseño. Pero en contraposición a este, al tener el refuerzo del basculante en alturas parecidas al eje del motor en ambos modelos, no permitirían modificar su altura y por tanto reducir el anti-squat sin entrar en conflicto con otros elementos.

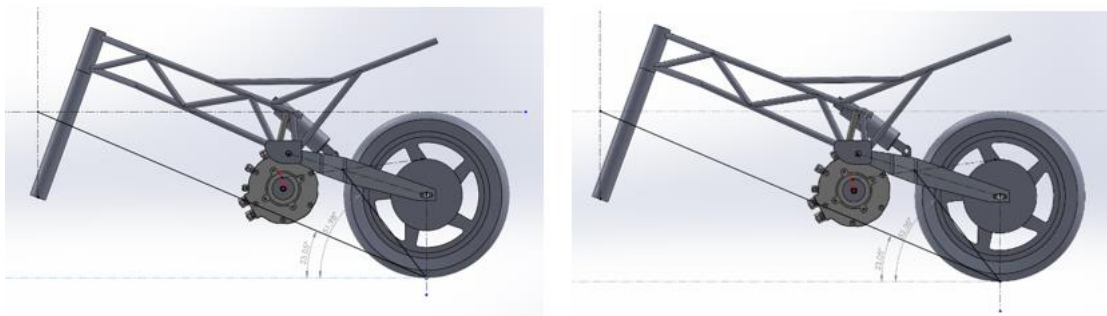


Figura 33. Squat de la segunda propuesta. A la derecha el modelo 1 y a la izquierda el modelo 2

5.3.4 Tercera propuesta

El tercer diseño de chasis sería el contrario al primero, ya que las vigas que formarían el triángulo se encuentran en la parte inferior.

En este caso, debido a su geometría, solo permite que el refuerzo se encuentre en la parte inferior, como se muestra en la imagen nº, ya que si se subiese demasiado podría entrar en conflicto directo con la cadena. Sin embargo, esto permite tener un espacio muy grande para el posicionamiento del amortiguador, pudiendo configurarlo de la forma más óptima. En contraposición, el motor quedaría más adelantado que en algunas opciones anteriores pero debido al amplio rango del amortiguador se podría estudiar el posicionamiento del motor en el eje vertical para contrarrestar su adelantamiento y por ende, posibles alturas del refuerzo para no entrar en conflicto con la cadena inferior.

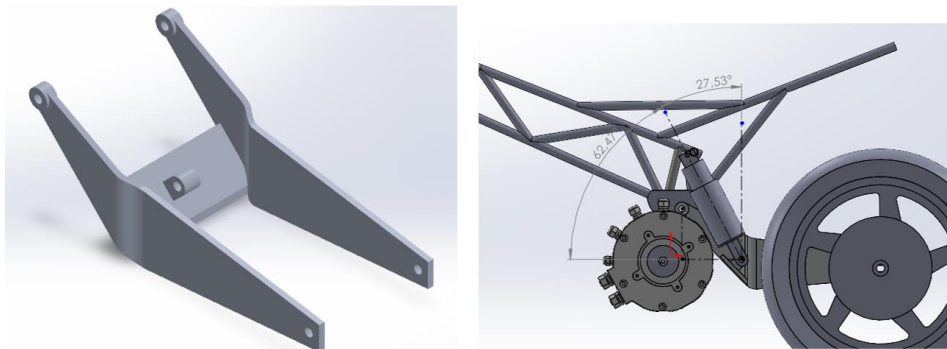


Figura 34. Diseño de la tercera propuesta de basculante y su posicionamiento del amortiguador

Al realizar el gráfico del squat, se observa que el resultado vuelve a ser igual a los diseños anteriores, es decir, un comportamiento de anti-squat. Pero a comparación de los anteriores, la versatilidad tanto de posicionamiento del motor en el eje vertical, como la de modificación del propio basculante en consecuencia de ese movimiento del motor, podrían permitir un mejor ajuste del squat, consiguiendo así mejores resultados.

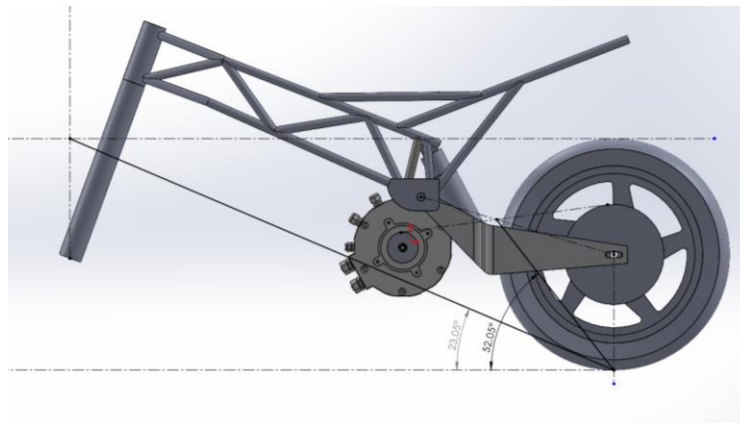


Figura 35. Squat de la tercera propuesta.

En el caso de este diseño, aunque la opción sea la misma se van a estudiar dos posibles posiciones del anclaje del amortiguador en el refuerzo, para así comparar cuál sería la mejor opción.

6. Càlculos

6.1 Càlculos estàtics

En primer lugar se va calcular el equilibrio de la motocicleta, de esta manera se conocerán las fuerzas de reacción en las ruedas, que permitirán el cálculo de los esfuerzos que actúan en el sistema. Para ello se aplicará la ley de equilibrio para los momentos, que afirma que el sumatorio de momentos en el centro de gravedad para un cuerpo en estático es igual a 0. Además, se supondrá que todas las partes móviles de la motocicleta ya sean las botellas de la horquilla o el amortiguador trasero, entre otros, son barras fijas. Esto se hace para maximizar las fuerzas, pues si aparecen elementos móviles, tales como muelles o amortiguadores hidráulicos, en el mecanismo, parte de la energía se absorbe por éstos y no por la estructura.

Para llevar a cabo este cálculo, al no saber todavía los pesos de los elementos que componen la nueva motocicleta, se supondrá un peso de 172,5 Kg derivado del peso del prototipo anterior con un coeficiente de seguridad de 1,15. A demás, como se ha comentado en el punto de metodología, el centro de masas se considerará que está en el 50 % de la moto, ya que es el caso más desfavorable para el basculante y la suspensión. Para la aplicación de la fuerza vertical de 250 Kg, se considerarán dos longitudes respecto al eje de la rueda delantera una de 1050mm y otra de 1150, donde se encontraría el asiento del piloto, para así poder estudiar el caso más desfavorable. Como última puntualización, para hacer la conversión de kilogramos a newtons de la de carga de 200 Kg, 300 Kg y 172,5 Kg se supondrá una gravedad de 10 m/s² para así partir con un cierto coeficiente de seguridad a la hora de realizar la prueba real, mientras que todos los demás cálculos se realizarán con una gravedad de 9,81 m/s².

A continuación se expone cómo quedaría el esquema de las fuerzas aplicadas:

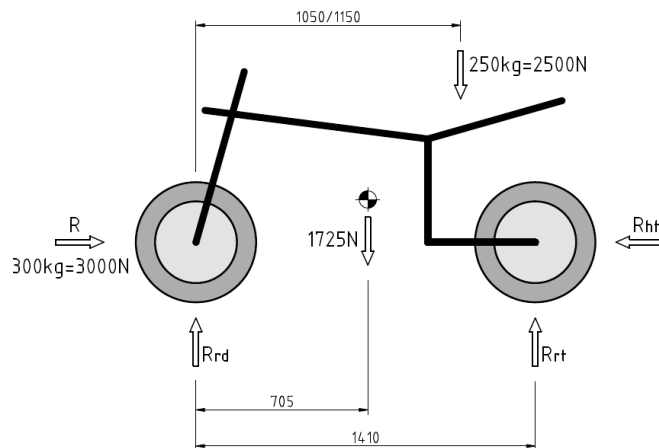


Figura 36. Esquema de fuerzas derivado de la prueba de la prensa

- Reacción con la carga horizontal

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -3000 + R_{ht} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -1725 + R_{vt} + R_{vd} = 0$$

$$\sum M_1 = 0 \rightarrow -1725 * 0,705 + R_{vt} * 1,41 = 0$$

Ecuación 1. Sistema de reacciones al aplicar la carga horizontal

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes valores:

$$R_{vt} = 862,50 \text{ N}$$

$$R_{vd} = 862,50 \text{ N}$$

$$R_{ht} = 3000 \text{ N}$$

- Reacción con la carga vertical a 1050 mm del eje de la rueda delantera

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -2500 - 1725 + R_{vt} + R_{vd} = 0$$

$$\sum M_1 = 0 \rightarrow 2500 * 1,05 + 1725 * 0,705 - R_{vt} * 1,41 = 0$$

Ecuación 2. Sistema de reacciones al aplicar la carga vertical a 1050 mm del eje de la rueda delantera

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes valores:

$$R_{vt} = 2724,20 \text{ N}$$

$$R_{vd} = 1500,80 \text{ N}$$

- Reacción con la carga vertical a 1150 mm de la rueda delantera

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -2500 - 1725 + R_{vt} + R_{vd} = 0$$

$$\sum M_1 = 0 \rightarrow 2500 * 1,15 + 1725 * 0,705 - R_{vt} * 1,41 = 0$$

Ecuación 3. Sistema de reacciones al aplicar la carga vertical a 1150 mm del eje de la rueda delantera

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes valores:

$$R_{vt} = 2901,51 \text{ N}$$

$$R_{vd} = 1323,49 \text{ N}$$

Comparando los resultados obtenidos llegamos a la conclusión de que el caso más desfavorable para el tren trasero de la motocicleta es la aplicación de la carga a 1150 mm sobre el eje de la rueda delantera, por lo tanto para hacer el resto de cálculos se tendrá en cuenta dicho caso.

6.2 Cálculos dinámicos

6.2.1 Fuerzas debidas a un movimiento rectilíneo uniforme

Si la motocicleta se mueve en línea recta a una velocidad constante, se puede considerar que está en equilibrio y se pueden tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Fuerza de resistencia a la rodadura es cero.

- Fuerza aerodinámica de levantamiento igual a cero.
- Con la pendiente nula, la única fuerza resistente al movimiento será la fuerza de empuje del viento, que coincidirá con el centro de gravedad.

A continuación se expone un esquema de las fuerzas que actúan sobre la moto

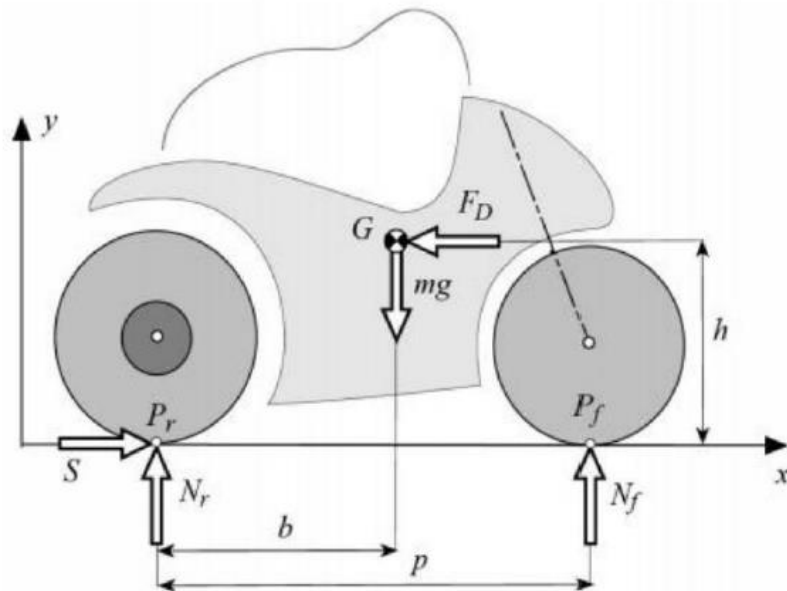


Figura 37. Esquema de las fuerzas que actúan en un movimiento rectilíneo uniforme. Fuente Motorcycle Dynamics

Donde:

- N_f y N_r son las fuerzas verticales que se generan en el punto de contacto entre la rueda y el asfalto.
- S es la fuerza de tracción que el suelo aplica sobre la motocicleta en el punto de contacto con la rueda trasera, resultante de la fuerza generada por el motor.
- El peso del conjunto $m \cdot g$.
- F_D es la resistencia producida por el aire.

Si se plantean las ecuaciones de equilibrio, se pueden obtener N_f y N_r una vez se hayan calculado S , la F_D y la mg

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 &\rightarrow S - F_D = 0 \\ \sum F_y = 0 &\rightarrow mg - N_r + N_f = 0 \\ \sum M_1 = 0 &\rightarrow S \cdot h - N_r \cdot b + N_f \cdot (p - b) = 0 \end{aligned}$$

Ecuación 4. Sistema de ecuaciones para el cálculo de las reacciones producidas por movimiento rectilíneo uniforme

De este sistema de ecuaciones se puede deducir que:

- Carga dinámica de la rueda trasera: $N_r = mg \frac{(p-b)}{p} + S \frac{h}{p}$

- Carga dinámica de la rueda delantera: $N_f = mg \frac{b}{p} - S \frac{h}{p}$

Ecuación 5. Ecuación de fuerza resultante vertical de las ruedas delantera y trasera

Una vez conocidas las fuerzas principales, hay que establecer los diferentes parámetros que actúan sobre estas y que se van a utilizar para el cálculo de las diferentes situaciones:

- Coeficiente de fricción (μ_p): 1,2
- Aceleración de la gravedad (g): 9,81m/s²
- Distancia entre ejes (p): 1410mm
- Distancia desde el CdG hasta el eje de la rueda trasera (Eje de las X) (b): 705mm
- Altura CdG (h): 600mm
- Aceleración(a)
- Masa del conjunto (Piloto+ Prototipo)(m): 235kg
- Se desprecia la fuerza aerodinámica (F_D): 0N

6.2.2 Fuerzas debidas a aceleraciones

· Fuerzas debidas a la aceleración máxima por perdida de tracción

En este caso se van a estudiar las fuerzas que se generan en el momento previo a que la rueda trasera empiece a patinar.

Cabe destacar, que al aparecer una aceleración, las fuerzas verticales y los momentos derivados de un estado de equilibrio dinámico, no son válidos y en este caso la fuerza de tracción (S) sería:

$$S = m \cdot a + F_D$$

Ecuación 6. Cálculo de la fuerza de tracción

Donde:

- m es la masa de la motocicleta más el piloto
- a es la aceleración de la motocicleta
- F_D es la carga aerodinámica

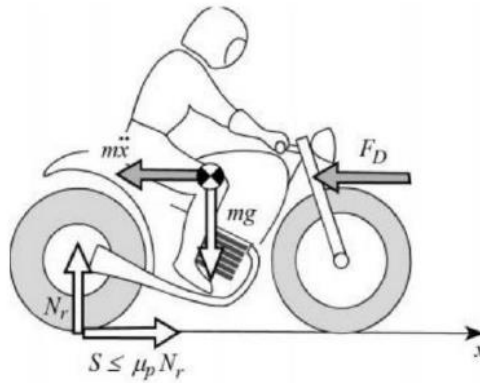


Figura 38. Esquema de fuerzas que actúan en la pérdida de tracción. Fuente Motorcycle Dynamics

A demás, para considerar el momento antes de que la rueda patine, hay que tener en cuenta que la fuerza de tracción no puede ser superior a la fuerza de rozamiento de tal forma que:

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

Ecuación 7. Límite para la perdida de tracción

Finalmente, mediante la expresión obtenida anteriormente de la fuerza normal en la rueda trasera (N_r), se puede deducir la expresión de la aceleración de la motocicleta:

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

$$a \leq \frac{\mu_p \cdot g \cdot \frac{(p - b)}{p}}{\left(1 - \mu_p \cdot \frac{h}{p}\right)} - \frac{F_d}{m}$$

Ecuación 8. Calculo de la aceleración de la motocicleta

Hay que recalcar, que la aceleración máxima se obtiene cuando F_D es cero.

Se procede a calcular la aceleración máxima que tendrá la motocicleta en dicho momento:

$$a \leq \frac{\mu_p \cdot g \cdot \frac{(p - b)}{p}}{\left(1 - \mu_p \cdot \frac{h}{p}\right)} - \frac{F_D}{m} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{(1410 - 705)}{1410}}{\left(1 - 1,2 \cdot \frac{635}{1410}\right)} - \frac{0}{235} = 12,03 \text{ m/s}^2$$

A continuación se calcula la fuerza de tracción máxima que ha de producir la motocicleta:

$$S = m \cdot a + F_D = 235 \cdot 12,03 = 2827,05N$$

Finalmente, se puede obtener la fuerza normal que va a actuar sobre la rueda trasera (N_r):

$$S \leq \mu_p \cdot N_r \rightarrow N_r = \frac{S}{\mu_p} = \frac{2827,05}{1,2} = \mathbf{2355,87N}$$

• **Fuerzas debidas a la aceleración máxima por Wheeling**

El Wheeling o también conocido como “caballito”, se produce cuando la rueda delantera se levanta, quedando totalmente separada del asfalto. Por tanto, para el cálculo de las fuerzas, se considerará que la fuerza normal de la rueda delantera es cero:

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

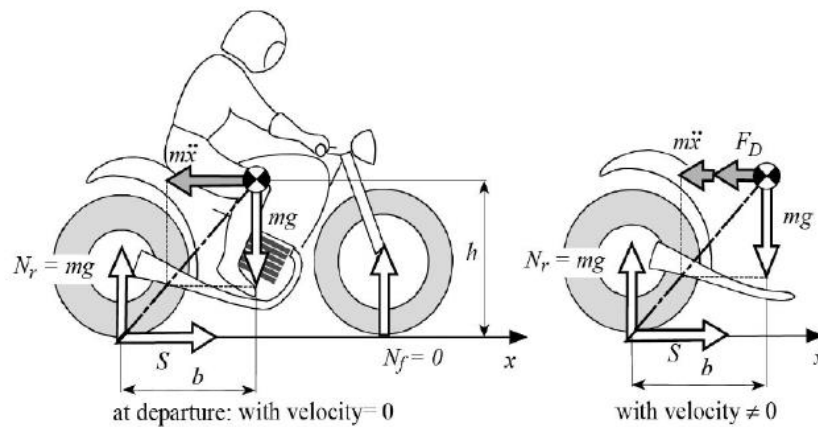


Figura 39. Esquema de fuerzas debidas a la aceleración máxima por Wheeling. Fuente Motorcycle Dynamics

Al ser $N_f=0$, sustituyendo los valores de la expresión anterior, se puede calcular la fuerza de tracción S y por tanto N_r :

$$N_f = mg \frac{b}{p} - S \frac{h}{p} = 0 \rightarrow 235 \cdot 9,81 \cdot \frac{705}{1410} - S \cdot \frac{600}{1410} = 0$$

$$S = \mathbf{2708,79N}$$

Por tanto:

$$N_r = mg \frac{(p-b)}{p} + S \frac{h}{p} = 235 \cdot 9,81 \cdot \frac{(1410-705)}{1410} + 2708,79 \cdot \frac{600}{1410}$$

$$N_r = \mathbf{2305,35N}$$

• **Paso por curva**

En esta situación es donde el basculante sufre los esfuerzos de torsión más elevados. A continuación se muestra un esquema de los esfuerzos que actúan cuando se está realizando una curva:

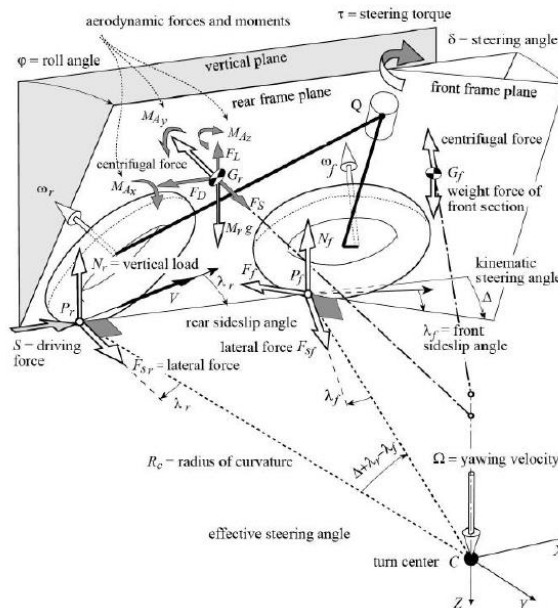


Figura 40. Fuerzas que actúan en el paso por curva. Fuente Motorcycle Dynamics

Donde:

- Masa del prototipo (m): Al igual que en los apartados anteriores se considera la masa de la motocicleta junto al piloto, siendo esta de 235 Kg.
- Gravedad (g): se tomará el valor de 9,81 m/s²
- Carga aerodinámica (F_D): es la resistencia producida por el aire. Se calcula mediante la siguiente expresión:

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

Ecuación 9. Cálculo de la resistencia producida por el aire

Donde:

- ρ es la densidad del aire. Depende de la temperatura y de la presión. Suponemos un valor aproximado de 1,225kg/m³.
- C_D es el coeficiente aerodinámico.
- A es el área frontal del prototipo. Este valor es desconocido hoy en día, pues solo quedará definido una vez esté diseñada la moto. Supondremos un valor orientativo.
- V es la velocidad del objeto.

El producto Cd*A está tabulado para una gran variedad de objetos, en este caso se encuentra un valor aproximado de 0.3.

- Radio de la curva (R_c): se trata de la distancia desde el centro de la curva hasta el centro de gravedad de la motocicleta. En este caso se utilizará la curva más cerrada de Motorland, cuyo radio es 18 m, para así maximizar las fuerzas.

- Ángulo de lanzamiento (ϵ): es el ángulo que forma la horquilla con la vertical, en este caso es 20°.

- Ángulo de giro del manillar (δ): es el ángulo que gira el piloto el manillar a la hora de tomar la curva. En este caso se puede considerar despreciable, ya que al inclinar tanto las motos en competición, este ángulo es mínimo.

- Ángulo de inclinación (φ): se trata del ángulo que tumba la moto respecto a la vertical a la hora de hacer la curva. Los pilotos en carreras pueden llegar a tumbar la moto entre 45 y 55 grados. En este caso se supondrá un ángulo máximo de 50 grados que es el máximo estimado con las ruedas que proporciona la competición.

Cabe destacar que con este ángulo se puede calcular la velocidad máxima a la que se puede realizar la curva con dicho ángulo. Para ello se utiliza la siguiente expresión:

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

Ecuación 10. Cálculo del ángulo de inclinación

$$V = 14,51 \text{ m/s} = 52,23 \text{ Km/h}$$

- Ángulos de deslizamiento de la rueda delantera (λ_f) y de la rueda trasera (λ_r).

- Kinematic steering angle (Δ): se trata del ángulo de giro del manillar llevado al plano que forma el asfalto. Cabe destacar, que como el ángulo δ se considera nulo, este ángulo tiene como resultado cero. Se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta = \frac{\cos \epsilon}{\cos \varphi} \cdot \delta$$

Ecuación 11. Cálculo del "Kinematic steering angle"

Una vez se han expuesto todos los parámetros necesarios se puede proceder a realizar los cálculos.

En primer lugar se calcularán las reacciones en las ruedas mediante las siguientes expresiones:

$$N_f = m \cdot g \cdot \frac{b}{p} - F_D \cdot \frac{h}{p} \cdot \cos \varphi = 235 \cdot 9,81 \cdot \frac{705}{1410} - 38,69 \cdot \frac{600}{1410} \cdot \cos 50 \cong 1142N$$

$$\begin{aligned} N_r &= m \cdot g \cdot \frac{(p-b)}{p} + F_D \cdot \frac{h}{p} \cdot \cos \varphi \\ &= 235 \cdot 9,81 \cdot \frac{(1410-705)}{1410} + 38,69 \cdot \frac{600}{1410} \cdot \cos 50 \cong 1163,26N \end{aligned}$$

Cabe destacar que el valor de las fuerzas es muy parecido, debido a que se está suponiendo un reparto del peso del 50% en cada rueda.

Una vez se han obtenido las fuerzas en las ruedas se procede a calcular la fuerza centrípeta en cada rueda. Para ello se pueden calcular mediante las siguientes fórmulas:

$$F_{S_f} = \frac{b}{p \cdot \cos \Delta} \cdot m \cdot \frac{V^2}{Rc} = \frac{705}{1410 \cdot \cos 0} \cdot 235 \cdot \frac{14,51^2}{18} = 1374,35N$$

$$F_{S_r} = \frac{p - b}{p} \cdot m \cdot \frac{V^2}{Rc} = \frac{1410 - 705}{1410} \cdot 235 \cdot \frac{14,51^2}{18} = 1374,35N$$

Ecuación 12. Cálculo de la fuerza centrípeta de la rueda delantera y trasera

Finalmente, se van a calcular las fuerzas normales a la rueda para poderlas comparar más fácilmente con el resto de situaciones. Para ello, en primer lugar, se plantea un sistema equivalente al obtenido anteriormente, pero cuyo centro se encontrará en el eje de la rueda, quedando de esta manera:

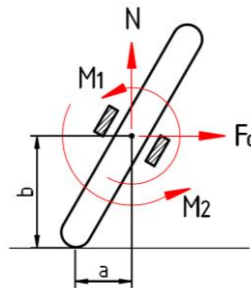


Figura 41. Fuerzas que actúan en la rueda trasera al inclinarse durante el paso por curva

Siendo

$$M_1 = F_{S_r} \cdot b = 1374,02 \cdot 0,246 = 338,01 N \cdot m$$

$$M_2 = N \cdot a = 1163,26 \cdot 0,172 = 200,08 \cdot m$$

$$M_R = -M_2 + M_1 = -200,08 + 338,01 = 138,01N \cdot m$$

Ecuación 13. Cálculo de los momentos que actúan en la rueda trasera durante el paso por curva

Finalmente, se descomponen N y Fc obteniendo las fuerzas resultantes que actúan en el mismo plano que el basculante.

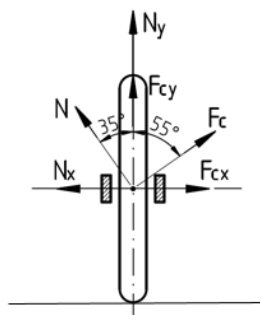


Figura 42. Descomposición de las fuerzas que actúan durante el paso por curva en una rueda vertical

$$F_{s_y} = F_s \cdot \cos(50) = 1374,35 \cdot \cos(50) = 883,41N$$

$$F_{s_x} = F_s \cdot \sin(50) = 1374,35 \cdot \sin(50) = 1052,81N$$

$$Nr_y = Nr \cdot \cos(40) = 1163,26 \cdot \cos(40) = 891,11N$$

$$Nr_x = Nr \cdot \sin(40) = 1163,26 \cdot \sin(40) = 747,73N$$

$$R_y = F_{s_y} + Nr_y = 883,41 + 891,11 = 1774,52N$$

$$R_x = F_{s_x} - Nr_x = 1052,81 - 747,73 = 305,08N$$

Ecuación 14. Cálculo de las fuerzas horizontales y verticales que actúan durante el paso por curva en una rueda vertical

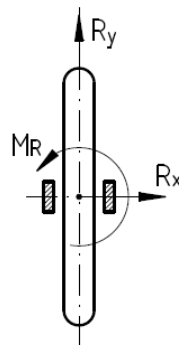


Figura 43. Sentido de las fuerzas calculadas en una rueda vertical durante el paso por curva

6.3 Conclusiones de los cálculos realizados

Una vez realizado el estudio de los casos más desfavorables y observando los resultados obtenidos, se llega a la conclusión que el caso más desfavorable al que se va a someter la motocicleta es la prueba de la prensa, es decir el caso estático. Por tanto se van a estudiar las fuerzas resultantes en cada basculante para así poder establecer cuál es la mejor opción para desarrollar.

6.4 Esfuerzos producidos por el caso desfavorable en los diferentes basculantes

Para el cálculo de los diferentes basculantes se utilizará al igual que anteriormente, la ley de equilibrio para los momentos y se considerará una viga que une el anclaje al chasis (R_1) al anclaje del amortiguador (S) y al anclaje del eje de la rueda (R_2), considerándose el primero una articulación y el último como un carrito. Al igual que en el caso anterior, el estudio de las fuerzas se hará separando la aplicación de la carga horizontal de la vertical.

6.4.1 Primera propuesta

· Primer modelo

	Aplicación carga horizontal	Aplicación carga vertical
Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)	Valor de la fuerza (N)
R1y	1239,4	8641,3
R1x	2726,17	8386,34
R2y	862,5	2901,51
R2x	3000	0
Sy	376,9	11542,81
Sx	273,83	8386,34

Tabla 2. Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la primera propuesta

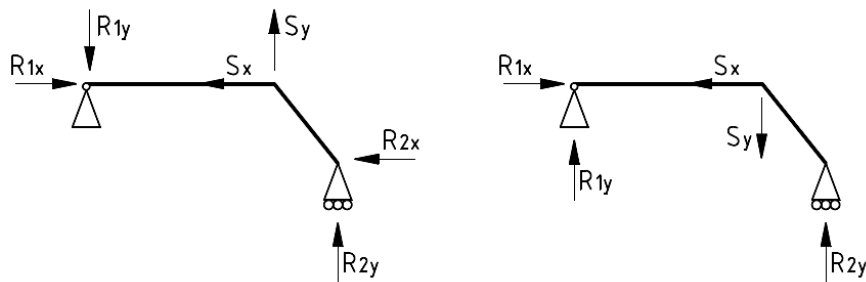


Figura 44. Dirección de las Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la primera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical

· Segundo modelo

	Aplicación carga horizontal	Aplicación carga vertical
Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)	Valor de la fuerza (N)
R1y	1806,74	5255,34
R1x	2559,69	3803,57
R2y	862,5	2901,51

R2x	3000	0
Sy	944,24	8156,78
Sx	440,31	3803,57

Tabla 3. Fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la primera propuesta

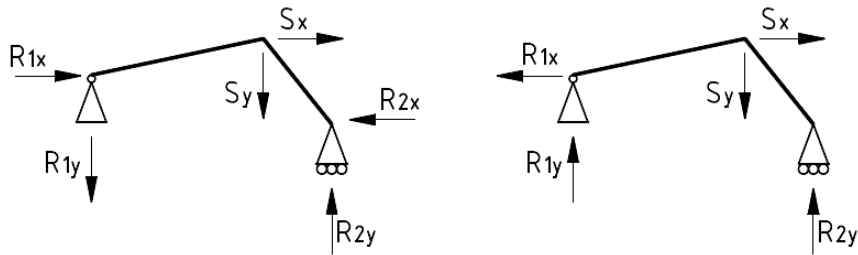


Figura 45. Dirección de las fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la primera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical

6.4.2 Segundo diseño

· Primer modelo

	Aplicación carga horizontal	Aplicación carga vertical
Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)	Valor de la fuerza (N)
R1y	993,22	7213,04
R1x	2886,36	8792,45
R2y	862,5	2901,51
R2x	3000	0
Sy	130,72	10114,55
Sx	113,64	8792,45

Tabla 4. Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la segunda propuesta

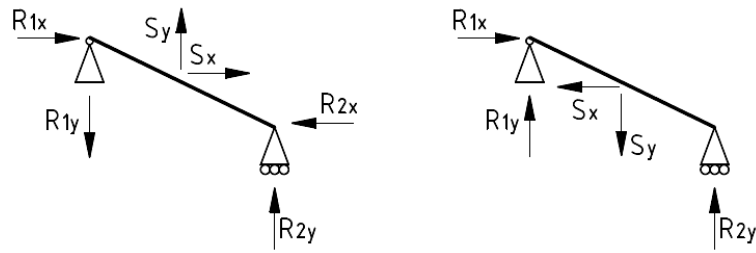


Figura 46. Dirección de las fuerzas obtenidas en el primer modelo de la segunda propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical

· Segundo modelo

	Aplicación carga horizontal	Aplicación carga vertical
Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)	Valor de la fuerza (N)
R1y	1020,02	9286,09
R1x	2889,71	8533,84
R2y	862,5	2901,51
R2x	3000	0
Sy	157,52	12187,59
Sx	110,29	8533,84

Tabla 5. Fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la segunda propuesta

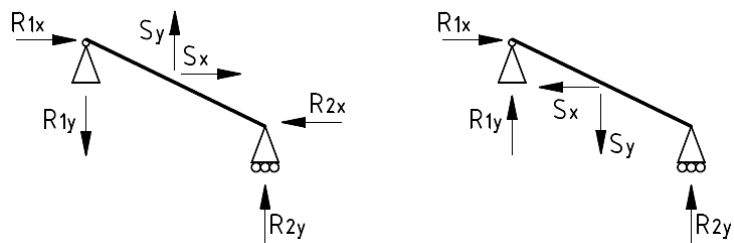


Figura 47. Dirección de las fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la segunda propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical

6.4.3 Tercer diseño

· Primer modelo

	Aplicación carga horizontal	Aplicación carga vertical
Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)	Valor de la fuerza (N)
R1y	957,78	302,85
R1x	2795,67	6871,76
R2y	862,5	2901,51
R2x	3000	0
Sy	95,28	3204,36
Sx	204,33	6871,76

Tabla 6. Fuerzas obtenidas en el primer modelo de la tercera propuesta

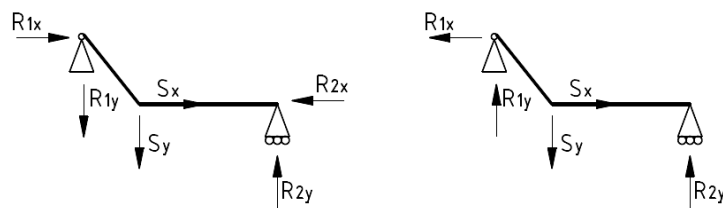


Figura 48. Dirección de las fuerzas obtenidas en el primer modelo de la tercera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical

· Segundo modelo

	Aplicación carga horizontal	Aplicación carga vertical
Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)	Valor de la fuerza (N)
R1y	969,86	815,47
R1x	2769,76	7971,09
R2y	862,5	2901,51

R2x	3000	0
Sy	107,36	3716,98
Sx	230,24	7971,09

Tabla 7. Fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la tercera propuesta

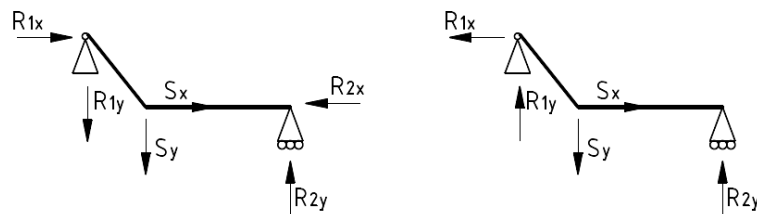


Figura 49. Dirección de las fuerzas obtenidas en el segundo modelo de la tercera propuesta. A la izquierda la aplicación de la carga horizontal y a la derecha la carga vertical

6.5 Elección del basculante y sistema de suspensión

Una vez realizados todos los cálculos pertinentes y comparado las diferentes opciones de basculantes, se ha llegado a la conclusión de que la mejor opción es el primer modelo de la tercera propuesta. Esto es así ya que si se observan los resultados de las tensiones adquiridas en el caso más desfavorable, que es de aplicación de la carga vertical, esta es la opción que tiene los valores más bajos, es decir, su geometría permite un mejor reparto de las fuerzas en su estructura. En cuanto al sistema de suspensión, cabe destacar que los cálculos se han realizado suponiendo que los elementos de amortiguación son barras rígidas impidiendo la deformación producida por estos, que disminuirán las cargas en el caso real. Por tanto, el sistema de suspensión elegido para este prototipo será de anclaje directo, evitando utilizar espacios para un sistema de bieletas y reduciendo el peso derivado del conjunto de elementos que lo forma, aunque no se descarta analizar este sistema en el futuro.

7. Simulación del basculante

Las simulaciones del basculante se han realizado con el programa SolidWorks. Como material se ha utilizado el aluminio 6061 T6. Este no es el material definitivo, pero se trata de un aluminio de construcción muy utilizado en el sector de la automoción y la construcción, que permite obtener conclusiones de antemano bastante acertadas y aproximadas al diseño final.

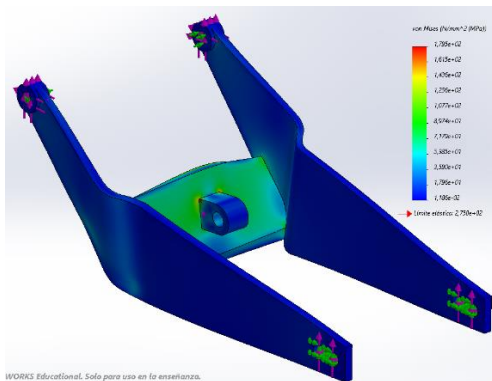
En primer lugar se simularán las tensiones calculadas en el apartado de cálculos estáticos ya que son los más restrictivos y se hará la simulación tanto del caso de aplicación de la carga horizontal como vertical. Para llevar a cabo estos ensayos y asemejarse lo máximo a los llevados a cabo en la competición, en el caso de las pruebas estáticas se ha considerado que el anclaje donde se encuentra la rueda está fijo al igual que en la prensa, y que el anclaje al chasis puede tener un movimiento tangencial, es decir, puede rotar sobre su centro, pero no se puede desplazar ni lateral ni axialmente. En el caso del SolidWorks esto se consigue poniendo una restricción de “bisagra”.

En segundo lugar, se simulará el caso de paso por curva, ya que aunque las tensiones sean menores que en los casos estáticos, la aparición de fuerzas laterales hace recomendable el estudio del comportamiento del basculante para así evitar posibles problemas.

Los resultados que se van a tener en cuenta son las tensiones de Von Mises producidas (MPa), las deformaciones (mm) y el coeficiente de seguridad.

7.1 Carga vertical

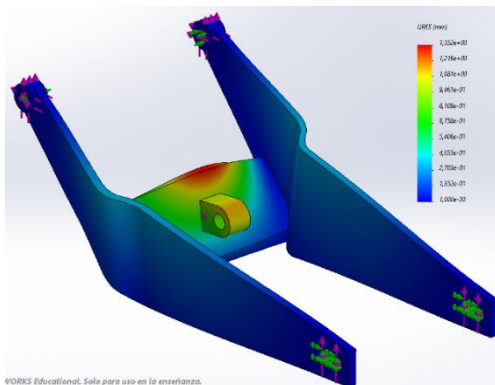
· Tensión de Von Mises (MPa)



Tensión máxima de 179,5 MPa

Figura 50. Tensiones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga vertical

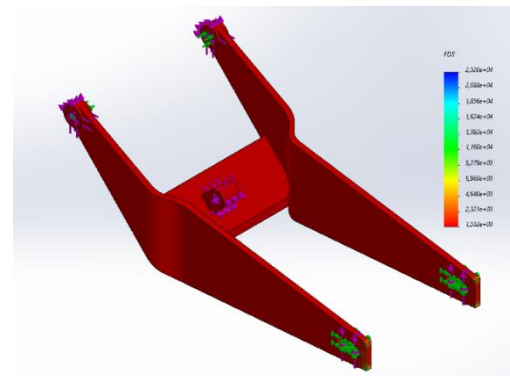
· Deformaciones (mm)



Deformación máxima de 1,352 mm

Figura 51. Deformaciones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga vertical

· Factor de seguridad

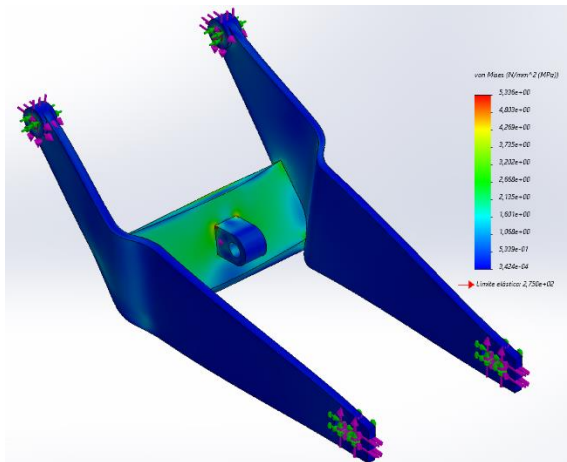


Factor de seguridad mínimo de 1,532

Figura 52. Factor de seguridad producido en el prototipo por la aplicación de la carga vertical

7.2 Carga horizontal

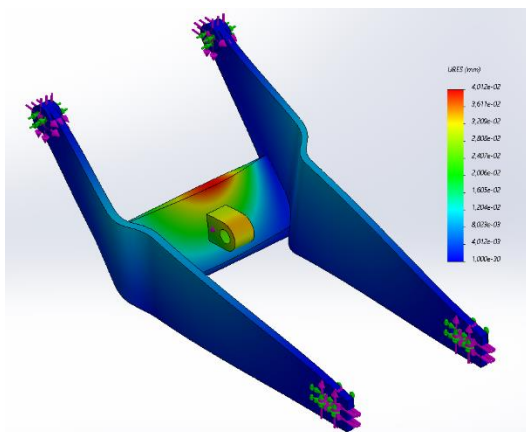
- Tensión de Von Mises (MPa)



Tensión máxima de 5,336 MPa

Figura 53. Tensiones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga horizontal

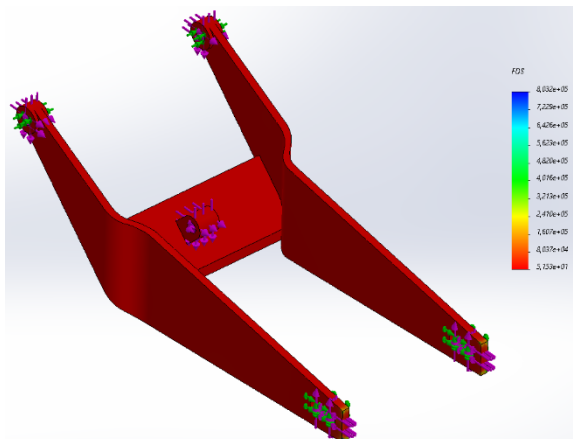
- Deformación (mm)



Deformación máxima de 0,040 mm

Figura 54. Deformaciones producidas en el prototipo por la aplicación de la carga horizontal

- Coeficiente de seguridad



Factor de seguridad mínimo de 0,575

Figura 55. Factor de seguridad producido en el prototipo por la aplicación de la carga horizontal

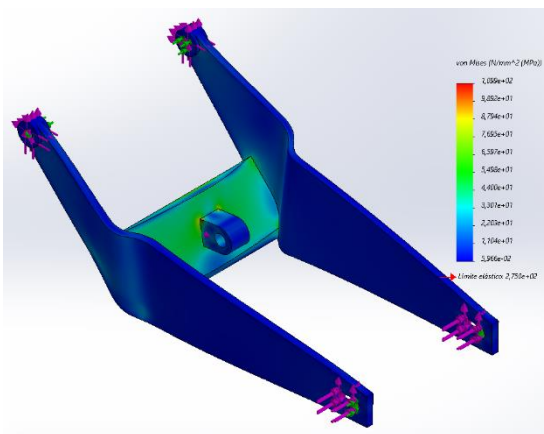
7.3 Paso por curva

En este apartado, primero hay que calcular las tensiones producidas en el eje y y x en el basculante, debido a que en el apartado de cálculos se han obtenido las laterales y las referentes a las ruedas. El resultado de estos cálculos serían los siguientes:

Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)
R1y	185,22
R1x	4202,67
R2y	1774,52
R2x	0,00
Sy	1959,74
Sx	4202,67

Tabla 8. Fuerzas obtenidas en el basculante por el paso por curva

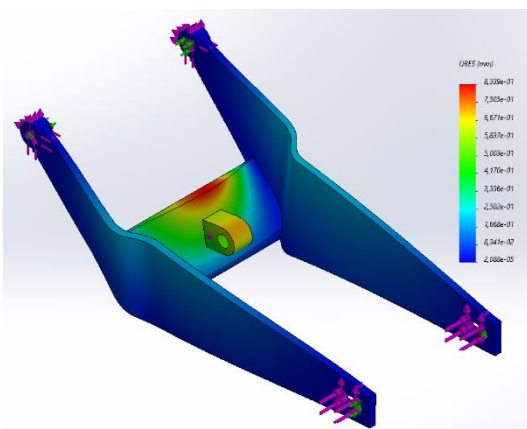
· Tensión de Von Mises (MPa)



Tensión máxima de 109,9 MPa

Figura 56. Tensiones producidas en el prototipo provocadas por el paso por curva

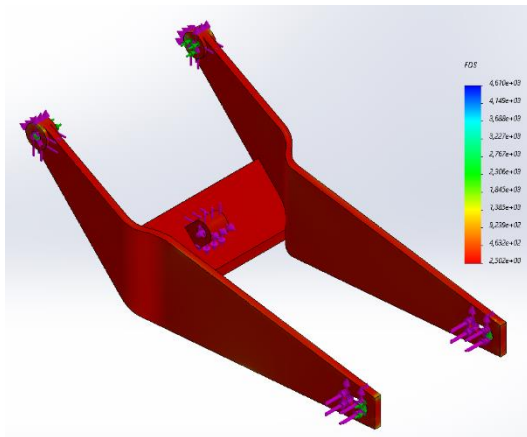
· Deformaciones (mm)



Deformación máxima de 0,834 mm

Figura 57. Deformaciones producidas en el prototipo provocadas por el paso por curva

· Coeficiente de seguridad



Factor de seguridad mínimo de 2,502

Figura 58. Factor de seguridad del prototipo provocado por el paso por curva

7.4 Simulación del eje

Aunque no es una parte específica de la estructura del basculante, se ha decidido realizar una simulación del eje que se utilizara para la unión entre del basculante y el chasis. La principal idea es realizar dos ejes cortos que unan ambos elementos y así eliminar la opción del eje pasante que ocupa un espacio que podría ser aprovechado por otros elementos. Para su simulación se ha realizado un diseño que consta de un cilindro que varía entre 40 y 50 mm de largo y 15 mm de espesor, basandose en el eje pasante utilizado en el prototipo anterior y se utilizara un acero de construcción S275. Lo que se busca con este ensayo es ver como afectan las cargas producidas en este punto al eje, para así posteriormente tener una idea más clara a la hora de seleccionar su material y realizar su diseño final.

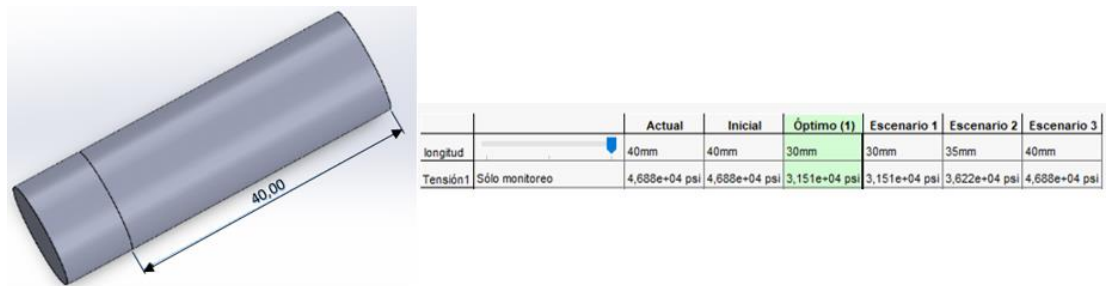


Figura 59. Estudio realizado del eje

Como se puede observar en los ensayos realizados, a medida que aumenta la longitud aumentan las tensiones, esto es lógico ya que al estar fijo de un extremo se trata de un voladizo y por tanto a más longitud mayores son los esfuerzos. En este caso las tensiones mínimas alcanzadas son de 217 MPa lo que supondrían coeficientes de seguridad muy bajos.

7.5 Análisis de las simulaciones

Observando los resultados obtenidos, el caso de la prensa vertical es mucho más exigente que el de prensa horizontal y de paso en curva, teniendo unas tensiones muy elevadas que producen deformaciones máximas superiores al milímetro y coeficientes de seguridad muy bajos, cercanos a 1. Por tanto, a la hora de realizar mejoras y optimizaciones del diseño se va a

tener en cuenta dicha situación y simulación. Si se analizan más de cerca los esquemas obtenidos, se puede destacar que los puntos donde se tienen las tensiones más altas son en los cantos de la unión del anclaje de la suspensión a la chapa de refuerzo y donde se producen las deformaciones más altas también son en la chapa de refuerzo. De esta manera, se puede deducir que la zona del anclaje y el refuerzo son las que principalmente se han de modificar para conseguir una reducción de las tensiones y deformaciones y mejorar así el rendimiento global del basculante.

8. Selección de materiales

La selección del material o materiales que se van a utilizar es uno de los pasos más importantes ya que van a definir su cantidad necesaria, y por tanto parámetros derivados a este como la masa del prototipo, coeficientes de seguridad de trabajo o deformaciones además de ser decisivos a la hora de llevar a cabo el proceso de fabricación del prototipo.

En este apartado se realizarán una breve explicación de los materiales tradicionales que se emplean para la fabricación de basculantes y en general en estructuras, siendo estos el aluminio y el acero. Se van a descartar materiales compuestos como la fibra de carbono o vidrio por su complicación a la hora de trabajarlas y por sus altos presupuestos.

8.1 Parámetros generales de selección de materiales

Previamente a proceder a la explicación y selección de los materiales, es necesario establecer que características se buscan:

- Densidad: es el parámetro físico que establece la relación entre la masa total de un material para una cantidad de volumen definida. Por tanto, si se comparan dos materiales que tengan un mismo volumen el que tenga menos densidad será el que menos masa tenga. Sus unidades son Kg/m^3 .

- Modulo de Young: caracteriza el comportamiento elástico de los materiales. Relaciona la deformación longitudinal del material en función de la tensión a la que se ve sometido. Este parámetro es muy importante ya que si las deformaciones producidas son excesivas pueden provocar desajustes descontrolados en la geometría del prototipo y en caso contrario, si las deformaciones son muy pequeñas o inexistentes podría darse el caso de no detectar posibles fallos en el funcionamiento de la pieza antes de romper lo que podría comprometer la seguridad del piloto. Su unidad es en MPa.

- Límite elástico: se trata de la tensión máxima admisible que puede soportar un material antes de perder sus propiedades elásticas y pasar a tener deformaciones permanentes. Este valor se define como el máximo tolerable en el diseño de cualquier estructura y a la hora de calcular el coeficiente de seguridad de esta, se divide este valor entre la tensión máxima alcanzada en la estructura. Este parámetro se mide en MPa:

- Precio: el precio del material es un parámetro que puede ser decisivo a la hora de realizar la selección, ya que varía dependiendo de muchos factores. Por ejemplo, cuanto mejores sean las características anteriormente descritas, más difícil sea de procesar o menor sea su producción, mayor será el precio. Es por eso, no solo se ha de comparar entre diferentes tipos de materiales, también hay que tener en cuenta que dentro de una misma familia de materiales hay diferentes opciones con características y propiedades parecidas pero con precios diferentes.

8.2 Acero

Se trata de un metal formado por hierro y carbono. Siendo la proporción de este último material así como la adición de aleaciones, los que le confieren al acero de sus propiedades mecánicas.

Es uno de los materiales más antiguos en cuanto a uso, habiendo herramientas y armas que datan del 3000 a.C. y utilizándose a día de hoy en multitud de sectores debido a sus excelentes propiedades mecánicas.

En cuanto a la denominación de los diferentes tipos de aceros, existen muchas normas, pero en este caso se va a utilizar la normativa española UNE EN 10027-1, que establece la siguiente simbología:

A YYY XXX

Donde:

- A: establece el tipo de uso del acero.

Letra de designación	Aplicación del acero
S	Estructural
P	Para presión
L	Para línea de cañería
E	Para ingeniería
B	Para reforzar hormigón
Y	Para hormigón pretensado
R	Para rieles
H	Laminado en frío o de gran resistencia para forjado en frío
D	Productos planos para forjado en frío
T	Para embalaje
M	eléctrico

Tabla 9. Aplicaciones del acero y su designación

- YYY: valor mínimo garantizado del límite elástico en MPa.

- XXX: símbolos adicionales para información.

Símbolos adicionales para los aceros de construcción				
GRUPO 1			GRUPO 2	
Características de flexión por choque en Julios (J)			Temperatura de ensayo	C= Conformado especial en frío D= Galvanización en caliente E= Esmaltado F= Forjado H= Perfil hueco L= Baja temperatura M= Laminación termomecánica N= Normalizado o laminado de normalización P= Tablestacas Q= Templado y revenido S= Construcción naval T= Tubos W= Resistentes a la corrosión atmosférica
27J	40J	60J	°C	
JR	KR	LR	20	
J0	K0	L0	0	
J2	K2	L2	-20	
J3	K3	L3	-30	
J4	K4	L4	-40	
J5	K5	L5	-50	
J6	K6	L6	-60	
A= Endurecimiento por precipitación M= Laminación termomecánica N= Normalizado o laminado de normalización Q= Templado y revenido G= Otras características				
Nota: los símbolos A, M, N y Q se aplican a los aceros de grano fino				

Figura 60. Símbolos adicionales en la nomenclatura de aceros de construcción. Referencia El acero en la construcción

Los aceros más utilizados en construcción y elementos estructurales son los llamados aceros al carbono o estructurales, denominados por la letra S. Dentro de estos, los más comunes y los que se plantean para el prototipo son los siguientes:

Acero	Módulo de Young (Mpa)	Límite elástico (Mpa)	Tensión de rotura (Mpa)	Densidad (g/cm3)
S235	210000	235	360	7,85
S275		275	430	
S355		355	510	
S450		450	550	

Tabla 10. Tipos de aceros de construcción y sus características. Referencia El acero en la construcción

El principal problema de los aceros es su densidad, ya que si se comparan con otros materiales como el aluminio, la del acero es más alta haciendo que las piezas diseñadas sean más pesadas. En el ámbito de la competición se buscan piezas ligeras ya que una diferencia de pesos entre prototipos, por pequeña que sea, puede significar una gran diferencia en carrera. Por esta misma razón, se va optar por utilizar el acero en piezas de pequeño tamaño que deban resistir grandes tensiones, como puedan ser ejes. En cuanto al tipo de acero, si se tienen en cuenta los puntos donde se encuentran los ejes, las tensiones que han de soportar y cuál es su naturaleza de trabajo, la mejor opción será el S450 si se quiere tener un coeficiente de seguridad adecuado.

8.3 Aluminio

El aluminio se trata de un metal no ferromagnético, el cual es uno de los elementos más comunes de la corteza terrestre. Se extrae principalmente del mineral llamado bauxita, por transformación primero en alúmina mediante el proceso Bayer y a continuación en aluminio

metálico mediante electrólisis. La principal ventaja de este metal es su baja densidad y su resistencia a la corrosión. En contraposición, el aluminio tiene unas propiedades mecánicas muy pobres siendo un material con una dureza y resistencia a la fatiga muy baja.

Sin embargo con el paso del tiempo se ha conseguido mejorar mucho sus propiedades mecánicas debido a dos factores, la aparición de aleaciones de aluminio y su sometimiento a tratamientos térmicos. Estos dos procesos han llevado a que a día de hoy sea uno de los metales más utilizados en la industria ya que se ha conseguido obtener aluminios con propiedades mecánicas semejantes a algunos aceros manteniendo una densidad muy baja.

La denominación de la aleación de aluminio elegida va a ser establecida según las normas AA, las cuales presentan un código de cuatro cifras y la letra "T" y una cifra en algunos casos:

X X XX TX

Donde:

- Primera X. Indica a qué serie hace referencia la aleación dependiendo de cuál es el elemento aleante:

Número de la serie	Elementos de la aleación
1	Aluminio puro
2	Aluminio-Cobre
3	Aluminio-Manganeso
4	Aluminio-Silicio
5	Aluminio-Magnesio
6	Aluminio-Magnesio-Silicio
7	Aluminio-Zinc
8	Otras aleaciones

Tabla 11. Series de las aleaciones de aluminio y sus aleantes

- Segunda X. Se pueden encontrar dos casos:

- Para la serie 1, si se encuentra un 0 significa que no hay un control de impurezas mientras que si hay cualquier otro valor es que sí que ha habido un control

- Para la serie 2 a 9, si la cifra es 0 significa que la aleación es la original mientras que si se encuentra otra cifra se trata de una modificación controlada de esta.

- Tercera y cuarta X. Sirven para anotaciones especiales y hay dos casos:
 - Para la serie 1, indica cuanta pureza de aluminio hay por encima del 99%.
 - Para la serie 2 a 9, se utilizan para identificar diferentes aleaciones dentro del mismo grupo.

- TX. Hacen referencia al tratamiento térmico utilizado para mejorar las propiedades mecánicas de la aleación. No en todas las series se pueden realizar tratamientos térmicos, solo en las series 2, 6 y 7. A continuación se exponen los principales tratamientos térmicos:

Designación	Tipo de tratamiento térmico
T	Tratado térmicamente para producir temples más estables
T1	Enfriado y envejecido naturalmente
T2	Recocido
T3	Tratamiento en solución y trabajado en frío
T4	Tratamiento en solución y envejecido naturalmente
T5	Envejecimiento artificial
T6	Tratamiento en solución y envejecido artificialmente
T7	Tratamiento en solución y estabilizado
T8	Tratamiento en solución, trabajado en frío y envejecimiento artificial
T9	Tratamiento en solución, envejecido artificialmente y trabajado en frío
T10	Enfriado, envejecido artificialmente y trabajado en frío

Tabla 12. Tipos de tratamientos térmicos y su designación en aluminios

Para aplicaciones estructurales, se utiliza comúnmente la serie 6, ya que se asemejan sus propiedades a las de los aceros de construcción. Dentro de esta serie, los más utilizados comúnmente para elementos estructurales en automoción son el 6061 y 6082.

Estado	Características a la tracción			Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	Dureza Brinell (HB)
	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2, N/mm ²	Alargamiento A 5,65%			
0	125	55	27	120	85	30
T4	235	140	21	180	150	65
T6	310	270	14	190	190	95

Figura 61. Características del aluminio 6061 en sus diferentes estados. Fuente www.alacermas.com

Estado	Características a la tracción					Dureza Brinell (HB)
	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Limite elástico Rp 0,2. N/mm ²	Alargamiento A 5,65%	Limite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	
0	130	60	27	120	85	35
T1	260	170	24	200	155	70
T4	260	170	19	200	170	70
T5	325	275	11	210	195	90
T6	340	310	11	210	210	95

Figura 62. Características del aluminio 6080 en sus diferentes estados. Fuente www.alacermas.com

Al comparar ambas aleaciones, se puede observar que si se aplica el mismo tratamiento en ambas, las propiedades de la aleación 6082 son mucho mejores. Además, después de comparar diferentes precios en el mercado se ha determinado que no hay una disparidad de precios excesiva.

Por tanto, después de analizar ambos tipos de aleaciones, se ha decidido que a la hora de realizar el basculante se va a utilizar la aleación de aluminio 6082 T6.

9. Diseño final

En este punto se va a definir la geometría final del basculante así como su sistema de pivotamiento.

9.1 Partes principales

Se entenderán como partes principales del basculante a los brazos, la chapa donde va el anclaje de la suspensión y el propio anclaje. El objetivo de esta optimización es reducir la tensión máxima producida en el diseño inicial de tal manera que se obtenga un coeficiente de seguridad de la estructura de $4 \pm 0,1$, además de reducir al máximo la masa.

En primer lugar se ha optado por aumentar el espesor de la chapa del anclaje de la suspensión a 15 mm y modificar la geometría del anclaje para evitar concentraciones de tensiones y así ajustar al mismo tiempo sus medidas para que sea más fácil de fabricar, también se ha añadido el aluminio 6068 T6 establecido anteriormente:

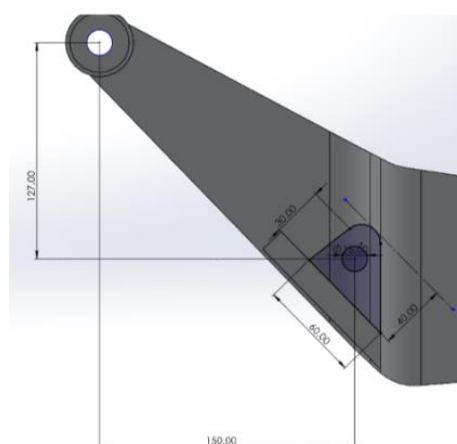


Figura 63. Geometría final del anclaje a la suspensión

Cabe recalcar, que este ajuste de medidas, producen nuevos valores de esfuerzos. Esto deriva en un nuevo cálculo de las tensiones producidas, en este caso solo las producidas por la prensa vertical ya que como se ha demostrado en diferentes puntos del proyecto es la más restrictiva, siendo los nuevos valores los siguientes:

Sentido de la fuerza	Valor de la fuerza (N)
R1y	331,90
R1x	6934,07
R2y	2901,51
R2x	0,00
Sy	3233,41
Sx	6934,07

Tabla 13. Esfuerzos producidos en el diseño final

Una vez realizados los ajustes pertinentes, se observa que esta primera optimización ha conseguido reducir la tensión máxima a 73,75 MPa aproximadamente y obtener un coeficiente de seguridad de 4,2.

Para la reducción del peso, se han realizado diferentes cortes de la chapa analizando las zonas del diseño inicial donde las tensiones son más bajas y donde se producen menos deformaciones, siendo estas los brazos laterales. Como condiciones para la realización del estudio se ha establecido que el caso favorable es el que consiga minimizar la masa manteniendo un coeficiente cercano a 4. Después de realizar diferentes geometrías de cortes se ha establecido el mejor caso sería el siguiente:

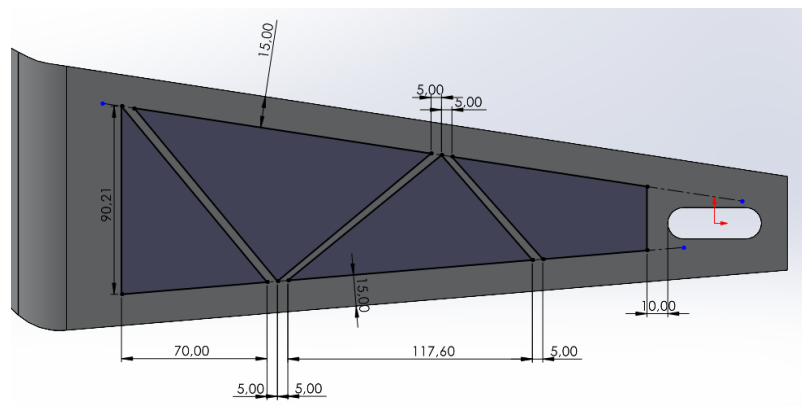


Figura 64. Geometría de los cortes de los brazos del basculante

Esta geometría de corte consigue una tensión máxima de 75,98 MPa; con un factor de seguridad de 4,08 y un peso de 2,842 Kg, lo que estaría dentro de los parámetros requeridos.

9.3 Squat final

Al tener la geometría final del basculante, se puede obtener el nivel aproximado de squat que va a tener la motocicleta. Para comprobarlo, se va a llevar el mismo procedimiento que en el apartado de las propuestas de los diseños. Se va a realizar un ensamblaje con el diseño final del basculante, el chasis que se va a utilizar y el motor proporcionado por la competición y a continuación se utilizará el método gráfico para su obtención:

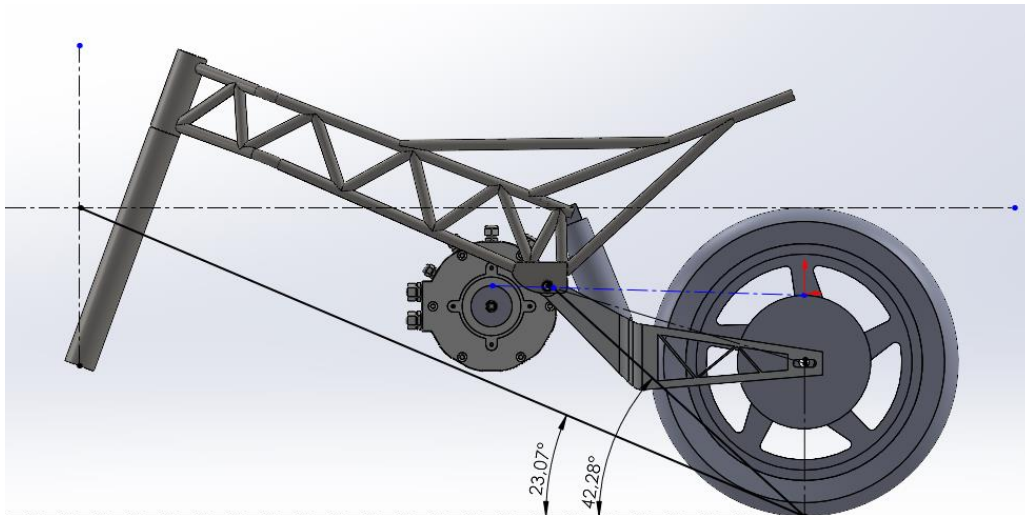


Figura 65. Squat del prototipo final

Como se puede observar, con el basculante diseñado, se puede adecuar el motor de manera que se puede analizar y probar diferentes posiciones para mejorar el squat del diseño inicial. Igualmente, el comportamiento de la moto será el mismo que en la primera propuesta, el amortiguador tenderá a traccionar en las aceleraciones, considerándose que el prototipo tendrá un comportamiento de anti-squat.

Cabe destacar, que esta representación y estos valores obtenidos no son los definitivos, ya que el squat depende tanto de la posición del motor, los diámetros del piñón y del plato y de la altura del centro de gravedad pero pueden proporcionar una vista general del rendimiento que tendrá la motocicleta.

9.2 Sistema de pivotamiento

Este sistema está compuesto por el eje de anclaje del chasis con el basculante y los rodamientos que permiten su movilidad.

9.2.1 Eje

Para este prototipo, tal y como se ha comentado previamente, se va a buscar eliminar la opción del eje pasante utilizado en la mayoría de motos a día de hoy, y apostar por dos ejes más cortos que tengan la distancia y resistencia suficiente para unir el chasis y el basculante y conseguir un espacio más grande para mejorar la posición del motor y el sistema de transmisión. Además ha de servir para anclar lateralmente al rodamiento que se vaya a utilizar.



Figura 66. Ejes pasantes de un basculante de una Honda CBF 125 a la izquierda y una Yamaha YZF R125 a la derecha

Las tensiones que se van a tener en cuenta son las máximas calculadas en cada punto de anclaje entre el chasis y el basculante, que son de 3467,04 N. Además se va a buscar que el eje trabaje con un coeficiente de seguridad mayor a 2 en su diseño final. A continuación se expone la geometría que ha de cumplir:

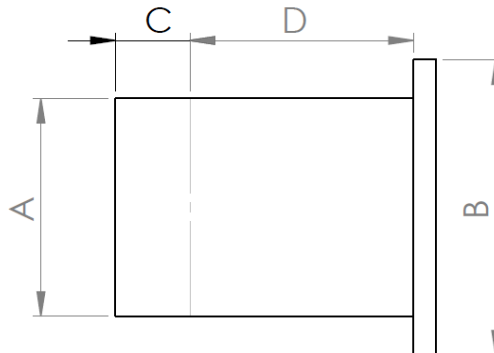


Figura 67. Esquema de las dimensiones que ha de cumplir el eje

Donde:

- A: diámetro interior del rodamiento.
- B: diámetro de la pista interior del rodamiento.
- C: espesor de la chapa de anclaje al chasis más separación de seguridad entre el chasis y el soporte del rodamiento, 10 mm + 3 mm.
- D: longitud que depende del espesor del rodamiento y que contiene un casquillo que ayude a fijar el rodamiento.

Una vez establecidos los parámetros a tener en cuenta, se va a realizar un estudio de diseño en SolidWorks de diferentes diámetros “A” partiendo de 5 mm hasta 20mm y de longitud “D” de 25 mm a 40 mm.

Para llevar a cabo la simulación se utilizara como material el acero S450JR que se ha elegido en el apartado de selección de materiales.

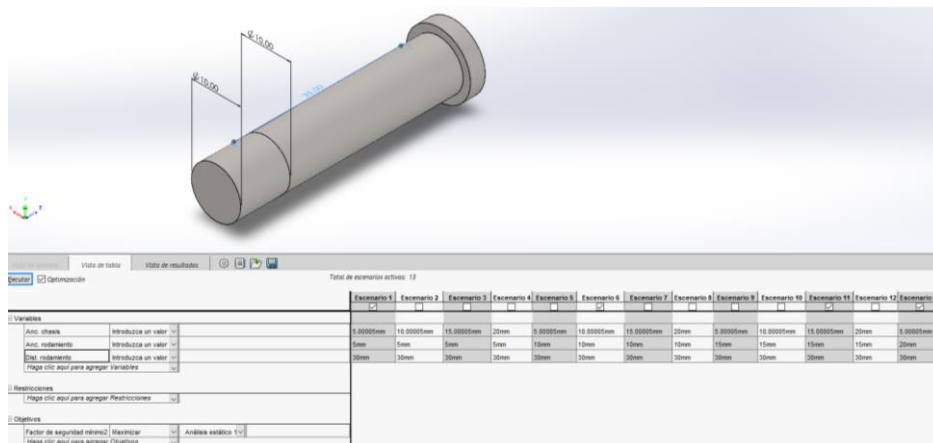


Figura 68. Estudio realizado para el diseño final del eje

Si se comparan los datos obtenidos, los escenarios que se encuentran dentro de los requisitos son aquellos ejes que tienen un diámetro “A” de 15 mm independientemente de la longitud “D”. Ahora bien, si se analizan cada caso, se puede observar que a mayor longitud se crean mayores tensiones debido a un aumento del cizallamiento y además hay mayor cantidad de material. Por tanto se elegirá el escenario donde la distancia “D” es 25 mm, el cual ofrece un coeficiente de 2,824 ya que se producen menos tensiones y encima se necesita menos material.

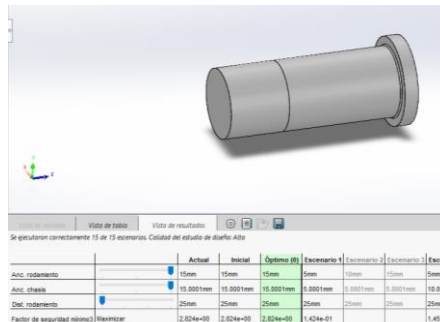


Figura 69. Resultado del estudio realizado el diseño final del eje

9.2.3 Selección de rodamientos y anclaje al chasis

Los rodamientos son elementos mecánicos que reducen la fricción entre un eje y los elementos conectados al mismo por medio de rodadura. En el caso de un basculante de motocicleta, los rodamientos han de soportar principalmente cargas radiales, ya que tanto en recta como en curva las cargas axiales en el anclaje del basculante al chasis son casi inexistentes, como se ha podido comprobar tanto en el apartado de cálculos como simulaciones. Por tanto, a la hora de seleccionar los rodamientos, se ha de tener en cuenta que tengan un buen comportamiento frente a cargas radiales. En este aspecto tanto los rodamientos de rodillos cilíndricos como los de aguja podrían ofrecer dichas especificaciones de manera adecuada tal y como se muestra en la siguiente imagen:

La matriz no ofrece más que una orientación aproximada de modo que cada caso requiere una selección más calificada según la información dada en las páginas anteriores o la información más detallada de los textos que preceden a cada sección de tablas.

Diseño

- 1 Agujero cónico
- 2 Placas de protección u obturación
- 3 Autoalineable
- 4 No desmontable
- 5 Desmontable

Características

Rodamiento adecuado para

- 6 Carga puramente radial
- 7 Carga puramente axial
- 8 Carga combinada
- 9 Momentos
- 10 Alta velocidad
- 11 Alta precisión de funcionamiento
- 12 Alta rigidez
- 13 Funcionamiento silencioso
- 14 Baja fricción
- 15 Compensación por desalineación en funcionamiento
- 16 Compensación por errores de alineación (inicial)
- 17 Disposiciones de rodamiento fijo
- 18 Disposiciones de rodamiento libre
- 19 Desplazamiento axial posible en el rodamiento

Símbolos

- +++ excelente - pobre
- ++ bueno - inadecuado
- + aceptable -- simple efecto
- 0 --> doble efecto

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Rodamientos rígidos de bolas	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de bolas con contacto angular	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de bolas a rótula	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de rodillos cilíndricos	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Illos de rodillos	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de agujas	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de rodillos cónicos	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de rodillos a rótula	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos CARB	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos axiales de bolas	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos axiales de rodillos	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++

Figura 70. Ámbito de uso de cada tipo de rodamiento. Fuente Catálogo SKF

Otro aspecto a tener en cuenta a la hora de elegir rodamientos es el valor de la carga que ha de soportar. Se pueden diferenciar dos tipos, cargas estáticas y cargas dinámicas. Si se quiere obtener la carga estática, se considerará la máxima carga calculada en los ensayos, sin embargo habrá que dividirla por el número de rodamientos que se vayan a utilizar. En este caso, la tensión máxima calculada en el punto de anclaje es de 6,934 kN, pero ésta se ha de dividir entre dos ya que se tienen dos anclajes con un rodamiento en cada uno, con lo que la carga que ha de soportar cada rodamiento es de 3,467 kN.

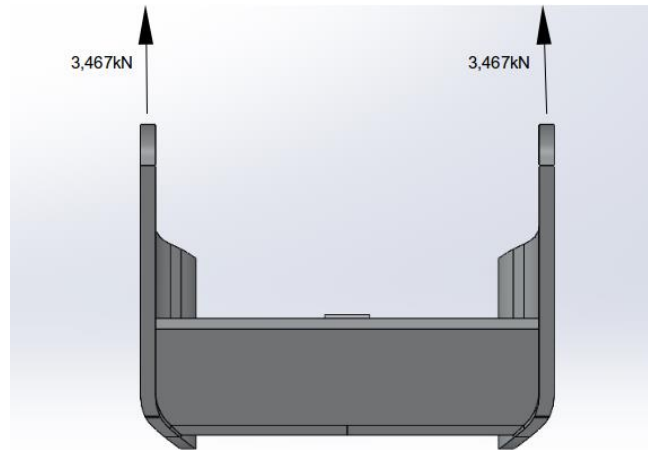


Figura 71. Cargas que deben soportar los rodamientos

A continuación, se debería proceder a determinar la carga dinámica y utilizarla para averiguar la duración en revoluciones que el rodamiento debería soportar, pero si se analizándolo el comportamiento del basculante, nunca se va a llevar a cabo una vuelta entera del rodamiento, por lo que no hace en falta tener en cuenta este tipo de carga.

El último parámetro de selección que se tendrá en cuenta es la dimensión del rodamiento. Se busca un rodamiento que permita hacer una pieza de anclaje lo más ajustada posible a la dimensión del motor y que permita el máximo espacio para el ajuste de este así como la transmisión por cadena, manteniendo la distancia de seguridad mínima de 10 mm con las chapas de anclaje del basculantes comentadas en el apartado de propuestas de "basculantes y sistemas de suspensión".

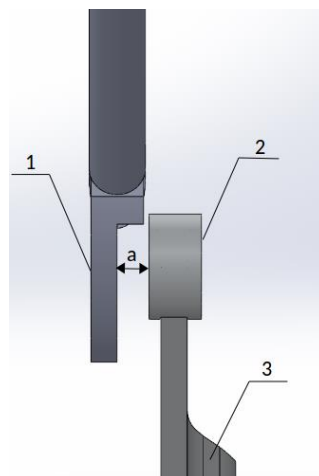


Figura 72. Geometría que debe cumplir el casquillo de unión entre el rodamiento y el brazo basculante

Donde

- 1- Anclaje al chasis
- 2- Casquillo de anclaje del rodamiento al basculante
- 3- Brazo del basculante
- 4- Distancia mínima de 10 mm

Una vez expuestos los parámetros que se van a utilizar para llevar a cabo la selección de los rodamientos, se van a comparar los dos tipos elegidos anteriormente, rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos y de aguja:

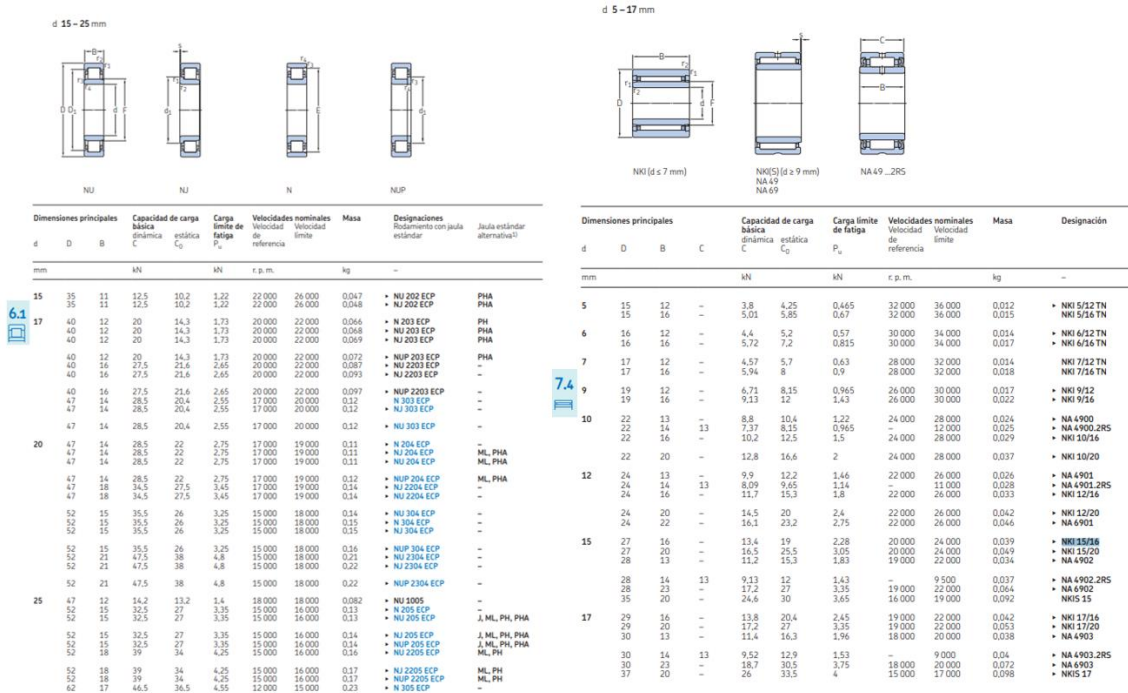


Figura 73. Datos de diferentes tipos y tamaños de rodamientos. A la izquierda de una hilera de rodillos cilíndricos y a la derecha de aguja. Fuente catálogo SKF

Si se analizan ambos tipos de rodamientos, se observa que dentro de los rodamientos de aguja, SKF ofrece diferentes modelos. En cuanto a cargas, se puede llegar a la conclusión que ambos tipos de rodamientos ofrecen características parecidas. Para el prototipo que se está llevando a cabo, a priori servirían ambos, ya que prácticamente todos los rodamientos sobrepasan la fuerza requerida de 3,467 KN.

En cuanto a geometría, a mismo diámetro interior, el diámetro exterior de los rodamientos de agujas es menor. Pero en cuanto a espesor, el cual es el parámetro geométrico principal a tener en cuenta, generalmente es mayor que el de rodillos, lo que permite un mejor aprovechamiento del espacio si se utiliza este último tipo.

Una vez comparados ambos tipos, se va a calcular la tensión nominal que ha de soportar el rodamiento para tener un factor de seguridad estático de 3, que es el recomendado por SKF para que no se den deformaciones:

$$\text{Factor de esfuerzo estático } (f_s) = \frac{C_0}{F_r} = 3 \rightarrow \frac{C_0}{3,467} = 3 \rightarrow C_0 = 10,40$$

Ecuación 15. Cálculo del factor de esfuerzos de un rodamiento

Teniendo en cuenta todos los elementos comentados anteriormente y sumando la geometría establecida del eje que se va a utilizar, los rodamientos escogidos para el prototipo son del tipo de agujas, más específicamente el modelo NA 4902.

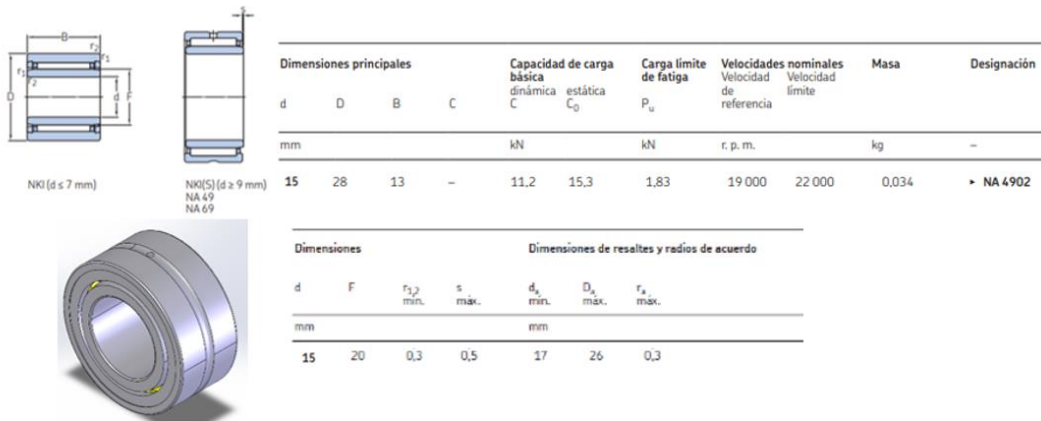


Figura 74. Especificaciones del rodamiento elegido NA 4902

Otro de los aspectos a considerar en la selección de este tipo de componentes es el mecanizado del eje y el agujero que albergarán el rodamiento. Esto es importante sobre todo para evitar vibraciones o rozamientos innecesarios que puedan llegar a afectar la seguridad y la duración de la unión.

Material del soporte ¹⁾	Clases de tolerancia ²⁾		
	Asiento del agujero del soporte ³⁾	Camino de rodadura en el eje	Asiento del eje del aro interior
Acero, fundición	N6	h5	k5
Aleación ligera	R6	h5	k5

Figura 75. Clases de tolerancia del eje y del soporte para casquillos de agujas y rodamientos de agujas autoalineables

Quedando el casquillo de unión entre el rodamiento y el basculante de la siguiente manera:

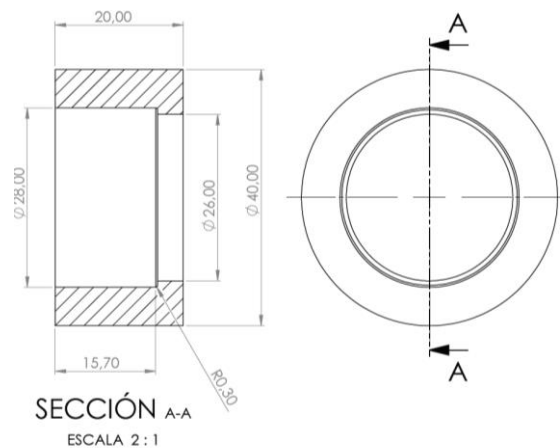
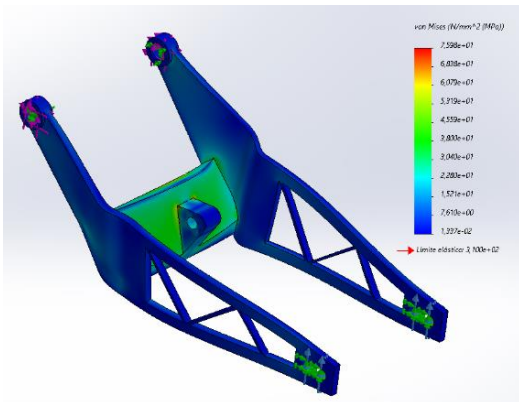


Figura 76. Geometría final del casquillo de unión entre el rodamiento y el brazo del basculante

9.3 Simulaciones finales

9.3.1 Simulación del basculante. Carga vertical.

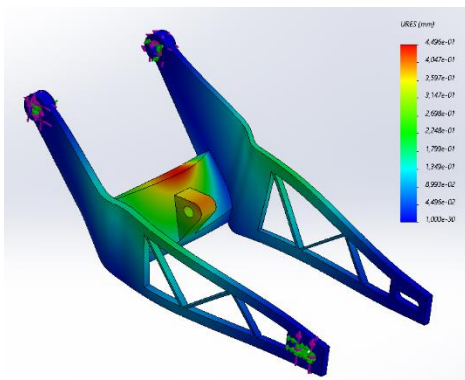
· Tensión de Von Mises



Tensión máxima de 75,98 MPa

Figura 77. Tensiones producidas en el prototipo final provocadas por la aplicación de la carga vertical

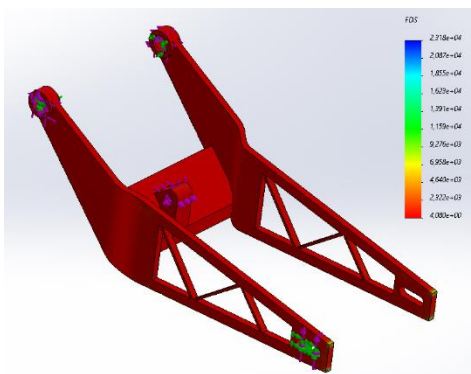
· Deformaciones



Deformación máxima de 0,450 mm

Figura 78. Deformaciones producidas en el prototipo final provocadas por la aplicación de la carga vertical

· Factor de seguridad

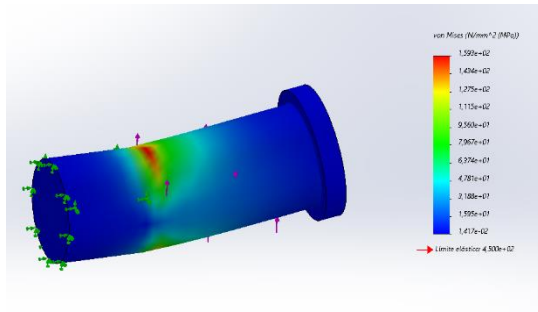


Factor de seguridad mínimo de 4,080

Figura 79. Factor de seguridad producido en el prototipo final provocadas por la aplicación de la carga vertical

9.3.2 Simulación del eje

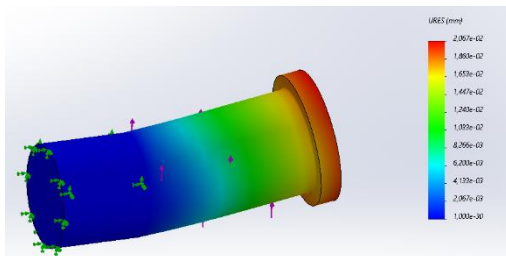
· Tensión de Von Mises



Tensión máxima de 159,3 MPa

Figura 80. Tensiones producidas en el eje final provocadas por la aplicación de la carga vertical

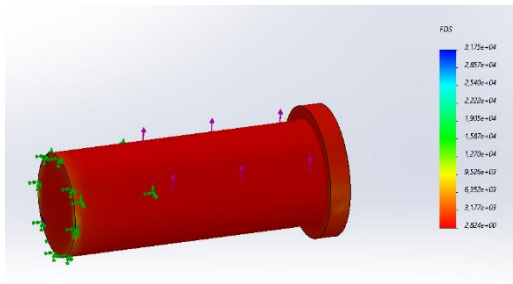
· Deformaciones



Deformación máxima de 0,021 mm

Figura 81. Deformaciones producidas en el eje final provocadas por la aplicación de la carga vertical

· Coeficiente de seguridad



Factor de seguridad mínimo de 2,8

Figura 82. Factor de seguridad producido en el eje final provocadas por la aplicación de la carga vertical

10. Proceso de fabricación

En este punto se desarrollará el proceso que se va a seguir para la fabricación del basculante. Cabe destacar que el equipo EPSA MotoStudiante tiene un patrocinio con dos empresas de mecanizados en Alcoy que serán las encargadas de fabricar el prototipo, y que después de exponerles el proyecto han ayudado a la hora de definir el proceso de fabricación.

En primer lugar hay que exponer las diferentes partes que se van a fabricar:

- Brazos del basculante
- Pieza central

- Refuerzo central
- Anclaje de la suspensión
- Casquillo de unión entre los rodamientos y el basculante
- Eje de pivotamiento

También cabe aclarar, que el tamaño de las chapas que se van a utilizar tienen un espesor normalizado, pero las otras dimensiones son establecidas por el fabricante, ya que estos tienen en su almacén planchas que van utilizando y adaptando.

Para empezar, se fabricarán los brazos, los cuales se realizarán mediante corte láser y doblado de una chapa de aluminio. Para ello, mediante una herramienta de software se establece la forma que tiene el brazo como si no tuviese el doblado y la geometría de los cortes de vaciado de material, descartando la ranura donde va el eje de la rueda trasera. A continuación, se realiza el programa de control numérico y se inserta en la cortadora láser, la cual realiza la silueta preestablecida en una chapa de aluminio de 10x270x590 mm. Cabe destacar, que al tener que realizar un doblado en una etapa posterior, se deja unos centímetros de margen en los laterales para compensar posibles desajustes provocados por esta etapa. Una vez realizada la pieza, se inserta la chapa en una dobladora y se realizan las curvas que tienen los brazos. En este momento, se dejan los brazos apartados, ya que para su finalización se requiere de otros elementos para procurar un mejor ajuste de estos.

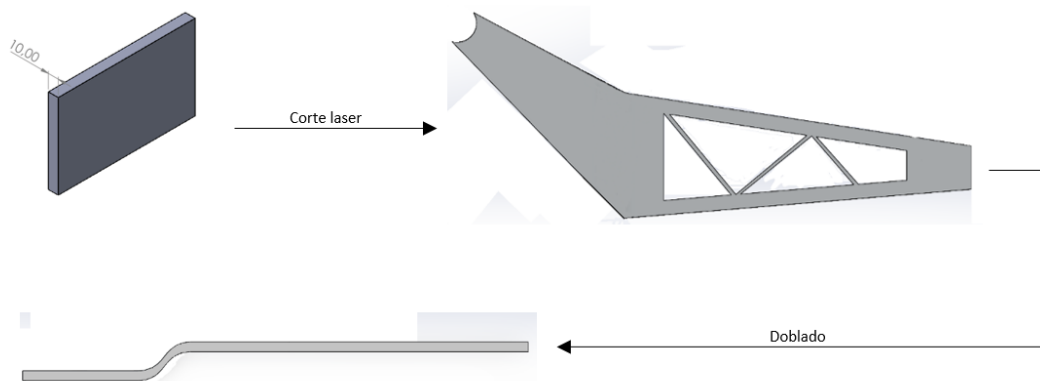


Figura 83. Esquema de fabricación de los brazos del basculante

Los segundos elementos que se van a fabricar son los casquillos de unión entre rodamientos y los brazos. Se parte de un tocho cilíndrico de aluminio de 45 mm de diámetro a la que se le realiza con un torno un cilindrado exterior hasta un diámetro de 41 mm y un refrentado. Para la parte interior, se realizará un taladrado para hacer un orificio en el cilindro y a continuación un cilindrado interior para realizar la geometría requerida. Finalmente, mediante un cilindrado exterior se ajustará el diámetro exterior a los 40 mm, el requerido por el diseño y que se ha dejado para el final para evitar desajustes por dilataciones debido a los aumentos de temperatura de los demás procesos además de eliminar posibles muescas de la superficie de las garras del y se acabara la pieza con un tronzado que deje un casquillo de 20 mm de longitud.

Memoria

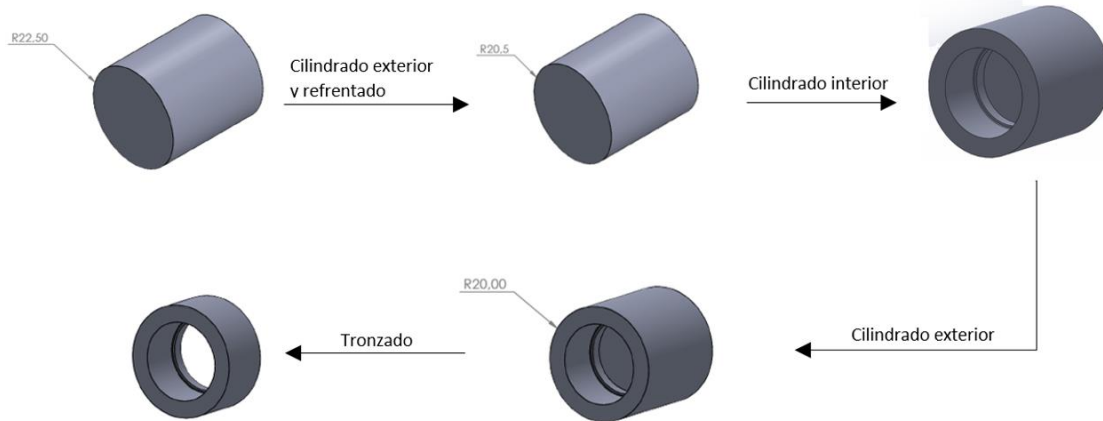


Figura 84. Esquema de fabricación de los casquillos de unión entre los rodamientos y los brazos

Una vez se tienen las uniones entre los rodamientos y los brazos, se procede a la unión entre estos y los brazos mediante soldadura TIG. Al estar unidos todos los elementos laterales, con la distancia entre el punto céntrico del casquillo y del punto central de la ranura del eje de la rueda trasera marcada en los planos, se dispone a realizar este último elemento mediante fresado. Esto permite un mejor ajuste, ya que como se ha comentado anteriormente, si se hubiese realizado la ranura antes del doblado, las posibles contracciones y deformaciones producidas por este proceso podrían haber modificado las distancias y cotas de estos elementos. Finalmente se realiza el último ajuste de la zona trasera del basculante rebajando el material que se había dejado de margen.

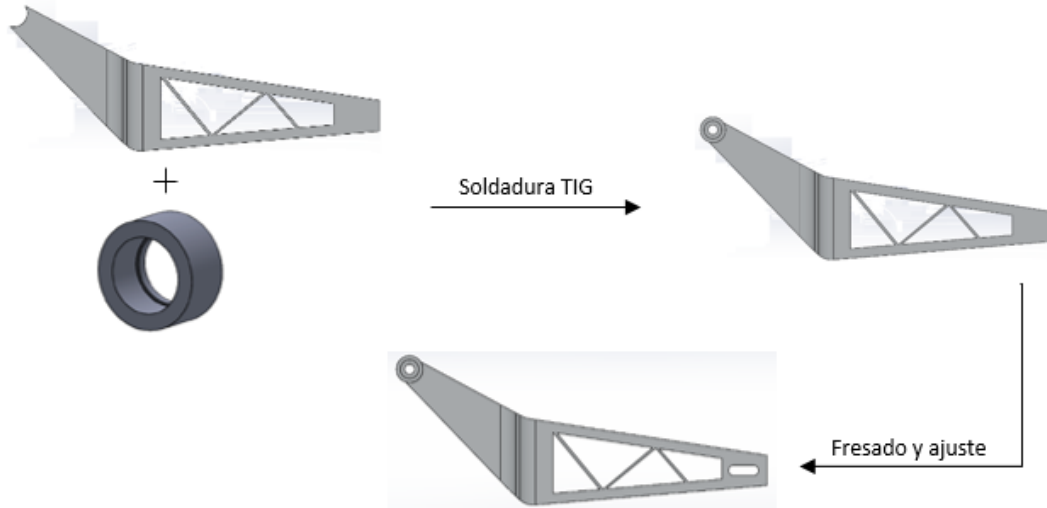


Figura 85. Esquema de fabricación de los casquillos con los brazos

Se procede a explicar la fabricación de la pieza central, formada por el refuerzo central junto al anclaje de la suspensión. Este elemento, tras hablarlo con las empresas, se ha decidido hacerlo como dos piezas independientes y después unirlos mediante soldadura, en vez de mecanizar un bloque macizo de aluminio. De esta manera se ahorra en tiempo de fabricación, ya que se pueden realizar ambas piezas al mismo tiempo en dos CNCs diferentes o incluso las dos piezas por separado en una misma CNC tardaría menos tiempo, y se ahorra dinero, procedente de un bloque muy grande de aluminio y de las horas de luz que gastaría la fresadora CNC. Por tanto, para

la chapa central que se utilizará como refuerzo, se partirá de una chapa de aluminio 6082 T6 de 20x240x110 mm, a la que en primer lugar se le efectuará uno o varios cortes, dependiendo del tamaño de chapa inicial, para dejarla en la dimensión requerida. Posteriormente se realiza el programa de la CNC. Ya en la fresadora, se le hará un laminado hasta dejarla de un espesor de 15 mm. Este rebaje se realiza debido a que la empresa utiliza chapas que tienen en su almacén, y así se eliminan posibles imperfecciones por el transporte y apilamiento de estas. En cuanto al espesor de 20 mm, se elige este ya que es la chapa normalizada inmediatamente superior a la de 15 mm. Una vez se tiene la chapa preparada, se mecanizan las curvas del diseño y finalmente para la parte inclinada se hará un biselado ya que el ángulo de dicha operación es de 45º, lo que facilita mecanizado.

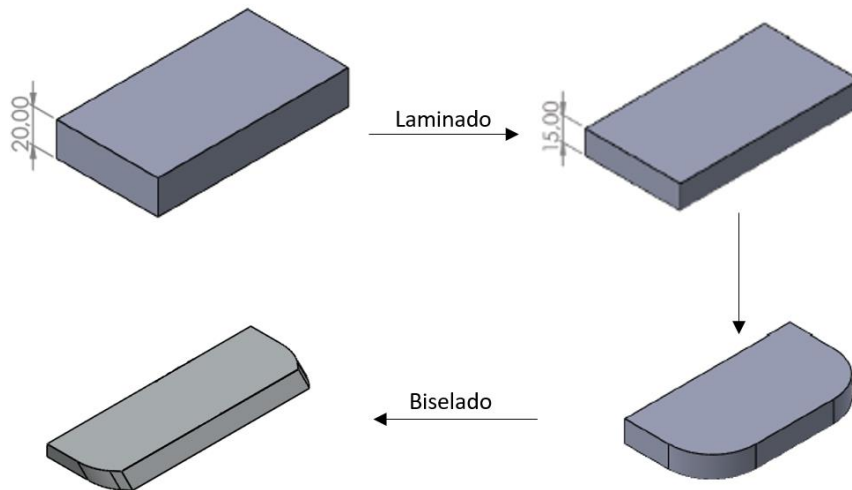


Figura 86. Esquema de fabricación del refuerzo central

En cuanto al anclaje de la suspensión, se parte de una barra cuadrada de 60x60 mm la cual se corta para tener un espesor de 30 mm. A continuación se realiza el programa de la CNC. El proceso es el siguiente, se dispone la barra cuadrada con la superficie de 60x60 mm en la bancada de la fresa y se mecaniza la forma exterior de la pieza. Una vez se tiene la forma base, se realizan diversos taladros, cada vez de diámetros más grandes hasta obtener un orificio de 15 mm.

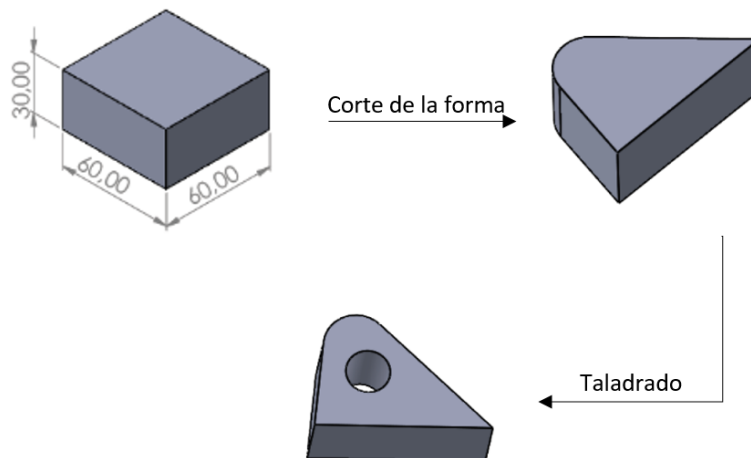


Figura 87. Esquema de fabricación del anclaje de la suspensión

La unió de los dos elements de la peça central, se produirà mitjançant soldadura TIG.

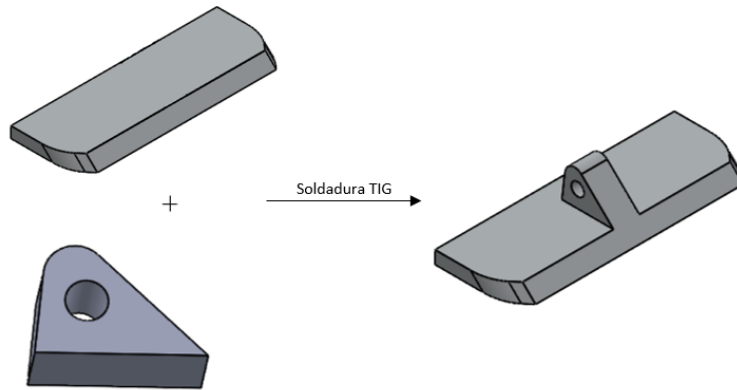


Figura 88. Esquema central de la pieza central

Con todas las partes del basculante ya fabricadas, se unirán los brazos con la pieza central mediante soldadura TIG dando por concluida la fabricación del basculante.

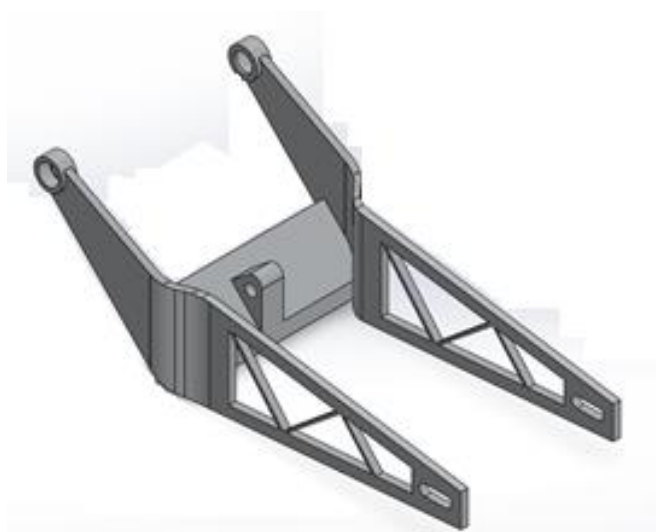


Figura 89. Diseño final del basculante

Finalmente se realizará la explicación de la fabricación de los ejes de pivotamiento. Esta al ser una pieza cilíndrica de muy poca complejidad se realizará en un torno manual, abaratando los costes. Se parte de un cilindro de acero S450J0 de 22 mm de diámetro. En primer lugar se rebaja mediante un cilindrado el diámetro a 19 mm, que es la medida que ha de tener la parte del eje que sirve de soporte para el rodamiento. A continuación, se llevará a cabo otro cilindrado para adquirir el diámetro de 15 mm perteneciente al diámetro interior del rodamiento. Para finalizar el eje se realizará un tronzado y adquiriendo la pieza deseada.

Memoria

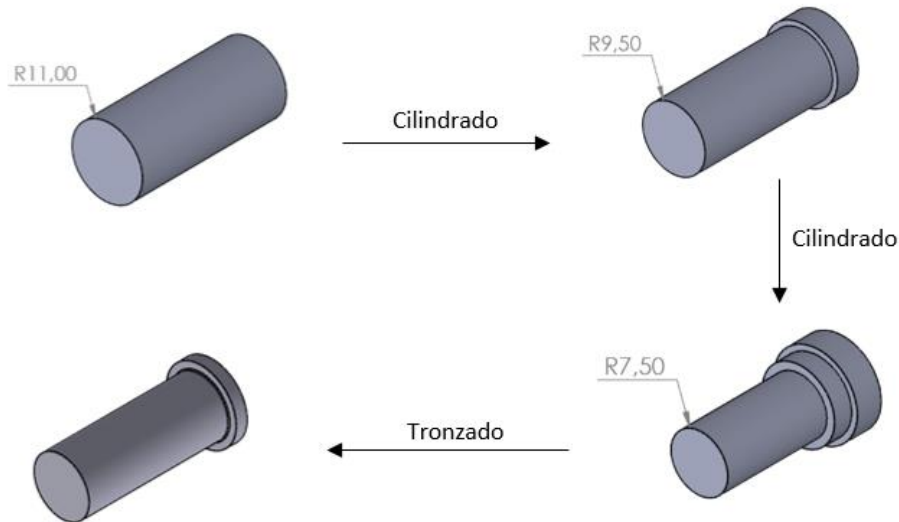


Figura 90. Esquema de fabricaci3n de los ejes

11. Presupuesto

Para la realizaci3n del presupuesto, se ha tenido en cuenta la subcontrataci3n las dos empresas de mecanizaci3n de Alcoy, las cuales como se ha comentado anteriormente realizar3n el 100 % del prototipo. Por tanto, los precios y datos propuestos se han obtenido de la informaci3n proporcionada por dichas empresas, tanto de precio de material, de mano de obra y fabricaci3n. El precio de los elementos auxiliares como los rodamientos, se han adquirido de la lista de precios de SKF.

Para una mejor ordenaci3n, se ha dividido el presupuesto en diversos apartados o partidas. En este punto solo se expondr3 el precio total de cada uno de los apartados que se exponen a continuaci3n:

1. Materia prima: se define el tipo y la cantidad de material utilizado.
2. Mano de obra: se trata del precio de fabricaci3n del prototipo, en el cual se tiene en cuenta el tipo/s de procesos que se utiliza para cada pieza, as3 como la duraci3n de este.
3. Elementos estandarizados: se definen los elementos auxiliares que se han de adquirir mediante cat3logo.

Nº de partida	Partida	Precio
1	Materia prima	677,50
2	Mano de obra	117,29
3	Elementos estandarizados	76,06
Presupuesto total		870,85

Tabla 14. Precios parciales y total del proyecto

Para visualizar el desglose de estos apartados se deberá revisar el documento "PRESUPUESTO"

El total del presupuesto ascenderá a **OCHOCIENTOS SETENTA CON OCHENTA Y CINCO CENTIMOS**.

12. Conclusiones

En el presente proyecto se ha conseguido completar de manera satisfactoria el objetivo de desarrollar el basculante y el sistema de suspensión de la próxima motocicleta que participará en la competición de Motostudent de 2023.

Se han utilizado los conocimientos adquiridos durante el transcurso del Grado de Ingeniería Mecánica, haciendo uso de metodologías de diseño, programas, utilización de catálogos técnicos y métodos de cálculos entre otros, cursados y explicados en diferentes asignaturas.

En cuanto al objeto de estudio, se han planteado unos objetivos a cumplir, derivados de las exigencias de la competición, la cual se ha definido en que consiste y todas las fases que la componen. Además, a lo largo del proyecto se ha reflejado la figura de la motocicleta desde un punto de vista técnico, definiendo las partes que forman el tren trasero de una motocicleta y los parámetros geométricos y de esfuerzos que les afectan.

Entrando de lleno en el basculante y el sistema de suspensión, se han realizado varias propuestas de ambos elementos y se han analizado y comparado ante diferentes situaciones a las que se van a enfrentar, eligiendo aquellas que mejor se adaptaban a las especificaciones requeridas en cuanto a cargas. También se han elegido y desarrollado los elementos auxiliares que afectan al tren trasero como pueden ser los rodamientos, mediante el catálogo de SKF y los ejes, el cual se ha conseguido eliminar el eje pasante mejorando el espacio útil para el posicionamiento de otros elementos.

Se ha llevado a cabo la selección de material para procurar obtener unos resultados en cuanto a ligereza y seguridad aceptables. En este caso la utilización de materiales con unas muy buenas características mecánicas, además de herramientas de fabricación que permiten unos resultados de mecanización altos, han provocado que el precio sea un poco elevado, pero lo compensan las buenas propiedades del prototipo.

De esta manera, se puede afirmar que se han alcanzado los objetivos principales planteados para este proyecto:

1. Se ha realizado un prototipo que entra dentro de las restricciones de la competición.
2. Consigue aguantar los esfuerzos que ha de soportar en las pruebas de seguridad realizadas por la competición y a la hora de la conducción.
3. La geometría establecida en el prototipo así como la eliminación del eje pasante permite un mejor ajuste de los elementos y por tanto un mejor reparto de las masas.
4. Se ha reducido notablemente el peso del basculante del prototipo anterior el cual tenía una masa de aproximadamente 4 Kg y el actual de unos 3Kg.

